

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Транспортне машинобудування

№ 5 (1227) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2017

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 5 (1227). – 192 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України (**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. 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.;
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, д-р техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: А. І. Бондаренко, д-р техн. наук, доц.

Члени редколегії: Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.; В. В. Дущенко, д-р техн. наук, проф.;
В. С. Івашко, д-р техн. наук, проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.;
Д. М. Клец, д-р техн. наук, доц.; В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.;
І. В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.; В. О. Пильов, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.;
М. Руцкий, д-р техн. наук, проф.

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Транспортне машинобудування», індексується в наукометричних базах **WorldCat i Google Scholar** i включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 4 від 28 квітня 2017 р.

О. М. АГАПОВ, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, Н. В. ПАВЛІЙ, А. Д. ГАЛУЦЬКИХ

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА КОЛЕСА ТРАКТОРНОГО ПОТЯГУ. РІВНЯННЯ РУХУ ТРАКТОРНОГО ПОТЯГУ

Запропонована динамічна модель для розрахунку пов'язаних вертикальних, продольно-кутових коливань тракторного потягу в складі трактора та напівпричепа, а також крутих коливань коліс, трансмісії та двигуна, яка дозволить провести розрахунок навантажень та крутих моментів, які діють на колеса трактора та на півпричепа, прогинань ресор та навантажень у з'єднанні трактора з напівприцепом. Складене рівняння руху тракторного потягу використовується в розрахунку динамічних навантажень та крутих моментів, які діють на колеса тракторного потягу в складі трактора та напівпричепа під час його руху по горизонтальному ґрунту.

Ключові слова: трактор, причеп, тракторний потяг, динамічна модель, коливання, крутий момент.

Предложена динамическая модель для расчета связанных вертикальных, продольно-угловых колебаний тракторного поезда в составе трактора и полуприцепа, а также крутящих колебаний колес, трансмиссии и двигателя, которая позволит провести расчет нагрузок и крутящих моментов, действующих на колеса трактора и на полуприцеп, прогибов ресор и нагрузок в соединении трактора с полуприцепом. Составлено уравнение движения тракторного поезда используется в расчете динамических нагрузок и крутящих моментов, действующих на колеса тракторного поезда в составе трактора и полуприцепа во время его движения по горизонтальному ґрунту.

Ключевые слова: трактор, причеп, тракторный поезд, динамическая модель, колебания, крутящий момент.

The offered dynamic model is for the calculation of the constrained vertical, Longitudinally – corner vibrations of tractor train in composition of tractor and semitrailer, and also trailer vibrations of wheels, transmission and engine, that to allow to conduct the calculation of loading and trailer moments that operate on the wheels of tractor and on a half-trailer, bending of springs and loading in connection of tractor with a semitrailer. The worked out equation of motion of tractor train is used in the calculation of the dynamic loading and trailer moments that operate on the wheels of tractor train in composition of tractor and semitrailer during his motion on horizontal soil.

Keywords: tractor, twisting, tractor train, dynamic model, oscillation, trailer moment.

Вступ.

Питанню вибору динамічної моделі та складенню рівнянь руху для розрахунку динамічних навантажень та крутих моментів, які діють на колеса автомобілів та тракторів присвячено ряд праць [1- 9, та інші]. Багато авторів розглядають для розрахунку динамічних навантажень вертикальні та подовжно-кутові коливання корпусу трактора без урахування крутих коливань коліс, а коливання крутного моменту, як приріст моменту опору кочення колеса в наслідок коливань вертикальних реакцій на колеса [7].

У праці [4] розглянуті пов'язані коливання корпусу трактора у вертикальній подовжній площині та круті коливання коліс та трансмісії, але динамічні складові крутих моментів визначаються як сума приросту моменту опору коченню та горизонтальної складової сили опору знаряддя.

У праці [5] розглядаються пов'язані коливання остову трактора в продольній площині та крутих коливань трансмісії, але при цьому не ураховується вплив дисипативних моментів в шинах та буксування коліс.

У праці [2] показано, що головною причиною виникнення динамічних крутих моментів є кінематичне розузгодження коліс та опорної поверхні в наслідок зміни радіуса кочення коліс та запропоновано лінійне диференціальне рівняння для розрахунку коливань крутих моментів. Але при цьому не врахований вплив буксування та дисипативних сил моментів в шинах.

У праці [3] експериментально показане, що між вертикальними коливаннями трактори і коливаннями крутного моменту є нелінійна залежність.

Мета досліджень

Мета досліджень – розвинути запропоновані раніш методи розрахунку динамічних навантажень тракторного потягу та вивести рівняння його руху в розрахунках динамічних навантажень та крутих моментів, що діють на колеса тракторного потягу в складі трактора та напівпричепа під час його руху по горизонтальному ґрунту.

Результати та їх обговорення

На нашу думку причиною коливань крутих моментів є кінематичне розузгодження коліс та опорної поверхні, внаслідок зміни динамічного радіуса колеса, буксування коліс, а також коливання сили опору знаряддя та сили опору кочення трактора, крутих коливань двигуна і трансмісії та продольних коливань трактори.

У праці [10] запропонована динамічна модель для розрахунку пов'язаних вертикальних, продольно-кутових коливань тракторного потягу в складі трактора 4K4 та напівпричепа, а також крутих коливань коліс, трансмісії та двигуна трактора, яка дозволить провести розрахунок навантажень та крутих моментів, які діють на колеса трактора та на пів причепа, прогинань ресор та навантажень у з'єднанні трактора з напівприцепом. Ураховуючи, що під година руху трактора з напівприцепом, як правило включають один ведучий міст, а другий міст включають на важкій слизький дорозі, де в наслідок буксування коліс згладжуються коливання крутного моменту, запропоновану в праці [10] динамічну модель можливо спростити. Динамічна модель тракторного потягу в складі трактора з заднім ведучим мостом та напівпричепа приведена на рис.1 та рис.2.

При складанні динамічної моделі зроблені

наступні припущення:

1. Включений один задній міст.
2. Впливи поперечних коливань трактора не враховуються.
3. З'єднання трактора з напівприцепом виконано у вигляді жорсткого шарніру.

4. Вплив крутих коливань ведучих коліс та напівприцепа не враховується, в наслідок малості моментів інерції.

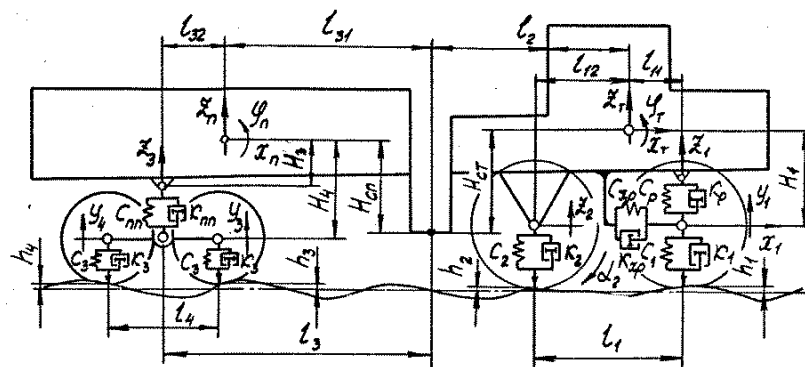


Рис. 1 – Розрахункова модель тракторного потягу для складання рівнянь коливання трактора та напівприцепа у вертикальній подовжній площині

5. Сілі пружного опору шин вважаємо лінійно залежними від їх прогинів. Коефіцієнти демпфірування шин можуть бути прийнятими постійними при домінуючій частоті коливань, чи залежними від частоти коливань.
6. Приймаємо крутильні коливання трактора як трьох масову систему, оскільки дана модель призначена для розрахунку низькочастотних коливань, які мають обурення у контакті колеса з ґрунтом.

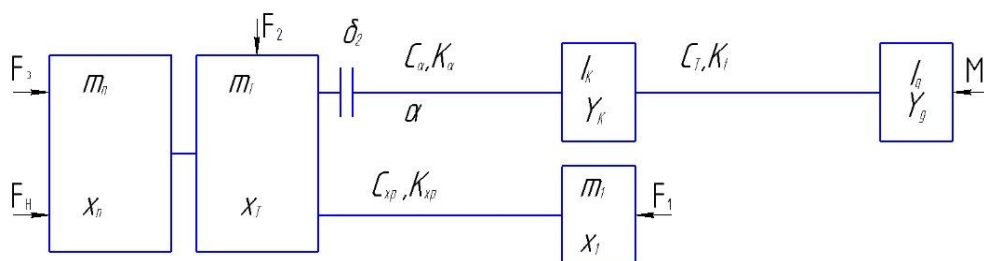


Рис. 2 – Розрахункова модель тракторного потягу для складання крутих коливань трансмісії трактора та подовжних коливань тракторного потягу

Приймаємо наступні позначення:

$C_{i\delta}$, K_i ($i=1, 2, 3, 4$) відповідно жорсткість та коефіцієнт демпфірування i -тої шини трактора при радіальній деформації;

K_{y2} , K_{x2} – жорсткість та коефіцієнт демпфірування шин ведучого колеса при окружній деформації;

C_{np} , K_{np} – жорсткість та коефіцієнт демпфірування підвіски напівприцепа;

C_t , K_t – жорсткість та коефіцієнт демпфірування трансмісії трактора;

C_{yp} , K_{yp} – жорсткість та коефіцієнт демпфірування передньої підвіски трактора при вертикальних коливаннях;

C_{xp} , K_{xp} – жорсткість та коефіцієнт демпфірування передньої підвіски трактора при продовжних коливаннях;

I_t , I_{np} , I_d – відповідно моменти та інерції трактора, напівприцепа та двигуна;

m_t , m_{np} – маса трактора та напівприцепа;

m_{mt} , m_{mp} – маса переднього моста трактора та моста напівприцепа;

h_i ($i=1, 2, 3, 4$) – висота нерівномірності шляху під i -тим колесом;

x_m , x_t , x_{np} – відповідно динамічні складові переміщень переднього моста, трактора, та напівприцепа;

Y_i ($i=1, 2, 3, 4$) – вертикальні переміщення i -того колеса;

Z_i ($i=1, 2, 3, 4$) – вертикальні переміщення рами трактора та напівпричепа над i -тим колесом;

Z_t, Z_p – вертикальні переміщення центрів тяжкості трактора та напівпричепа;

$\varphi_t, \varphi_p, \varphi_k, \varphi_d$ – відповідно динамічні складові кутових перемішень трактора, напівпричепа, ведучого колеса та двигуна;

α_{sh} – динамічна складова кута закрутки шини;

X_{zt}, X_{zp} – горизонтальні реакції в з'єднанні, які діють на трактор на напівпричеп;

Y_{zt}, Y_{zp} – вертикальні реакції в з'єднанні, які діють на трактор на напівпричеп;

ΔM_d – динамічна складова крутного моменту двигуна;

δ_6 – буксування ведучого колеса;

f – коефіцієнт опору коченню коліс;

F_i ($i=1, 2, 3, 4$) – сила опору коченню i -того колеса;

r_{qi} ($i=1, 2, 3, 4$) – динамічний радіус i -того колеса.

Рівняння динаміки, які составленные в соответствии с предлагаемой моделью приведены ниже:

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = -K_m \cdot (\varphi_d - \varphi_k) - C_m \cdot (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) + \Delta M_d; \quad (1)$$

$$I_{k2} \cdot \ddot{\varphi}_d = K_m \cdot (\varphi_d - \varphi_k) + C_m \cdot (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) - 2 \cdot K_{\alpha sh} \cdot \dot{\alpha}_{sh} - 2 \cdot C_{\alpha sh} \cdot \alpha_{sh}; \quad (2)$$

$$m_m \cdot \ddot{X}_m = \frac{2}{r_g} (K_{\alpha sh} \cdot \dot{\alpha}_{sh} + C_{\alpha sh} \cdot \alpha_{sh}) - 2 \cdot K_{xp} (\dot{X}_m - \dot{X}_m) - 2 C_{xp} (X_m - X_m) - 2f[K_2(\dot{Z}_2 - \dot{h}_2) + C_2(Z_2 - h_2)] + X_{zm}; \quad (3)$$

$$m_n \ddot{X}_n = -2f[K_3(\dot{Y}_3 + \dot{Y}_4 - \dot{h}_3 - \dot{h}_4) + C_3(Y_3 + Y_4 - h_3 - h_4)] + X_{zn}; \quad (4)$$

$$m_m \ddot{X}_m = 2K_{xp}(\dot{X}_{xp} - \dot{X}_1) + 2C_{xp}(X_m - X_1) - 2f[K_1(\dot{Z}_1 - \dot{h}_1) + c_1(Z_1 - h_1)]; \quad (5)$$

$$m_m \ddot{Y}_m = 2K_{yp}(\dot{Z}_1 - \dot{Y}_1) + 2C_{yp}(Z_1 - Y_1) - 2K_1(\dot{Y}_1 - \dot{h}_1) - 2C_1(Y_1 - h_1); \quad (6)$$

$$m_m \ddot{Z}_m = -2K_{yp}(\dot{Z}_1 - \dot{Y}_1) + 2C_{yp}(Z_1 - Y_1) - 2K_2(\dot{Z}_2 - \dot{h}_2) - 2C_1(Z_2 - h_2) - 2C_2(Z_2 - h_2) + Z_{zm} \quad (7)$$

$$I_m \ddot{\varphi}_m = -2K_{yp}(\dot{Z}_1 - \dot{Y}_1)r_{q1} - 2C_{yp}(Z_1 - Y_1)r_{q1} + 2K_2(\dot{Z}_2 - \dot{h}_2)r_{q2} + 2C_1(Z_2 - h_2)r_{q2} - 2K_{xp}(\dot{X}_m - \dot{X}_1)h_1 - 2C_{xp}(X_m - X_1)h_1 + 2K_{\alpha sh} \alpha_{sh} h_2 - 2C_{\alpha sh} \alpha_{sh} h_2 - Z_{zm}r_{q2} + X_{zm}h_{zm} \quad (8)$$

$$m_n \ddot{Z}_n = -2K_{nn} \left(\dot{Z}_3 - \frac{\dot{Y}_3 + \dot{Y}_4}{2} \right) - 2C_{nn} \left(Z_3 - \frac{Y_3 + Y_4}{2} \right) + Z_{zn}; \quad (9)$$

$$I_n \ddot{\varphi}_n = 2K_{nn} \left(\dot{Z}_3 - \frac{\dot{Y}_3 + \dot{Y}_4}{2} \right) p_{q3} + 2C_{nn} \left(Z_3 - \frac{Y_3 + Y_4}{2} \right) h_{q3} + 2fF_3[K_3(\dot{Y}_3 + \dot{Y}_4 - \dot{h}_3 - \dot{h}_4) + C_3(Y_3 + Y_4 - h_3 - h_4)] + Z_{zn}h_{q3} + X_{zn}X_{zn} \quad (10)$$

$$m_{nn}(\ddot{Y}_3 + \ddot{Y}_4) = -K_3(\dot{Y}_3 + \dot{Y}_4 - \dot{h}_3 - \dot{h}_4) - C_3(Y_3 + Y_4 - h_3 - h_4) - K_{nn} \left(\frac{\dot{Y}_3 + \dot{Y}_4}{2} - \dot{Z}_3 \right) - C_{nn} \left(\frac{Y_3 + Y_4}{2} - Z_3 \right) \quad (11)$$

$$m_3(\ddot{Y}_3 + \ddot{Y}_4) = \left(K_3 + f \frac{2H_4}{l_4} \right) (\dot{Y}_4 - \dot{h}_4) + \left(C_3 - f \frac{2H_4}{l_4} \right) (Y_4 - h_4) - \left(K_3 - f \frac{2H_4}{l_4} \right) (\dot{Y}_3 - \dot{h}_3) - \left(C_3 - f \frac{2H_4}{l_4} \right) (Y_3 - h_3) \quad (12)$$

Представлені 12 рівнянь руху містять 20 невідомих змінних. Одну з них можна визначити, користуючись відомими рівняннями руху двигуна з

регулятором [4]. Крім того, запишемо 7 рівнянь геометричного, кінематичного і силового зв'язку.

Рівняння геометричного зв'язку :

$$Z_m = \frac{Z_1 Y_1 + Z_2 Y_2}{Y_1 \cdot Y_2}; \quad (13)$$

$$\varphi_m = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1}; \quad (14)$$

$$Z_n = \frac{[-Z_1(Y_1 - l_{12}) + Z_2(l_2 - l_{11})] + l_{32}Z_3l_1l_{31}}{l_1l_3}, \quad (15)$$

$$\varphi_n = \frac{[-Z_1(l_2 - l_{12}) + Z_2(l_2 - l_{11})] - Z_3l_1}{l_1l_3}, \quad (16)$$

Рівняння кінематичного зв'язку кочення колеса по ґрунтовому фону:

$$\frac{V_0 + \dot{X}_m}{1 - \delta_6} = (\omega_0 + \dot{\varphi}_2 - \dot{\alpha}_{in})r_{g2}; \quad (17)$$

де $r_{g2} = (r_{g0} + Z_2 - h_2)t_y \arccos \frac{r_{g0} + Z_2 - h_2}{r}$;

r_{g0} – математичне очікування динамічного радіусу провідного колеса;

δ_6 – буксування колеса, визначаємо по наступній емпіричній формулі [7]:

$$\delta_6 = \frac{1}{B} \left[L - \left(D - \frac{P_{k2}}{Q_2} \right) \right]; \quad (18)$$

$P_{k2} = P_{k02} + K_{\alpha 2} \alpha_2 + C_{\alpha 2} \alpha_2$ – дотична сила тяги на ведучому колесі;

$Q_2 = Q_{02} - K_2(Z_2 - h_2) - C_2(Z_1 - h_2)$ – радіальне навантаження на ведуче колесо.

P_{k02} і Q_{02} – відповідно, математичне очікування дотичної сили тяги і радіального навантаження на провідному колесі.

Рівняння силового зв'язку складемо з умови взаємодії трактора і напівпричепа в зчепленні. Якщо прийняти допущення, що шарнір зчеплення жорсткий і не має проміжку, рівняння силового зв'язку мають вигляд:

$$Z_{cn} + Z_{cm} = 0; \quad (19)$$

$$X_{cn} + X_{cm} = 0. \quad (20)$$

Висновок

Складене рівняння руху тракторного потягу використовується в розрахунку динамічних навантажень та крутних моментів, які діють на колеса тракторного потягу в складі трактора та напівпричепа під час його руху по горизонтальному ґрунту.

Список літератури

1. Барский И.Б. Анилович В.Я., Кутков Б.И. Динамика трактора. М., «Машиностроение», 1973, с.126-276
2. Гернензон М.М., Опрышко В.Ф. Продольные силы, возникающие при колебаниях колеса автомобиля. Механика пневматических шин. Сб.науч.трдов. М., НИИШИ, 1974, с.171-173
3. Ковицкий В.И., Кольцов В.И., Роцин А.А. Статистическая оценка вертикальной реакции на колесо и крутящего момента

на полуоси автомобиля. – «Автомобильная промышленность», №4 1978, с.25-28.

4. Кожуханцев А.Н. Движение колесного трактора с учетом его вертикальных и горизонтальных колебаний. Труды НАТИ, вып.236, М., 1975, с.21-34.
5. Семенов В.М., Кондрашкин С.Н. О динамике колебательной системы со многими степенями свободы. – «Автомобильная промышленность», №4 1976, с.21-23.
6. Кубеков Г.М., Кожуханцев А.Н. Расчетная схема вертикальных колебаний остова трактора с учетом колебаний в системе поддрессирования и силовом приводе – Трактора и с.х. машины, 1980, №11, с.6-9.
7. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972, с.192.
8. Шуляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М., «Транспорт», 1974, 328с.
9. Краснокутский В.М., Шепеленко И.Г., Чичинюк В.Л. Моделирование поперечных колебаний трюк-модульного транспортного засоба. Автомобильный транспорт: Сборник научных работ. – Вып. 9 – Х.: ХНАДУ. – 2002. – С.94-96.

References (transliterated)

1. Barsky I. B. Anilovich V. J., Kutkov B. I. The dynamics of the tractor. Moscow, "Mechanical Engineering", 1973 pp.126-276
2. Gernenzon M. M. Opryshko V. F. Longitudinal forces due to vibrations of the car wheel. The mechanics of pneumatic tires. Sb.nauch.trdov. Moscow, NIISHI 1974, pp.171-173
3. Kovitsky V. I., V. I. Koltsov, A. A. Roshchin Statistical evaluation of the vertical reaction at the wheel and the torque on the half avtomobilya. - "The automotive industry", No.4 1978 pp.25-28.
4. A. N Kozhuhantsev wheeled tractor movement because of its vertical and horizontal vibrations. Proceedings of NATI, vyp.236, Moscow, 1975, pp.21-34.
5. Semenov V. M. Kondrashkin S. N. .. Vibrational dynamics of a system with many degrees of freedom. "-" The automotive industry », No. 4 1976, pp.21-23.
6. Kubekov G. M., A. N. Kozhuhantsev Diagram of vertical oscillations of the core of the tractor, taking into account fluctuations in the suspension system and the power drive - Tractors and SH Machine, 1980, No. 11, pp.6-9.
7. Silaev A. A. Spectral theory of cushioning the agriculture mashin. Moscow, "Engineering", 1972, pp. 192.
8. Shuplyakov V. S. The vibrations and loading of the vehicle transmission. Moscow, "Transport", 1974. 328 pp.
9. Krasnokutsky V. M. Shepelenko I. G., Chichinyuk V. L. Modelyuvannya povzdovzhnih Oscillations troh- modular transport zasobu. Avtomobilny transport: Zbirnik Naukova Pratsen. - Vip. 9 - H.: HNADU. - 2002. - pp. 94-96.

Надійшла (received) 31.01.2017

Бібліографічні описи/ Библиографические описания/ Bibliographic descriptions

Методика розрахунку динамічних навантажень, які діють на колеса тракторного потягу. Рівняння руху тракторного потягу/ О. М. Агапов, В. М. Краснокутський, Н. В. Павлій, А. Д. Галуцьких // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2017. – № 5 (1227). – С. 3-7. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 978-617-687-065-5.

Методика расчета динамических нагрузок, которые действуют на колеса тракторного поезда. Уравнение движения тракторного поезда/ О. Н. Агапов, В. Н. Краснокутский, Н. В. Павлий, А. Д. Галуцких // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 5 (1227). - С. 3-7. - Библиогр.: 9 названий. - ISSN 978-617-687-065-5.

Methods of calculating the dynamic loads acting on the wheels of the tractor train. The equation of motion of the tractor train / O. M. Agapov, V. N. Krasnokutsky, N. V. Pavlov, A. D. Galutsky // Vestnik NTU "KhPI". Series: Transport engineering. - Kharkov.: NTU "KhPI", 2017. - No. 5 (1227). - P. 3-7. - Bibliogr.: 9 titles. - ISSN 978-617-687-065-5.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Агапов Олег Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле-і тракторобудування»; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: agapovoleg@gmail.com.

Агапов Олег Николаевич - кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Автомобиле-и тракторостроения»; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: agapovoleg@gmail.com.

Agapov Oleg Nikolaevich - candidate of technical sciences, National Technical University 'Kharkov Polytechnic Institute "Associate Professor" Automotive and tractor "; tel.: (057) 70-76-4-64; e mail: agapovoleg@gmail.com.

Краснокутський Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле-і тракторобудування»; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: penza55kvn62kvn@ukr.net.

Краснокутский Владимир Николаевич - кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Автомобиле-и тракторостроения»; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: penza55kvn62kvn@ukr.net.

Krasnokutskiy Vladimir Nikolaevich - candidate of technical sciences, Associate Professor, National Technical University 'Kharkov Polytechnic Institute "Associate Professor" Automotive and tractor "; tel.: (057) 70-76-4-64; e mail: penza55kvn62kvn@ukr.net.

Павлій Ніна Володимирівна – доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле-і тракторобудування»; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: nina_pavliy@meta.ua.

Павлий Нина Владимировна - доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Автомобиле-и тракторостроения»; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: nina_pavliy@meta.ua.

Pavliy Nina Vladimirovna - Associate Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", an assistant professor of "Automobile and Tractor"; tel.: (057) 70-76-4-64; e-mail: nina_pavliy@meta.ua.

Галуцких Анатолій Данилович – завідувач лабораторії, «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Автомобіле-і тракторобудування»; тел.: (057) 70-76-4-64.

Галуцких Анатолий Данилович - заведующий лабораторией, «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Автомобиле-и тракторостроения»; тел.: (057) 70-76-4-64.

Halutskyh Anatoly Danilovich - head of the laboratory, "Kharkov Polytechnic Institute", the assistant of "Automotive and tractor"; tel.: (057) 70-76-4-64.

А. І. БОНДАРЕНКО, Д. М. КЛЕЦ, В. Ю. ТКАЧОВ

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ШИРОТНО-ІМПУЛЬСНОЇ МОДУЛЯЦІЇ ПРИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ

В роботі на прикладі антиблокувальної системи виконано аналіз можливості використання широтно-імпульсної модуляції при автоматизації процесу гальмування автомобілів. Проаналізовано існуючі способи модуляції тиску, виявлено позитивні та негативні властивості кожного із них, сформульовані рекомендації щодо їх удосконалення, розкрито характер зміни приводного тиску при керованій пульсації, можливі витрати стислого повітря при модуляції тиску, а також вплив на якість регулювання.

Ключові слова: антиблокувальна система, широтно-імпульсна модуляція, модулятор тиску, витрата стислого повітря, релейний спосіб модуляції.

В работе на примере антиблокировочной системы выполнен анализ возможности использования широтно-импульсной модуляции при автоматизации процесса торможения автомобилей. Проанализированы существующие способы модуляции давления, выявлены положительные и отрицательные свойства каждого из них, сформулированы рекомендации относительно их усовершенствования, раскрыт характер изменения приводного давления при управляемой пульсации, возможные расходы сжатого воздуха при модуляции давления, а также влияние на качество регулирования.

Ключевые слова: антиблокировочная система, широтно-импульсная модуляция, модулятор давления, расход сжатого воздуха, релейный способ модуляции.

Analysis of possibilities for the use of pulse width modulation in the automation braking process self-propelled machines (for example, anti-lock system) has been done in this scientific paper. Existing methods of modulating pressure were analyzed, positive and negative characteristics of each of them were detected, recommendations as to their improvement were formulated, the nature of the change in the controlled drive pressure pulsations, the possible costs of compressed air at the pressure modulation, and the influence on the quality of regulation was disclosed.

Keywords: anti-lock system, pulse width modulation, the modulator of pressure, compressed air consumption, relay method of modulation.

Вступ. Перші патенти на антиблокувальні системи (АБС) з'явилися ще в кінці 20 років 20 століття, серійне оснащення легкових та вантажних автомобілів АБС розпочалося в 1969 р., колісних тракторів в 2010 р. Проте на теперішній час все ще залишається актуальним питання стосовно вибору способу модуляції тиску в АБС для самохідних машин з пневматичним гальмівним приводом.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Модуляція тиску в гальмівному приводі автомобілів при роботі АБС згідно літературних даних [1] може виконуватися одним з трьох способів: релейним, з керованою пульсацією та лінійним безперервним.

Найпоширенішим, як зауважують автори роботи [2], на теперішній час є багатофазний нерелейний спосіб модуляції тиску. Нажаль, інформація щодо алгоритму функціонування нерелейних способів модуляції тиску, які застосовують іноземні компанії відсутня.

У роботі [1] доведена можливість застосування широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) (керована пульсація), котра може забезпечити більші адаптивні властивості АБС і, відповідно, вищу якість регулювання при достатньо простій конструкції модулятора тиску, що підтверджується і в роботі [3], проте, у якості основного недоліку зазначається підвищення витрати запасів стислого повітря в процесі модуляції.

Кожен з наведених способів модуляції: релейний, з керованою пульсацією, лінійний безперервний та нерелейний має як свої недоліки так і переваги.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз можливості використання ШІМ при автоматизації процесу гальмування автомобілів.

Для цього необхідно проаналізувати існуючі способи модуляції тиску в АБС, виявити позитивні та негативні властивості кожного із них, сформулювати рекомендації щодо їх удосконалення, розкрити характер зміни приводного тиску при керованій пульсації, можливі витрати стислого повітря при модуляції тиску, а також вплив на якість регулювання.

Аналіз можливості використання широтно-імпульсної модуляції при автоматизації процесу гальмування автомобілів

З урахуванням тенденцій розвитку, обсягу застосування, доцільно виділити чотири групи способів модуляції: релейний, з керованою пульсацією, лінійний безперервний та нерелейний [4].

Релейні способи можна розділити на дві великі групи: релейні циклічні та багатофазові нециклічні.

Релейний циклічний спосіб має на увазі циклічну зміну фаз підвищення, зниження при можливості фіксації тиску на певному рівні. Перемикання фаз стараються організувати так, щоб фазова крива охоплювала крапку максимуму залежності ϕ -S діаграми [4].

Низька перешкодостійкість алгоритмів, що забезпечують циклічний спосіб модуляції, зумовила пошуки інших, більш перешкодостійких груп алгоритмів. До таких алгоритмів належить група, що реалізує багатофазовий нециклічний спосіб модуляції [4].

При багатофазовій нециклічній модуляції основна частина часу гальмування відбувається при

повільному підвищенні та зниженні тиску при заздалегідь не передбаченій і не обумовленій алгоритмом черговості змін фаз і кількості точок перемикання між двома найближчими фазами.

Релейні алгоритми відрізняються один від одного вибором моментів подачі сигналів на розгальмування, загальмовування, фіксацію, коригування темпу зміни тиску. Все це відображається на характері зміни тиску у виконавчій частині гальмівного приводу та на динамічному стані загальмовуваного колеса.

Всі релейні способи модуляції, що використовуються в пневматичному гальмівному приводі, можна розділити на три основні групи [4]: двофазна, трифазна та багатфазна модуляції.

Основним шляхом підвищення адаптивних властивостей релейних АБС є зменшення тривалості фаз регулювання або збільшення їх числа. Саме з цим пов'язане застосування багатфазових АБС, що дозволяють істотно наблизити величину гальмівного моменту, що підводиться до колеса, до моменту по зчепленню і тим самим поліпшити якість регулювання. Проте, при цьому виконавча частина АБС ускладнюється [4].

Лінійний безперервний спосіб модуляції тиску. Вдосконалення способу регулювання в АБС та її виконавчій частині привело до застосування лінійних безперервних АБС [4], що в даний час вважаються складними і дорогими пристроями, але досить інтенсивно ведуться роботи по удосконаленню електромагнітних клапанів, які дозволять установлювати тиск прямо пропорційний напрузі на котушці електромагніту. Принцип лінійної модуляції полягає в безперервному усуненні невідповідності між гальмівним моментом і моментом по зчепленню. Зміна приводного тиску при роботі в такому випадку може бути близькою до оптимального.

Лінійна безперервна модуляція являється найбільш перспективною [5, 6]. На цей час вже існують електромагнітні клапани, які дозволяють забезпечувати пропорційність між переміщенням сердечника та напругою, що подається, але лише при малому ході сердечника. Взагалі вченими приділяється досить мало уваги цьому способу із-за відсутності працездатних електромагнітів, які можна було б використувувати в конструкції модуляторів тиску для реалізації лінійної безперервної модуляції.

Нерелейний спосіб модуляції тиску. Одноканальні модулятори тиску виконуються як релейними, так і нерелейними. Релейні клапани встановлюються на напівпричепах і причепах. У всіх інших типах транспортних засобів, тобто в автобусах, вантажних автомобілях і сіделних автопоїздах, а також в причепах і автомобілях спеціального призначення, використовуються нерелейні клапани. Такі типи клапанів управляються електромагнітними двопозиційними клапанами [2].

Основною причиною застосування при нерелейному способі модуляції діафрагменних клапанів для регулювання тиску в виконавчих

апаратах є більші прохідні перетини ніж у електромагнітних та більша швидкодія в порівнянні з поршневими клапанами, основний недолік – складність та громіздкість конструкції модуляторів тиску.

Способи з керованою пульсацією тиску. Суть таких способів полягає в частотній лінеаризації зміни приводного тиску, де частота пульсацій (число фаз) встановлюється не заданими граничними значеннями контрольованих параметрів, як в релейних АБС, а примусово пульсатором. Вище наведені дії здійснюються шляхом зміни амплітуди, часу сигналу і т.п. залежно від умов зчеплення та навантаження [4 – 6]. Перевагою такого засобу відносно інших є те, що керована пульсація може бути реалізована на основі простого двопозиційного електричного клапана.

Реалізація керованої пульсації можлива, наприклад, за допомогою ШІМ [4]. ШІМ при управлінні гальмуванням автомобіля полягає в циклічному загальмовуванні та розгальмуванні колеса при постійній тривалості циклу при безперервному коректуванні співвідношення тривалості фаз загальмовування і розгальмовування. Така модуляція реалізується подачею на двохфазовий модулятор тиску в гальмівному приводі імпульсного сигналу постійної частоти і змінної шпаруватості.

У літературі [7] під шпаруватістю пульсацій розуміють параметр, що представляє собою відношення тривалості фази спорожнення до періоду сигналу:

$$C = \frac{t_p}{T}, \quad (1)$$

де t_p – тривалість фази спорожнення;
 T – період сигналу (рис. 1).

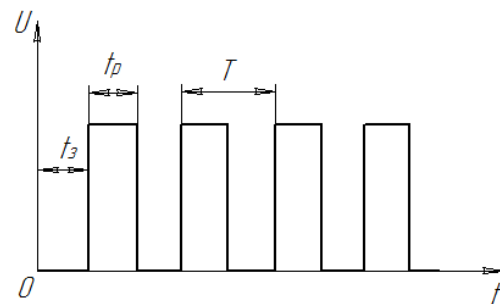


Рис. 1 – Форма сигналу при ШІМ

Теоретично можливість застосування ШІМ для пневматичного гальмівного приводу обумовлена специфічним характером зміни тиску в гальмівній камері при їх наповненні та спорожненні, що полягає в зміні приводного тиску по експоненціальних залежностях (рис. 2). З рис. 2 видно, що підтримка в гальмівній камері тиску $P_{cp} = P_{cp1}$ може бути досягнута шляхом чергування фаз наповнення та спорожнення при тривалості наповнення t_{a1} і тривалості спорожнення t_{p1} . Така зміна фаз може бути забезпечена шляхом подачі на двохфазовий

модулятор імпульсного сигналу з періодом T і шпаруватістю C_1 . Для підтримки в камері тиску $P_{cp} = P_{cp2}$ необхідно також реалізовувати чергування фаз, але вже при тривалості наповнення t_{32} і тривалості спорожнення t_{p2} , тобто шпаруватості сигналу C_2 (рис. 2) [4].

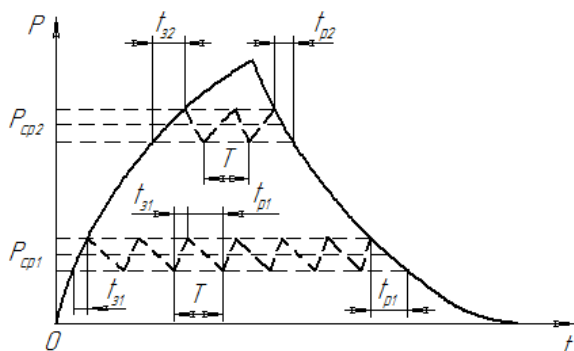


Рис. 2 – Характер зміни тиску повітря в ГК при звичайному наповненні та спорожненні (суцільні лінії) та за наявності широтно-імпульсного модулятора (пунктирні лінії) [7]

Аналіз фазових діаграм (рис. 3), що отримані в процесі експериментальних досліджень АБС з ШІМ та релейної трифазної АБС, показали кращу якість регулювання та здатність системи адаптуватися до зміни дорожніх умов має АБС з ШІМ, ніж релейні АБС [7]. В роботах [4, 7] доведені ці ж переваги АБС з ШІМ, але над багатofазною нециклічною АБС.

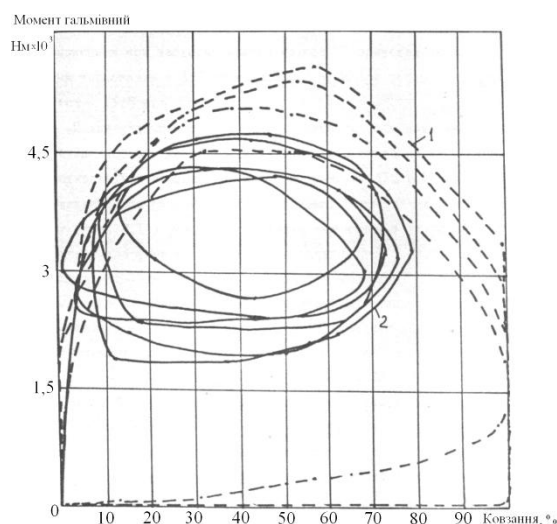


Рис. 3 – Фазова характеристика процесу регулювання [7]: 1 – при трьохфазній циклічній модуляції тиску; 2 – при адаптивній АБС з ШІМ

Застосування ШІМ забезпечує більш високі адаптивні властивості АБС за рахунок зміни шпаруватості в процесі гальмування в залежності від умов навантаження та зчеплення і, відповідно, вищу якість регулювання при достатньо простій конструкції модулятора тиску.

Умови формування пульсуючого сигналу прямокутної форми при ШІМ, запропоновані в роботі [5, 6], мають наступний вигляд:

$$C_{ij} = C_0 + K_h \cdot \int_0^t \left(\psi_{ij} - \frac{K_{nij} \cdot \gamma}{r_{dij}} \right) dt; \quad (2)$$

$$C_{ij} = \text{const} \text{ при } \psi_{ij} > 0; \quad (3)$$

$$C_{ij} = -K_c \cdot t + C_{01ij} \text{ при } \omega_{ij} = 0, \gamma \neq 0, \quad (4)$$

де C_0 – постійне значення шпаруватості, відповідне максимальному тиску в гальмівному приводі;

K_h – коефіцієнт чутливості;

ψ_{ij} – кутове прискорення колеса ($i=r$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт, $j=1$ – передня вісь, $j=2$ – задня вісь);

K_{nij} – коефіцієнт пробних дій;

γ – позаддовжнє уповільнення автомобіля;

r_{dij} – динамічний радіус колеса;

K_c – постійний коефіцієнт, що характеризує темп зниження тиску при блокуванні коліс;

t – час гальмування;

C_{01ij} – значення C_{ij} у момент перемикання на умову (4) з (2) або (3);

ω_{ij} – кутова швидкість колеса.

Недостатня величина K_{nij} може зменшити ефективність пробної дії, що приведе до зниження ефективності гальмування унаслідок повільної настройки на максимальне уповільнення, а надто велика – приведе до істотного перегальмовування колеса. Величиною K_h визначається чутливість системи до зміни динамічного стану колеса. При малих значеннях величини K_h реакція АБС на зміну динамічного стану буде сповільненою, при надмірно великому значенні цього коефіцієнта можлива знижена стійкість процесу регулювання із-за перерегулювання унаслідок підвищеної реакції системи на зміну динамічного стану [6].

Підвищення гальмівної ефективності, керованості та стійкості самохідної машини з пневматичним гальмівним приводом та АБС з ШІМ можливе за рахунок удосконалення умов формування пульсуючого сигналу: значення коефіцієнтів пробної дії K_{nij} та чутливості K_h повинні бути змінними, залежати від дорожніх умов та навантаження на колеса. Саме рішення цієї проблеми і присвячена робота [8], в якій значення коефіцієнта чутливості K_h пропонують визначати з наступного виразу

$$K_h = \frac{1}{-0,1653 \cdot \tau^2 - 0,4808 \cdot \tau + 20,6929}, \quad (5)$$

де τ – позаддовжнє уповільнення автомобіля.

Значення коефіцієнта пробної дії K_{nij} визначається з виразу

$$K_{nij} = K_{n0} - a \cdot S_{ij} + b \cdot \tau + c \cdot \tau \pm d \cdot \beta, \quad (6)$$

де K_{n0} – початкове значення коефіцієнту пробної дії на момент початку гальмування;

a, b – постійні коефіцієнти, які визначаються за методикою з роботи [8];

S_{ij} – ковзання колеса;

c – постійний коефіцієнт, що враховує зміну навантажень на колеса по осях колісної машини під дією повздовжньої сили інерції;

d – постійний коефіцієнт, що враховує зміну навантажень на колеса по бортах колісної машини під дією поперечної сили інерції.

β – поперечне прискорення автомобіля.

У рівнянні (6) знак «+» – для коліс зовнішнього борта, «-» – для коліс внутрішнього борта автомобіля.

За результатами розрахунків [9] було встановлено, що використання змінних коефіцієнтів пробної дії K_{pij} та чутливості K_h при гальмуванні автомобіля на криволінійній ділянці з АБС з ШІМ дозволяє досягти зниження значення гальмівного шляху на 1,95 – 19%, курсового кута на 0,39 – 15% та відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії на 2,12 – 9,37% в порівнянні з варіантом, коли $K_{pij} = \text{const}$ та $K_h = \text{const}$.

Основним недоліком ШІМ донедавна залишалась підвищена витрата запасів стислого повітря на модуляцію тиску у виконавчих апаратах. Вихід знайшли автори [10], які запропонували використання модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами (рис. 4).

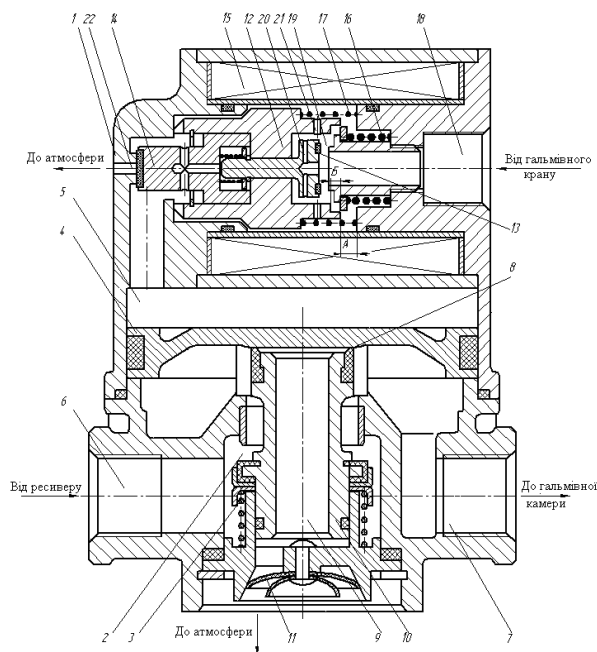


Рис. 4 – Модулятор тиску зі змінними прохідними перетинами на базі клапана прискореної дії при наповненні управляючої порожнини через максимальні прохідні перетини:

- 1 – корпус; 2 – клапан; 3, 16, 17 – пружний елемент;
- 4 – поршень; 5 – управляюча порожнина; 6 – канал підключення ресивера; 7 – канал підключення гальмівних камер; 8 – клапан; 9, 18 – канали; 10 – шток; 11 – пильовик; 12 – сердечник; 13, 14 – електромагнітні клапани; 15 – котушка електромагніту; 19 – щілина; 20 – дросель; 21, 22 – отвір.

Технічний результат досягається тим, що сердечник управління електромагнітними клапанами виконаний з двох взаємно рухомих частин, одна з яких виконана з магнітного, інша – з немагнітного матеріалу, між частинами сердечника встановлений заздалегідь стислий пружний елемент, а взаємне переміщення частин сердечника обмежено упорами, при цьому рухомий елемент клапана сполучення управляючої порожнини з атмосферою розміщений на немагнітній частині сердечника, рухомий елемент клапана сполучення управляючої порожнини з органом управління гальмівного приводу розміщений на магнітній частині сердечника на рухомому щодо магнітної частини елементі, підпружиненому відносно його у бік закриття цього клапана, причому, сердечник щодо корпусу підпружинен у бік відкриття цього клапана пружним елементом із ступінчасто змінною у бік зростання по ходу сердечника жорсткістю, зазор в цьому клапані менше ходу сердечника до точки зміни жорсткості, менше максимального взаємного переміщення частин сердечника, менше максимально можливого переміщення сердечника щодо корпусу, в рухомому щодо магнітної частини сердечника елементі виконаний дросель.

Результати теоретичного дослідження довели, що витрати стислого повітря при гальмуванні самохідної машини з АБС з ШІМ та використанням модулятора тиску зі змінними прохідними перетинами на базі клапана прискореної дії відповідають чинним правилам ЄЕК ООН №13 [11] (запасу стислого повітря повинно вистачати на роботу АБС при гальмуванні з початкової швидкості не менше 50 км/год на поверхні, що має коефіцієнт зчеплення не більше 0,3 протягом проміжку часу не менше 15 секунд. Потім при зупиненому транспортному засобі чотири рази підряд натискають повністю на педаль робочого гальма, при п'ятому натисненні на гальмівну педаль самохідної машини повинно загальмувати з ефективністю, що відповідає аварійному гальмуванню навантаженої самохідної машини). В якості об'єкта дослідження виступав процес гальмування автомобіля (дорожні умови – лід ($\phi_{\text{хmax}}=0,1$), вага автомобіля максимальна (КрАЗ-6510), гальмування відбувається з початкової швидкості 60 км/год), в процесі моделювання процесу гальмування було виявлено, що автомобіль з АБС загальмував за 19,2 с і після виконання вимог правил ЄЕК ООН №13 повітря вистачило на загальмовування з ефективністю, що відповідає аварійному гальмуванню навантаженої самохідної машини [12].

Висновки.

1. Релейні АБС для автомобілів з пневматичним гальмівним приводом не в змозі забезпечити прийнятну якість регулювання із-за низьких адаптивних властивостей та недосконалості їх виконавчої частини. Підвищення якості регулювання релейними АБС можливо за рахунок істотного ускладнення алгоритму функціонування та

виконавчої частини, що негативно позначається на надійності та вартості конструкції.

2. Лінійна безперервна модуляція тиску являється найбільш перспективною в зв'язку з високою адаптивною властивістю, зменшеною витратою робочого тіла, в той же час найменш поширеною по причині відсутності працездатної виконавчої частини АБС – модуляторів тиску.

3. Всі існуючі АБС, якими обладнуються самохідні машини з пневматичним гальмівним приводом, мають досить суттєвий недолік: підвищену собівартість конструкції модулятора тиску, що обумовлено застосуванням додаткових елементів (пристроїв, що дроселюють, діафрагм і т.п.) для зниження витрат стислого повітря.

4. Оптимальною з точки зору працездатності, адаптивних властивостей та собівартості конструкції є АБС з ШІМ.

5. Застосування модуляторів тиску на базі клапана прискореної дії зі змінними прохідними перетинами дозволяє ліквідувати основний недолік АБС з ШІМ – підвищені витрати запасів стислого повітря на модуляцію тиску у виконавчих апаратах.

6. Використання змінного коефіцієнту пробної дії та чутливості при гальмуванні автомобіля на криволінійній ділянці з АБС з ШІМ дозволяє досягти зниження значення гальмівного шляху, курсового кута та відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії в порівнянні з варіантом, коли $K_{nij} = \text{const}$ та $K_h = \text{const}$.

Список літератури

1. Северин А.А. Совершенствование исполнительской 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. – 217 с.
2. Bosch. Автомобильный справочник / [пер. с английского Г.С. Дугин, Е.И. Комаров, Ю.В. Онуфрийчук – 2-е изд.]. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. – 992 с.
3. Ахметшин А.М. Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин: дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" / Ахметшин Альберт Махматович. – М., 2003. – 255 с.
4. Бондаренко А.И. 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. – Харьков, 2010. – 203 с.
5. Гецович Е.М. Выбор коэффициентов пробных воздействий в адаптивных автоматических системах управления автомобилем / Е.М. Гецович, В.А. Постный, А.С. Струков // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – 4 с.
6. Гецович Е.М. Выбор коэффициента чувствительности алгоритма функционирования АБС / Е.М. Гецович, С.Г. Селевич // Вестник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2007. – № 12. – 5 с.
7. Бондаренко А.И. Анализ способов модуляції тиску в антиблокувальних системах з керованою пульсацією / А.И. Бондаренко // Вісник НТУ "ХПИ". Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2011. – № 18. – С. 3 – 8.
8. Пат. на винахід 87699 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Процес автоматичного керування гальмуванням колісної машини / Є.М. Гецович, С.Г. Селевич, В.В. Шелудченко; заявник та патентообладач Є.М. Гецович, С.Г. Селевич, В.В. Шелудченко (Україна). – № а 2007 02590; заявл. 12.03.07; опубл. 10.08.09, Бюл. № 15.

9. Гецович Є.М. Підвищення безпеки дорожнього руху в аграрному секторі / Є.М. Гецович, В.В. Шелудченко, А.И. Бондаренко // Вісник НТУ "ХПИ". Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2010. – № 38. – С. 10 – 15.
10. Пат. на кор. модель 35140 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу / Є.М. Гецович, А.И. Бондаренко; заявитель та патентообладач Є.М. Гецович, А.И. Бондаренко (Україна). – № а 2007 14047; заявл. 14.12.07; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17.
11. Единые образные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила Европейской Экономической Комиссии ООН №13. – Женева, 1999.
12. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Монография. / Анатолий Николаевич Туренко. – Харьков: ХГАДТУ, 1997. – 353 с.

References (transliterated)

1. Severin A. A. Sovershenstvovanie ispolnitelnoy chasti antiblokirovochnoy sistemy avtomobiley s pnevmaticheskim tormoznyim privodom: dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spets. 05.05.03 "Avtomobili i traktory" / Severin Aleksandr Aleksandrovich. – Harkov, 1985. – 217 p.
2. Bosch. Avtomobilnyy spravochnik / [per. s angliyskogo G.S. Dugin, E.I. Komarov, Yu.V. Onufriyчук – 2-e izd.]. – M.: ZAO "KZhl "За рулем", 2004. – 992 p.
3. Ahmetshin A. M. Adaptivnaya antiblokirovochnaya tormoznaya sistema kolesnykh mashin: dis. na soiskanie uch. stepeni doktora tehn. nauk: spets. 05.05.03 "Kolesnyie i gusenichnyie mashiny" / Ahmetshin Albert Mahmutovich. – Moscow, 2003. – 255 p.
4. Bondarenko A. I. Udokonalennya protsesiv modulyatsiy tisku v pnevmatichnomu galmivnomu privodi avtomobiliv: dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tehn. nauk: spets. 05.22.02 "Avtomobili ta traktori" / Bondarenko Anatolii Igrovich. – Harkov, 2010. – 203 p.
5. Getsovich E.M. Vyibor koeffitsientov probnykh vozdeystviy v adaptivnykh avtomaticheskikh sistemah upravleniya avtomobilem / E. M. Getsovich, V. A. Postnyiy, A. S. Strukov // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2004. – no 2. – 4 p.
6. Getsovich E. M. Vyibor koeffitsienta chuvstvitelnosti algoritma funktsionirovaniya ABS / E. M. Getsovich, S. G. Selevich // Vestnik NTU "HPI". Tematicheskii vypusk "Avtomobile- i traktorostroyeniye". – 2007. – no 12. – 5 p.
7. Bondarenko A. I. Analiz sposobiv modulyatsiy tisku v antiblokuvalnih sistemah z kеровanoyu pulsatsiye / A. I. Bondarenko // Visnik NTU "HPI". Tematichnyi vypusk: Transportne mashinobuduvannya. – 2011. – no 18. – pp. 3 – 8.
8. Pat. na vinahid 87699 UkraYina, MPK V 60 T 8/00. Protse avtomatichnogo keruvannya galmuvannyam kolsnoyi mashini / E. M. Getsovich, S. G. Selevich, V. V. Sheludchenko; zayavnik ta patentoobladach E.M. Getsovich, S.G. Selevich, V.V. Sheludchenko (UkraYina). – # a 2007 02590; zayavl. 12.03.07; opubl. 10.08.09, Byul. no 15.
9. Getsovich E. M. Pidvischennya bezpeki dorozhnogo ruhu v agrarnomu sektorі / E. M. Getsovich, V. V. Sheludchenko, A. I. Bondarenko // Visnik NTU "HPI". Tematichnyi vypusk: Transportne mashinobuduvannya. – 2010. – no 38. – pp. 10 – 15.
10. Pat. na kor. model 35140 UkraYina, MPK V 60 T 8/00. Modulyator tisku dlya pnevmatichnogo galmivnogo privodu / E. M. Getsovich, A. I. Bondarenko; zayavitel ta patentoobladach E. M. Getsovich, A. I. Bondarenko (UkraYina). – no a 2007 14047; zayavl. 14.12.07; opubl. 10.09.08, Byul. no 17.
11. Edinobraznyie predpisaniya, kasayuschiesya ofitsialnogo utverzhdeniya transportnykh sredstv v otnoshenii tormozheniya. Pravila Evropeyskoy Ekonomicheskoy Komissii OON no 13. – Zheneva, 1999.
12. Turenko A. N. Povyishenie effektivnosti tormozheniya gruzovykh i passazhirskikh avtotransportnykh sredstv s pnevmaticheskim tormoznyim privodom. Monografiya. / Anatoliy Nikolaevich Turenko. – Harkov: HGADTU, 1997. – 353 s.

Надійшла (received) 07.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз можливості використання широтно-імпульсної модуляції при автоматизації процесу гальмування автомобілів / А. І. Бондаренко, Д. М. Клец, В. Ю. Ткачов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 8-13. – Бібліогр.: 12 Назв. – ISSN 2079-0066.

Анализ возможности использования широтно-импульсной модуляции при автоматизации процесса торможения автомобилей / А. И. Бондаренко, Д. М. Клец, В. Ю. Ткачев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 5 (1227). - С. 8-13. - Библиогр. : 12 Названий. - ISSN 2079 0066.

Analysis of possibilities for the use of pulse width modulation in the automation of the process of inhibition of self-propelled machines / A.I. Bondarenko D. M. Klets, V. Y Tkachev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 8–13. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Анатолій Ігорович – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування; тел.: (095) 867-44-78; e-mail: anatoliybon@rambler.ru.

Бондаренко Анатолій Ігорович - доктор технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения; тел. : (095)-867-44-78; e mail: anatoliybon@rambler.ru.

Bondarenko Anatoly I. - Doctor of Engineering science, Associate Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Automobile and Tractor; tel. : (095) 867-44-78; e mail: anatoliybon@rambler.ru.

Клец Дмитро Михайлович – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри комп'ютерних технологій і мехатроніки; тел.: (095) 649-04-09; e-mail: d.m.klets@gmail.com

Клец Дмитрий Михайлович - доктор технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, заведующий кафедрой компьютерных технологий и мехатроники; тел. : (099)- 283-08-87e mail: prof_777@mail.ru.

Klets Dmytro M. - Doctor of Engineering science, Associate Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Head of Computer Technologies and Mechatronics Department; tel. : (095) 649-04-09; e mail: d.m.klets@gmail.com.

Ткачов Вячеслав Юрійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (099) 632-43-44; e-mail: tkachov@live.ru.

Ткачов Вячеслав Юрьевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (099) 632-43-44; e-mail: tkachov@live.ru.

Tkachev Vyacheslav Y. – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (099) 632-43-44; e-mail: tkachov@live.ru.

Б. И. КАЛЬЧЕНКО, В. В. РЕДЧИЦ, Е. В. ГОЛОВИНА**МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ДВУХЗВЕННОГО АВТОПОЕЗДА НА ПРИМЕРЕ МАНЕВРА «ПЕРЕСТАВКА»**

Розглядається криволінійний рух дволанкового автопоїзда при виконанні маневру «переставка» за допомогою доопрацьованої математичної моделі складеної для одиночного автомобіля, що має першорядне значення в формуванні траєкторії автопоїзда як провідної ланки. Математична модель враховує час запізнювання реакції автопоїзда на керуючий вплив без урахування кутів відведення. Запропонований в роботі метод побудови траєкторії руху дволанкового автопоїзда дозволяє в першому наближенні проводити імітацію маневру "переставка" на жорстких колесах і давати попередню оцінку керованості і стійкості транспортного засобу на стадії проектування.

Ключові слова: кривизна траєкторії, кут складання, час запізнювання, маневр «переставка».

Рассматривается криволинейное движение двухзвеного автопоезда при выполнении маневра «переставка» с помощью доработанной математической модели составленной для одиночного автомобиля, имеющего первостепенное значение в формировании траектории автопоезда как ведущего звена. Математическая модель учитывает время запаздывания реакции автопоезда на управляющее воздействие без учета углов увода. Предложенный в работе способ построения траектории движения двухзвеного автопоезда позволяет в первом приближении проводить имитацию маневра "переставка" на жестких колесах и давать предварительную оценку управляемости и устойчивости транспортного средства на стадии проектирования.

Ключевые слова: кривизна траектории, угол складывания, время запаздывания, маневр «переставка».

The article discusses the curvilinear motion of two section road-train at maneuver "lane changing" using the modified mathematical model drawn up for a single vehicle having paramount importance in shaping the trajectory of road-trains as a driving member. The mathematical model takes into account the time lag in the reaction road-train control action but without taking into slip angles. The proposed method for constructing the trajectory of two section road-train allows a first approximation, to conduct simulation maneuver "lane changing" on hard wheels and give a preliminary assessment of the controllability and stability of the vehicle at the design stage.

Keywords: curvature of the trajectory, the folding angle, delay time, maneuver "lane changing" curvature of the trajectory, the folding angle, delay time, manoeuvre "lane changing".

Введение. Эксплуатационные свойства автопоезда должны соответствовать требованиям нормативных документов, проверка которых проводится во время заводских и приемочных испытаний. Любое испытание транспортного средства является трудоемким процессом и требует больших финансовых затрат. Поэтому, для сокращения сроков доводки и создания опытных образцов новых автопоездов, конструктору еще на стадии проектирования нужен математический инструмент с помощью которого он бы мог еще на стадии проектирования проводить оценку основных показателей эксплуатационных свойств транспортного средства. Возможность построения траектории движения автопоезда при выполнении маневра «переставка» позволит существенно сократить сроки доводки при создании опытных образцов новых автопоездов и провести предварительную оценку их управляемости и устойчивости еще на стадии проектирования.

Анализ публикаций. Исследуемому вопросу посвящены работы Я.Х. Закина, В.П. Сахно, В.М. Полякова, Р.М. Кузнецова, Л.И. Завьяловой, Д.А. Антонова, Г.А. Смирнова, В.А. Горелова, А.Г. Болдырева С.С. Шадрина и др.

Анализ опубликованных работ показал, что исследователи уделяют много внимания изучению криволинейного движения, траектории движения, её кривизне как кинематической, так и под действием внешних сил и моментов. И это не случайно, так как эти вопросы связаны с обеспечением безопасности движения автопоездов в условиях растущей интенсивности транспортных потоков. Поэтому,

изучение криволинейного движения двухзвеного автопоезда на примере выполнения маневра «переставка», предварительная оценка их эксплуатационных свойств еще на стадии проектирования является актуальным.

Постановка задачи. Целью исследования является моделирование криволинейного движения двухзвеного автопоезда при выполнении маневра «переставка». Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– разработать математическую модель и более точный метод построения расчетной траектории движения двухзвеного автопоезда на жестких колесах;

– на примере двухзвеного автопоезда 10×10 КрАЗ-6010 показать возможность построения расчетной траектории движения на жестких колесах для оценивания управляемости и устойчивости при совершении маневра «переставка» на стадии проектирования.

Математическая модель. Параметры траектории автопоезда (см. рис. 1) на жестких колесах определялись без учета действия внешних сил и моментов, но с учетом времени запаздывания t_{3T} и $t_{3Д}$ реакции поворота продольной оси тягача и полуприцепа на поворот рулевого колеса (РК) с использованием метода и алгоритма, для одиночного автомобиля, изложенных в [1].

Радиусы траектории движения тягача и полуприцепа можно определить с помощью зависимостей (1-4).

$$\rho_{Ci} = (C_1 A) = \frac{L_{\Pi}}{\sin \psi_i}, \quad (1)$$

$$\psi_i = \sum_1^i (\Delta \psi_i), \quad (2)$$

$$\Delta \psi_i = \frac{(\Delta S)}{\rho_{\Pi}} = \frac{V_A (\Delta t)}{\rho_{\Pi}}, \quad (3)$$

$$\rho_{\Pi} = (C_0 A) = \frac{L}{\dot{\alpha}_e \cdot t_i} + \frac{B}{2}, \quad (4)$$

$\dot{\alpha}_e$ – скорость поворота внутреннего управляемого колеса, рад/с, $\dot{\alpha}_e = \frac{\omega_{PK}}{i_{pm}}$;

ω_{PK} – угловая скорость вращения рулевого колеса, задаваемая водителем, 7...9 рад/с;

i_{pm} – передаточное число рулевого механизма.

$$\rho_{Ci}^* = (C_1 A_{\Pi}) = \frac{L_{\Pi}}{\operatorname{tg} \psi_i}, \quad (5)$$

Максимальное время выполнения маневра:

$$t_{max} = \frac{S_{\Pi}^*}{V_A}, \quad (6)$$

где V_A – скорость выполнения маневра, м/с ($V_A = \text{const}$ при определении параметров траектории движения на жестких колесах);

Δt – промежуток времени, через который определяются параметры траектории, с, $t_i = \sum_1^i (\Delta t)$;

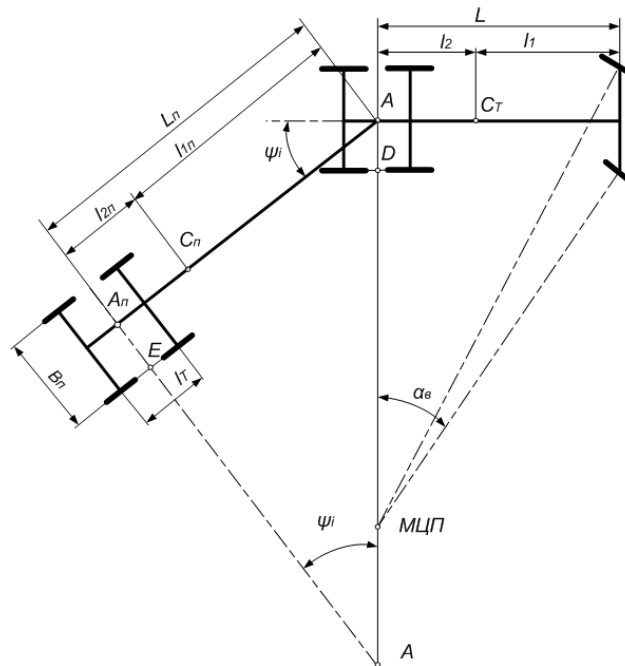


Рис. 1 – Расчетная схема входа в поворот двухзвенного автопоезда

$$S_{\Pi}^* = S_{\Pi} + L_{\Pi} + S_3, S_3 = V_A \cdot t_{3T}, \quad (3)$$

где S_{Π}^* – путь пройденный автопоездом при выполнении маневра с учетом времени запаздывания реакции поворота продольной оси тягача и полуприцепа на поворот рулевого колеса, м;

S_{Π} – длина коридора маневра «переставка», согласно нормативным документам $S_{\Pi}^* = 20$ м.

S_3 – путь пройденный автопоездом за время запаздывания реакции поворота продольной оси тягача и полуприцепа на поворот рулевого колеса, м;

t_{3T} – время запаздывания тягача, с.

Время запаздывания тягача t_{3T} определяется с помощью зависимости (8), которая подтверждена экспериментально в [1]:

$$t_{3T} = \frac{a_i + 2V_{Ai} \cdot (\Delta t)}{V_{Ai}}, \quad (8)$$

где a_i – продольная ось контактного отпечатка управляемого колеса (УК), м.

Зависимость (8) получена из условия, что поворачивающий момент, создаваемый УК тягача за это время Δt уравнивает момент сопротивления повороту автопоезда. Как только настанет это равенство, тягач начнет движение по траектории задаваемой УК через водителя с учетом угла увода

при каждом новом повороте рулевого колеса. Аналогичный процесс происходит и для полуприцепа. Поворачивающий момент полуприцепа создается тягачом силой на оси шкворня седельно-сцепного устройства на плече L_{Π} . Как видно из зависимости (8) t_3 линейно зависит от вектора скорости параллельнопродольной оси автомобиля и от промежутка времени в течении которого рассматривается процесс.

Исходя из вышеизложенного можно записать зависимость для определения времени запаздывания полуприцепа $t_{3\Pi}$ на поворот рулевого колеса, учитывая что $t_{3\Pi}$ функционально зависит от времени запаздывания тягача t_{3T} :

$$t_{3\Pi} = t_{3T} \frac{V_{Ai}}{V_{A\Pi}}, \quad (9)$$

где $V_{A\Pi}$ – скорость полуприцепа:

$$V_{A\Pi} = V_{Ai} \cdot \cos \psi_i = V_{Ai} \cdot \cos \left(\sum_1^i \frac{V_{Ai} \cdot \Delta t}{\rho_{\Pi}} \right). \quad (10)$$

Если подставить (10) в (9), то время запаздывания можно определить зависимостью:

$$t_{3\Pi} = \frac{t_{3T}}{\cos \left(\sum_1^i \frac{V_{Ai} \cdot \Delta t}{\rho_{\Pi}} \right)}, \quad (11)$$

При симметричном маневре (время входа в поворот равно времени выхода t_C) время начала выхода из поворота тягача можно определить с помощью зависимости (12):

$$t_C = \frac{t_{\max}}{2} = \frac{S_{\Pi}^*}{2V_{Ai}}, \quad (12)$$

Одним из условий вписываемости двухзвенного автопоезда в габаритный коридор «переставки» при входе в поворот является угол φ_{Π}^* (см. рис. 2).

Угол φ_{Π}^* определяет положение тягача и полуприцепа в момент начала выхода автопоезда из поворота с учетом времени t_{3T} и $t_{3\Pi}$. Он определяется из габаритных условий маневра «переставка» (см. рис. 2):

$$\varphi_{\Pi}^* = \arctg \left(\frac{0,5B_{\Pi} + 0,5B_T + \Delta B}{S_{\Pi} - S_3} \right), \quad (13)$$

где B_{Π} , B_T , ΔB , S_{Π} и S_3 – поясняются рис. 2.

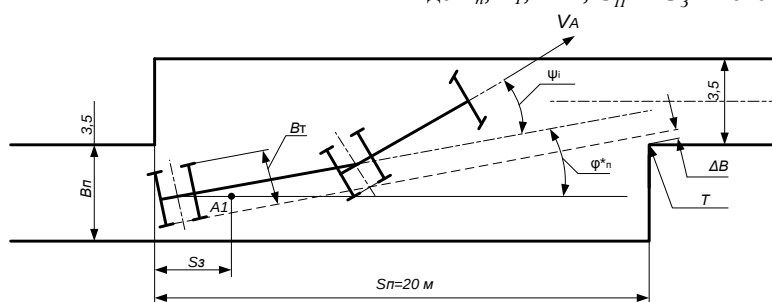


Рис. 2 – Схема определения угла φ_{Π}^*

Согласно условию классического определения кривизны, угол φ_{Π} в движении по криволинейной траектории при входе в поворот равен:

$$\varphi_{\Pi} = \sum_1^i \left(\frac{V_{A\Pi} \cdot \Delta t}{\rho_{C1}^*} \right). \quad (14)$$

В момент окончания входа в поворот для вписываемости автопоезда в габаритный коридор маневра «переставка» должно быть выполнено условие:

$$\varphi_{\Pi}^* = \varphi_{\Pi}. \quad (15)$$

Так как принято, что $\Delta t_i = \Delta t_{i+1} = \text{const}$, то суммарное время входа в поворот согласно условию (15):

$$t_i = \sum_1^i (\Delta t_i) = \frac{\varphi_{\Pi}^*}{\sum_1^i \left(\frac{V_{A\Pi}}{\rho_{C1}^*} \right)}. \quad (16)$$

При этом должно выполняться условие

$$t_i \leq t_C. \quad (17)$$

Условие $t_i > t_C$ указывает, что необходимо увеличить угловую скорость рулевого колеса, исходя из физических возможностей водителя (в пределах 7...9 рад/с) при заданном передаточном отношении рулевого механизма. Так как $V_{Ai} = \text{const}$ (для жестких колес), то время запаздывания для всех положений тягача будет одинаковым. Поэтому начало отчета построения траектории т. «А» тягача необходимо сдвинуть на величину пути $S_T = V_{Ai} \cdot t_{3T}$ вперед по ходу движения.

Результаты исследования. На рис. 3 представлена траектория маневра "переставка" с угловой скоростью вращения рулевого колеса 7,5 рад/с, выполненная автопоездом КрАЗ-6010 с такими техническими характеристиками: база тягача – $L = 5,3$ м; колея тягача – $B = 2,16$ м; полная масса тягача – $m = 20071$ кг; база полуприцепа – $L_{II} = 7,5$ м; база тележки – $l_T = 1,4$ м;

масса полуприцепа – $m_{II} = 23547$ кг; нагрузка на переднюю ось тягача – $R_{z(1-2)} = 56650$ Н; нагрузка на тележку тягача – $R_{z(3-6)} = 144060$ Н; нагрузка на тележку полуприцепа – $R_{zII} = 144060$ Н; положение центра масс тягача – $l_1 = 3,76$ м, $l_2 = 1,54$ м; по высоте – $h_z = 1,19$ м; положение центра масс полуприцепа – $l_{II} = 4,59$ м, $l_{2II} = 2,91$ м; по высоте полуприцепа – $h_{zII} = 1,85$ м.

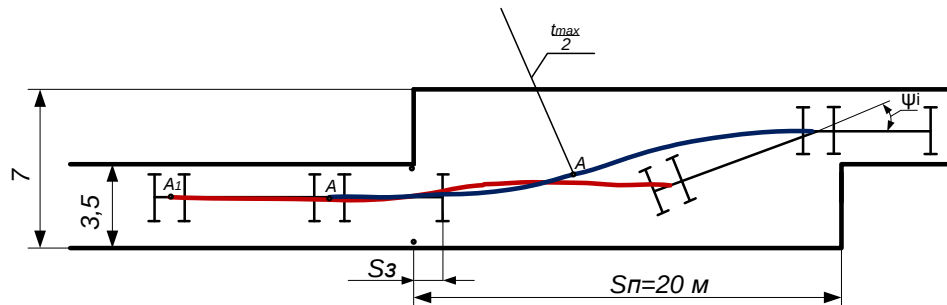


Рис. 3 – Траектория движения автопоезда КрАЗ-6010 на жестких колесах при выполнении маневра «переставка»

Выводы. Исследования криволинейного движения двухзвенного автопоезда при выполнении маневра «переставка» показали:

– время запаздывания реакции поворота продольной оси полуприцепа на поворот рулевого колеса зависит от времени запаздывания тягача, скорости тягача, угла складывания, угловой скорости поворота рулевого колеса, радиуса кривизны траектории;

– смещение траекторий тягача и полуприцепа происходит за счет разности времени запаздывания;

– предложенный метод определения параметров траектории движения двухзвенного автопоезда на жестких колесах при выполнении маневра «переставка» позволяет оценить в первом приближении его управляемость и устойчивость еще на стадии проектирования.

Список литературы

1. Редчиц В.В. Исследование управляемости трехосных автомобилей при маневре «переставка». / В.В. Редчиц, Е.В. Головина, А.Ф. Кораблёв // Нові технології. – 2011. – №4 (34). – с.80–87.
2. Редчиц В.В. Динамическая поворачиваемость трехосного автомобиля. / В.В. Редчиц, Е.В. Головина, К.И. Гораш // Нові технології. – 2008. – № 3 (21). – с. 71–79.
3. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин – М.: Транспорт, 1967. – 255 с.

References (transliterated)

1. Redchic, V. V., E.V. Golovina, A.F. Korabl'ov. Issledovanie upravlyaemosti trehosnykh avtomobilej pri manevre perestavka. [Research of three-axis vehicle driving at maneuver "lane changing"]. *Novi tehnologii*. Kremenchug, 2011, no. 4 (34), pp. 80–87.
2. Redchic, V.V., E.V. Golovina, K.I. Gorash. "Dinamicheskay povorachivaemost trehosnogo avtomobilay." [Dynamic steering of three-axis vehicle]. *Novi tehnologii*. Kremenchug, 2008, no. 3 (21), pp. 71–79.
3. Zakin Y. H. Prikladnaya teoriya dviganiy avtopoezda. [Applied theory of road-train movement] Moscow: Transport, 1967, 255 p.

Поступила (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Моделирование криволинейного движения двухзвенного автопоезда на примере маневра «переставка» / Б. И. Кальченко, В. В. Редчиц, О. В. Головина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 14–18. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0066.

Моделирование криволинейного движения двухзвенного автопоезда на примере маневра «переставка» / Б. И. Кальченко, В. В. Редчиц, Е. В. Головина // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. - Харьков: НТУ «ХПІ», 2017. - № 5 (1227). - С. 14-18. - Библиогр.: 3 назв. - ISSN 2079 0066.

A mathematical model for calculating the parameters of the curvilinear motion of two trains at maneuver "turn" at the design stage / V. V. Redchits, B. I. Kalchenko, E. V. Golovina // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. № 5 (1227). – P. 14–18. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кальченко Борис Іванович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

Кальченко Борис Іванович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

Kalchenko Boris Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of automotive and tractor; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

Редчиць Валентин Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Приватний класичний університет м. Кременчук, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій; тел.: (096) 052 14 60; e-mail: elenholz@gmail.com.

Редчиць Валентин Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Приватный классический университет, г. Кременчуг, доцент кафедры автомобильного транспорта и транспортных технологий КПУ; тел.: (096) 052 14 60; e-mail: elenholz@gmail.com.

Redchits Valentin Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, Classic private university, Kremenchug, Docent at the Department of Automobile Transport and Transport Technology; tel.: (096) 052 14 60; e-mail: elenholz@gmail.com.

Головіна Олена Валентинівна – кандидат технічних наук, доцент, Приватний класичний університет, м. Кременчук, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій; тел.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

Головина Елена Валентиновна – кандидат технических наук, Приватный классический университет, г. Кременчуг, доцент кафедры автомобильного транспорта и транспортных технологий; тел.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

Holovina Elena Valentinovna – Candidate of Technical Sciences, Classic private university, Kremenchug, Docent at the Department of Automobile Transport and Transport Technology; tel.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

УДК 629.4.075

А. П. КОЖУШКО, О. М. АГАПОВ

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ПРИ ОРАНЦІ

В роботі наведено підхід для формування раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі для колісних тракторів, що оснащені безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією, в умовах виконання технологічної операції оранка. Проведено теоретичне дослідження процесу розгону колісного трактора, в складі машинно-тракторного агрегату, при виконанні операції оранка. Виконано порівняльний аналіз застосування лінійної та раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі та, відповідно, визначено зміну таких показників машинно-тракторного агрегату, як витрати палива та продуктивності.

Ключові слова: трактор, розгін, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, техніко-економічні показники, гідрооб'ємна передача.

В работе приведены подход для формирования рациональной изменения параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи для тракторов, оснащенных бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией, в условиях выполнения технологической операции вспашка. Проведено теоретическое исследование процесса разгона колесного трактора, в составе машинно-тракторного агрегата, при выполнении операции вспашка. Выполнен сравнительный анализ применения линейной и рациональной изменения параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи и, соответственно, определено изменение таких показателей машинно-тракторного агрегата, как расход топлива и производительности.

Ключевые слова: трактор, разгон, гидрообъемно-механическая трансмиссия, технико-экономические показатели, гидрообъемная передача.

The paper forming a rational approach for changing the parameters of regulation of hydraulic transmission hydraulic machines for wheel tractors that are equipped with continuously variable hydrovolumetric manual transmission, in terms of implementation of technological operations plowing. Based on the analysis of recent research and kinematic calculation, power and energy performance of selected two promising hydrovolumetric mechanical transmission with differential circuits with input and differential output. A theoretical study of the process of acceleration wheeled tractor composed tractor unit, when executing plowing. A comparative analysis of the linear and in the course of optimization of parameters of rational regulation of hydraulic transmission hydraulic machines. On the basis of comparative analysis the changing technical and economic indicators tractor unit, namely, fuel consumption and performance.

Key words: tractor, acceleration, continuously variable transmission, technical and economic indicators, hydraulic transmission.

Вступ. Агропромисловий комплекс є найбільш важливим сектором в економіці держави, адже саме він уособлює в собі стратегічний розвиток десятків галузей промисловості, тим самим забезпечуючи енергетичну та продовольчу незалежність держави. Одним з шляхів розвитку аграрного сектору є створення або модернізація тракторів, які входять до складу машинно-тракторного агрегату.

Сьогодні всесвітні тракторобудівники все більше уваги приділяють тракторам, які оснащуються безступінчастими трансмісіями [1]. Адже можливість безступінчастого керування машинно-тракторним агрегатом; вибором оптимальних швидкісних та тягових режимів роботи, які відповідають агротехнічним вимогам; підвищення ергономічних властивостей під час виконання технологічних операцій – є розширенням функціональних можливостей трактора та при агрегуванні різним технологічним обладнанням.

Все більшої популярності, як в Україні, так і за її межами, набувають колісні трактори, що оснащуються безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізуючи наукову літературу, яка присвячена розгляду питань, що пов'язані з дослідженням безступінчастих ГОМТ, необхідно звернути увагу на різноплановість цих робіт. Так, зокрема, в роботі [2] визначається оптимальне керування балансом ефективності між двигуном внутрішнього згоряння та гідрооб'ємною передачею (ГОП). Але автори

наголошують на те, що для досягнення оптимального керування необхідно окремо визначати регульовальні характеристики, як гідронасосу, так і гідромотору.

В роботі [3] автори завдяки експериментальному дослідженню та математичному обчисленню встановлюють ефективне поєднання роботи ГОП та в цілому керуванням землезбиральною машиною.

Що стосується вітчизняних робіт [4 – 13], то тут необхідно звернути увагу на праці Харківських науковців, які вже протягом декілька десятиліть займаються розглядом питань ГОМТ в складі колісних тракторів та автомобілів для ремонту нафтогазових свердловин. Зокрема, в роботах [11 – 13] описано та математично обґрунтовано зміну параметру регулювання гідромашин ГОП (регульованого гідронасосу та регульованого гідромотору) відносно часу розгону при виконанні тягових робіт. Проте ні експериментальним, ні теоретичним шляхом не доведено доцільність застосування отриманої зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП на прикладі обробки земельного угіддя.

Таким чином, на основі проведеного аналізу досліджень та публікацій визначено необхідність у встановленні доцільності застосування раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону при теоретичному дослідженні операції оранка на колісних тракторах з безступінчастими ГОМТ різного схемного виконання.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є встановлення доцільності застосування

раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону при теоретичному дослідженні операції оранка на колісних тракторах з безступінчастими ГОМТ різного схемного виконання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– навести підхід, який дозволяє сформувати раціональні зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону колісного трактора при виконанні операції оранка;

– теоретичним шляхом дослідити зміну техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату при застосуванні лінійної та раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в ході виконання операції оранки.

Вибір схемного рішення ГОМТ. На сьогоднішній день відомо, що безступінчаста ГОМТ працює за трьома типами схем – з диференціалом на вході (Fendt Vario), з диференціалом на виході (S-Matic) та зі змінною структурою (Case IH Magnum). Характеризуючи особливості двопотокових ГОМТ зі змінною структурою відзначається, що колісний трактор матиме, окрім діапазонів, ще й піддіапазони, що є негативним чинником, оскільки в сучасному тракторобудуванні кожен виробник намагається максимально спростити конструкцію трансмісії.

Таким чином, на основі дослідження кінематичних, силових та енергетичних показників ГОМТ обрано схеми з диференціалом на вході (рис. 1 (а)) та на виході (рис. 1 (б)) [7 – 13].

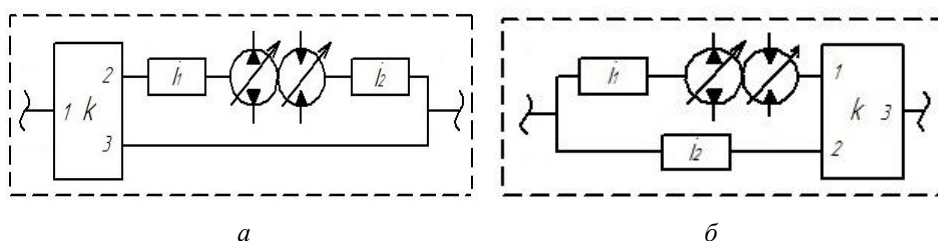


Рис. 1 – Спрощена кінематична схема конструкції ГОМТ:

а – з входом потужності на сонячну шестерню; б – з виходом потужності через водило

Необхідно відзначити, що теоретичне дослідження зміни техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату проводилось для колісних тракторів потужністю 160 – 175 кВт сімейства ХТЗ, тому параметри ГОМТ (k , i_1 , i_2) з рис. 1 підбирались таким чином, щоб задовольнити технологічну швидкість проведення операції оранка.

Підхід для формування раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону. За для вирішення поставленої задачі необхідно скористатись теорією оптимізації. Оскільки в процесі оптимізації будуть використовуватись лише критерії, які ґрунтуються на визначенні техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату в процесі розгону при виконанні операції оранка, то отримані залежності будуть раціональними.

Для формування раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП введемо узагальнений критерій (K_Σ) (який характеризує частковими критеріями ефективність та економічність машинно-тракторного агрегату при операції оранка) [11 – 13]

$$K_\Sigma = \sum_{i=1}^n Z_i \cdot K_i + \sum_{j=1}^m Z_j \cdot P_j, \quad (1)$$

де Z_i , Z_j – вагові коефіцієнти; K_i – часткові критерії; P_j – штрафна функція, яка знижує значення узагальненого критерію при виході варіюваного параметра за межі допустимих значень.

В процесі розгону машинно-тракторного агрегату при виконанні операції оранка узагальнений критерій, який характеризує техніко-економічні показники в функції параметрів регулювання гідромашин ГОП, має наступний вигляд

$$K_\Sigma(e_1, e_2) = Z_1 \cdot \left(1 - \frac{Q_P^*(e_1, e_2)}{Q_{P \max}}\right) + Z_2 \cdot \frac{\eta_{MTA}^*(e_1, e_2)}{\eta_{MTA \max}} + Z_3 \cdot \left(1 - \frac{t^*(e_1, e_2)}{t_{\max}}\right) + Z_{\Delta P} \cdot P_{\Delta P}(|\Delta P|) + Z_{\omega_S} \cdot P_{\omega_S}(|\omega_S|) + Z_{\omega_{e1^*}} \cdot P_{\omega_{e1^*}}(|\omega_{e1^*}|) + Z_{\omega_{e2^*}} \cdot P_{\omega_{e2^*}}(|\omega_{e2^*}|). \quad (2)$$

$$P_{\Delta P}(|\Delta P|) = \begin{cases} 1 - \frac{|\Delta P|}{\Delta P_{\max}}, & \text{якщо } |\Delta P| > \Delta P_{\max}; \\ 0, & \text{якщо } |\Delta P| \leq \Delta P_{\max}; \end{cases} \quad P_{\omega_S}(|\omega_S|) = \begin{cases} 1 - \frac{|\omega_S|}{\omega_{S \max}}, & \text{якщо } |\omega_S| > \omega_{S \max}; \\ 0, & \text{якщо } |\omega_S| \leq \omega_{S \max}; \end{cases} \quad (3)$$

$$P_{\omega_{e1^*}}(|\omega_{e1^*}|) = \begin{cases} 1 - \frac{|\omega_{e1^*}|}{\omega_{e1^* \max}}, & \text{якщо } |\omega_{e1^*}| > \omega_{e1^* \max}; \\ 0, & \text{якщо } |\omega_{e1^*}| \leq \omega_{e1^* \max}; \end{cases} \quad P_{\omega_{e2^*}}(|\omega_{e2^*}|) = \begin{cases} 1 - \frac{|\omega_{e2^*}|}{\omega_{e2^* \max}}, & \text{якщо } |\omega_{e2^*}| > \omega_{e2^* \max}; \\ 0, & \text{якщо } |\omega_{e2^*}| \leq \omega_{e2^* \max}; \end{cases}$$

де $Q_p^*(e_1, e_2)$ – поточне значення витрати палива;
 $Q_{p\max}$ – максимальне значення витрати палива;
 $\eta_{MTA}^*(e_1, e_2)$ – поточне значення ККД МТА;
 $\eta_{\max MTA}(e_1, e_2)$ – максимальне значення ККД МТА;
 $t^*(e_1, e_2)$ – поточне значення часу розгону МТА;
 $t_{\max}$ – максимальне значення часу розгону МТА, яке знаходиться при застосуванні лінійного закону зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП; ΔP^* – поточне значення перепаду робочого тиску в ГОП; $\Delta P_{\max}$ – максимальне значення перепаду тиску в ГОП; ω_s^* – поточне значення кутової швидкості сателіта; $\omega_{s\max}$ – максимальне значення кутової швидкості сателіта; $\omega_{e1}^*, \omega_{e2}^*$ – поточні значення кутових швидкостей на валах гідронасоса та гідромотора; $\omega_{e1\max}, \omega_{e2\max}$ – максимальні значення кутових швидкостей на валах гідронасоса та гідромотора.

Аналізуючи рівняння (1) можна помітити, що на узагальнені критерії та величини $\Delta P, \omega_s, \omega_{e1}, \omega_{e2}$ доволі суттєво впливає величина вагових коефіцієнтів, що обумовлено перш за все тим, що штрафні функції P_j та часткові критерії K_i

варіюються в різних діапазонах: $0 < K_1(e_1, e_2) \leq 1$, $0 < K_2(e_1, e_2) \leq 1$, $0 < K_3(e_1, e_2) \leq 1$, $0 < P_{\Delta P}(|\Delta P|) < -\infty$, $0 < P_{\omega_s}(|\omega_s|) < -\infty$, $0 < P_{\omega_{e1}}(|\omega_{e1}|) < -\infty$, $0 < P_{\omega_{e2}}(|\omega_{e2}|) < -\infty$. При виборі величин вагових коефіцієнтів для часткових критеріїв необхідно керуватись тим, що сума вагових коефіцієнтів повинна дорівнювати 1. При виборі величин вагових коефіцієнтів для штрафних функцій необхідно враховувати, що при досягненні штрафною функцією значення, яке виходить за межі діапазону зміни, ГОМТ стає непрацездатним. Зважаючи на це, в процесі оптимізації обираються наступні значення величин вагових коефіцієнтів: $Z_1 = 0,33$, $Z_2 = 0,33$, $Z_3 = 0,33$, $Z_{P_{\Delta P}} = 1$, $Z_{P_{\omega_s}} = 1$, $Z_{P_{\omega_{e1}}} = 1$, $Z_{P_{\omega_{e2}}} = 1$.

Задача пошуку раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП полягає у застосуванні одного з методів теорії оптимізації, а саме методу прямого пошуку. Пошук якого складається з послідовних кроків дослідницького пошуку навколо базисної точки, за якою, в разі успіху, слідує пошук по зразку. В процесі обчислення математичних моделей машинно-тракторного агрегату з ГОМТ (рис. 1) сформовано раціональні зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, які показано на рис. 2.

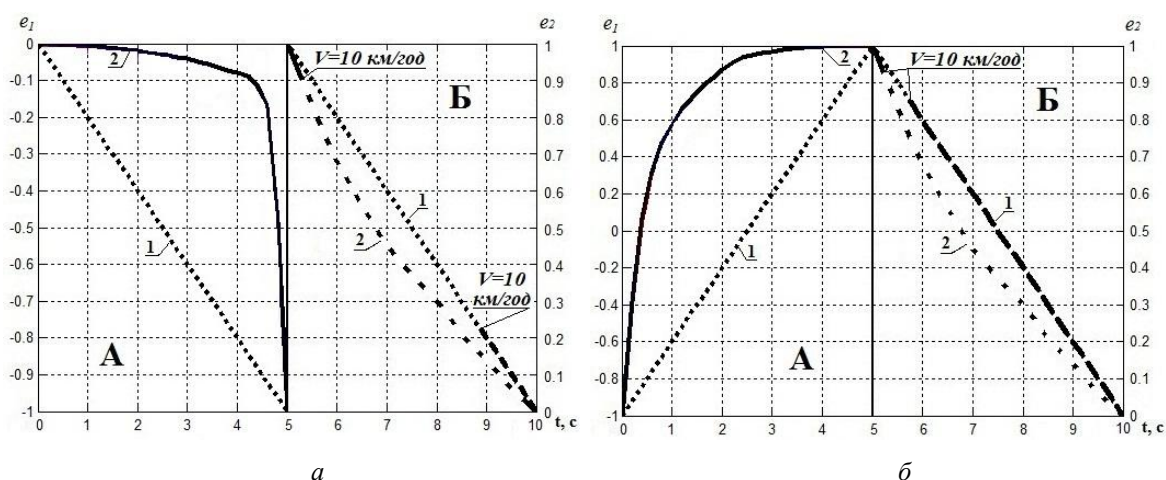


Рис. 2 – Зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$) (залежність параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 від часу t): а – для ГОМТ, що наведено на рис. 1 (а); б – для ГОМТ, що наведено на рис. 1 (б); А – зона регулювання гідронасоса; Б – зона регулювання гідромотора; 1 – прямолінійний закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$); 2 – раціональна зміна параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$)

Таким чином, сформовано підхід для визначення раціональних змін параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону колісного трактора при виконанні операції оранка.

Теоретичне дослідження зміни техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату. В ході теоретичного дослідження визначення значення продуктивності та витрати

палива машинно-тракторного агрегату за зміну при застосуванні лінійного та раціонального закону зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$), проводиться на умовній ділянці поля (рис. 3) з розміром 800×300 м.

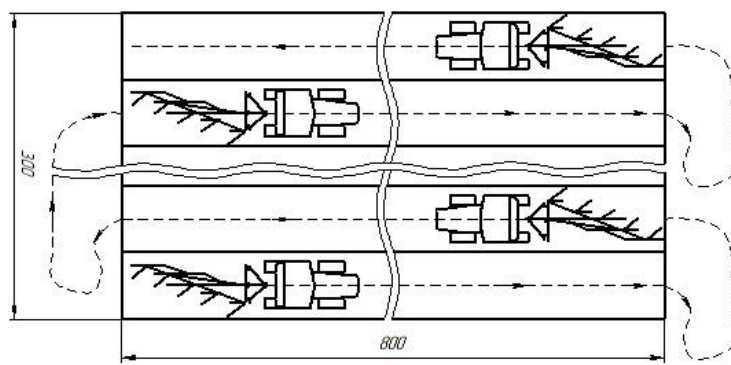


Рис. 3 – Умовна ділянка поля з розміром 800×300 м

Машинно-тракторний агрегат досягає швидкості в 10 км/год, а максимальна глибина обробки ґрунту складає $h_{II} = 0,25$ м при виконанні технологічної операції «оранка». Максимальне значення сили тяги на гаку, відповідно, дорівнює $F_{kp} = 49,0$ кН.

Для визначення продуктивності та витрати палива машинно-тракторного агрегату за зміну необхідно знайти час технологічної роботи (T_p) та час холостого ходу при розвороті машинно-тракторного агрегату (T_x). В ході теоретичного дослідження введемо припущення, що час на технологічне обслуговування агрегату (T_{TEX}), час на щозмінне технічне обслуговування трактора (T_{ETO}) та час на підготовчо-завершальні операції ($T_{ФМЗ}$) рівні 0.

При визначенні часу технологічної роботи (T_p) необхідно з загального часу технологічної роботи, при обробці одного гону, відокремити час розгону.

При визначенні витрати палива за зміну ($Q_{Г.СМ}$) необхідно враховувати витрату палива машинно-тракторного агрегату при розвороті (Q_x). В ході моделювання з'ясовано, що $Q_x = 7$ кг/год.

Необхідно також зауважити, що: агрофон – стерня зернових колосових на середніх суглинках; вологість – фізична стиглість ґрунту; щільність – рівноважна; кут нахилу поверхні – 0° .

Результати теоретичного дослідження зведено до табл. 1.

Таблиця 1 – Результати теоретичного дослідження визначення продуктивності та витрати палива машинно-тракторного агрегату за зміну

Параметр	ГОМТ			
	З диференціалом на вході		З диференціалом на вході	
	Зміна параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$)			
	Лінійна	Раціональна	Лінійна	Раціональна
Довжина гону, м	800		800	
Ширина гону, м	300		300	
Площа поля, га	24,08		24,08	
Ширина захвату, м	3,5		3,5	
Кількість гонів	86		86	
Час розвороту для одного гону (для 86 гонів), с	30 (2580≈0,717 ч)		30 (2580≈0,717 ч)	
Час розгону для одного гону (для 86 гонів), с	8,8 (≈0,22 ч)	5,2 (≈0,12 ч)	5,76 (≈0,13 ч)	5,12 (≈0,12 ч)
Час технологічної роботи для одного гону (для 86 гонів), с	283,4 (≈6,78 ч)	287,8 (≈6,88 ч)	287,6 (≈6,87 ч)	287,8 (≈6,88 ч)
Продуктивність машинно-тракторного агрегату за зміну, га/ч	3,174	3,175	3,172	3,176
Витрати палива за зміну, кг	191,2	189,0	241,5	238,5

На підставі отриманих результатів теоретичного дослідження при застосуванні лінійної та раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП спостерігається підвищення техніко-

економічних показників машинно-тракторного агрегату в ході виконання операції оранка.

Результати застосування раціонального закону зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$) при визначенні продуктивності та

витрати палива машинно-тракторного агрегату за зміну на умовних ділянках поля з розміром 800×300

м (рис. 3) та з розміром 300×800 м (рис. 4), зведено до табл. 2.

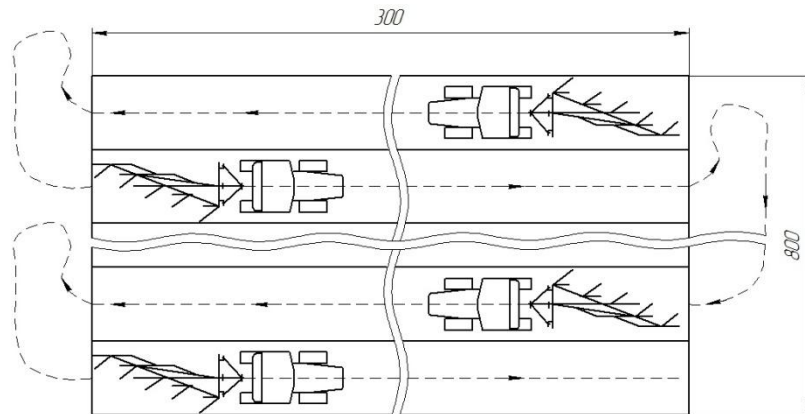


Рис. 4 – Умовна ділянка поля з розміром 300×800 м

Таблиця 2 – Результати теоретичного дослідження визначення продуктивності та витрати палива машинно-тракторного агрегату за зміну

Параметр	ГОМТ			
	З диференціалом на вході		З диференціалом на виході	
	Розмір поля, м			
	300×800	800×300	300×800	800×300
Довжина гону, м	300	800	300	800
Ширина гону, м	800	300	800	300
Кількість гонів	229	86	229	86
Час технологічної роботи для одного гону (для відповідної кількості гонів), с	107,6 (≈6,84 ч)	287,8 (≈6,88 ч)	104 (≈6,61 ч)	287,8 (≈6,88 ч)
Продуктивність машинно- тракторного агрегату за зміну, га/ч	2,77	3,175	2,75	3,176
Витрати палива за зміну, кг	207,0	189,0	265,0	238,5

Таким чином, встановлено, що при дослідженні операції оранки суттєвим чином на техніко-економічні показники машинно-тракторного агрегату впливає спосіб обробки.

Висновки. В роботі наведено підхід для визначення раціональних змін параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону колісного трактора при виконанні операції оранка.

При зіставленні результатів, що отримано при застосуванні раціонального замість лінійного закону зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$), спостерігається:

- збільшення продуктивності машинно-тракторного агрегату за зміну на 0,03 % (для ГОМТ з «диференціалом на вході») та на 0,13 % (для ГОМТ з «диференціалом на виході»);
- зменшення витрати палива машинно-тракторного агрегату за зміну на 1,16 % (для ГОМТ з «диференціалом на вході») та на 1,26 % (для ГОМТ з «диференціалом на виході»).

Порівнюючи результати отримані при застосуванні раціонального закону зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$) на

ділянці поля розміром 800×300 м замість ділянки поля розміром 300×800 м, спостерігається:

- зменшення продуктивності машинно-тракторного агрегату за зміну на 14,9% (для ГОМТ з «диференціалом на вході») та на 13,4% (для ГОМТ з «диференціалом на виході»);
- збільшення витрати палива машинно-тракторного агрегату за зміну на 9,52% (для ГОМТ з «диференціалом на вході») та на 11,1% (для ГОМТ з «диференціалом на виході»).

Список літератури

1. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пеліпенко, М.О. Мітцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
2. Ijas, M., Mäkinen, E. Improvement of total efficiency of hydrostatic transmission by using optimized control / Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, 15–18 September 2008, Toyama. – P. 271–276. DOI: 10.5739/isfp.2008.271
3. Dasgupta, K. Steady state performance analysis of hydrostatic transmission system using two motor simulation drive / K. Dasgupta, N. Kumar, R. Kumar // Journal of the institution of engineers (India). – 2013. – 94 (4). – P. 357–363. DOI: 10.1007/s40032-013-0084-y

4. Самородов В.Б. Обоснование применения гидрообъемно-механических трансмиссий на колесных тракторах путем экспериментального определения основных эксплуатационных характеристик гидрообъемной передачи / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, В.М. Шевцов, Н.А. Митцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 3 – 8.
5. Самородов В.Б. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх, А.П. Кожушко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №60 (966). – С. 105 – 111.
6. Самородов В.Б. Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх, А.П. Кожушко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №30 (1003). – С. 23 – 31.
7. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – № 2/7 (56). – С. 25 – 35.
8. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – № 3/7 (57). – С. 4 – 12.
9. Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб’ємно-механічними трансмісіями / А.П. Кожушко // Сільськогосподарські машини. – 2015. – №31. – С. 70 – 82.
10. Кожушко А.П. Результати моделювання роботи колісного трактора з гідрооб’ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході» / А.П. Кожушко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: Науковий журнал. – 2015. – №1 (3). – С. 93 – 102.
11. Кожушко А.П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб’ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб’ємно-механічною трансмісією / А.П. Кожушко // Вісник Сумського національного аграрного університету. – Суми: CHAY, 2014. – №11 (26). – С. 108 – 114.
12. Samorodov V. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016. – № 4/7 (82). – P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
13. Taran I.O. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission / I.O. Taran, A.P. Kozhushko // Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2016 – ISSN 2412 – 5954. – Vol. 6, Part II: Mechanical Engineering and Physics. – P. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
4. Samorodov V. B., Derkach O. I., Shuba S. A., Shevtsov V. M., Mittsel N.A. Obosnovanie primeneniya gidroob'emno-mekhanicheskikh transmissiy na kolesnykh traktorah putem eksperimentalnogo opredeleniya osnovnykh ekspluatatsionnykh harakteristik gidroob'emnoy peredachi [The justification for applying hydrostatic-mechanical transmissions on wheeled tractors by experimental determination of basic performance of hydrostatic transmission]. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2015, vol. 9, issue 1118, pp. 3 – 8.
5. Samorodov V. B., Ostroverch O. O., Kozhushko A. P. Razrabotka i analiz besstupenchatoy dvuhpotочноy gidroob'emno-mekhanicheskoy transmissii po kriteriyu naibolshego KPD, avtomobilya dlya remonta neftegazovykh skvazhin [Development and analysis of a continuously variable double-split hydrostatic mechanical transmission by the criterion of the highest efficiency, the vehicle for repair of oil and gas wells]. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2012, vol. 60, issue 966, pp. 105 – 111.
6. Samorodov V.B., Ostroverch O. O., Kozhushko A. P. Analiz tehnologicheskogo rezhima raboty besstupenchatoy gidroob'emno-mekhanicheskoy transmissii s ispolzovaniem otechestvennykh gidroagregatov avtomobilya dlya remonta neftegazovykh skvazhin [Analysis of the technological mode of a continuously variable hydrostatic-mechanical transmission with the use of native car repair hydraulic units for oil and gas wells]. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2013, vol. 30, issue 1003, pp. 23 – 31.
7. Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Osnovnyie parametry gidroob'emno-mekhanicheskikh transmissiy, rabotayuschih po sheme “differentsial na vhode” [Basic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, workings on chart “differential on entrance”]. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016, vol. 2/7, issue 56, pp. 25 – 35.
8. Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Osnovnyie parametry gidroob'emno-mekhanicheskikh transmissiy, rabotayuschih po sheme “differentsial na vihode” [Basic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, workings on chart “differential on exit”]. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016, vol. 3/7, issue 57, pp. 4 – 12.
9. Kozhushko A. P. Osoblyvosti roboty kolisnykh traktoriv z hidroob'iemno-mekhanichnyimi transmissiyami [Features of work wheeled tractors with hydrostatic mechanical transmissions]. Silskohospodarski mashyny, 2015, vol. 31, pp. 70 – 82.
10. Kozhushko A. P. Rezultaty modelyuvannya roboty kolisnoho traktora z hidroob'iemno-mekhanichnyimi transmissiyami, shcho pratsiyuiut po skhemi «dyferentsial na vkhodi» [Simulation results of work wheel tractor with hidrostatic mechanical transmissions working on schemes for “planetary gear input”] Modern technologies in engineering and transport, 2015, vol. 1, issue 3, pp. 93 – 102.
11. Kozhushko, A. P. Vyznachennia optymalnoho zakonu zminy parametriv rehuliyuvannya hidromashyn hidroob'iemnoi peredachi v protsesi rozgonu kolisnykh traktoriv z hidroob'iemno-mekhanichnoiu transmissiieiu.[Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluid transfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions] Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrahnoho universytetu, 2014, vol. 11, pp. 108 – 114.
12. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016, vol. 4/7, issue 82, pp. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
13. Taran I.O., Kozhushko, A. P. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission. Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2016 – ISSN 2412 – 5954. – Vol. 6, Part II: Mechanical Engineering and Physics. – pp. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362

References (transliterated)

Надійшло (received): 19.01.2017

Теоретичне дослідження процесу розгону колісного трактора з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією при оранці / А. П. Кожушко, О. М. Агапов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 19 – 25. – Бібліогр.: 13 Назв. – ISSN 2079-0066.

Теоретическое исследование процесса разгона колесного трактора с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией на пахоте / А. П. Кожушко, О. Н. Агапов // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 5 (1227). – С. 19 – 25. – Библиогр.: 13 Назв. – ISSN 2079 0066.

Theoretical investigation of the acceleration wheeled tractor with continuously variable transmission for plowing / A. P. Kozhushko, O. N. Agapov // The bulletin of the National Technical University "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 5 (1227). – P. 19 – 25. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

Кожушко Андрей Павлович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

Kozhushko Andriy Pavlovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

Агапов Олег Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Agapovoleg@gmail.com

Агапов Олег Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Agapovoleg@gmail.com

Agapov Oleg Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Agapovoleg@gmail.com.

О. І. НАЗАРОВ, І. О. НАЗАРОВ, В. І. НАЗАРОВ, Д. В. АБРАМОВ, А. Д. ГАЛУЦКИХ

СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЯТОРІВ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ РОЗПОДІЛ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ МІЖ БОРТАМИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Аналізуються результати стендових досліджень регуляторів гальмівних сил, які забезпечують розподіл гальмівної сили між бортами легкового автомобіля. На прикладі гальмівного привода легкового автомобіля Lanos, обладнаного такими регуляторами, отримано характеристики зміни приводного тиску в контурах, наведено результати стендових випробувань і аналіз отриманих даних в процесі експерименту.

Ключові слова: легковий автомобіль, гальмівний привод, регулятор гальмівних сил, стендові випробування.

Анализируются результаты стендовых исследований регуляторов тормозных сил, которые обеспечивают распределение тормозной силы между бортами легкового автомобиля. На примере тормозного привода легкового автомобиля Lanos, оснащенного такими регуляторами, получены характеристики изменения приводного давления в контурах, приведены результаты стендовых испытаний и анализ полученных данных в процессе эксперимента.

Ключевые слова: легковой автомобиль, тормозной привод, регулятор тормозных сил, стендовые испытания.

The results of bench tests brake force regulators that provide braking force distribution between the sides of the car. For example, the brake drive car Lanos, equipped with such controls obtained specifications change drive pressure in the circuits, the results of bench tests and analysis of the data obtained in the experiment. Analysis of theoretical braking parameters defined by refined and classical theory, showed that for Lanos cars at curb weight performing braking on dry asphalt concrete with an initial speed of 80 km/h, respectively with increasing intensity from braking to $z=0,8$ drive value back pressure in the circuits of brakes can be increased to 32,7 %. But for those cars with full weight growth and lower drive pressure to 18,6 %, due to a decrease aerodynamic point of application of force and center of gravity in this case. It should also be noted that this is a necessary introduction airborne or combined brake distribution circuits drive.

Keywords: passenger car, the brake actuator, the regulator of brake forces, bench tests.

Вступ. Стендові дослідження регуляторів гальмівних сил, що забезпечують бортовий розподіл гальмівної сили, проводилися з використанням гальмівного привода легкового автомобіля Lanos базової комплектації [1].

Аналіз останніх досліджень. Оскільки, коли здійснюється екстрене гальмування, легковий автомобіль рухається з певним прискоренням, то в разі його найбільшого значення динамічні нормальні навантаження на задніх колесах зростають, в порівнянні з статичним розподілом, на 5-12 % [2].

Крім того, у разі гальмування легкових автомобілів на дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям, що має подовжній ухил (10 %), з урахуванням аеродинамічного опору величина реалізованого гальмівного моменту на колесах може бути збільшена: на підйомі на 28 %, на спуску на 24 % [3].

У разі гальмування легкових автомобілів на рівній горизонтальній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям з урахуванням дії аеродинамічного опору величина реалізованого гальмівного моменту на колесах, в порівнянні з класичною теорією, може бути збільшена на 32 % [6].

У разі гальмування легкових автомобілів на горизонтальній дорозі, що має фіксований радіус кривизни (300 м), величина реалізованого гальмівного моменту на колесах, в порівнянні з класичною теорією, може бути збільшена на 39 % [4].

У разі гальмування легкових автомобілів на горизонтальній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям, що має поперечний ухил (3,5 %), величина реалізованого гальмівного моменту на колесах, в порівнянні з класичною теорією, може бути збільшена на 44 % [5].

Отже, із врахуванням експлуатаційних умов гальмування та аеродинамічного опору рухові легкових автомобілів з'являється можливість реалізувати в початковий момент гальмування на колесах більшу гальмівну силу, ніж за класичною теорією [2].

Враховуючи викладене вище, актуальною є задача дослідження динамічних регуляторів гальмівних сил [7], що забезпечують необхідний рівень тиску в контурах задніх гальмівних механізмів для досягнення граничної величини гальмівного моменту на їх колесах у кожному із експлуатаційних випадків.

Мета і постановка задачі. Метою стендових досліджень є отримання статичних характеристик регуляторів гальмівних сил при змінному тискові керування, що відповідає динамічному нормальному навантаженню на передньому колесі відповідного борту під час гальмування автомобіля Lanos в різних експлуатаційних умовах.

Задача дослідження полягає у встановленні взаємозв'язку між тиском в контурах задніх гальмівних механізмів та величиною приводного тиску при змінюваному рівні тиску керування.

Математична модель. Перед проведенням стендових досліджень слід перевірити стенд (рис. 1) для випробувань гальмівної системи легкового автомобіля Lanos, обладнаного гідравлічним гальмівним приводом 1, що містить регулятори гальмівних сил, для чого:

- під'єднати шланг до штуцера колісного циліндра 2, попередньо знявши ковпачок і викрутивши його повністю;

- викрутити штуцери регуляторів гальмівних сил і встановити на них зливні трубки, помістивши їх у

прозорі ємності;
- за допомогою гальмівної педалі 9 закачати гальмівну рідину DOT-4 до витікання її з трубок без бульбашок повітря;

- закрутити штуцери;
- встановити ковпачки на штуцери.

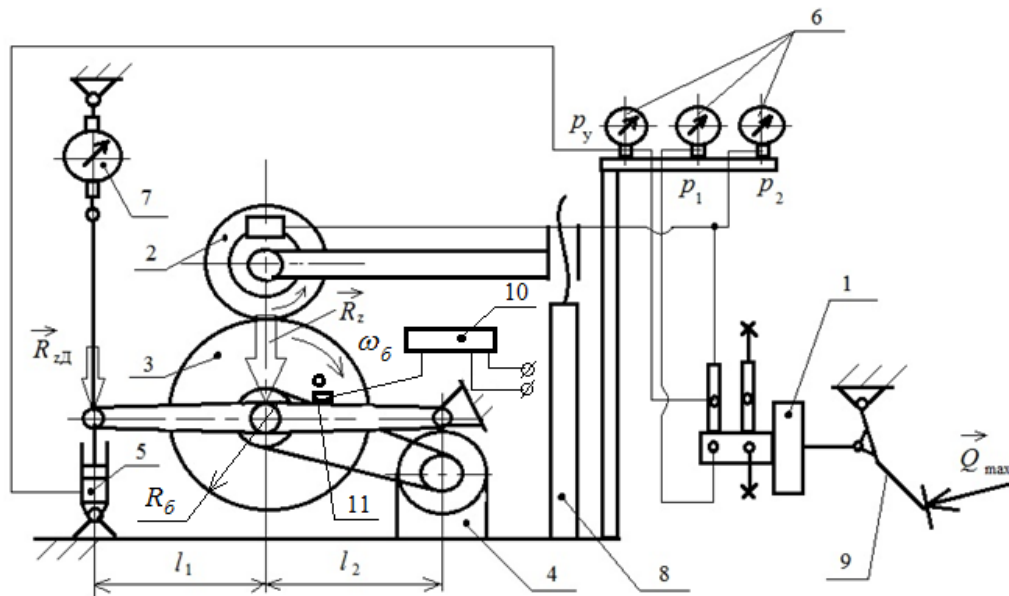


Рис.1 – Схема стелу для дослідження регуляторів гальмівних сил:
1 - гальмівний привод; 2 - колесо в зборі; 3 - барабан; 4 - електропривод барабана;
5 - циліндр керування; 6 - манометри; 7 - динамометр; 8 - гвинтовий пристрій;
9 - педаль в зборі; 10 - прилад комбінований цифровий; 11 - індуктивний датчик.

На стелі (див. рис. 1) імітувалося загальмування автомобіля Lanos, оснащеного шинами 185/75R14 з новим малюнком протектора. Тиск повітря в шині відповідає вимогам інструкції по експлуатації та нормам проведення випробувань [8].

У стелових умовах при імітації гальмувань величина нормального навантаження на колесі відповідала нормальному динамічному навантаженню на передніх колесах легкових автомобілях Lanos в спорядженому стані (1096 кг) та в стані повного завантаження (1595 кг).

Значення нормального динамічного навантаження на колесі, контрольованого динамометром 7 (див. рис. 1), визначалися розрахунковим шляхом за допомогою розробленої комп'ютерної програми, windows-вікно якої представлено на рис. 2.

Під час стелових досліджень величину нормального навантаження на передньому колесі (див. рис. 1) змінювали за допомогою гвинтового пристрою 8, контролюючи її за показаннями динамометра 7, відповідно до формули

$$R_z = R_{zd} \cdot i_R, \quad (1)$$

де R_{zd} - показання динамометра 7;

i_R - передавальне відношення сил, що визначається за формулою

$$i_R = \frac{l_1 + l_2}{l_2}, \quad (2)$$

де l_1, l_2 - відповідно відстані від колеса 2 і динамометра 7 до шарніра рами барабана 3.

Для відтворення дійсних величин нормальних реакцій на передньому колесі при стелових випробуваннях забезпечено конструктивні параметри стелу такі, що $i_R = 3$ відповідає передавальному відношенню сил для важільно-шарнірного механізму, встановленого на автомобілі Lanos.

При зміні нормального навантаження на колесі 2 змінюється сила, що передається на шток циліндра управління 5 (див. рис. 1), та відповідно до цього й тиск управління

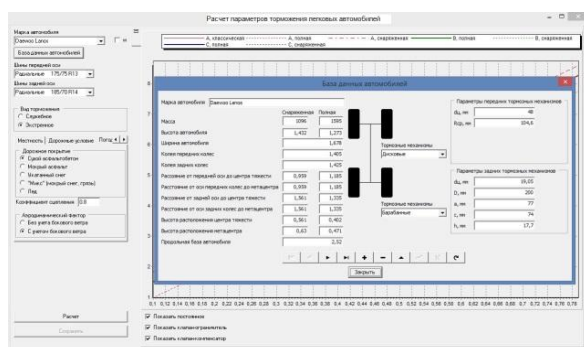


Рис. 2 – Windows-вікно програми

$$p_y = \frac{2R_z}{\pi \cdot d_0^2 \cdot i_R}, \quad (3)$$

де d_0 - внутрішній діаметр циліндра управління 5.

Відповідно до цієї зміни змінюється й тиск, що створюється гальмівним приводом 1 в контурі задніх гальмівних механізмів, наростання якого фіксується манометром 6 (див. рис. 1).

Для отримання статичних характеристик в ході стендових досліджень імітаційні гальмування автомобіля проводилися при одноразовому плавному натисканні на гальмівну педаль та зміні зусилля від 0-490 Н, яке контролювалося за величиною тиску (0-10 МПа) за допомогою манометра 6 (див. рис. 1).

Для дискретного фіксування приводного тиску в контурах підтримувався крок його зростання 1 МПа. За допомогою манометрів 6 (див. рис. 1) фіксувалися рівні тиску в контурах в характерних точках. Після чого проводилося розгальмовування (гальмівна педаль плавно відпускалася до зникнення тиску в контурі) з таким же кроком, і реєструвалася зміна приводного тиску в зворотному напрямку.

Програмою стендових досліджень передбачено проведення серії випробувань, в кожній з яких виконувалося 10 циклічних гальмувань та розгальмовувань при плавному натисканні/відпусканні гальмівної педалі.

Під час імітації загальмовування не допускається багаторазове натискання на гальмівну педаль.

При проведенні досліджень частота обертання барабана 3 відповідала початковій швидкості гальмування автомобіля, що змінювалась в межах 80-150 км/год.

Після завершення кожного циклу гальмувань фіксувалися величини тисків за допомогою манометрів 6 (див. рис. 1): p_1 – на вході регулятора, p_2 – на виході і p_y – тиск управління.

Опис приладів, використовуваних при проведенні стендових досліджень. Засоби вимірювання, що застосовуються при проведенні стендових досліджень, дієздатні і метрологічно повірені.

Для проведення стендових досліджень використовувалося обладнання кафедри технології машинобудування й ремонту машин: гальмівний привод в зборі (рис. 3); циліндри керування (рис. 4) [9, 10].

Для реєстрації рівнів тисків застосовувалися прилади: манометри ОБМГн 1-100 ГОСТ 8625-65 (з межами вимірювань 0-60 МПа, ціною поділки 1 МПа), манометр ОБМ1-160 ГОСТ 2405-80 (з межами вимірювань 0-6 МПа, ціною поділки 0,1 МПа).

Для фіксації зусиль використовувався динамометр ДПУ-0,5-2 ГОСТ 9409-60 (з межами вимірювань 0-5 кН, ціною поділки 50 Н).

Для контролю температурного режиму [11] гальмівного механізму під час проведення стендових досліджень використовувався пірометр.

Вимірювання рівнів тисків в процесі стендових

досліджень проводилося в повній відповідності до [8].

Реєстрація рівнів тисків відбувалася візуально за показаннями відповідних манометрів в процесі поступового нарощування приводного тиску з певним кроком (під час загальмовування) та поступового його зниження (під час розгальмовування).



Рис. 3 – Загальний вигляд регуляторів гальмівних сил в зборі з головним гальмівним циліндром:

- 1 - головний гальмівний циліндр;
2 - регулятор гальмівних сил.



Рис. 4 – Загальний вигляд циліндрів управління в зборі:

- 1 - шланг гальмівний в зборі; 2 - циліндр керування;
3 - болт кріплення гальмівного шланга

Аналіз результатів стендових досліджень. Експериментальні значення тисків в точках спрацьовування регуляторів гальмівних сил легкового автомобіля Lanos зведено до табл. 1.

Оцінка результатів стендових (див. табл. 1) і теоретичних (див. табл. 2) досліджень регуляторів гальмівних сил проводилася згідно [8].

Порівнюючи розрахункові значення приводних тисків в контурах задніх гальмівних механізмів автомобілів Lanos зі спорядженою масою, визначені за уточненою [2] та класичною [3-6] теоріями, можна встановити, що при коефіцієнті гальмування $z=0,5$ рівень тиску в контурах задніх гальмівних механізмів збільшується на 18,6 %, а при $z=0,8$ зростає на 32,7 %, тоді, як в стані повного завантаження він зростає на 10,9 % і 18,6 % відповідно (табл. 2).

Менші значення тисків в контурах задніх гальмівних механізмів з повним завантаженням пояснюються зниженням положення метацентра і центру мас.

Отримані експериментальні рівні тисків для

кожного нормального навантаження на колесі автомобіля в спорядженому стані, наприклад, $R_z=3600$ Н і $R_z=3750$ Н, та з повним завантаженням, наприклад, $R_z=4450$ Н і $R_z=5000$ Н (див. табл. 1), узгоджуються з відповідними теоретичними значеннями (див. табл. 2) при $z=0,5$ і $z=0,8$.

Порівняльний аналіз експериментальних значень тисків (див. табл. 1), отриманих в ході стендових досліджень, і розрахункових даних, отриманих за допомогою комп'ютерної програми (див. табл. 2), показує, що відносна похибка величин, що

відповідають певному навантажувальному стану автомобіля та його початковій швидкості гальмування, не перевищує 6 %, що є допустимим [8].

Статичні характеристики регуляторів гальмівних сил, побудовані за отриманими експериментальними даними (див. табл. 1) приводних тисків, відображають закономірність зміни приводного тиску в гальмівній системі легкового автомобіля Lanos зі спорядженою та повною масою в залежності від тиску керування (зміни нормальної реакції на колесі).

Таблиця 1 - Значення тисків в точках спрацювання регуляторів гальмівних сил

Нормальне навантаження на колесі, R_z , Н		Тиск керування, p_y , МПа	Рівень тиску спрацювання, МПа							
			регулятор №1				регулятор №2			
			p_{10}		p_{20}		p_{10}		p_{20}	
Споряджена маса (1096 кг)	3400	3,5	1,0	0,8	1,0	0,8	1,0	0,8	1,0	0,8
	3450	3,6	1,7	1,6	1,2	1,2	1,5	1,4	1,1	1,1
	3500	3,7	2,6	2,5	1,7	1,6	2,5	2,4	1,6	1,6
	3550	3,8	3,6	3,4	2,2	2,0	3,5	3,3	2,1	2,0
	3600	3,9	4,2	4,0	3,2	3,0	4,1	4,0	3,1	3,0
	3650	4,0	5,2	5,0	3,5	3,4	5,1	5,0	3,4	3,2
	3700	4,1	6,2	6,0	4,0	3,9	6,1	6,0	4,0	3,9
	3750	4,2	7,0	6,8	4,4	4,2	7,1	7,0	4,5	4,4
Повна маса (1595 кг)	4200	4,4	7,2	6,9	4,6	4,3	7,0	6,9	4,4	4,3
	4250	4,5	7,3	7,0	4,8	4,5	7,1	7,0	4,6	4,5
	4300	4,6	7,5	7,3	5,2	5,0	7,6	7,4	5,1	5,0
	4350	4,7	7,6	7,4	5,8	5,6	7,5	7,3	5,7	5,6
	4400	4,8	7,8	7,6	6,0	5,8	7,7	7,4	5,9	5,8
	4450	4,9	8,1	8,0	6,8	6,5	8,0	7,9	6,8	6,6
	4550	5,0	8,3	8,2	7,1	7,0	8,3	8,1	7,2	7,1
	5000	5,1	8,5	8,3	8,4	8,2	8,4	8,3	8,4	8,3

Примітка. Значення тисків, зазначені в графах зліва, відносяться до загальмування, а праворуч – до розгальмування.

У відповідності до отриманих експериментальних даних рівнів приводних тисків (виділено жирним, див. табл. 1) побудовано статичні характеристики регуляторів гальмівних сил, які відображають сімейство кривих, представлених на рис. 5, для вибірових чотирьох навантажувальних станів легкового автомобіля Lanos.

Аналіз отриманих кривих (див. рис. 5) показує, що під час стендових досліджень регуляторів гальмівних сил [7], встановлених в гальмівну систему автомобіля Lanos, мають місце характерні діапазони зміни приводного тиску в залежності від зміни тиску керування:

- а) при $p_y=3,5-4,2$ МПа;
 $p_1=1,0-7,1$ МПа і $p_2=0,8-4,5$ МПа;
- б) при $p_y=4,4-5,0$ МПа;

- $p_1=7,0-8,3$ МПа і $p_2=4,3-7,2$ МПа;
- в) при $p_y \geq 5,1$ МПа; $p_1=p_2=1,0-8,5$ МПа.

Звідки слідує, що в останньому випадку (для автомобілів із повним завантаженням) регулятори гальмівних сил [7] відтворюють існуючий постійний розподіл гальмівних сил (AB, див. рис. 5), забезпечуваний гальмівним приводом.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспективними напрямки досліджень, пов'язані зі створенням гідравлічних гальмівних приводів легкових автомобілів, гальмівні системи яких не обладнано електронними системами слідкування за процесом гальмування, що забезпечують бортовий розподіл гальмівної сили, як ефективних та відносно не дорогих.

Таблиця 2-Теоретичні параметри гальмування, які визначаються за уточненою та класичною теоріями

Початкова швидкість гальмування автомобіля на рівнинній місцевості, 80 км/год									
Маса автомобіля	Параметри гальмування	Горизонтальна дорога із сухим асфальтовим покриттям							
		Коефіцієнт гальмування, z							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
1096 кг	R_{z1} , Н	6766	6872	6978	7083	7189	7295	7400	7506
	R_{z2} , Н	3986	3880	3774	3668	3563	3457	3351	3245
	P_{T1} , Н	677	1374	2093	2833	3595	4377	5181	6005
	P_{T2} , Н	399	776	1132	1467	1781	2074	2846	2596
	R_{z1}° , Н	6899	7139	7378	7618	7857	8096	8306	8575
	R_{z2}° , Н	3852	3613	3374	3134	2895	2655	2446	2177
	P_{T1}° , Н	690	1428	2213	3047	3928	4858	5835	6860
	P_{T2}° , Н	385	723	1012	1254	1447	1593	1691	1741
	p_1 , МПа	0,79	1,62	2,47	3,35	4,24	5,17	6,12	7,10
	p_2 , МПа	0,68	1,33	1,95	2,52	3,06	3,56	4,03	4,46
	p_1° , МПа	0,82	1,68	2,61	3,59	4,64	5,79	6,89	8,1
	p_2° , МПа	0,66	1,24	1,74	2,16	2,49	2,74	2,91	3,0
	p_v , МПа	3,59	3,65	3,70	3,76	3,82	3,87	3,92	3,98
	p_v , МПа	3,59	3,65	3,70	3,76	3,82	3,87	3,92	3,98
1595 кг	R_{z1} , Н	8387	8485	8583	8682	8779	8878	8976	9074
	R_{z2} , Н	7260	7162	7063	6965	6867	6769	6671	6573
	P_{T1} , Н	839	1697	2575	3473	4890	5327	6283	7259
	P_{T2} , Н	726	1432	2119	2786	3434	4062	4670	5258
	R_{z1}° , Н	8539	8788	9038	9288	9537	9787	10036	10286
	R_{z2}° , Н	7108	6859	6609	6359	6109	5860	5611	5361
	P_{T1}° , Н	854	1758	2711	3715	4769	5872	7025	8229
	P_{T2}° , Н	711	1372	1983	2544	3055	3516	3927	4289
	p_1 , МПа	0,99	2,0	3,04	4,1	5,18	6,28	7,42	8,57
	p_2 , МПа	1,25	2,46	3,64	4,78	5,89	6,97	8,02	9,03
	p_1° , МПа	1,01	2,1	3,2	4,38	5,63	6,94	8,3	9,71
	p_2° , МПа	1,22	2,36	3,41	4,37	5,25	6,1	6,75	7,35
	p_v , МПа	4,45	4,50	4,56	4,6	4,66	4,71	4,76	4,82
	p_v , МПа	4,45	4,50	4,56	4,6	4,66	4,71	4,76	4,82

Примітка. Знаком «°» позначаються параметри, що визначаються за класичною теорією.

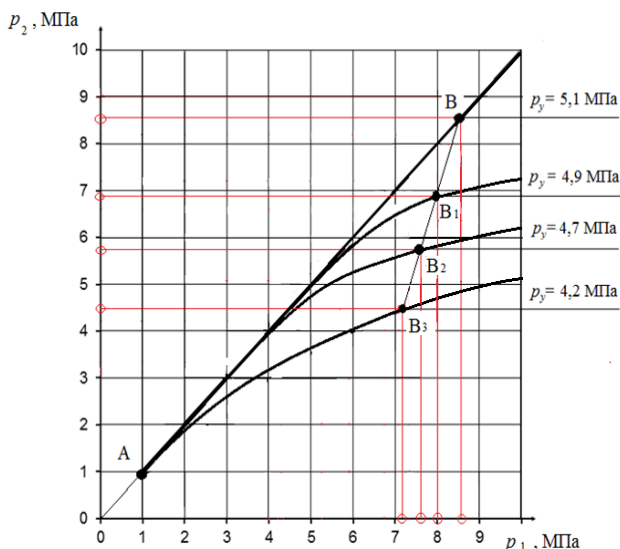


Рис. 5 – Експериментальні характеристики регулювання приводного тиску:

- AB – в стані повного завантаження при $p_y=5,1$ МПа;
- AB₁ – в стані повного завантаження при $p_y=4,9$ МПа;
- AB₂ – в стані повного завантаження при $p_y=4,7$ МПа;
- AB₃ – в стані часткового завантаження при $p_y=4,2$ МПа.

Висновки. Аналіз отриманих теоретичних і експериментальних даних показав, що регулятори гальмівних сил, встановлені в контури задніх гальмівних механізмів автомобіля Lanos, мають широкий діапазон регулювання приводного тиску $p_2=1,0-8,5$ МПа в залежності від тиску управління $3,5 \leq p_y \leq 5,1$ МПа (зміни нормального навантаження на передніх колесах).

Аналіз теоретичних параметрів гальмування, визначених за уточненою та класичною теоріями, показав, що для легкових автомобілів Lanos зі спорядженою масою, загальмовуваних на сухому асфальтобетоні з початковою швидкістю 80 км/год, при збільшенні інтенсивності гальмування від $z=0,5$ до $z=0,8$ величина приводного тиску в контурах задніх гальмівних механізмів може бути збільшена від 18,6 % до 32,7 %. Але, для таких автомобілів з повною масою темп зростання приводного тиску дещо нижчий, що пояснюється зниженням положення метacentра і центру мас в такому разі.

Таким чином, у даній роботі досліджено роботу розроблених регуляторів гальмівних сил, що забезпечують бортовий розподіл гальмівної сили. Слід також зауважити, що при цьому є необхідним впровадження бортової або комбінованої схеми включення контурів гальмівного привода.

Список літератури

1. Легковые автомобили: [каталог] Запорожский автомобильный завод. Модельный ряд выпускаемых на базе завода автомобилей Lanos, Chevrolet, Forza, Chery и др. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.avtozaz.com>. – Дата обращения: 22 апреля 2016.
2. Булгаков Н. А. Исследование динамики торможения автомобиля. Научное сообщение №18 / Булгаков Н. А., Гредескул А. Б., Ломака С. И. – Харьков: Изд-во госуниверситета им. А.М. Горького, 1962. – 36 с.
3. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. – №39(1082). – С. 134-140.
4. Назаров А.И. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65
5. Назаров И.А. Повышение безопасной эксплуатации двухосных транспортных средств автомобильного транспорта / И.А. Назаров, В.И. Назаров // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе [Электронный ресурс]. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2014. – Т.1. – Вып.1 – С. 257-262. – ISSN 2409-7829. Режим доступа: <http://himmot.jimdo.com/auzmtmk-issn-2409-7829/archiv/tom-1-vyp-1-noyabr-2014>; Дата обращения: 10 мая 2016.
6. Назаров В. И. Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги / В. И. Назаров // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Механіка та машинобудування». – Харків, 2014. – №1. – С. 102-110.
7. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, B60T 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.
8. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. – Київ: Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с. – (Національний стандарт України).
9. Назаров В.І. Нове в конструкції гальмівної системи легкових автомобілів, що експлуатуються [Текст] / В.І. Назаров // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля: Міжнародна науково-практ. конф., 15-16 жовтня 2014 р.: зб. тез. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 36-37.
10. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, B60T 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.
11. Гудз Г. С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Г. С. Гудз. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1998. – 139 с.

References (transliterated)

1. Legkovyye avtomobili: [katalog] Zaporozhskiy avtomobilnyy zavod. Modelnyy ryad vypuskayemykh na baze zavoda avtomobiley Lanos. Chevrolet. Forza. Chery i dr. [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.avtozaz.com>.
2. Bulgakov N. A. Issledovaniye dinamiki tormozheniya avtomobilya. Nauchnoye soobshcheniye №18 / Bulgakov N. A., Gredeskul A. B., Lomaka S. I. – Kharkov: Izd-vo gosuniversiteta im. A.M. Gorkogo. 1962. – 36 pp.
3. Nazarov V. I. Matematichne modelyuvannya pererozpodilu reaktsiy na osyakh pid chas ekstrenogo galmuvannya na dorozhi z nakhilom / Nazarov V. I., Nazarov O. I., Nazarov I. O. // Visnik NTU «KhPI»: Seriya «Matematichne modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh». – Kharkiv. 2014. – №39(1082). – pp. 134-140.
4. Nazarov A. I. Pereraspredeleniye vertikalnykh reaktsiy na kolesakh legkovogo avtomobilya. dvizhushchegosya v vozdushnom potoke po gorizontальной doroge s fiksirovannym radiusom krivizny / Nazarov A. I., Nazarov I. A., Nazarov V. I. // Visnik NTU «KhPI»: Seriya «Avtomobile- i traktorobuduvannya». – Kharkiv. 2015. – No.8(1117). – PP. 57-65.
5. Nazarov I. A. Povysheniye bezopasnoy ekspluatatsii dvukhosnykh transportnykh sredstv avtomobilnogo transporta / I. A. Nazarov, V. I. Nazarov // Alternativnyye istochniki energii v transportno-tekhnologicheskoy komplekse [Elektronnyy resurs]. – Voronezh: FGBOU VPO VGLA. 2014. – T.1. – Vol.1 – Pp. 257-262. – ISSN 2409-7829. Rezhim dostupa: <http://himmot.jimdo.com/aiettk-issn-2409-7829/arkhiv/tom-1-vyp-1-noyabr-2014>.
6. Nazarov V. I. Pereraspredeleniye vertikalnykh nagruzok pri ekstrennom tormozhenii legkovogo avtomobilya. dvizhushchegosya v vozdushnom potoke na gorizontальnom uchastke dorogi / Nazarov V. I. // Visnik NTU «KhPI»: Seriya «Mekhanika ta mashinobuduvannya». – Kharkiv. 2014. – no 1. – pp. 102-110.
7. Pat. №76189 Ukraina. MPK 2006.01. V60T 8/24. Pristriy dlya pidvishchennya effektivnosti galmuvannya legkovikh avtomobiliv / [Podrigalo M. A., Nazarov V. I., Nazarov O. I., Nazarov I. O.]; zayavnik i patentotrimach Kharkiv. natsionalniy avtomobilno-dorozhniy universitet №u201207284; zayavl. 15.06.2012; opubl. 25.12.2012. Vol. No 24.
8. Kolisni transportni zasobi. Vimogi shchodo bezpechnosti tekhnichnogo stanu ta metodi kontrolyuvannya (BZ №11-12-2010/436): DSTU 3649: 2010. – Ofits. vid. – [Chinniy vid 28.11.2010]. – Kiev: Derzhspozhivstandart Ukraini. 2011. – 26 pp. – (Natsionalniy standart Ukraini).
9. Nazarov V. I. Nove v konstruktsii galmivnoi sistemi legkovikh avtomobiliv. shcho ekspluatuyutsya [Tekst] / V. I. Nazarov // Novitni tekhnologii rozvitku konstruktsii. virobnitstva. ekspluatatsii. remontu i ekspertizi avtomobilya: Mizhnarodna naukovoprakt. konf.. 15-16 zhovtnya 2014 r.: zb. tez. – Kharkov: KhNADU. 2014. – pp. 36-37.
10. Pat. №76189 Ukraina. MPK 2006.01. V60T 8/24. Pristriy dlya pidvishchennya effektivnosti galmuvannya legkovikh avtomobiliv / [Podrigalo M. A., Nazarov V. I., Nazarov O. I., Nazarov I. O.]; zayavnik i patentotrimach Kharkiv. natsionalniy avtomobilnodorozhniy universitet №u201207284; zayavl. 15.06.2012; opubl. 25.12.2012. Byul. no 24.
11. Gudzh G. S. Temperaturnyye rezhimy friktsionnykh uzlov avtotransportnykh sredstv / Gudzh G. S. – Kharkov: Izd-vo KhGADTU. 1998. – 139 pp.

Надійшла (received) 21.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Стенові дослідження регуляторів гальмівних сил, що забезпечують розподіл гальмівної сили між бортами легкового автомобіля / О. І. Назаров, І. О. Назаров, В. І. Назаров, Д. В. Абрамов, А. Д. Галуцких // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 26–32. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Стеновые исследования регуляторов тормозных сил, обеспечивающих распределение тормозной силы между бортами легкового автомобиля / А. И. Назаров, И. А. Назаров, В. И. Назаров, Д. В. Абрамов, А. Д. Галуцких // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 26–32. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0023.

Poster research brake force regulators to ensure the distribution of braking force between the sides of the car / A. I. Nazarov, I. A. Nazarov, V. I. Nazarov, D. V. Abramov, A. D. Halutskyh // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 26–32. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Назаров Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, г. Харьков; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Назаров Олександр Іванович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Nazarov Alexander Ivanovic – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkov National Automobile and Highway University, Associate Professor of mechanical engineering and repair of machines, Kharkov; tel.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Назаров Иван Александрович – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, аспирант, г. Харьков; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Назаров Іван Олександрович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант, м. Харків; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Nazarov Ivan Aleksandrovich – Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov; tel.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Назаров Владимир Иванович – Запорожский автомобилестроительный завод, ведущий инженер, г. Запорожье; тел.: (0612) 286-10-34; e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.

Назаров Володимир Іванович – Запорізький автомобілебудівний завод, провідний інженер, м. Запоріжжя; тел.: (0612) 286-10-34; e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.

Nazarov Vladimir Ivanovic – Zaporizhia Automobile Plant, chief engineer, Zaporozhye; tel.: (0612) 286-10-34; e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.

Абрамов Дмитрий Владимирович - кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, г. Харьков; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Абрамов Дмитро Володимирович - кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Abramov Dmitry Vladimirovich - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkov National Automobile and Highway University, Associate Professor of mechanical engineering and repair of machines, Kharkov; tel.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@rambler.ru.

Галуцьких Анатолій Данилович – завідувач лабораторії, «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Автомобіле-і тракторобудування»; тел.: (057) 70-76-4-64.

Галуцьких Анатолий Данилович - заведующий лабораторией, «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Автомобиле-и тракторостроения»; тел.: (057) 70-76-4-64.

Halutskyh Anatoly Danilovich - head of the laboratory, "Kharkov Polytechnic Institute", the assistant of "Automotive and tractor"; tel.: (057) 70-76-4-64.

В. Б. САМОРОДОВ, М. О. МІТЦЕЛЬ, Є. С. ПЕЛИПЕНКО

ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗМІЩЕННЯ КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРИВУ В БЕЗСТУПЕНЕВІЙ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

В роботі проведено аналіз існуючих та перспективних схемних рішень розміщення кінематичного розриву для двопотокових безступеневих гідрооб'ємно-механічних трансмісій колісних тракторів тягового класу 4–5 т. Теоретично визначено перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі та кутові швидкості валів гідронасоса та гідромотору при екстремому гальмуванні. Виконано порівняльний аналіз результатів для випадку гальмування трактора з максимальної швидкості та під час виконання технологічної операції. Розглянуто можливі конструктивні прийоми реалізації кінематичного розриву для безступеневих трансмісій колісних тракторів типу ХТЗ.

Ключові слова: трактор, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, кінематичний розрив, муфта зчеплення.

В работе проведен анализ существующих и перспективных схемных решений расположения кинематического разрыва для двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий тракторов тягового класса 4–5 т. Теоретически определены перепад рабочего давления в гидрообъемной передаче и угловые скорости валов гидронасоса и гидромотора при экстремном торможении. Проведен сравнительный анализ результатов для случая торможения трактора с максимальной скорости и при выполнении технологической операции. Рассмотрены возможные конструктивные приемы реализации кинематического разрыва для бесступенчатой трансмиссии колесных тракторов типа ХТЗ.

Ключевые слова: трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, кинематическая разрыв, муфта сцепления.

Article is devoted to analysis of existing and future circuit kinematic rupture location solutions for power split continuously variable hydrostatic-mechanical transmission tractors of 4-5 tons. Theoretically determined drop in operating pressure hydrostatic transmission and angular velocity shafts of hydraulic pump and motor during emergency braking. A comparative analysis of the results braking for the case of a tractor with a maximum deceleration speed and technical operations. Proposed the possible ways implementation of the kinematic design reception gap for CVT wheeled tractor HTZ type.

Keywords: tractor, hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, kinematic rupture, clutch.

Вступ. Трактор є одним з основних елементів системи механізованого сільськогосподарського виробництва. Він має бути здатним виконувати велику кількість технологічних процесів на полі, тваринництві та транспорті. Тому щорічно в світі з'являються нові моделі колісних та гусеничних тракторів, різних як за потужністю, так і за конструкцією.

Загальносвітові тенденції щодо оснащення тракторів безступінчастими двопотоковими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ) спрямовані на поліпшення умов праці механіка-водія та підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) машинно-тракторного агрегату (МТА) при виконанні сільськогосподарських операцій та в транспортному режимі [1].

В Україні роботи з розробки та впровадження у виробництво першої української безступінчастої ГОМТ-1С типу з диференціалом "на виході" для колісних тракторів потужністю 210-240 к.с. були розпочаті на АТ "ХТЗ" сумісно з НТУ "ХПІ" в 2013 р. та успішно завершені у лютому 2015 р. Це дало суттєвий поштовх для розвитку тракторобудування в Україні та наблизило технічний рівень вітчизняних тракторів до рівня зразків світових лідерів галузі Fendt, John Deere, Massey Ferguson, CASE, Deutz-Fahr та ін.

Перспективним напрямком для вітчизняної науки та промисловості є розробка безступеневих трансмісій для спеціалізованої техніки на базі колісних тракторів, такої як фронтальні навантажувачі та маневрові залізничні мотовози, особливості роботи яких дозволяють в повній мірі

реалізувати переваги безступінчастого регулювання швидкості і тягового зусилля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел вказує, що у фундаментальних роботах Бабаєва О.М., Ігнатова Л.І., Кісточкіна Є.С., Петрова В.А., Аврамова В.П., Красенькока В.І., Вашеца А.Д., Самородова В.Б., Городецького К. І. [2 – 7] узагальнено накопичений досвід у галузі обґрунтування структурних схем, методів розрахунку, конструювання та випробування дослідних зразків гідрооб'ємних передач (ГОП) та ГОМТ.

Питанням динаміки гальмування колісних тракторів оснащених ГОМТ присвячені наукові публікації Бондаренка А. І. [8 – 9]. В роботах Тарана І. А. [10 – 11] обґрунтовано методи визначення кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ та потоків потужності. У Росії та країнах СНД ведуться дослідження в галузі робочих процесів в ГОП [12], також відомі розробки машин підвищеної прохідності [13] та лісотехнічних тракторів [14] з повнопотоковими гідрооб'ємними трансмісіями, однак, проблеми двопотокових ГОМТ не вивчаються.

Проведений літературний аналіз вказує, що ґрунтовні дослідження впливу розміщення кінематичного розриву для двопотокових ГОМТ на кінематичні та силові параметри трансмісії та їх працездатність досі не велись, що робить даний напрямок досліджень актуальним для сучасної науки та промисловості.

Мета дослідження, постановка задачі. Беручи до уваги активне впровадження ГОМТ,

© В. Б. Самородов, М. О. Мітцель, Є. С. Пелипенко, 2017

широкий спектр можливих кінематичних схем та конструктивних рішень необхідно відкинути заздалегідь непрацездатні варіанти ще на етапі обґрунтування. Досвід проектування вітчизняних та зарубіжних тракторних ГОМТ свідчить, що на відміну від автомобільних безступеневих трансмісій педаль зчеплення необхідна трактору задля від'єднання двигуна від трансмісії при запуску в холодну пору року, при роботі на стаціонарних режимах з ввімкненим валом відбору потужності, екстремому гальмуванню та ін.

Метою даної роботи є встановлення залежності кінематичних та силових параметрів ГОМТ типу з диференціалом "на виході" колісного трактору, зокрема кутових швидкостей валів гідронасоса та гідромотора і перепаду робочого тиску, в режимі вільного гальмування трактора з від'єднанням двигуна на різних швидкісних та навантажувальних режимах в залежності від місця розміщення кінематичного розриву.

Безступенева ГОМТ-1С вже довела свою високу ефективність під час натурних та стендових випробувань, а результати цих випробувань висвітлені в наукових роботах [1]. Сама трансмісія

має великий потенціал для модернізації і її конструкція дозволяє використовувати для реалізації кінематичного розриву гідропідтискні муфти на гідромоторі чи гідронасосі або штатну муфту зчеплення, яка може поставлятися разом з двигуном.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- обґрунтувати вибір навантажувальних та швидкісних режимів колісного трактору;
- теоретично дослідити вплив розміщення кінематичного розриву на основні кінематичні та силові параметри трансмісії при від'єданому двигуні;
- виробити рекомендації до конструкції перспективних ГОМТ.

Способи реалізації кінематичного розриву в ГОМТ. Відома конструкція двопотокової ГОМТ-1С (рис. 1) містить дві гідропідтискні муфти. Муфта гідронасосу задіюється при температурі навколишнього середовища нижчій за "мінус" 5°C для прогріву робочої рідини в гідросистемі ГОП, муфта гідромотору зв'язана з педаллю зчеплення трактора.

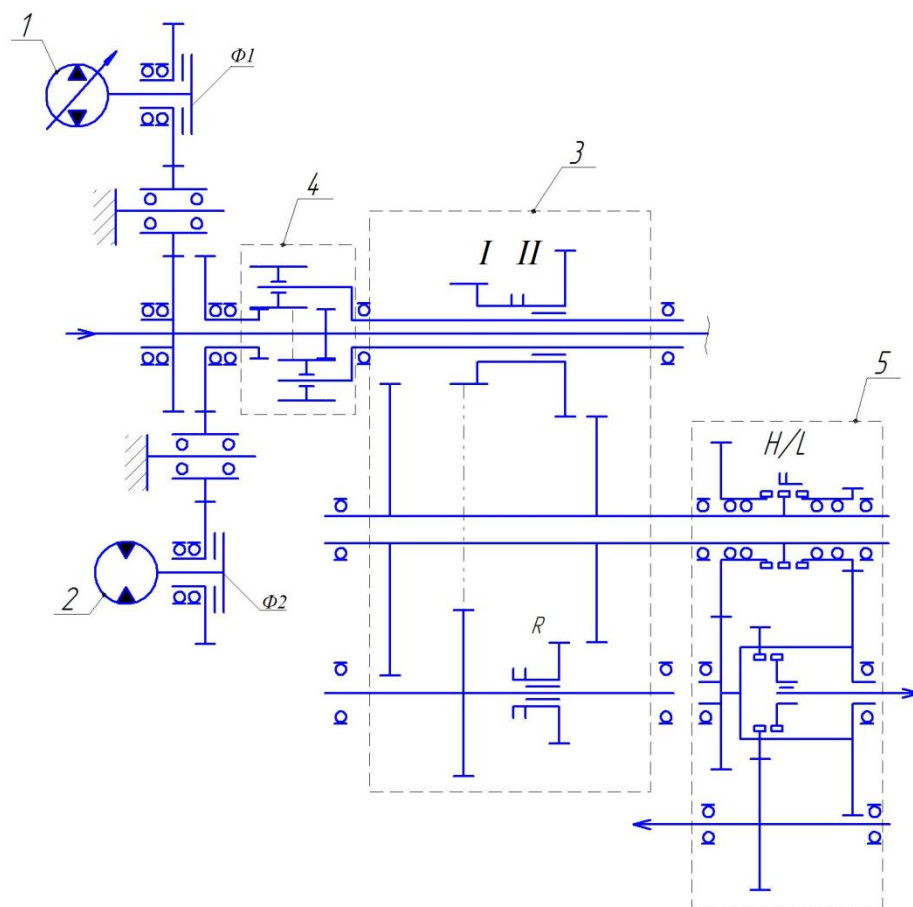


Рис. 1 – Кінематична схема трансмісії ГОМТ-1С:

1 – регульований гідронасос; 2 – нерегульований гідромотор; 3 – коробка діапазонів; 4 – планетарний суматор; 5 – роздавальна коробка.

На рисунку 2 узагальнено можливі способи реалізації кінематичного розриву для замкнутого контуру ГОМТ з диференціалом "на виході".

Трансмісія ГОМТ-1С належить до типу з "муфтою на гідромоторі" (рис. 2, б).

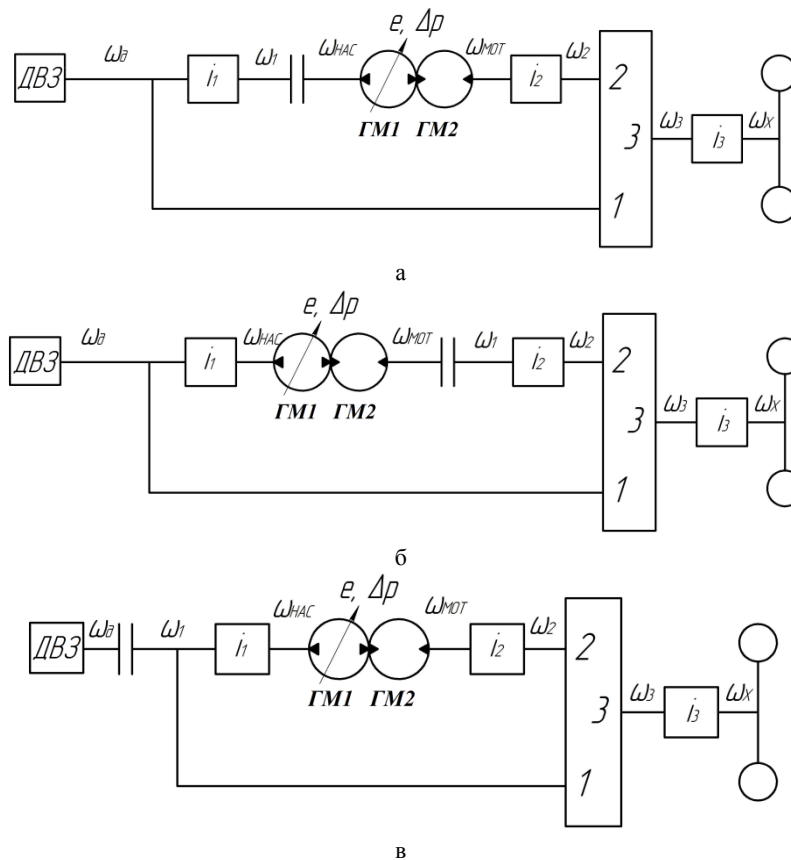


Рис. 2 – Способи реалізації кінематичного розриву ГОМТ:
а – "муфта на гідронасосі"; б – "муфта на гідромоторі"; в – "штатна муфта зчеплення".

Конструкція, в якій кінематичний розрив реалізується за допомогою штатної муфти зчеплення (рис. 2, в), реалізовано в ГОМ КП "Спецкран", яку розроблено науковцями кафедри автомобіле- і тракторобудування НТУ "ХПІ" для трактора-мотовоза за госпдоговором № 26631 і захищено патентами України.

Істотною перевагою конструкції ГОМ КП "Спецкран" є:

1. Відсутність гідроподтискових муфт на валах гідронасоса і гідромотора, які виконували роль зчеплення, а також гідралічної системи управління (трубопроводів, фільтрів);

2. Відсутність двох паразитних шестерень в приводі гідронасоса і гідромотора, несучого валу та чотирьох підшипників;

3. Можливість установки генератора на привідну шестерню гідромотора для рекуперації енергії в режимі гальмування трактора-мотовоза (при роботі в зоні циркуляції потужності в замкнутому контурі ГОМ КП "Спецкран").

На рис. 3 представлена кінематична схема планетарного механізму ГОМ КП "Спецкран", який має принципові конструктивні відмінності.

Представлені конструкції наочно демонструють всю складність обґрунтування

схемного рішення безступеневої ГОМТ, яке має забезпечувати максимальну ефективність при виконанні технологічних операцій, простоту конструкції, ремонтпридатність та високу надійність.

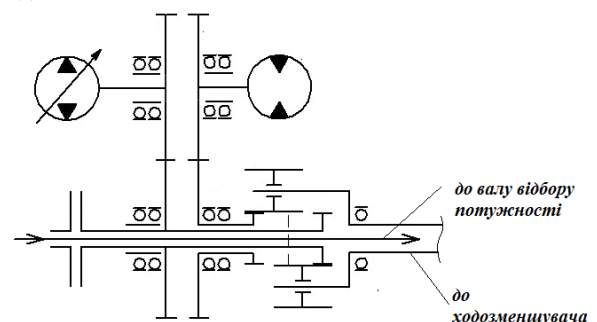


Рис. 3 – Кінематична схема планетарного механізму ГОМ КП "Спецкран".

Обґрунтування навантажувальних та швидкісних режимів колісного трактору. Характерні для ГОМТ з диференціалом "на виході" прямий та зворотній потік через ГОП вимагає чіткого розуміння процесів, що будуть відбуватися в трансмісії коли механік-водій натисне на педаль зчеплення.

В роботах [1–2, 4] дані вичерпні математичні моделі для визначення взаємозв'язку кінематичних і силових параметрів в ГОМТ та визначення об'ємних і механічних втрат [6–7] і їх було використано в даному розрахунку.

Для розрахунків було прийнято трактор ХТЗ-21021 масою $m=10000$ кг, двигун Д260.4-237 номінальною потужністю 147 кВт при кутовій швидкості колінчастого валу $\omega_{\text{дв}}=220$ рад/с, типорозмір шин 21,3 R24, гідромашини ГСТ-112, передавальні відношення $i_1=0,884$, $i_2=1,136$, $i_3=0,022$ ($i_3=0,069$ при русі з максимальною швидкістю на IV діапазоні), внутрішнє передавальне відношення планетарного механізму $k=-1$, сумарний коефіцієнт опору руху $f=0,5$ ($f=0,05$ при русі з максимальною швидкістю на IV діапазоні).

Теоретичне дослідження проведено для режиму оранки при значенні відносного параметра регулювання ГОП $e=0,44$, що відповідає швидкості $V=8$ км/год без урахування буксування та для режиму сталого руху при $e=1,0$, що відповідає швидкості $V=37,9$ км/год.

Запропоновані режими є найбільш важкими для трансмісії та трактора в цілому, в першому випадку трансмісія передає максимальний крутний момент, в другому – ланки обертаються з максимальною кутовою швидкістю.

Визначення впливу розміщення кінематичного розриву в ГОМТ з диференціалом "на виході" на кінематичні та силові показники. Відомо, що максимальний ККД гідрооб'ємні машини досягають при роботі в доволі вузькому діапазоні кутових швидкостей, зокрема для машин серії ГСТ-112 це $n=2500$ об/хв і даний фактор враховується при виборі передавальних відношень узгоджувальних редукторів i_1 , i_2 . Перевищення кутової швидкості гідромашин більше ніж $n_{\text{max}}=3000$ об/хв не допускається. Так само не допускається перевищення значення перепаду робочого тиску в ГОП вище за $\Delta P_{\text{max}}=40$ МПа, оскільки це супроводжується спрацюванням запобіжного клапану та істотно зменшує ресурс гідропередачі.

Вирішення поставленої задачі велось за наступним алгоритмом:

1) визначення кутових швидкостей всіх ланок ω_i без урахування втрат;

2) визначення перепаду робочого тиску ΔP з урахуванням механічних втрат ΔM_i в гідронасосі та гідромоторі і ККД зубчастих редукторів $\eta_{\text{ред}}=0,98$ [4–7];

3) визначення перепаду робочого тиску ΔP^* з урахуванням ΔM_i , $\eta_{\text{ред}}$ та об'ємних втрат в гідронасосі та гідромоторі ΔQ_i [4–7];

4) визначення кутових швидкостей всіх ланок ω_i^* з урахуванням об'ємних і механічних втрат.

Розміщення кінематичного розриву на валу регульованого гідронасосу (рис. 2, а) несе небезпеку для елементів ГОМТ. При малих значеннях відносного параметра регулювання $e=-0,1\dots+0,1$ коли ГОП працює в зворотному потоці потужності [1, 4] нерегульований гідромотор працює в режимі гідронасосу і відповідно кутова швидкість ГМ1 визначається за формулою

$$\omega_{\text{ГМ1}} = \frac{\omega_{\text{ГМ2}}}{e} \rightarrow \infty, \quad (1)$$

де $\omega_{\text{ГМ1}}$, $\omega_{\text{ГМ2}}$ – кутові швидкості відповідно регульованого гідронасосу ГМ1 та нерегульованого гідромотору ГМ2.

Для того щоб трансмісія побудована за розглянутою схемою була працездатною, необхідно передбачити засоби автоматизації, які б автоматично виводили параметр регулювання ГОП в значення $e=-0,5\dots-1,0$ одночасно з натисненням на педаль зчеплення, щоб не допустити надмірне розкручування вала гідронасосу. Відсутність відомих аналогів, що були б побудовані за даною схемою, не дозволяє повністю оцінити її переваги і недоліки, тому актуальною задачею є створення універсального лабораторного стенду для моделювання роботи всіх трьох запропонованих на рисунку 2 схем.

На рис. 4 (а, б, в) представлені результати розрахунку ΔP , $\omega_{\text{НАС}}$, $\omega_{\text{МОТ}}$ для колісного трактору в режимі вільного гальмування з ГОМТ з "муфтою на насосі" (рис. 2, а). Цифрою "1" на рисунках 4,5 та 7 позначені графіки, що відповідають технологічній операції оранка, цифрою "2" – рух на транспортному діапазоні з максимальною швидкістю. Аналіз отриманих залежностей дозволить визначити напрямки розвитку конструкцій перспективних ГОМТ колісних тракторів.

Рисунок 5 (а, б, в) демонструє результати розрахунку поведінки перепаду робочого тиску ΔP в ГОП та зміну кінематичних показників $\omega_{\text{НАС}}$ та $\omega_{\text{МОТ}}$ для колісного трактору в режимі вільного гальмування з ГОМТ з "муфтою на моторі" (рис. 2, б).

Характер графіків, що представлено на рис. 5 пояснюється тим, що при натисненні на педаль зчеплення не розривається зв'язок між двигуном та гідронасосом, який має постійні оберти $\omega_{\text{НАС}}$, так само $\omega_{\text{МОТ}} = \text{const}$. Навантаження в ГОП (ΔP) визначається власними механічними та об'ємними втратами в гідромашині і є незначним. Дане явище було підтверджено на колісному тракторі ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С під час гальмівних випробувань (рис. 6).

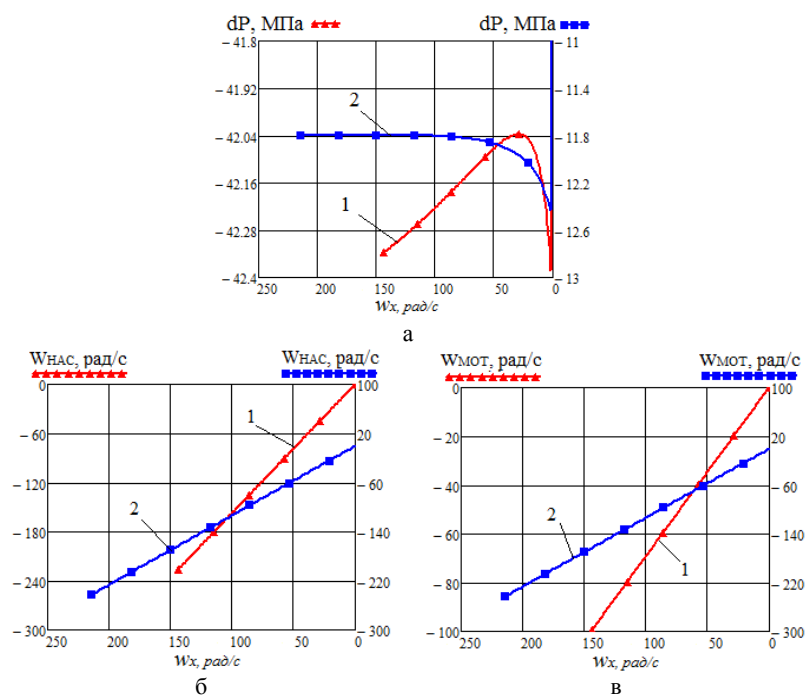


Рис. 4 – Силкові та кінематичні показники ГОМТ з "муфтою на гідронасосі":
а – перепад робочого тиску ΔP , МПа; б – кутова швидкість вала гідронасоса $\omega_{нас}$ ($\omega_{ГМ1}$), рад/с;
в – кутова швидкість вала гідромотора $\omega_{мот}$ ($\omega_{ГМ2}$), рад/с

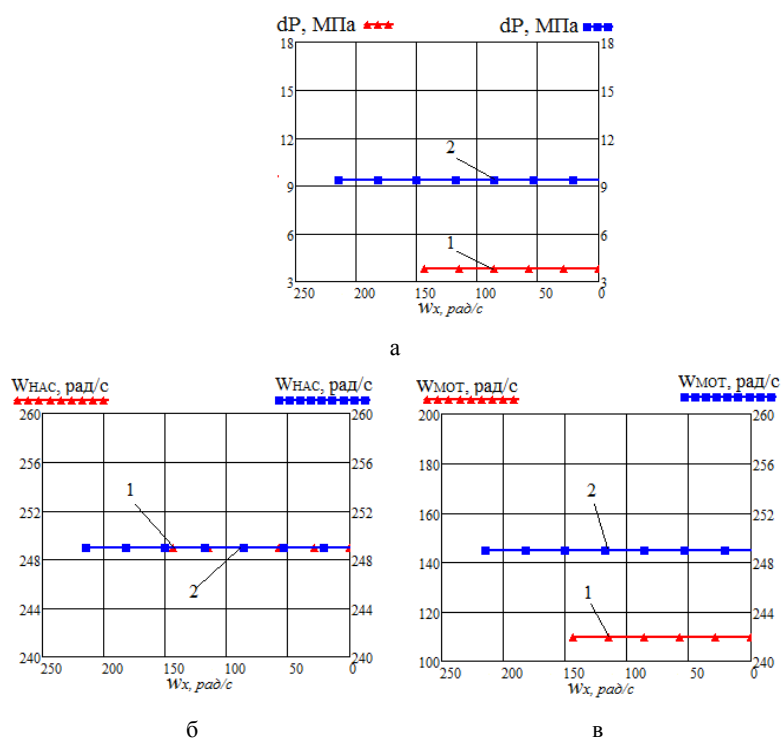


Рис. 5 – Силкові та кінематичні показники ГОМТ з "муфтою на гідромоторі":

а – перепад робочого тиску ΔP , МПа; б – кутова швидкість вала гідронасоса $\omega_{нас}$ ($\omega_{ГМ1}$), рад/с; в – кутова швидкість вала гідромотора $\omega_{мот}$ ($\omega_{ГМ2}$), рад/с.

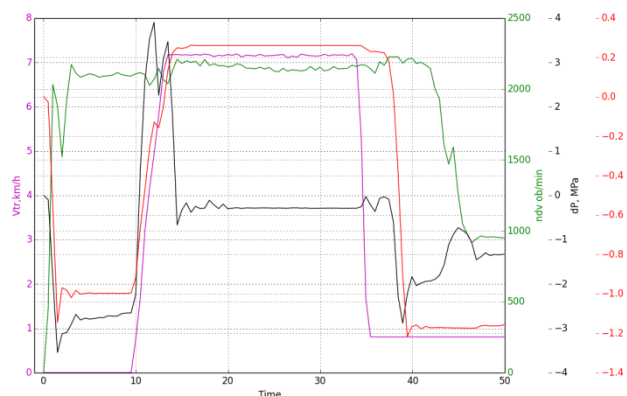


Рис.6 – Експериментальна діаграма колісного трактору ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С при екстремуму гальмуванні (штатні гальма + зчеплення) на II-му діапазоні

На рисунку 7 (а, б, в) представлені результати розрахунків трансмісії побудованої за структурною схемою "з штатною муфтою зчеплення" (рис. 2, в)

Після натиснення на педаль зчеплення в даному випадку в трансмісії утворюється замкнений контур ГОМТ, в якому споживачем енергії виступає лише ГОП.

Проведений повний аналіз швидкісних та навантажувальних режимів, зокрема в зонах з $e = -0,1 \dots +0,1$ підтвердив, що випадкове натиснення на педаль зчеплення під час руху, або

екстремне гальмування, коли механік-водій не встигає одночасно перевести важіль керування ГОП в значення $e = -1,0$ не тягнуть за собою перевищення ΔP , $\omega_{НАС}$, $\omega_{МОТ}$, а схема ГОМ КП "Спецкран" трактора-мотовоза є перспективною для виробництва.

Проте для трансмісій даного типу, беручи до уваги принципову схемну новизну та відсутність аналогів, доцільним є проведення експериментальної оцінки теплового режиму ГОП на описаних режимах.

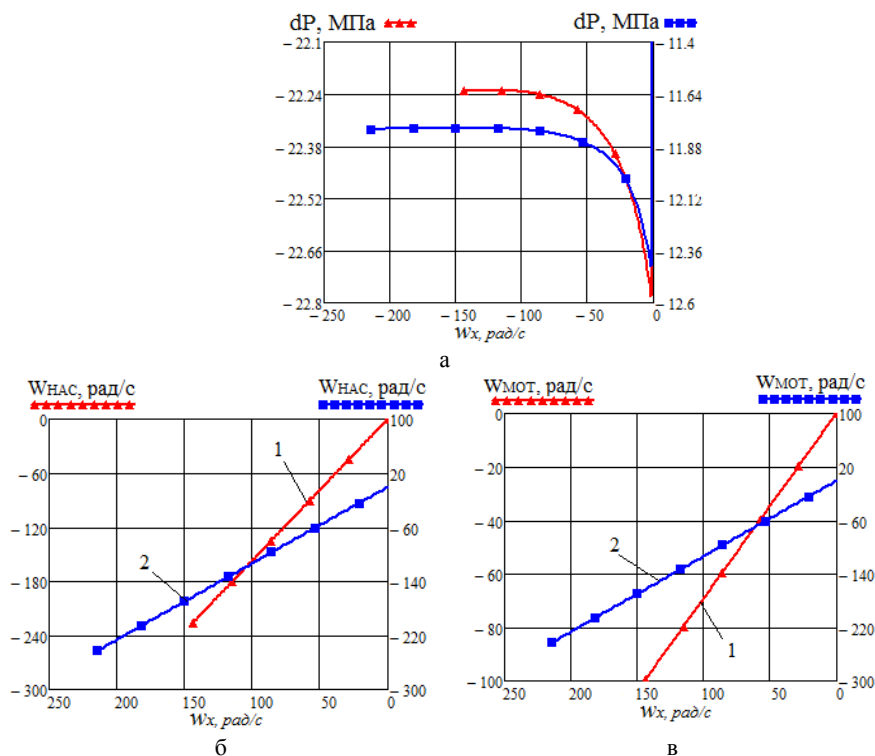


Рис. 7 – Силкові та кінематичні показники ГОМТ з "штатною муфтою зчеплення":

а – перепад робочого тиску ΔP , МПа; б – кутова швидкість вала гідронасоса $\omega_{НАС}$ ($\omega_{ГМ1}$), рад/с; в – кутова швидкість вала гідромотора $\omega_{МОТ}$ ($\omega_{ГМ2}$), рад/с.

Висновки. В роботі проведено теоретичне дослідження впливу розміщення кінематичного розриву в двопотоковій безступеневій ГОМТ з диференціалом "на виході" на силові та кінематичні показники трансмісії. Встановлено, що оптимальними з точки зору ΔP , $\omega_{\text{НАС}}$, $\omega_{\text{МОТ}}$ є схеми з "муфтою на моторі", для яких спостерігається лінійна поведінка досліджуваних величин, а ГОП продовжує функціонувати отримуючи обертання від ДВЗ, недоліком даного схемного рішення є наявність гідросистеми курування гідропідтисконою муфтою, а сама трансмісія має більше складових елементів.

Для схеми з "муфтою на гідронасосі" спостерігаються значення $\Delta P \approx 42$ МПа та $\omega_{\text{НАС}} \geq 300$ рад/с, що перевищує максимально допустимі.

Конструкція з "штатною муфтою зчеплення" ускладнена вузлом вала відбору потужності (ВОМ), оскільки зупинка ВОМ при натисненні на педаль зчеплення не допускається. Проте перевищення допустимих значень досліджуваних параметрів немає.

Список літератури

1. Митцель М. О. Влияние особенностей зон работы гидропередачи на технико-экономические показатели колесных тракторов с безступенчатими гидрообъемно-механическими трансмиссиями : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.02 [Электронный ресурс] / Микола Олександрович Митцель ; [наук. керівник Самородов В. Б.] ; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків, 2016. – 21 с. – Бібліогр. : с. 17-18. – укр.
2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / [О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин и др.]; под общ. ред. Е. С. Кисточкина. – Л. : Машиностроение, 1987. – 256 с.
3. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
4. Аврамов В. П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин : учебное пособие / В. П. Аврамов, В. Б. Самородов – Харьков : ХПИ, 1986. – 76 с.
5. Красеньков В. И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В. И. Красеньков, А. Д. Ваиц. – Москва: Машиностроение, 1986. – 272 с.
6. Городецкий К. И. Математическая модель объемных гидромашин / К. И. Городецкий, А. А. Михайлин // Вестник Машиностроения. – Москва: 1981. – № 9. – С. 14-17.
7. Городецкий К. И. Механический КПД объемных гидромашин / К. И. Городецкий // Вестник машиностроения. – М., 1977. – № 7. – С. 19-23.
8. Бондаренко А.И., Митцель Н.А., Пелипенко Е.С. Методика экспериментального исследования процесса торможения трактора Fendt 936 Vario // Материалы второй Международной научно-практической конференции «Инновации и исследования в транспортном комплексе», 5 – 6 июня 2014 г., Курган/ ЗАО «Курганстальмост». – Курган: ЗАО «Курганстальмост», 2014. – С. 6 – 10.
9. Бондаренко А.И. Математична модель процесу гальмування колісного трактора/ А.І. Бондаренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №43. – С. 78 – 83.
10. Таран І. А. Распределение потоков мощности в трансмиссии шатного дизелевоза, работающей по схеме «дифференциал на выходе» / И. А. Таран // Вісник

Донбаської державної машинобудівної академії. – 2013. – № 1 (30). – С. 116-120.

11. Таран І. А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе / И. А. Таран // Наукові нотатки : міжвузівський збірник. – Луцьк. – 2012. – № 37. – С. 316-320.
12. Веренич І. А. Сравнительный анализ методик расчета КПД гидрообъемной передачи свеклоуборочного комбайна / И. А. Веренич, В. И. Дыдик // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 12-й Международной научно-технической конференции. – Минск : БНТУ, 2014. – Т. 2. – С. 28.
13. Прочко Е. И. Методы построения систем силовых гидрообъемных приводов колес полноприводных автомобилей : дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Евгений Игнатьевич Прочко. – Москва, 2006. – 213 с.
14. Щербина А. В. Обоснование параметров и режимов работы объемного гидропривода трансмиссий гусеничных лесопромышленных тракторов : дисс. ... канд. техн. наук: 05.21.01. / Антон Владимирович Щербина. – Красноярск, 2010. – 128 с.

References (transliterated)

1. Mittsel M. O. Vpliv osoblivih zon roboti gidroperedachi na tehniko-ekonomichni pokazniki kolisnih traktoriv z bezstupinchastimi gidroob'emno-mehanichnimi transmissiyami : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: spets. 05.22.02 [Elektronniy resurs] / Mikola Oleksandrovich Mittsel ; [nauk. kerivnik Samorodov V. B.]; Harkivskiy politehnichniy In-t, nats. tehn. un-t. – Harkiv, 2016. – 21 p. – Bibliogr. : pp. 17-18. – ukr.
2. Ob'emnyie gidromehanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovaniye / [O. M. Babaev, L. I. Ignatov, E. S. Kistochkin i dr.]; pod obsch. red. E. S. Kistochkina. – Luts'k : Mashinostroenie, 1987. – 256 p.
3. Petrov V. A. Gidroob'yomnyie transmissii samohodnyih mashin / V. A. Petrov. – M. : Mashinostroenie, 1988. – 248 pp.
4. Avramov V. P. Gidroob'emnyie peredachi v gidroob'emnyih transmissiyah transportnyih mashin : uchebnoe posobie / V. P. Avramov, V. B. Samorodov – Harkov : HPI, 1986. – 76 pp.
5. Krasnenkov V. I. Proektirovaniye planetarnyih mekhanizmov transportnyih mashin / V. I. Krasnenkov, A. D. Vashets. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 272 pp.
6. Gorodetskiy K. I. Matematicheskaya model ob'emnyih gidromashin / K. I. Gorodetskiy, A. A. Mihaylin // Vestnik Mashinostroeniya. – Moscow: 1981. – no 9. – pp. 14-17.
7. Gorodetskiy K. I. Mekhanicheskiiy KPD ob'emnyih gidromashin / K. I. Gorodetskiy // Vestnik mashinostroeniya. – Moscow, 1977. – no 7. – pp. 19-23.
8. Bondarenko A.I., Mittsel N.A., Pelipenko E.S. Metodika eksperimentalnogo issledovaniya protsesa tormozheniya traktora Fendt 936 Vario // Materialy vtoroy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsii i issledovaniya v transportnom komplekse», 5 – 6 iyunya 2014 g., Kurgan/ ZAO «Kurganstal'most». – Kurgan: ZAO «Kurganstal'most», 2014. – pp. 6 – 10.
9. Bondarenko A.I. Matematichna model protsesu galmuvannya kolisnogo traktora/ A.I. Bondarenko // Visnik Natsionalnogo tehnlchnogo univversitetu «KhPI». – Harkiv: NTU «KhPI». – 2011. –no 43. – pp. 78 – 83.
10. Taran I. A. Raspredeleniya potokov moschnosti v transmissii shahtnogo dizelevoza, rabotayushey po sheme «differentsial na vyihode» / I. A. Taran // Visnik Donbaskoyi derzhavnoyi mashinobudivnoyi akademiyi. – 2013. – no. 1 (30). – pp. 116-120.
11. Taran I. A. Vzaimosvyaz krugovogo peredatochnogo otnosheniya dvuhpotochnoy transmissii s parametrom regulirovaniya v sluchae planetarnogo mehanizma na vhode / I. A. Taran // NaukovI notatki : mIzhvuzIvskiy zbIrnik. – Luts'k. – 2012. – no. 37. – pp. 316-320.
12. Verenich I. A. Sravnitelnyiy analiz metodik rascheta KPD gidroob'emnoy peredachi sveklouborochnoy kombayna / I. A. Verenich, V. I. Dyidik // Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike : materialy 12-y Mezhdunarodnoy nauchno-

- tehnicheskoy konferentsii. – Minsk : BNTU, 2014. – Т. 2. – pp. 28.
13. Prochko E. I. Metodyi postroeniya sistem silovyih gidroob'emnyih privodov koles polnoprivodnyih avtomobiley : diss. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03. / Evgeniy Ignatevich Prochko. – Moskva, 2006. – pp. 213.
14. Scherbina A. V. Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty ob'emnogo gidroprivoda transmissiy gusenichnyih

lesopromyshlennyih traktorov : diss. ... kand. tehn. nauk: 05.21.01. / Anton Vladimirovich Scherbina. – Krasnoyarsk, 2010. – pp. 128.

Надійшла (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Обґрунтування розміщення кінематичного розриву в безступеневій гідрооб'ємно-механічній трансмісії колісного трактора / В.Б. Самородов, М.О. Мітцель, Є.С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 33 – 40. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0066.

Обоснование размещения кинематического разрыва в бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии колесного трактора / В.Б. Самородов, Н.А. Митцель, Е.С. Пелипенко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 5 (1227). – С. 33 – 40. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0066.

Justification of accommodation kinematic discontinuity in a continuously variable hydrostatic-mechanical transmission wheeled tractor / V.B. Samorodov, N.A. Mittsel, E.S. Pelipenko // The bulletin of the National Technical University "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 5 (1227). – P. 33 – 40. Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

Самородов Вадим Борисович – доктор технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

Samorodov Vadim Borisovich – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

Мітцель Микола Олександрович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel_nicholay@ukr.net

Митцель Николай Александрович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel_nicholay@ukr.net

Mittsel Nikolay Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel_nicholay@ukr.net

Пелипенко Євгеній Сергійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

Пелипенко Евгений Сергеевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

Pelipenko Evgenij Sergeevich – Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

В.Б. САМОРОДОВ, В.М. ШЕВЦОВ

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Представлені результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі (ГОП), яка входить до складу гідрооб'ємно – механічної трансмісії трактору, та порівняльний аналіз з результатами теоретичних досліджень, проведених за допомогою складеної математичної моделі. Обґрунтовано методику проведення експериментальних досліджень та приведені висновки по причинах отриманого характеру зміни досліджуваних параметрів. Представлений опис стенду для експериментальних досліджень та опис математичної моделі для теоретичних досліджень.

Ключові слова: повнопотокова гідрооб'ємна передача, температура, експериментальне дослідження, аксіально-поршневі гідромашини, математична модель, повний факторний експеримент.

Представлены результаты экспериментального исследования гидрообъемной передачи (ГОП), которая входит в состав гидрообъемно - механической трансмиссии трактора, и сравнительный анализ с результатами теоретических исследований, проведенных с помощью составленной математической модели. Обоснована методика проведения экспериментальных исследований и приведены выводы по причинам полученного характера изменения исследуемых параметров. Представлено описание стенда для экспериментальных исследований и описание математической модели для теоретических исследований.

Ключевые слова: полнопоточная гидрообъемная передача, температура, экспериментальное исследование, аксиально-поршневые гидромашини, математическая модель, полный факторный эксперимент.

The results of experimental studies hydrostatic transmission (OSG), which is part of the hydrostatic - mechanical transmission of a tractor, and a comparative analysis with the results of theoretical studies compiled using a mathematical model. The technique of experimental researches and presents the findings of the reasons the nature of the resulting changes in the study parameters. The description of the stand for experimental studies and mathematical models for the description of theoretical research.

Keywords: full-flow hydrostatic transmission, temperature, experimental study, axial-piston hydraulic machine, mathematical model, full factorial experiment.

Вступ. Для досягнення ефективного використання сучасної техніки з ГОМТ, слід враховувати фактори, що впливають на їх основні техніко - економічні показники. Одним з найважливіших факторів є температури робочої рідини гідрооб'ємної передачі, що входить до складу безступінчатим трансмісії, системи рульового управління і навісного обладнання тракторів. При підвищенні температури можуть відбуватися механічні пошкодження рухомих частин гідромашин в наслідок зміни зазорів при тепловому розширенні матеріалу. Зміна температури істотно впливає на силові, кінематичні і енергетичні параметри ГОМТ (збільшення втрат на витоку, окислення робочої рідини і утворення відкладень, пошкодження елементів конструкції і т.д.). Крім того негативно впливає на роботу гідромашини зміна в'язкості робочої рідини, в наслідок чого збільшуються об'ємні втрати і знижується коефіцієнт корисної дії гідропередачі. Також зниження в'язкості зменшує товщину мастильної плівки. Тому відслідковування зміни температури робочої рідини є досить актуальним питанням.

Аналіз публікацій. Опису математичних моделей, що моделюють процеси в безступінчатих ГОМТ присвячені роботи Петрова В.А., Самородова В.Б., Александрова С.Є., Лебедєва А.Т. [1-4]. В них представлений аналіз, синтез і проектування гідрооб'ємно-механічних трансмісій, аналіз результатів моделювання роботи тракторів оснащених такими трансмісіями. У роботах по визначенню математичних моделей для гідрооб'ємних трансмісій особлива увага приділяється визначенню теплових балансів в системах гідроприводу [6-7]. Загальний

тепловий баланс і баланс

потужності всієї передачі розглядається в роботах [8-9].

Постановка задачі. Спираючись на важливість дослідження температурних режимів роботи гідрооб'ємних передач постає задача в створенні математичної моделі для опису процесів залежності зміни температури робочої рідини від режимів роботи ГОП та, як наслідок, зміни техніко – економічних показників трактору. Для підтвердження адекватності створеної моделі постає необхідність в проведенні експериментальних досліджень та порівняльному аналізу отриманих результатів з теоретичними значеннями визначених параметрів. Метою даної роботи є визначення теоретичних залежностей для описання поведінки температури робочої рідини в гідрооб'ємній передачі при різних початкових вхідних параметрах.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження проводилися за допомогою математичної моделі, створеної за допомогою додатку Simulink програми MATLAB. Модель складається з блоку визначення кутової швидкості та крутного моменту на двигуні приводу гідрооб'ємної передачі, блоків розрахунку крутного моменту та кутової швидкості на валах гідронасоса та гідромотора, блоків визначення механічних та об'ємних втрат та блоків визначення температури робочої рідини [5,6]. Слід зазначити, що створена модель привідного двигуна описує роботу саме двигуна внутрішнього згорання, який має змінну характеристику крутного моменту та кутової швидкості в залежності від навантаження. При порівнянні отриманих теоретичних даних з експериментальними в якості початкових значень

використовувалися значення постійного лінійного характеру, що відповідають роботі електродвигуна, встановленого на стенді.

При складенні та розрахунку теоретичної математичної моделі використовувався метод послідовних наближень (кількість ітерацій визначалася в залежності від швидкості наближення до мінімального значення похибки).

Схема математичної моделі представлена на рисунку 1. Спочатку за допомогою блоку 1 визначаються навантаження на трансмісію, обладнану гідрооб'ємною передачею, для чого задається навантаження при транспортному режимі або при виконанні будь якої технологічної операції. Потім за допомогою блоку 2 з урахуванням кількості та послідовності зубчатих зчеплень визначається навантаження на вал привідного двигуна та перепад тиску на гідрооб'ємній передачі.

Блок 4 розраховує кутові швидкості насоса та гідромотору. При першій ітерації визначення перепадів тиску, кутових швидкостей та моментів відбувається без урахування об'ємних та механічних

втрат. Блок 5 і 6 використовуються для визначення об'ємних та механічних втрат на гідромашинах.

Рівняння для визначення втрат згідно моделі К. Городецького [5] мають вигляд:

$$\Delta Q_{1,2} = (-\Theta) \cdot K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} \cdot (1 + C_y \cdot |\omega_{1,2}|) \quad (1)$$

де K_y, C_y – коефіцієнти об'ємних втрат, м³, сек;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;
 ω – кутова швидкість гідромашини, сек⁻¹;
 Δp – перепад тиску, МПа.

$$\Delta M_{1,2} = (-\Theta) \cdot q_{1,2} \cdot \left[K_1 |\omega_{1,2}| \cdot (1 + K_2 \cdot e_{1,2}^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e_{1,2}|)}{1 + K_3 \cdot |\omega_{1,2}| \cdot D_q} \cdot \Delta p + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e_{1,2}|)}{1 + K_6 \cdot |\omega_{1,2}| \cdot D_q} \right] \quad (2)$$

де $K_1, K_2, \dots, K_8$ – коефіцієнти гідро-механічних втрат;
 q – продуктивність гідромашини, м³/рад;
 D_q – характерний розмір гідромашин,

$$D_q = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q}$$

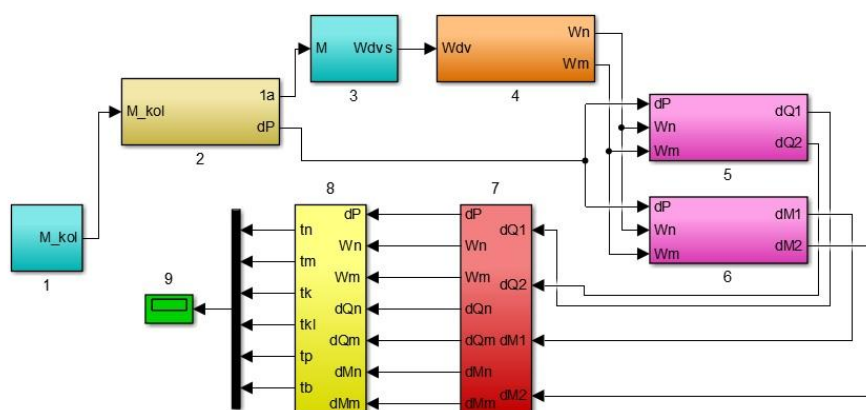


Рис. 1 – Математична модель визначення температур робочої рідини на різних ланках гідрооб'ємної передачі. 1 – блок визначення навантаження на привідний двигун; 2 – блок визначення перепаду тиску та крутного моменту на привідному двигуні; 3 – блок визначення кутової швидкості привідного двигуна; 4 – блок визначення кутових швидкостей насоса та гідромотору; 5, 6 – блок визначення об'ємних та механічних втрат; 7 – блок визначення параметрів з урахуванням втрат; 8 – блок визначення температур робочої рідини; 9 – блок виводу результатів розрахунку.

В блоці 7 перераховуються перепад тиску, кутові швидкості насоса і гідромотору з урахування отриманих в блоці 5 та 6 втрат. Розрахунок проводиться протягом 5-6 ітерацій, перераховуючи зазначені параметри і перевіряючи різницю між попереднім та поточним значенням. В блоці 8 розраховуються значення температур робочої рідини на наступних ланках: t_n – температура робочої рідини в насосі; t_m – температура робочої рідини в гідромоторі; t_k – температури робочої рідини в картері гідронасосу; t_{kl} – температура робочої рідини в картері гідромотору; t_p – температура робочої рідини підживлення; t_b – температура робочої рідини в баці. Для попередніх розрахунків приймається, що температура робочої рідини підживлення дорівнює температурі рідини в баці, яка задається як початкове значення. Для інших використовуємо рівняння [7]:

$$t_m = \frac{\Delta M_m \cdot |w_m|}{C \cdot \rho \cdot (q_m \cdot e_m \cdot w_m - \Delta Q_m)} + t_n \quad (3)$$

де C – теплоємність робочої рідини, Дж/(кг·К);
 ρ – густина робочої рідини, м³/кг.

$$t_n = \frac{\Delta M_n \cdot |w_n|}{C \cdot \rho \cdot (q_n \cdot e_n \cdot w_n - \Delta Q_n)} + t_{vs} \quad (4)$$

де t_{vs} – температура на всмоктуванні в насос, °С.

$$t_{kl} = \frac{-q_n \cdot e_n \cdot w_n \cdot t_{vs} + q_m \cdot w_m \cdot t_m + q_n \cdot w_n \cdot t_p \cdot \lambda}{(q_n \cdot \lambda \cdot w_n - \Delta Q)} + \frac{q_n \cdot w_n \cdot t_p \cdot \lambda}{(q_n \cdot \lambda \cdot w_n - \Delta Q)} \quad (5)$$

де ΔQ – загальні об'ємні витрати, $\Delta Q = Q_1 + Q_2$.

$$t_k = \frac{\Delta Q_n \cdot t_n + \Delta Q_m \cdot t_m + (q_n \cdot \lambda \cdot w_n - \Delta Q) \cdot t_{kl}}{q_n \cdot \lambda \cdot w_n} + \frac{\Delta Q \cdot \Delta p \cdot q_n \cdot \lambda \cdot w_n}{C \cdot \rho} \quad (6)$$

де λ – коефіцієнт визначення витрати насоса підживлення, $\lambda = 0,2 \dots 0,22$.

Слід відзначити, що складена модель може також використовуватися для визначення перепаду температур на кожній ланці при різному параметрі регулювання гідромашинами. Для цього рівняння для визначення температур записують у вигляді різниці, а параметр регулювання стає змінною.

Для перевірки математичної моделі було сплановано та проведено експериментальні дослідження на стенді [8-10]. Схема стенда представлена на рисунку 2.

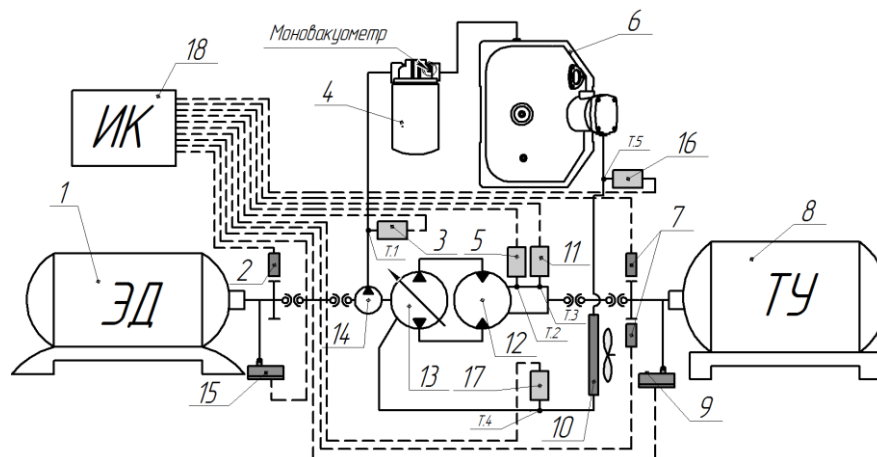


Рис. 2 - Схема стенду для дослідження ГОП:

1 - привідний електродвигун; 2, 7 - перетворювач обертів ПО-М12; 3 - перетворювач тиску магістралі підживлення; 4 - всмоктувальний фільтр тонкого очищення; 5, 11 - перетворювач тиску основних силових магістралей; 6 - бак; 8 - гальмівний пристрій; 9, 15 - датчики крутного моменту; 10 - теплообмінник з вентилятором; 12 - некерований аксіально-поршневий гідромотор; 13 - керований аксіально-поршневий гідронасос; 14 - насос підживлення героторного типу; 16, 17 - перетворювачі температури; 18 - вимірювальний комплекс

В якості фіксуючої апаратури використовувалися наступні перетворювачі: перетворювач температури ПТ-130, перетворювач тиску ПД, перетворювач крутного моменту ПМ-500 та перетворювач обертів ПО-м12. В якості джерела живлення використовувався блок живлення NES -100-24 з такими технічними характеристиками: вхідна напруга АС 85...264 В, вхідна напруга DC 248...343 В, вихідна потужність 100 Вт, вихідна напруга 24 В, вихідний струм 4,5 А. В якості вимірювального модуля застосовується АЦП Е14-140-М, який також може використовуватись як ЦАП. АЦП призначено для побудови багатоканальних вимірювальних систем збору аналогових даних, цифрового керування, а також контролю керування та стану зовнішніх пристроїв.

При проведенні експериментальних досліджень задавалися оберти привідного двигуна 500, 1000 та 1500 об/хв. При цьому при кожних з зазначених обертах встановлювалося чотири фіксованих значення параметра регулювання -1, -0,5, +0,5, +1. При цьому послідовно задавали три рівня навантаження за допомогою тормозного пристрою (поз.8 рисунок 2). Для планування проведення експерименту складався повний факторний експеримент [11-12]. При плануванні за схемою повного факторного експерименту (ПФЕ)

реалізуються всі можливі комбінації факторів на всіх вибраних для дослідження рівнях. Кількість дослідів N при ПФЕ визначаються за формулою: $N=n^k$, де n – кількість рівнів, k – кількість факторів. Рівні фактору представляють собою границю досліджуваної області за обраним параметром (мінімальне і максимальне значення фактору). При проведенні експерименту визначалися такі параметри: тиск в трубопроводах високого тиску P_1, P_2 , оберти на виході n_m , температура в корпусі гідромотора, на вході та на виході з радіатора t_{kl}, t_k, t_b , крутний момент на виході M_m , тиск підживлення P_n . При повному факторному експерименті отримане рівняння регресії набирає вигляду полінома першого ступеня:

$$y(x_1, \dots, x_k) = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{i,j=1}^k b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \dots + \sum_{i,j,\dots,n=1}^k b_{ijn} \cdot x_i \cdot x_j \cdot \dots \cdot x_n \quad (7)$$

де b_i – коефіцієнти регресії;

Будь який коефіцієнт регресії визначається скалярним добутком стовпця y (функції відгуку) на відповідний стовпець x_i віднесений до числа дослідів в матриці планування N .

$$b_j = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{ij} \cdot y_j \quad (8)$$

Для визначення коефіцієнтів взаємодії таблицю ПФЕ розширили додатковими стовпцями, які враховують ефект подвійної та потрійної взаємодії факторів. Ефекти взаємодії визначаються аналогічно лінійним ефектам:

$$b_{ij} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1, j \neq i}^N x_i \cdot x_j \cdot y_j \quad (9)$$

Отримане рівняння регресії з урахування подвійної і потрійної взаємодії факторів має вигляд:

$$\begin{aligned} y(x_1, x_2, x_3) = & 10473750 \cdot x_0 + 7463750 \cdot x_1 + \\ & + 2063750 \cdot x_2 - 66250 \cdot x_3 + 1273750 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ & + 63750 \cdot x_1 \cdot x_3 + 43750 \cdot x_2 \cdot x_3 + \\ & + 53750 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \end{aligned} \quad (10)$$

Для визначення браку використовуємо критерій Стьюдента:

$$\frac{y_{\min, \max} - \bar{y}}{S} \geq t \quad (11)$$

де t – критерій Стьюдента, його значення для 5 паралельних дослідів та довірливої ймовірності 0,95 дорівнює 2,78.

Перевірка показала, що по усім отриманим даним умова виконується і результати не можна вважати помилковими.

Перевірку однорідності дисперсії виконувалася по критерію Фішера:

$$F = \frac{S_{\max}^2}{S_{\min}^2} \quad (12)$$

де S^2 – середньоквадратичне відхилення.

Отримане значення $F=1,444$. При ступенях свободи $n-1=4$ табличне значення $F_{\text{табл}}=6,4$. Умова $F < F_{\text{табл}}$ виконується – дисперсії однорідні.

Дисперсія адекватності розраховується за наступним рівнянням:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{N-L} \quad (13)$$

Адекватність математичної моделі визначалася по критерію Фішера:

$$F_{розр} = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} \quad (14)$$

де $S_{\{y\}}^2$ – дисперсія відтворюваності;
 S_{ad}^2 – дисперсія адекватності.

Розрахункове значення критерію Фішера $F_{розр}=0,0978$, а табличного $F_{табл}=6,4$. Розрахункове значення менше табличного - модель адекватна.

При обробці експериментальних даних (зокрема для переводу вольтового сигналу з перетворювачів)

використовувалися залежності, запропоновані виробником, які мають лінійний характер. Для перетворювачів крутного моменту (у зв'язку з тим, що ці перетворювачі виготовлялися на замовлення) проводилося тарування та визначалася тарувальна характеристика залежності вихідного сигналу від вхідних параметрів.

За результатами теоретичного та експериментального дослідження були отримані наступні результати:

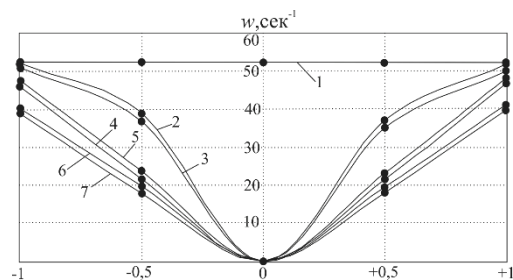


Рис. 3 – Залежність кутової швидкості гідромотору від параметру регулювання. 1 – кутова швидкість насоса; 2, 3 – відповідно фактична та теоретична кутова швидкість гідромотору при навантаженні, що відповідає 8 В; 4, 5 – відповідно фактична та теоретична кутова швидкість гідромотору при навантаженні, що відповідає 16 В; 6, 7 – відповідно фактична та теоретична кутова швидкість гідромотору при навантаженні, що відповідає 24 В.

З залежності на рис. 3 видно що значення кутової швидкості гідромотору залежить від навантаження на вихідному валу гідромашини. Чим більше навантаження на вихідному валу тим більше різниця вхідного та вихідного значення кутової швидкості. Це пов'язано зі збільшення об'ємних втрат в гідромашинах через збільшення перепаду тиску в основних магістралях ГОП. Максимальна похибка при порівнянні значень теоретичного та експериментального дослідження кутової швидкості гідромотору не перевищила 3,21%.

Максимальна похибка при порівнянні значень теоретичного та експериментального дослідження склала 5,08% при визначенні температури в дренажі гідронасоса, та 8,95% при визначенні температури в дренажі гідромотору. Різниця в температурі в дренажі гідромотора та насоса пояснюється особливістю роботи ГОП. Робоча рідина потрапляє в картер гідромотора безпосередньо з блоку циліндрів, протискуючись через щілини мікронного розміру. Через ефект дроселювання відбувається нагрів робочої рідини. Також в картер гідромотору поступає рідина через промивний клапан з магістралей високого тиску, де вона перебуває під постійним тиском. В картері насоса робоча рідина змішується з витратами безпосередньо насоса та більш холодною рідиною, що поступає через клапан підживлення з баку, тому рідина в картері насоса менш гаряча ніж в картері гідромотору. Це видно зі значень кривих, представлених на рис. 4.

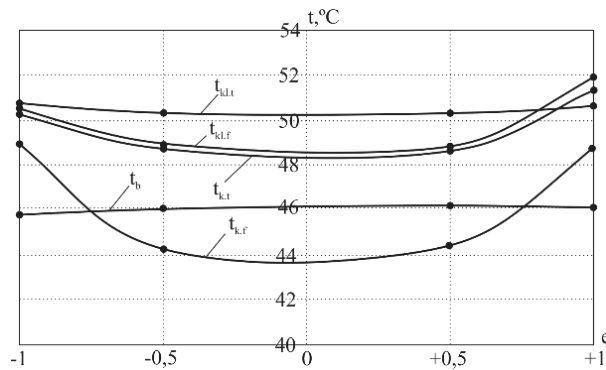


Рис. 4 – Залежність температур робочої рідини від параметру регулювання на різних ланках ГОП. t_b – температура робочої рідини в баці; $t_{kl,t}$, $t_{kl,f}$ – відповідно теоретична та фактична температура робочої рідини в картері гідромотору; $t_{k,t}$, $t_{k,f}$ – відповідно теоретична та фактична температура в картері гідронасосу.

Висновки. Отримані результати експериментальних досліджень підтверджують адекватність складеної математичної моделі, яка може використовуватися для дослідження зміни температур робочої рідини на різних ділянках ГОП. Складений повний факторний експеримент та отримане рівняння регресії адекватно описує залежність функції відгуку при зміні та парній взаємодії вхідних параметрів. Складена математична модель може використовуватися в складі більш складної моделі для опису зміни експлуатаційних та енергетичних характеристик в залежності від температурних режимів роботи ГОП в складі ГОМТ.

Список літератури

1. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.,
2. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – №11. – С. 18-24.,
3. Александров Е. Е. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. /Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, Д. О.Волонцевич, А. С. Палащенко. – Харьков: ХПТУ, 1997. –185с.
4. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, А.Т. Лебедев – Харьков: ХГАДТУ, 2001.– 642 с.
5. Samorodov V.M.B. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291.
6. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission, WSPÓLPRACA EUROPEJSKA NR 3(10) 2016 / EUROPE-AN COOPERATION Vol. 3(10) 2016, PP. 94-107.
7. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л. : Машиностроение, 1987.– 256 с.

8. Bondarenko A. I., Mittsel M. O., Kogushko A. P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions // European Science and Technology: 9th International Scientific Conference. Munich 2014. p.23-26.
9. Samorodov V. B. Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hy-drostatic Mechanical Transmissions, Materi-als of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute». – Munich: «Strategic Studies Institute», 2014. – Vol. II. – P. 289 – 295.
10. V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291.
11. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий\ Ю.П.Адлер, Е.В.Маркова, Ю.В.Грановский.–М.Наука,1976–280с.
12. Монтгомери Д. К. Планирование эксперимента и анализ данных: пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980 – 384 с.

References (transliterated)

1. Petrov V. A. Gidroobyomnye transmisiï samokhodnykh mashin [Hydrostatic transmissions for self-propelled machines].– Moscow.: mashinostroenie, 1988. – pp. 248.
2. Shhelcyn N. A. Sovremennye besstupenchatye transmisiï s.x. traktorov [Modern CVT agricultural tractors] / N. A. Shhelcyn, L. A. Frumkin, I. V. Ivanov // traktory i selskoxozyajstvennyye mashyny. – 2011. – no11. – pp. 18-24..
3. Aleksandrov E. E. kolesnye i gusenichnye mashyny vysokoy prokhodimosti [Wheeled and tracked vehicles with high cross]. v 10 vol. vol 3: besstupenchatye transmisiï: raschet i osnovy konstruirovaniya. /E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, D. O.Voloncevich, A. S. Palashhenko. – Kharkov. 1997. –185 pp.
4. Aleksandrov E .E. Dinamika transportno-tyagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashin [The dynamics of transport and traction of wheeled and tracked vehicles] / E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, A. T. Lebedev – Kharkov: 2001.– 642 pp.
5. Samorodov V. B. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – no 6. – P. 285–291.
6. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission, WSPÓLPRACA EUROPEJSKA NR 3(10) 2016 / EUROPE-AN COOPERATION Vol. 3(10) 2016, PP. 94-107.
7. Babaev O. M. obemnye gidromexanicheskie peredachi: raschet i konstruirovanie [Volume hydromechanical transmission: Calculation and design] / O. M. Babaev, L. I. Ignatov, E. S. Kistochkin, G. S. Sokolov, V. A. Cvetkov. – Lutsk. : Mashinostroenie, 1987.– 256 pp.
8. Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions // European Science and Technology: 9th International Scientific Conference. Munich, 2014. p.23-26.
9. Samorodov VB Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hy-drostatic Mechanical Transmissions, Materi-als of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute». – Munich: «Strategic Studies Institute», 2014. – Vol. II. – P. 289 – 295.
10. V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – no 6. – P. 285–291.
11. Adler, YU.P. Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnykh uslovij [An experiment in the search for optimal conditions]\ Y. P

.Adler, E. V. Markova, Y. Y. Granovskij.– Moscow, Nauka, 1976–280 pp.

12. Montgomeri D. K. Planirovanie eksperimenta i analiz dannykh [Experimental Design and Analysis]: per. s angl. – Luts'k: Sudostroenie, 1980 – 384 pp.

Надійшла (received) 29.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі / Самородов В.Б., Шевцов В.М. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування– Х. : НТУ «ХПІ», 2017 №.№ 5 (1227). – С. 41–46. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066

Результаты экспериментального исследования гидрообъемной передачи / Самородов В.Б., Шевцов В.М. // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 №.№ 5 (1227). – С. 41–46. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

The results of an experimental study of hydrostatic transmission / Samorodov VB, VM Shevtsov // Bulletin NTU "KPI". Series: Vehicle engineering- H. : NTU "KPI", 2017 №. No. 5 (1227). – P. 41–46. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ», Харків, Україна, тел.+38(067)-577-71-26 e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

Самородов Вадим Борисович - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры «Автомобиле- и тракторостроение» НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, тел. + 38 (067) -577-71-26 e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

Samorodov Vadim B. - Doctor of Science, Professor, Head of Department "Automobile and tractor" NTU "KPI", Kharkiv, Ukraine, tel. + 38 (067) -577-71-26 e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

Шевцов Вадим Михайлович - асистент. кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ», Харків, Україна, тел. +38(066) – 257-87-11, e-mail :shevtsovvadim@ukr.net

Шевцов Вадим Михайлович - ассистент. кафедры «Автомобиле- и тракторостроение» НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, тел. +38 (066) - 257-87-11, e-mail: shevtsovvadim@ukr.net

Shevtsov Vadim M. - assistant. Department of "Automobile and tractor" NTU "KPI", Kharkiv, Ukraine, tel. +38 (066) - 257-87-11, e-mail: shevtsovvadim@ukr.net

Н. Е. СЕРГИЕНКО, А. В. МЕДВЕДЕВА, А. Н. СЕРГИЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ГУСЕНИЧНОГО ЗВЕНА

Гусениці з металевою ланкою (траком) і відкритим шарніром широко використовується на тракторах. Важливо при високих показниках зносостійкості забезпечити і високий опір руйнуванню, залежне від стану, умов роботи і напруг в елементах трака, шарніра. В якості основи досліджень залучаються результати аналізу виконаних експериментів, розрахунку напружено-деформованого стану за допомогою методу скінченних елементів з урахуванням теплового стану. У статті запропоновано загальний підхід до раціонального проектування конструкції трака гусениці трактора.

Ключові слова: трактор, гусениця, трак, напружено-деформований стан, твердотільна модель, метод кінцевих елементів.

Гусеничная лента с металлическим звеном (траком) и открытым шарниром широко используется на тракторах. Важно при высоких показателях износостойкости обеспечить и высокое сопротивление разрушению, зависящее от состояния, условий работы и напряжений в элементах трака, шарнира. В качестве основы исследований привлекаются результаты анализа выполненных экспериментов, расчета напряженно-деформированного состояния при помощи метода конечных элементов с учетом теплового состояния. В статье предложено развитие общего подхода к рациональному проектированию конструкции трака гусеницы трактора.

Ключевые слова: трактор, гусеница, трак, напряженно-деформированное состояние, твердотельная модель, метод конечных элементов.

Track with a metal link (trac) and an open hinge is widely used on tractors. It is important to ensure high rates of wear resistance and high resistance to destruction, depending on the condition, operating conditions and stresses in the truck elements hinge. As research foundations involved in the analysis of the experiments, the calculation of stress-strain state using the finite element method based on the thermal state. This paper proposes a general approach to the rational design of the construction truck tractor tracks.

Keywords: tractor, caterpillar track, the stress-strain state, solid model, finite element method.

Введение. Наиболее распространенной причиной выхода из строя гусеницы является износ шарниров. Они имеют различные варианты конструкции: открытые, закрытые, резино-металлические (РМШ), на игольчатых подшипниках.

Открытый с большими зазорами шарнир не препятствует проникновению абразивных частиц на трущиеся поверхности, что вызывает их интенсивный износ, а следовательно, увеличение шага цепи и соответственно скольжения цевок. На срок службы гусеничных цепей и, в частности, шарниров большое влияние оказывает жесткость звена, которая должна обеспечиваться рациональной формой и размещением на нем ребер жесткости.

Закрытый шарнир изолирует поверхности трения от попадания абразивных частиц, благодаря чему срок службы гусениц с закрытыми шарнирами в 1,5-2 раза превышает срок службы гусениц с открытыми шарнирами. Недостатками такого типа являются большая металлоемкость, а также сложность изготовления. Гусеницы с РМШ применяются в основном на скоростных машинах, имеют высокую стоимость и определенные проблемы при эксплуатации. Игольчатые подшипники в шарнирах гусеницы практически оказались малопригодны.

Гусеничная лента с металлическим звеном (траком) и открытым шарниром имеет определенные преимущества по сравнению с другими вариантами гусеницы и пока еще широко используется на сельскохозяйственных и промышленных тракторах. Конструкция открытого металлического шарнира проста и технологична, однако имеет существенный недостаток: в

результате беспрепятственного попадания абразива почвы на трущиеся поверхности шарнира происходит быстрый износ пальца и проушин.

Основными конструкционными материалами в машиностроении являются металлические сплавы, способные претерпевать большую деформацию без разрушения. Важной особенностью стали в высокопрочном состоянии является склонность к хрупкому разрушению. Это определяет пониженные конструктивную прочность и долговечность литых звеньев гусениц в эксплуатации, ограниченные износом. Поэтому важно при высоких показателях износостойкости обеспечить и высокое сопротивление разрушению, особенно хрупкому, при минимальном уровне затрат.

Анализ исследований и публикаций. Большинство исследований было выполнено с применением метода хрупких покрытий и последующего тензометрирования. С помощью лаковых покрытий были определены направления и зоны главных деформаций (напряжений) [1].

В работах [2-4] определялась нагруженность унифицированного звена трактора Т-74 в лабораторных условиях с использованием метода хрупких покрытий. Отличительной особенностью последнего исследования является способ нагружения звена, покрытого лаком. При движении трактора на участке дороги с бетонным покрытием усилие на крюке создавалось путем буксировки другого гусеничного трактора. Такой способ позволил исключить возможность контакта грунта с покрытой лаком опорной поверхностью звена, имеющей зоны максимальных напряжений, и провести исследование при реально действующих в гусеничном обводе динамических нагрузках.

Исследование показало, что наиболее напряженные участки звена расположены в зонах проушин (рис. 1).

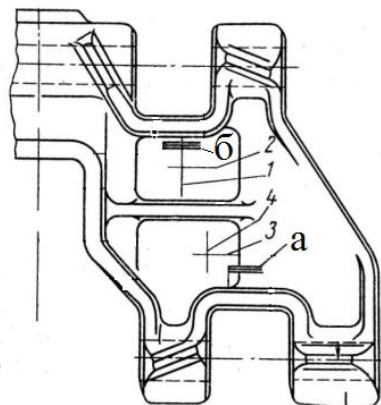


Рис. 1 – Места установки датчиков на площадках а) и б)

Значительное количество работ посвящено повышению износостойкости открытого шарнира применением в трущейся паре материалов высокой твердости.

Сущность этих работ состоит в следующем: трущимся поверхностям необходимо придать твердость, более высокую, чем твердость абразивных частиц, тогда влияние абразива резко уменьшится.

В частности авторами [2, 5] обнаружена прямо пропорциональная зависимость износостойкости чистых металлов и сталей в отожженном состоянии от твердости при медленном стирании на корундовом полотне. Статистическое распределение напряжений, наблюдаемых при испытаниях при взаимодействии фрикционных пар из металлов и сталей и оцениваемых различными методами, представлено на рис. 2. Данные целесообразно сопоставлять с результатами теоретических расчетов.

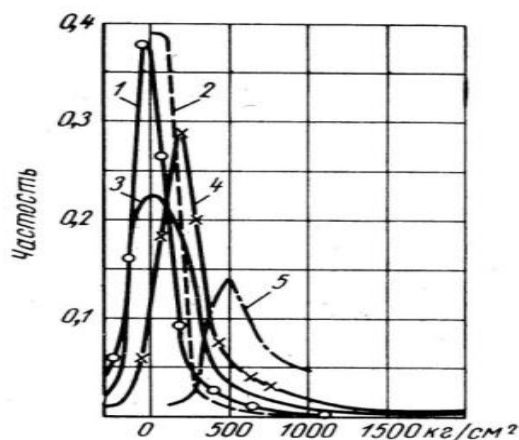


Рис. 2 – Систематизация обработки полученных напряжений при комбинированных нагрузках методами: 1 – минимумов; 2 – размахов; 3 – экстремумов; 4 – максимумов; 5 – укрупненных размахов

Для термически обработанных деталей износостойкость с увеличением твердости также возрастает, но значительно менее интенсивно, чем для технически чистых металлов и отожженных сталей. По мере увеличения содержания углерода в сталях расположение линий зависимости износостойкости от твердости изменяется. Установлено, что с повышением легирования стали карбидообразующими элементами эффективность ее сопротивления абразивному износу повышается.

Износостойкость металлов в зависимости от других механических свойств исследована в работе [6]. Исходя из того, что при абразивном износе основным процессом является микрорезание металла, авторы попытались сопоставить сопротивление пластической деформации при небольших значениях напряжений с предельным сопротивлением разрушению различных металлов и сплавов.

Некоторые исследователи полагают [5], что износ находится в линейной зависимости от модуля упругости материалов и с увеличением его возрастает. В связи с этим в работе [7] предложено оценивать износостойкость по величине отношения числа твердости к модулю нормальной упругости.

Для каждого вида взаимодействия имеют место свои закономерности изнашивания. Так, при упругом контакте износ связан с нагрузкой (давлением) степенной зависимостью, причем показатель степени больше единицы. При пластическом контакте износ пропорционален удельному давлению.

Преимуществом данного подхода является установление связей между интенсивностью износа и физическими константами материала и поверхностного слоя (модуль упругости, твердость, характеристики прочности и усталости, параметры опорной поверхности и др.).

Исследования с применением вышеперечисленных методов требуют существенных материальных затрат и времени [9].

Современные технологии [10, 11, 12 и др.] позволяют на этапе проектирования разработать варианты конструкции элементов гусеничного движителя, модель предмета исследования, имитировать нагрузки и численно оценивать основные параметры, определяющие прочность всех элементов и износ их сопрягаемых частей.

Цель и постановка задачи исследования – развитие методики исследования нагруженности гусеничного звена и путей совершенствования конструкции элементов гусеничного движителя для повышения эксплуатационных показателей гусеничных тракторов.

Исследование нагруженности трака гусеницы. Определяющим при проектировании звена гусеницы является характеристики нагруженности. Для уточнения методики исследования нагруженности гусеничного звена определены этапы решения этой задачи с использованием метода конечных элементов

(МКЭ) (рис. 3), которые включают разработку конструкции трака, определение и дискретизацию

расчетной области, определение граничных условий задачи теплопроводности и ее решение.

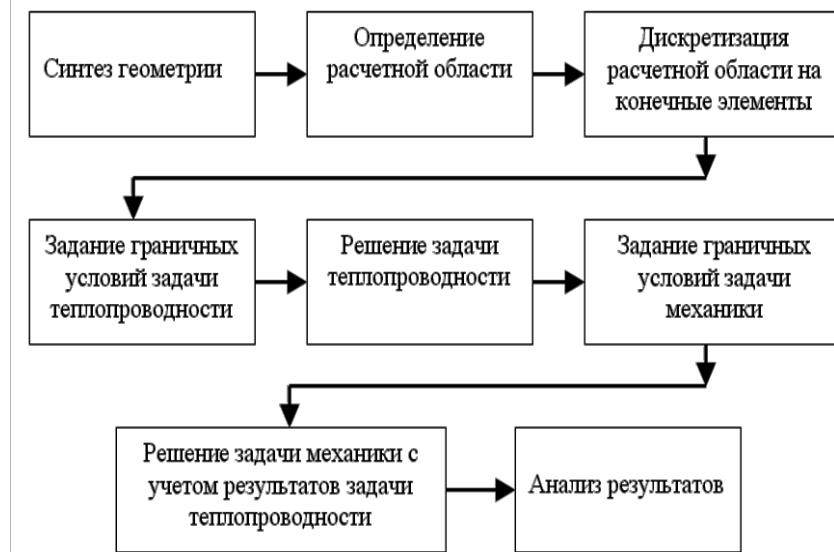


Рис. 3 – Структурная схема решения задачи

Для расчета температурного поля трака используется уравнение теплопроводности в виде [13]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) + Rt + Q = 0, \quad (1)$$

$$t|_{S_t} = t_0, \quad (2)$$

$$q|_{S_q} = - \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (3)$$

$$\alpha(t - t_{cp})s_\alpha = - \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (4)$$

где t – температура поверхности детали;

Q – внутренний источник теплоты;

R – внутренний источник теплоты, пропорциональный температуре;

α – коэффициент теплоотдачи на поверхности S_α ;

t_{cp} – температура среды;

$\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ – коэффициенты теплопроводности в направлении осей анизотропии, для изотропного материала $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$;

n_x, n_y, n_z – управляющие косинусы внешней нормали;

q – тепловой поток на поверхности S_q .

Граничные условия (ГУ) (4) соответствуют теплообмену с внешней средой по закону Ньютона.

Для случая ГУ 3-го рода и отсутствия внутренних источников теплоты решение находим путем минимизации соответствующего функционала:

$$\Phi(t) = \frac{1}{2} \iiint_V \left(\lambda_x \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)^2 \right) dv + \quad (5)$$

$$+ \frac{1}{2} \iint_S \alpha(t - t_{cep})tdS \rightarrow \min$$

Постановка задачи в напряжениях и деформациях в программном комплексе рассматривается следующим образом

$$\sigma = D \cdot \varepsilon_0, \quad (6)$$

где σ – вектор напряжений;

ε_0 – вектор относительных деформаций;

D – матрица жесткости;

$$\varepsilon_x = \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{xy} \sigma_y}{E_x} - \frac{\mu_{xz} \sigma_z}{E_x} \quad (7)$$

$$\varepsilon_y = \alpha_y \Delta T - \frac{\mu_{xy} \sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\mu_{yz} \sigma_z}{E_y}, \quad (8)$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T - \frac{\mu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z}, \quad (9)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – деформации в направлении осей x, y, z ;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – напряжения в направлении осей x, y, z ;

μ_{xy} – деформации сдвига в направлении плоскости xy ;

σ_{xy} – напряжения сдвига в плоскости xy ;

G_{xy}, G_{yz}, G_{xz} – модули сдвига соответственно в плоскостях xy, yz, xz .

При взаимодействии элементов гусеницы в зоне контакта изменяется температура поверхностей трения в интервале $T_i \in [T_0, T_k]$, давление – $p_j \in [0, p_0]$, относительная скорость

скольжения – $V_s \in [v_{\max}; 0]$, площадь контакта – $F_k \in [F_{\min}, F_k]$.

Учитывая влияние указанных параметров, коэффициент трения можно представить в следующем виде [8, 14, 15]:

$$\mu(T_i, p_j, F_k, V_s) = \frac{T_i \cdot c_w \cdot m_0}{\lambda \cdot t \cdot F_k \cdot p_j \cdot V_s}, \quad (10)$$

где T_i – прирост температуры в фрикционной паре;
 c_w – теплоемкость материала трака;
 F_k – площадь контакта;
 m_0 – масса трака;
 t – время контакта;
 λ – доля поглощаемого тепла.

Далее результаты решения используются как часть исходных данных задачи определения механической нагруженности выбранного элемента гусеницы. После этого решается комплексная задача определения параметров звена при воздействии механических и тепловых нагрузок. На основании полученных результатов дается оценка стабильности параметров гусеничного звена и разрабатываются предложения по выбору рациональных значений его конструктивных параметров.

Показателем качества сопряжений элементов гусеничного движителя является их износ в эксплуатации. Расчеты на износ являются базой для создания долговечных машин. Можно указать следующие основные методики расчета на изнашивание:

а) по удельным давлениям – подсчитываются удельные давления (средние или максимальные), действующие на поверхности трения, и полученные значения сравниваются с допускаемыми. Последние берутся, как правило, из практики, и их значения соответствуют длительному сохранению работоспособности сопряжения для аналогичных условий работы. По удельным давлениям часто рассчитывают направляющие скольжения станков, гайки ответственных ходовых винтов, некоторые типы подшипников скольжения и другие сопряжения.

Удельное давление – один из главных, но не единственный фактор, определяющий скорость изнашивания. Поэтому расчеты по ним дают лишь сугубо ориентировочные сравнительные данные о размерах износа сопряжений, и в ряде случаев могут привести к неправильным выводам о способах повышения износостойкости конструкции;

б) по величине износа и форме изношенной поверхности. Этот вид расчета позволяет указать основные пути повышения долговечности сопряжения, как при конструировании, так и при эксплуатации.

Для проведения исследований разработаны варианты конструкций трака в виде рабочего чертежа и 3-D модели (рис. 4). Сложная форма трака обусловлена требованиями обеспечения его

жесткости, снижения давления на почву при значительном весе трактора, надежного сцепления его с опорной поверхностью, высокой проходимости, экономии материала.

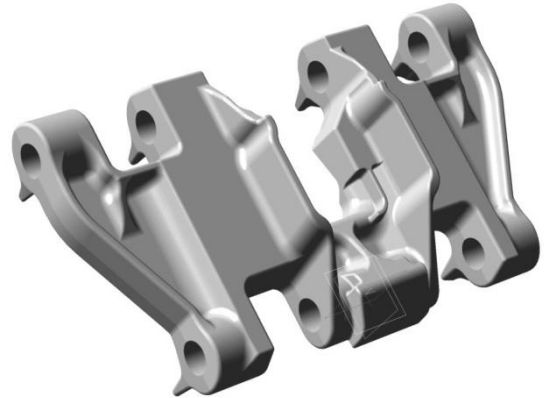


Рис. 4 – Модель звена гусеницы

При этом гусеница должна иметь уменьшенную шумность при движении, самоочищаемость при залипанию и наволакиванию частиц влажных грунтов, хорошую защиту узлов и механизмов от проникновения в них абразива и влаги, небольшие потери на трение.

Для решения поставленной задачи используются пакеты прикладных программ SolidWorks, Ansys Workbench и др. Определены исходные параметры, диапазон действующих нагрузок и расчетная схема.

Выполнена сборка траков и пальцев (рис. 5). Определен вариант расчетной схемы, части модели и разбивка её сетки (рис. 6).

Для задания внешних воздействий в качестве исходной информации используются данные работы [4, 9]. Анализ осциллограммы (рис. 7) показывает, что звено гусеницы подвержено действию нестационарного режима переменных напряжений с непостоянной асимметрией и переменными амплитудами.

Пиковые напряжения звено испытывает при прохождении опорных катков. Эти напряжения особенно значительны в местах установки датчиков 1 и 4 (зоны б – см. рис. 7).

Результаты расчета представлены на рис. 8. Видно, что практически все проушины имеют наиболее высокий уровень напряжений, вследствие чего их отверстия подвержены наибольшему износу. Результаты расчетов подтверждаются практикой эксплуатации тракторов. Работая в очень тяжелых напряженных условиях, в абразивной влажной среде, гусеничные цепи во многом определяют ресурс трактора. Срок службы гусеничных цепей приблизительно в 2-3 раза меньше, чем срок службы других агрегатов трактора, и составляет 500-2000 моточасов [8, 9].

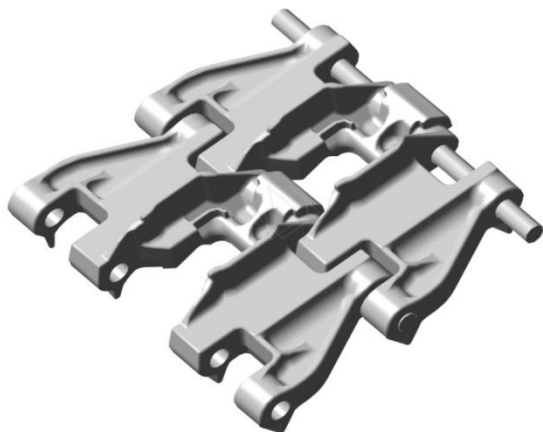


Рис. 5 – Фрагмент сборки гусеничной цепи

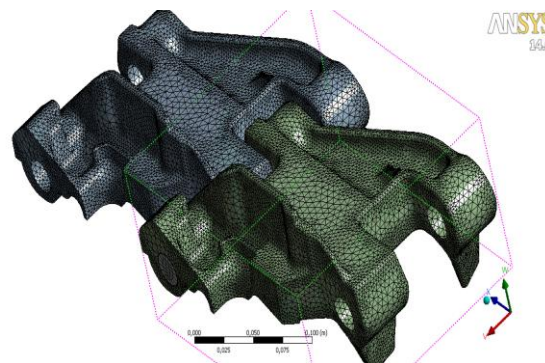


Рис. 6 – Разбиение сетки для решения методом конечных элементов

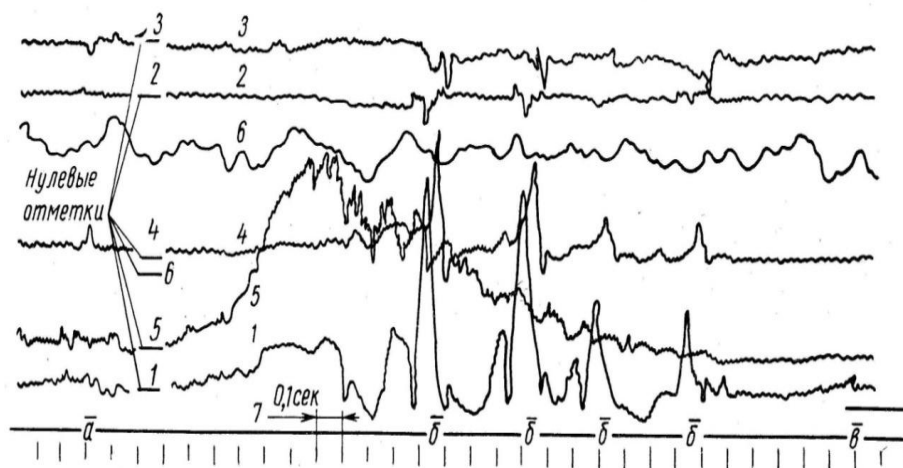


Рис. 7 – Осциллограмма изменения нагрузок на трак при пахоте (1-4 – датчики (см. рис. 1); не показаны датчики 5 – на продольной оси трака и 6 – симметрично датчика 3)

Усовершенствование гусеничных цепей проводят по двум направлениям:

- а) совершенствование технологии производства и подбор более стойких материалов;
- б) совершенствование конструкции.

Вместе с тем, возникшее в последнее время мнение о том, что существующие методы определения механических свойств в случае высокопрочных сталей должны быть заменены испытаниями образцов с трещинами, так же не совсем оправдано, как и взгляды прошлых лет, в соответствии с которыми традиционные методы испытания механических свойств должны использоваться для характеристики механического поведения стали, находящейся в высокопрочном состоянии. Только комплексный подход к этой сложной проблеме – оценке работоспособности стали в многообразных условиях эксплуатации – может способствовать решению задачи о прогнозировании поведения материалов, повышении надежности и долговечности их при работе в машинах и механизмах сегодняшнего дня. Причем необходимо, чтобы при выборе комплекса методов оценки механических свойств, учитывался

вид и характер нагружения, использующиеся при эксплуатации конкретных изделий. Чем сложнее задача, тем шире должен быть арсенал используемых при решении этой задачи методов.

Повышение износостойкости шарнирного соединения достигается в результате выполнения ряда конструктивных и технологических мероприятий, основными из которых являются: совершенствование открытого шарнира путем выбора более оптимальных соотношений размеров проушины траков и пальцев гусениц, применения более стойких материалов (поверхностных покрытий) или технологических процессов, позволяющих повысить износостойкость трущихся поверхностей при абразивном трении. Актуальным, а в ряде случаев безальтернативным, является применение закрытых шарниров, т.е. обеспечение условий безабразивного трения скольжения в шарнире; исключение вообще трения скольжения в шарнирных соединениях и использование принципиально новых конструкций шарниров с внутренним трением (РМШ), обеспечивающих поворот траков друг относительно друга за счет деформации упругого элемента, связывающего траки.

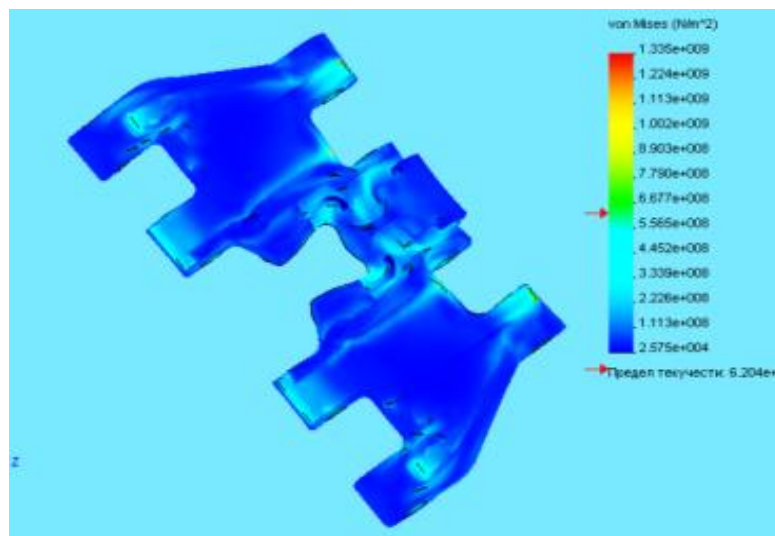


Рис. 8 – Распределение напряжений в тракe

Выводы. Повышение прочности трака, под которым понимают повышение сопротивления деформации и разрушению при различных напряженных состояниях и схемах нагружения, возможно оценить, используя современные методы и прикладные программы. По результатам расчетов выявлены наиболее нагруженные части трака – проушины. Распределение напряжений по проушине трака определяет место образования и рост хрупкой трещины, вызывающей преждевременное разрушение. Необходимым условием для реализации высокой прочности трака является снижение уровня и неравномерности распределения напряжений.

Список литературы

1. Ушаков Б.Н. Анализ напряжений в сложных натурных конструкциях методом хрупких покрытий / Б.Н. Ушаков, И.Е. Васильев, А.Н. Салин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: Машиностроение, 2004. – №1. – С. 96 – 102.
2. Бабичев М.А., Хрущев М.М. Исследование абразивного изнашивания металлов. Изд. АН СССР, 1980. 3. Васильев С.П., Ермолов Л.С. Повышение долговечности рабочих деталей почвообрабатывающих машин. – М.: Машгиз, 1980.
4. Попов Е.Г. Некоторые результаты исследования прочности литого звена гусеницы тракторов класса 3 т [Текст] / Е.Г. Попов, А.М. Черяпин, А.К. Кравцов // Тракторы и сельхозмашины. – М.: Машиностроение, 1967. – №5. – С. 23–24.
5. Хрущев М.М., Бабичев М.А. Исследование изнашивания металлов. – М.: Машиностроение, 1960.
6. Хрущев М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. – М.: Машиностроение, 1970.
7. Машиноведение №1. – М.: Наука, 1969. – С. 90.
8. Крагельский И.В. Расчетные методы оценки трения и износа. – М.: Машиностроение, 1977. – 231с.
9. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1971 – 258 с.
10. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике / О.К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
11. Сергиенко А.Н. Исследование влияния конструкции элементов сцепления автомобиля на стабильность характеристик [Текст] / А.Н. Сергиенко, Д.М. Митропан, Н.Е. Сергиенко, А.Н. Авраменко // Сборник научных трудов

"Вестник НТУ "ХПИ": Автомобіле- та тракторобудування №1 – Вестник НТУ "ХПИ", 2010. – ISSN 2078-6840.

12. Сергиенко Н.Е. Особенности использования современных технологий проектирования при создании каркаса кабин [Текст] / Н.Е. Сергиенко, Н.А. Ткачук, А.Н. Сергиенко и др. // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Транспортне машинобудування №43 (1152)2015 – Вестник НТУ "ХПИ", 2015. – ISSN 2079-0066.
13. Алукер И.Г. Приближенный учет теплоотдачи с поверхности трения при расчете температур фрикционных элементов // Машиноведение. – 1980. – №6. – С. 93 – 96.
14. Сергиенко А.Н. Исследование влияния конструкции элементов сцепления автомобиля на стабильность характеристик [Текст] / А.Н. Сергиенко, Д.М. Митропан, Н.Е. Сергиенко, А.Н. Авраменко // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Автомобіле- та тракторобудування №1 – Вестник НТУ "ХПИ", 2010. – ISSN 2078-6840.
15. Колодийчук А.А. Оборудование и анализ методов экспериментального определения коэффициента трения в шарнирах гусеничных машин. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 2007.

References (transliterated)

1. Ushakov B. N. Analiz napruzheniy v slozhnykh naturnykh konstrukcijah metodom chrupkikh pokrytij [Tekst] / B.N. Ushakov, I.Ye.Vasilyev, A. N. Salin // Problemyi mashinostroenija, 2004. – no 1. – pp. 96–102.
2. Babichev M. A., Chruschev M. M. Issledovanie abrazivnogo iznaschivaniya metallov. Izd. AN SSSR. 1980.
3. Vasilev S. P., Ermolov L. S. Povushchenie dolgovechnosti rabochih detaley pochvoobrabatuvajaschih maschin. – Moscow: Mashinostroenie, 1967.
4. Popov E. G. Nekotorue rezultatu issledovaniy prochnosti zvena gysenizu tractorov klassa 3 t [Tekst] / E. G. Popov, A. M. Chererjapin, A.K. Kravzov // Tractoru i selchozmaschinu. – Moscow: Mashinostroenie, 1967. – no 5. – pp. 23–24.
5. Chruschev M. M., Babichev M. A. Issledovanie iznaschivaniya metallov. – Moscow: Mashinostroenie, 1960.
6. Chruschev M. M., Babichev M. A. Abrzivnoe iznaschivanie. – Moscow: Mashinostroenie, 1970.
7. Maschinovedenie №1. – Moscow: Nauka, 1969. – pp. 90.
8. Kragelskiy I. V. Raszetnue metodu ozenki trenija i iznosa. – Moscow: Mashinostroenie, 1977. – 231 pp.
9. Tkachev V. N. Iznos i povushchenie dolgovechnosti detaley selskohozjajstvennyh maschin. – Moscow: Mashinostroenie, 1971. – 258 pp.
10. Zenkevich O. K. Metod konechnykh elementov v tehnikе / O.K. Zenkevich. – Moscow: Mir, 1975. – 541 pp.

11. *Sergienko A. N.* Issledovanie vliyaniya konstruktssii elementov stsepleniya avtomobilya na stabilnost harakteristik [Tekst] / *A.N. Sergienko, D.M. Mitropan, N.E. Sergienko, A.N. Avramenko* // Sbornik nauchnyih trudov "Vestnik NTU "HPI": Avtomobile- ta traktorobuduvannya №1 – Vestnik NTU "HPI", 2010. – ISSN 2078-6840.
12. *Sergienko N.E.* Osobennosti ispolzovaniya sovremennyih tehnologiy proektirovaniya pri sozdani karkasa kabin [Tekst] / *N.E. Sergienko, N.A. Tkachuk, A.N. Sergienko i dr.* // Sbornik nauchnyih trudov "Vestnik NTU "HPI":Transportne mashinobuduvannya №43 (1152)2015 – "Vestnik NTU "HPI": 2015. – ISSN 2079-0066.
13. *Aluker I.G.* Priblizennuiy uchet teplootdachi s poverchnosti treniya pri raschete temperature frikzionnuch elementov // *Mashinovedenie.* – 1980. – no 6. – pp. 93 – 96.
14. *Sergienko A. N.* Issledovanie vliyaniya konstruktssii elementov stsepleniya avtomobilya na stabilnost harakteristik [Tekst] / *A.N. Sergienko, D.M. Mitropan, N.E. Sergienko, A.N. Avramenko* // Sbornik nauchnyih trudov "Vestnik NTU "HPI": Avtomobile- ta traktorobuduvannya №1 – Vestnik NTU "HPI", 2010. – ISSN 2078-6840.
15. *Kolodiiychuk A.A.* Oborudovanie i analiz metodov opredeleniya koeffizienta treniya v schamirach gusenichnuh maschin. – Cheljabinsk: CHIMESCH, 2007.

Поступила (received) 28.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення навантаженості гусеничної ланки / М. Є. Сергієнко, А. В. Медведєва, А. М. Сергієнко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 47–53. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0066.

Определение нагруженности гусеничного звена/ Н. Е. Сергиенко, А. В. Медведєва, А. Н. Сергиенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение- X.: НТУ «ХПИ», 2017 №.№ 5 (1227). – С. 47–53. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0066.

Determination of loading of track links/ N.E. Sergienko, A.V. Medvedeva, A. N. Sergienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 47–53. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сергієнко Микола Єгорович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; тел.: (057) 707-60-66; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Сергиенко Николай Егорович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Автомобиле- и тракторостроения»; тел.: (057) 707-60-66; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Sergienko Mykola Egorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor of the Automobile and Tractor Construction Department, tel.: (057) 707-60-66; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Медведєва Алла Василівна – Харківський національний університет будівництва та архітектури, доцент кафедри будівельної механіки; тел.: (057) 706-20-63; e-mail: nursus@ukr.net.

Медведєва Алла Васильевна – Харьковський національний університет строительства и архитектуры, доцент кафедры строительной механики; тел.: (057) 706-20-63; e-mail: nursus@ukr.net.

Medvedeva Alla Vasylijevna – Kharkiv National University of Construction and Architecture, associate professor of the Structural Mechanics Department, tel.: (057) 706-20-63; e-mail: nursus@ukr.net.

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

Сергиенко Антон Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: antonsergienkomax@rambler.ru.

Sergienko Anton Mikolayovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", associate professor of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)707-69-01; e-mail: antonsergienkomax@rambler.ru.

УДК 621. 436

*Р. АРИАН, В. А. ПЫЛЕВ, С. А. ТКАЧЕНКО***ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ УЧЕТА ГЕОМЕТРИИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ НА ЕГО РАСЧЕТНУЮ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ**

В работе выполнен многовариантный анализ температур и термических напряжений для поршня дизеля 4ЧН12/14. Рассмотрены уточненный и упрощенный варианты описания геометрии поршня в зоне его кромки камеры сгорания. Показано, что при повышении уровня форсирования двигателя возникает необходимость предварительной проверки допустимости применения упрощенных геометрических моделей. Полученные результаты позволяют осуществлять переход от концепции гарантированного обеспечения ресурса на начальных стадиях проектирования к концепции работы материалов на пределе прочности.

Ключевые слова: поршень дизеля, упрощения геометрической модели, температурное состояние, термические напряжения

У роботі виконано багатоваріантний аналіз температур і термічних напруг для поршня дизеля 4ЧН12 / 14. Розглянуто уточнений і спрощений варіанти опису геометрії поршня в зоні його кромки камери згоряння. Показано, що при підвищенні рівня форсування двигуна виникає необхідність попередньої перевірки допустимості застосування спрощених геометричних моделей. Отримані результати дозволяють здійснювати перехід від концепції гарантованого забезпечення ресурсу на початкових стадіях проектування до концепції роботи матеріалів на межі міцності.

Ключові слова: поршень дизеля, спрощення геометричної моделі, температурний стан, термічні напруги

In work, the multiple analysis of temperatures and thermal tension for the diesel 4ChN12/14 bucket is made. The specified and simplified options of the description of geometry of the bucket in a zone of its edge of a combustion chamber are considered. It is shown that at increase in level of speeding up of the engine there is a need of pre burnish check of admissibility of application of the simplified geometrical models. It was found that there are significant reserves to reduce thermal stress due to the design of the forming cavity of the oil cooling. The received results allow to carry out transition from the concept of the guaranteed providing a resource at initial design stages to the concept of work of materials on strength.

Keywords: diesel piston, simplifying the geometrical model, thermal state, thermal stress

Введение. Увеличение уровня форсирования двигателей внутреннего сгорания является одним из основных направлений в проектировании. В связи с этим возникает вопрос о повышении надежности двигателя в целом. Важными факторами, влияющими на надежность ДВС, является тепловая и термомеханическая напряженность деталей камеры сгорания (КС). При этом поршень является одной из наиболее термонапряженных деталей двигателя.

Анализу температурного и термонапряженного состояния поршней на начальных стадиях их проектирования либо доводки уделяется значительное внимание. При этом предполагают минимизацию затрат времени и средств как в части решения задач, связанных с численным моделированием, так и на выполнение последующих экспериментальных проверок на стендах и в объектах в условиях опытной эксплуатации. В целом эффективность процесса проектирования оценивают количеством возвратов на предыдущие этапы проектирования с тех или иных последующих [1,2]. Этим обусловлена высокая актуальность развития такой концепции и соответствующей технологии выполнения работ, которые предполагают гарантированное обеспечение ресурса поршней на начальных стадиях их проектирования [3,4].

Осуществление определенной технологии конструкторского проектирования сегодня базируется на широко распространенных средствах, унифицированных CAD-CAE пакетов. Для разработки эффективных методов анализа конструкций, связанных со спецификой их геометрии и условий нагружения, всегда возникает

необходимость такую специфику формализовать [5]. Применительно к поршню ДВС в первую очередь необходимой является формализация постановок задач теплопроводности в части задания краевых условий.

Анализ проблемы. Надежная работа поршня определяется термонапряженным состоянием его критических зон. Соответственно, в различных работах рассматриваются различные аспекты обеспечения высоких показателей надежности конструкции [6,7]. При этом значительное внимание уделяется вопросу отсутствия растрескивания кромок КС дизелей [3]. Проблема обеспечения надежности этой зоны поршня в последнее время существенно обострилась. Согласно современным представлениям это растрескивание вызвано перегревом поршней при форсировании двигателей в сочетании с частыми и резкими сменами нагрузки в условиях эксплуатации [8,9].

В связи с указанным, достоверное прогнозирование физической надежности поршня на начальной стадии проектирования связано с достоверным заданием граничных условий на стационарных режимах нагружения, между которыми осуществляются их смены, и достоверным заданием исследуемой геометрии.

Прогнозированию граничных условий теплопроводности поршня посвящено достаточно большое количество работ, в том числе, например, [3,7]. При этом в практических расчетах, особенно на начальных стадиях проектирования либо доводки конструкции, часто осуществляют упрощение геометрии детали.

В [10] нами показано, что учет в

геометрической модели поршня имеющих место выборок под клапана приводит к существенному уточнению температурного состояния поршня в зоне кромки КС. При рассмотрении реальных вариантов конструкций указанные выборки могут иметь различные геометрические исполнения, что вызывает необходимость дальнейшего исследования указанного фактора.

Цель и задачи исследования. Целью работы является анализ влияния особенностей геометрии поршня в зоне кромки КС на его температурное и термонапряженное состояние. Для достижения поставленной цели необходимо выполнить многовариантные исследования. Они предполагают решение задач теплопроводности и термоупругости поршней при:

- различных уровнях форсирования двигателя;
- наличии либо отсутствии галерейного масляного охлаждения поршней;
- различной геометрии поршня в зоне кромки КС.

Основная часть. Для достижения поставленной цели исследована конструкция поршня дизеля 4ЧН12/14. Граничные условия задачи теплопроводности приняты по данным работ [3,7]. Контрольные точки анализа температурного и термонапряженного состояния представлены на рис.1.

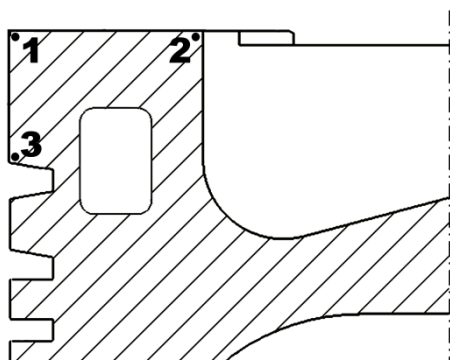


Рис. 1. Контрольные точки, принятые для анализа температурного и термонапряженного состояния поршня

Рассмотрены следующие варианты сравниваемых конструкций:

I – поршень с исходной геометрией выборок в зоне кромки КС (согласно рис.1), без полости масляного охлаждения;

II – поршень упрощенной геометрии, без выборок в зоне кромки КС, без полости масляного охлаждения;

III – поршень с исходной геометрией выборок в зоне кромки КС, с полостью масляного охлаждения (согласно рис.1);

IV – поршень упрощенной геометрии, без выборок в зоне кромки КС, с полостью масляного охлаждения (согласно рис.1);

V – поршень с исходной геометрией выборок в зоне кромки КС, с ново полостью масляного охлаждения;

VI – поршень упрощенной геометрии, без выборок в зоне кромки КС, с ново полостью масляного охлаждения.

На геометрию новой полости масляного охлаждения подана заявка на патент.

Результаты многовариантных исследований представлены в табл. 1.

Из таблицы видно, что упрощение геометрии поршня в зоне его кромки КС, которое часто выполняют на начальных стадиях проектирования конструкции с целью ускорения расчетов, в ряде случаев оказывает определенное влияние на получаемые результаты температур и термических напряжений. Причем до уровня форсирования двигателя 75 кВт (11,85 кВт/л) упрощение геометрии поршня является оправданным.

Однако, уже при уровне форсирования 150 кВт (23,7 кВт/л) влияние геометрии поршня сказывается на результатах расчетов для зоны кромки КС (контрольная точка 2). При этом видно, что изменение геометрии разнонаправлено влечет изменение температур и термических напряжений.

На рис.2 представлены полученные данные для кромки КС поршня при уровне форсирования двигателя 150 кВт. Значения температур в соответствии с табл.1 здесь приведены в °С, а термических напряжений – в МПа. Номер варианта также соответствует табл. 1.

Таблица 1 – Результаты вариантного исследования температурного и термонапряженного состояния поршня дизеля 4ЧН12/14

№ варианта конструкции	№ контрольной точки	Ne=1,3 кВт		Ne=37 кВт		Ne=75 кВт		Ne=150 кВт	
		t, °C	σ, МПа	t, °C	σ, МПа	t, °C	σ, МПа	t, °C	σ, МПа
I	1	136	8,4	168	13,1	201	17,6	270	25
	2	149	11	188	16,1	229	19,3	314	22,5
	3	118	9,4	138	16,9	161	24	206	36,8
II	1	132	7,4	167	13,4	201	18	270	25,5
	2	144	11,6	187	18,7	228	22,6	312	26,6
	3	115	8,8	138	17,4	160	24,8	206	37,9
III	1	128	8	158	14,6	189	20,9	255	31,1
	2	142	15,6	180	22,5	222	27,4	307	32,5

Продолжение табл. 1

№ вари- анта конструкции	№ контрольной точки	Ne=1,3 кВт		Ne=37 кВт		Ne=75 кВт		Ne=150 кВт	
		t, °C	σ , МПа	t, °C	σ , МПа	t, °C	σ , МПа	t, °C	σ , МПа
	3	111	5,5	129	12	149	18,4	190	30
IV	1	124	7	157	15	189	24	254	31,4
	2	136	15,8	179	25,5	220	31,4	305	38
	3	109	4,7	129	12,1	149	18,3	189	30,1
V	1	127	7,9	156	14,2	187	20,5	252	30,6
	2	141	14,9	178	21,5	218	20,3	301	31,1
	3	111	5,2	129	11,7	149	18	190	29,5
VI	1	127	7,2	155	13,1	186	18,8	250	28,2
	2	139	14,8	176	21,6	216	26,6	298	32
	3	110	5,2	129	11,8	149	18,2	189	30

Видно, что во всех представленных случаях упрощение геометрии кромки приводит к снижению температуры в ее зоне. Здесь отличия в

результатах расчетов составляют 2-3°C. Такие отличия считаются допустимыми.

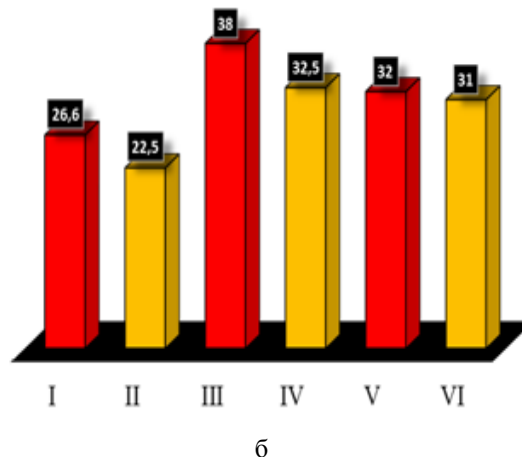
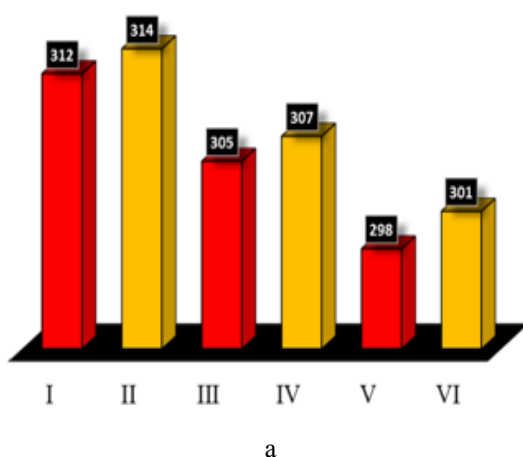


Рис. 2. Значения температур (а) и термических напряжений (б) в зоне кромки КС поршня дизеля 4ЧН12/14 при развиваемой мощности 150 кВт

Однако при этом видно, что упрощение геометрии может приводить к увеличению термических напряжений до 6 МПа, т.е. до 16%. Здесь должно быть ясно, что упрощение расчетной геометрической модели поршня на начальных стадиях проектирования не нарушает реализацию концепции гарантированного обеспечения ресурса.

Однако, при этом будет иметь место излишний запас прочности конструкции, связанный исключительно с принятой методикой проектирования. Именно поэтому при повышении уровня форсирования двигателя следует рекомендовать к использованию уточненных моделей поршня. Последнее также свидетельствует, что полученные результаты позволяют осуществлять переход от концепции гарантированного обеспечения ресурса на начальных стадиях проектирования поршней к концепции работы их материалов на пределе прочности.

Сравнение вариантов конструкций III и V (см. рис.2) свидетельствует, что имеют место существенные резервы снижения теплонапряженности конструкции за счет

формоизменения полости масляного охлаждения. При этом рассмотрение результатов для вариантов конструкций V и VI, представленных на рис. 2б видно, что упрощение геометрии поршня в данном случае практически не влечет изменения термических напряжений. Последнее означает, что принятию решения по упрощению геометрии исследуемой конструкции поршня на начальных стадиях его проектирования должно предшествовать предварительное исследование, предложенное в данной работе.

Выводы. Форсирование дизелей приводит к необходимости выполнения достоверного анализа термонапряженного состояния кромки КС поршня при условии допустимого упрощения геометрической модели.

На примере поршня дизеля 4ЧН12/14 установлено, что при повышении уровня форсирования двигателя возникает необходимость предварительной проверки допустимости применения упрощенных геометрических моделей.

Дальнейшее направление работ связано с установлением влияния локальных

формоизменений в зоне кромки КС поршня на ее физическую надежность.

Список литературы

1. Шеховцов А.Ф., Пильов В.О. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 4. Основи САПР ДВЗ. – Харків: ВАТ «Видавництво «Прапор», 2004. – 336 с.
2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3, – С. 27-40.
3. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.
4. Ариан Р. Совершенствование методического обеспечения САПР поршня ДВС / В.А. Пылев, И.А. Нестеренко, Р. Ариан. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. №1. – С.33-39.
5. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собакин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
6. Зотов А. А. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания / А. А. Зотов, Ю. А. Гусев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. с. 40-46.
7. Бабич А. А. Расчетная оценка теплового состояния поршня транспортного дизеля / А.А. Бабич, С.А. Громов, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. С. 47-51.
8. Повреждения поршней – как выявить и устранить их/ Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 2изд., – 2010. – 92 с.
9. Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>.
10. Ариан Р. Оценка теплонапряженности поршня с учётом конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания/ Р. Ариан, В.А. Пылев, // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. №2. – С. 47-51.

References (transliterated)

1. Shehovtsov A. F., Pylov V. O. Dvyguny` vnutrishn`ogo zgoranyya: Seriya pidruchny`kiv u 6 tomax. T. 4. Osnovy` SAPR DVZ. – Kharkov: VAT «Vy`davny`ctvo «Prapor», 2004. – 336 pp.
2. Belogub A. V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennykh porshnej DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva // Vostochnoevropejskij zhurnal peredovykh tehnologij. – 2010. – no 3, - pp. 27-40.
3. Pylov V. O. Avtomaty`zovane proektuvannya porshniv shvy`d-koxidny`x dy`zeliv iz zadany`m rivnem try`valoyi micznosti / V.O. Pylov. – Kharkiv: Vy`davny`chy`j centr NTU «XPI», 2001. – 332 pp.
4. Arian R. Sovershenstvovanie metodicheskogo obespecheniya SAPR porshnja DVS / V.A. Pyljov, I.A. Nesterenko, R. Arian.// Dvigateli vnutrennego sgoraniya. 2016. no 1. – pp. 33-39.
5. SolidWorks. Komp`juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike / A. A. Aljamovskij, A. A. Sobachkin, E. V. Odincov i dr. – SPb.: BHV-Peterburg, 2005. – 800 pp.
6. Zotov A.A. Razrabotka i nauchnoe obosnovanie metodiki jeffektivnogo proektirovaniya porshnej dvigatelej vnutrennego sgoraniya / A.A. Zotov, Ju.A. Gusev, A.V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2007. – no 1. pp. 40-46.
7. Babich A.A. Raschjotnaja ocenka teplovogo sostojaniya porshnja transportnogo dizelja / A. A. Babich, S. A. Gromov, A. M. Levterov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2016. - no 1. pp. 47-51.
8. Povrezhdeniya porshnej – kak vyjavit` i odstranit` ih/ Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 2izd., – 2010. – 92 pp.
9. Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>.
10. Arian R. Ocenka teplonaprjazhennosti porshnja s uchjotom konstruktivnykh osobennostej v zone kromki kamery sgoraniya/ R. Arian, V.A. Pyljov, // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2015. No 2. – pp. 47-51.

Поступила (received) 20.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вплив особливостей урахування геометрії поршня дизеля на його розрахункову теплонапруженість / Р. Ариан, В. О. Пильов, С. О. Ткаченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 54–58. – Бібліогр.:10 назв. – ISSN-2079-0066

Влияние особенностей учета геометрии поршня дизеля на его расчетную теплонапряженность / Р. Ариан, В. О. Пылев, С. О. Ткаченко // Вестник НТУ «ХПИ». серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2017. – № 5 (1227). – С. 54-58 . Библиогр.: 10 назв. – ISSN-2079-0066

The influence of the geometry of accounting diesel piston on its estimated calorific / R. Aryan, V. O. Pylyov, C. O. Tkachenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport engineering. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 54–58. – Bibliogr.: 10. ISSN-2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Author

Ариан Расул – аспірант кафедри двигателі внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, тел.: (057) 707 63 14, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Ариан Расул – аспірант кафедри двигателі внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», г. Харків, тел.: (057) 707 63 14, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Aryan Rasoul – graduate student (PhD) of department internal combustion engines of National technical university "KhPI", Kharkiv; phone (057) 707 63 14, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Пильов Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання, м. Харків; тел.: (057) 707-63-14, e-mail: pylyov@meta.ua.

Пылёв Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания, г. Харьков. тел.: (057) 707 63 14, e-mail: pylyov@meta.ua.

Pylyov Vladimir Aleksandrovich – Doctor of Science Professor, National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute', head of the Department of internal combustion engines, Kharkiv; tel.: (057) 707 63 14, e-mail: pylyov@meta.ua.

Ткаченко Сергій Олександрович – студент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707 63 14, e-mail: sergey_aleksandrovich_tkachenko@mail.ru.

Ткаченко Сергей Александрович – студент кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707 63 14, e-mail: sergey_aleksandrovich_tkachenko@mail.ru.

Tkachenko Sergey Oleksandrovich – student of the department of internal combustion engines of the National Technical University "KhPI", Kharkov; tell. (057) 707 63 14, e-mail: sergey_aleksandrovich_tkachenko@mail.ru

О. О. ОСЕТРОВ, В. А. КОКУШ, Д. С. АЛЬОХІН

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ І МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ В АВТОМОБІЛЬНОМУ ДВИГУНІ

В роботі експериментально досліджено механічні втрати в автомобільному двигуні ВАЗ-21081, що обладнано системою електронного керування впорскуванням бензину. Виконано математичне моделювання насосних втрат і визначено втрати на тертя. Проаналізовано вплив частоти обертання колінчастого валу та інших параметрів на ці втрати. Перевірено можливість використання відомих емпіричних залежностей для визначення загальних механічних втрат і втрат на тертя в дослідному двигуні

Ключові слова: механічні втрати, насосні втрати, втрати на тертя, відключення циліндрів, математичне моделювання.

В работе экспериментально исследованы механические потери в автомобильном двигателе ВАЗ-21081, оборудованном системой электронного управления впрыском бензина. Выполнено математическое моделирование насосных потерь и определены потери на трение. Проанализировано влияние частоты вращения коленчатого вала и других параметров на эти потери. Проверена возможность использования известных эмпирических зависимостей для определения общих механических потерь и потерь на трение в опытном двигателе.

Ключевые слова: механические потери, насосные потери, потери на трение, отключение цилиндров, математическое моделирование.

There have been analyzed the known methods for determining the mechanical losses in internal combustion engines. Using the methods of disconnecting cylinders and crankshaft scrolling mechanical losses in the engine VAZ-21081 equipped with electronic control fuel injection system were defined. The influence of the engine speed and other parameters of these losses was investigated. It is shown that the method of disconnecting cylinders makes it possible to obtain more reliable results than the scrolling method. These scientific results correlate well with the data of other researchers. The mathematical modeling of engine process was performed in MATLAB system; losses of pumping and friction were obtained. The possibility of applying known empirical relationships for determination the overall mechanical losses and friction losses in the test engine was verified.

Keywords: mechanical loss, pumping loss, friction loss, the cylinder off, mathematical modeling.

Вступ. Механічні втрати є важливою складовою енергетичного балансу двигуна внутрішнього згорання. Вони складають 7–11% внесеної з паливом енергії. До механічних втрат відносять втрати на подолання сил тертя в рухливих сполученнях (70-80% від сумарних механічних втрат, які оцінюють середнім тиском механічних втрат P_m), на привід допоміжних агрегатів (6-17% від P_m), на подолання аеродинамічного опору повітря переміщенню деталей (0,5-1,5% від P_{md}), на здійснення в чотиритактному двигуні процесів газообміну – так звані насосні втрати (14-19% від P_{mo}).

Для експериментального визначення механічних втрат, як правило, використовують такі основні методи:

- метод відключення циліндрів;
- метод прокручування двигуна стороннім джерелом енергії;
- метод вибігу;
- метод визначення сумарних механічних втрат за графіком зміни годинної витрати палива на навантажувальній характеристиці;
- метод аналізу індикаторної діаграми при роботі на холостому ході;
- метод співставлення індикаторної та ефективної потужності.

Ці методи дозволяють визначити інтегральні показники, що характеризують механічні втрати: потужність механічних втрат, середній тиск механічних втрат, механічний ККД двигуна тощо.

Для визначення P_m різними дослідниками запропоновані узагальнені емпіричні залежності, коефіцієнти яких залежать від типу двигуна [1-4]. Наприклад, у роботі [1] запропоновано залежність

середнього тиску втрат на тертя від відношення частоти обертання колінчастого валу на поточному режимі роботи двигуна n до частоти обертання на номінальному режимі n_n :

$$P_m = a + b \frac{n}{n_n}, \quad (1)$$

де a , b - для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням рекомендовано $a=0,08$, $b=0,15$ за $n_n = 5000$ об/хв.

Для моделювання робочого процесу двигуна така оцінка не завжди підходить. Математична модель газообміну передбачає розрахункове визначення насосних втрат, а втрати на тертя в механізмах двигуна визначають за емпіричними залежностями. Тобто ці дві основні складові механічних втрат визначаються окремо, після чого знаходять інтегральний показник:

$$P_m = P_{md} + P_{nx}, \quad (2)$$

де P_{mo} – середній тиск втрат на тертя в механізмах двигуна; P_{nx} – середній тиск насосних втрат. Іншими складовими механічних втрат в автомобільних безнаддувних бензинових двигунах, як правило, нехтують.

Для визначення втрат на тертя, як правило, використовують лінійні залежності, подібні до рівняння (1). Наприклад, у роботі [2] запропоновано залежність втрат на тертя P_{md} від середньої швидкості поршня C_m :

$$P_{md} = a + b \cdot C_m, \quad (3)$$

де для «короткоходових» бензинових двигунів $a=0,04$; $b=0,0135$.

Результати розрахунку за відомими залежностями є приблизними і не завжди відповідають параметрам конкретного двигуна. Для більш точної оцінки механічних втрат на тертя в дослідному двигуні доцільно спочатку за результатами експериментальних досліджень визначити загальні механічні втрати P_m , потім розрахувати (або визначити експериментально за результатами індиціювання циліндра) насосні втрати P_{nx} , після чого знайти втрати на тертя P_{md} як різницю ($P_m - P_{nx}$). І вже дані, отримані за результатами означених досліджень, є основою для уточненого математичного опису втрат на тертя і перевірки відомих емпіричних залежностей.

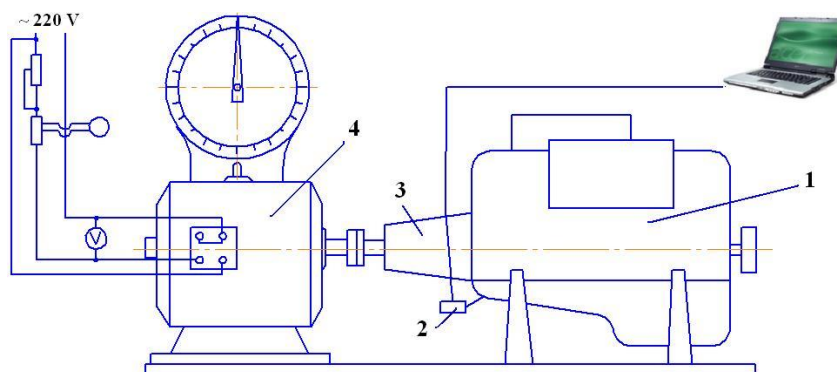


Рис. 1 – Схема експериментального стенду з двигуном ВАЗ 21081: 1 – двигун, оснащений контрольно-вимірювальними приладами і пристроями, що забезпечують його роботу; 2 – діагностичний роз'єм; 3 – коробка передач; 4 – навантажувальний пристрій / електродвигун для приводу колінчастого вала при прокрутці

В роботі для визначення механічних втрат використовувалися експериментальні методи відключення циліндрів і прокручування двигуна від стороннього джерела енергії.

За методом відключення циліндрів дослідження проводилися на режимах швидкісної характеристики з частотою обертання колінчастого вала від 2800 до 3600 хв⁻¹. Для підвищення точності випробування проводили два рази у різні дні.

Після стабілізації параметрів режиму роботи двигуна проводили вимірювання навантаження і частоти обертання колінчастого вала, за якими визначали потужність двигуна. Далі на робочому двигуні вимикали подачу палива до першого циліндра і проводили відповідні вимірювання, після чого включали подачу палива. Ці дії повторювали для другого, третього і четвертого циліндрів двигуна.

Індикаторні потужності відключених циліндрів визначалися за залежністю

$$N_{ik} = N_e - N_{ek},$$

де N_e – ефективна потужність двигуна; N_{ek} – ефективна потужність двигуна при k -му відключеному циліндрі.

Таким чином, метою роботи є дослідження і математичне моделювання складових механічних втрат в двигуні ВАЗ 2108, що обладнано системою упорскування бензину до впускного колектора.

Методика і результати досліджень. Схема експериментального стенду наведена на рис. 1. Двигун обладнано системою впорскування бензину до впускного колектора двигуна. На двигун встановлено комплекс датчиків, за сигналами яких електронний блок керування визначає момент початку і тривалість керуючого імпульсу, що подається на електромагніти паливних форсунок.

Потужність механічних втрат

$$N_M = N_e - \sum_{k=1}^z N_{ik},$$

де z – загальна кількість циліндрів двигуна.

Відповідно середній тиск механічних втрат

$$P_M = \frac{120N_M}{zV_{hn}}.$$

Для прокручування двигуна від стороннього джерела енергії використовувався електродвигун постійного струму. Дослідний двигун попередньо прогрівали до досягнення сталого температурного режиму.

Потім вимикали подачу палива, включали електродвигун, доводили частоту обертання до заданої, після чого проводили вимірювання навантаження та частоти обертання ротора електродвигуна. Дослідження проводили при різних частотах обертання колінчастого вала двигуна від 1500 хв⁻¹ до 2700 хв⁻¹. Подальше збільшення частоти обертання колінчастого вала обмежувалося максимально припустимою частотою обертання вала електродвигуна.

Результати визначення загальних механічних втрат за методами відключення циліндрів і прокручування показані на рис. 2.

Видно, що механічні втрати, що визначені за методом прокручування у різні дні випробувань (на графіку позначені «дослідження №1» і «дослідження №2»), добре погоджуються одне з одним і лежать на похилій прямій. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу ці втрати також зростають. Зокрема, при збільшенні n від 1500 до 2700 хв^{-1} загальні механічні втрати зростають на 26%. Подібна тенденція відзначена в роботах [1-4].

Слід зазначити, що загальні механічні втрати, що визначені за методом прокручування колінчастого валу, перевищують механічні втрати,

визначені за методом відключення циліндрів. Найбільш чітко це видно для швидкісного режиму двигуна із частотою обертання колінчастого валу 2700 хв^{-1} , де різниця в значеннях P_m , що визначені за двома методами, складає близько 20%.

Це можна пояснити значним остиганням двигуна в процесі прокручування від електродвигуна й відповідним зростанням механічних втрат. Окрім того, наявність коробки передач також призводить до збільшення механічних втрат порівняно із втратами на робочому двигуні.

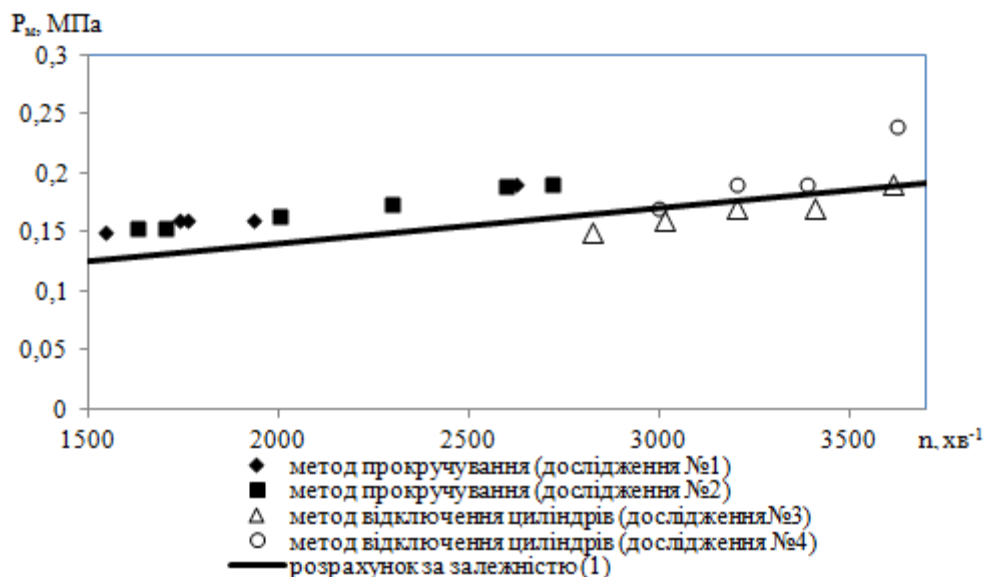


Рис. 2 - Результати визначення загальних механічних втрат за методами відключення циліндрів і прокручування колінчастого валу

Більш достовірними, на наш погляд, є механічні втрати, що визначені за методом відключення циліндрів. Результати, що отримані за цим методом, погоджуються з даними інших дослідників. З рис. 2 видно, що крива, побудована за рівнянням (1) з роботи [1] добре корелюється з експериментальними даними. Відносна різниця між розрахунковими і експериментальними даними не перевищує 20%, що не більше за точність експериментальних методів, які використовувалися в роботі.

Слід також відзначити майже однаковий нахил розрахункових і експериментальних кривих, що підтверджує правильність використання рівняння (1) для розрахунку загальних механічних втрат і застосування цього рівняння для більш широкого діапазону швидкісних режимів роботи двигуна.

Для визначення втрат на тертя в дослідному двигуні проводилося моделювання робочого процесу, зокрема газообміну, в циліндрі двигуна ВАЗ-21081. Математичну модель реалізована в програмному середовищі MATLAB. Зовнішній вид вікна із з програмою та результатами розрахунків представлено на рис. 3. За результатами розрахунків визначали середній тиск насосних втрат на режимах зовнішньої швидкісної

характеристики, після чого з рівняння (2) знаходили втрати на тертя P_{m0} як різницю середнього тиску механічних втрат і середнього тиску насосних втрат.

Середній тиск насосних втрат і середній тиск втрат на тертя, визначені за представленою методикою, показані на рис. 4. На цьому ж рисунку представлені результати розрахунку втрат на тертя за залежністю (3) з роботи [2].

Аналіз даних рис. 2 і 4 показує, що насосні втрати складають 30-35% від загальних механічних втрат в діапазоні частоти обертання колінчастого валу від 3000 хв^{-1} до 3700 хв^{-1} . При збільшенні частоти обертання колінчастого валу насосні втрати також зростають, проте це збільшення є незначним - близько 7% в розглянутому діапазоні зміни n . З рис. 4 видно, що втрати на тертя, що визначені обробкою експериментальних даних, змінюються подібно до загальних механічних втрат – зростають зі збільшенням частоти обертання.

Перевірка доцільності використання залежності (3) показала, що вона дає адекватні результати в розглянутому діапазоні зміни частоти обертання – відносна різниця між результатами розрахунку за цією залежністю і визначеними за даними експерименту не перевищила 27%.

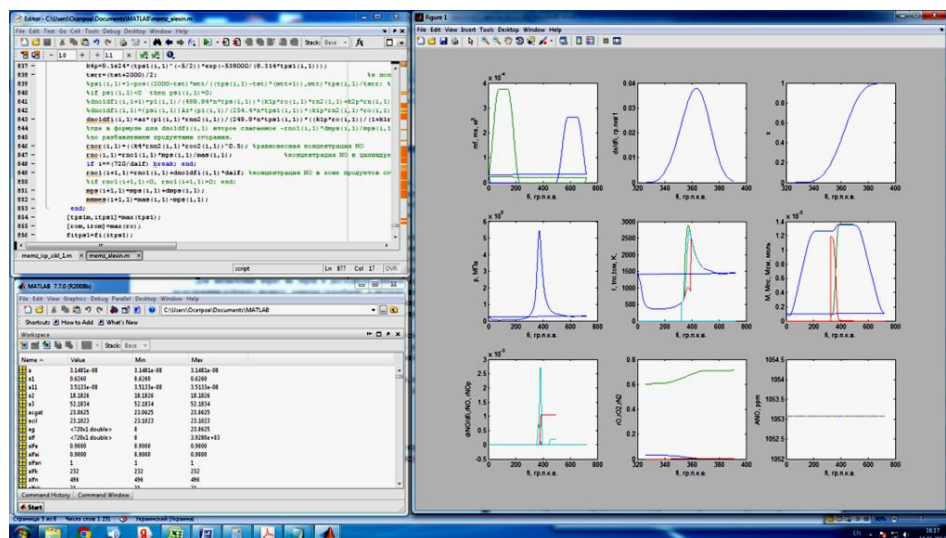


Рис. 3 - Зовнішній вид вікна із з програмою та результатами розрахунків

Це знаходиться в межах точності розглянутих експериментальних методів.

Таким чином, за результатами досліджень, що виконані в роботі, можна рекомендувати

залежності (1) і (3) для визначення відповідно загальних механічних втрат і втрат на тертя для двигуна ВА3-21081

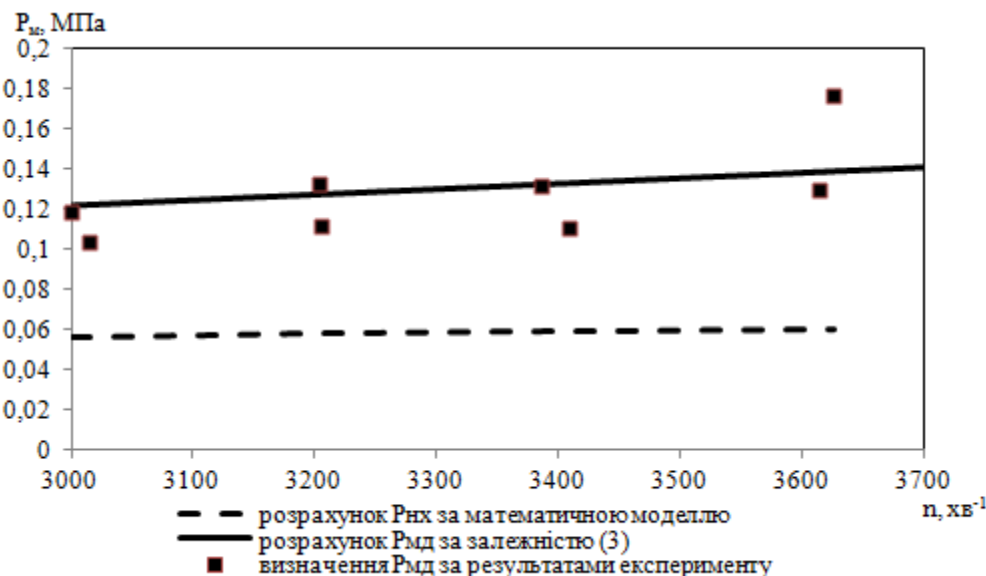


Рис. 4 - Результати визначення складових загальних механічних втрат

Висновки. У роботі наведено результати розрахунково-експериментального дослідження механічних втрат у двигуні ВА3-21081. Отримано такі основні результати:

1. Проаналізовано експериментальні й розрахункові методи визначення механічних втрат. Показано, що механічні втрати пропорційно зростають із збільшенням частоти обертання колінчастого валу. Наведено приклади емпіричних залежностей P_m від n . Показано, що для оцінки складових механічних втрат – втрат на тертя і насосних втрат - потрібно проводити додаткові експериментальні або розрахункові дослідження.

2. Проаналізовано результати експериментального дослідження. Показано, що

більш точним методом з тих, що використовувалися в роботі, є метод відключення циліндрів. Результати визначення загальних механічних втрат за цим методом добре погоджуються з даними інших дослідників. За результатами експериментальних досліджень рекомендовано використання залежності (1) для визначення загальних механічних втрат в дослідному двигуні.

3. Наведено результати розрахункового дослідження складових механічних втрат. За результатами розрахунків робочого процесу дослідного двигуна визначено насосні втрати і втрати на тертя. Показано, що насосні втрати незначно зростають при збільшенні частоти

обертання колінчастого валу (приблизно на 7 % в діапазоні зміни частоти обертання колінчастого валу від 3000 хв⁻¹ до 3700 хв⁻¹). Втрати на тертя, що визначені обробкою експериментальних даних, змінюються подібно до загальних механічних втрат – зростають зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу.

4. За результатами розрахункових досліджень рекомендовано використання залежності (3) для оцінки втрат на тертя в двигуні ВАЗ-21081.

Список літератури

1. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : підручник / В. Г. Дяченко ; За ред. А. П. Марченка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
2. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. д-ра техн. наук Н. Х. Дьяченко. Л., Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 552 с.
3. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : Учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.

4. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / ред. Орлин А.С., Круглов М.Г. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

References (transliterated)

1. Dyachenko V. G. Dviguni vnutrishnyogo zgorannya. Teoriya : pidruchnik [Internal combustion engines. Theory: the textbook] / V. G. Dyachenko ; Edit. A. P. Marchenko. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2008. – 488 p.
2. Dyachenko N. Kh. Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya [The theory of internal combustion engines]. Edit. prof., doct. techn. sciens. N. Kh. Dyachenko. L.: Mashinostroyeniye (Leningr. branch), 1974. – 552 c.
3. Kolchin A. I. Raschet avtomobilnich i traktornikh dvigateley : ucheb. posobiye dlya vuzov [Calculation of automobile and tractor engines : A manual for schools] / A. I. Kolchin, V. P. Demidov - 3rd ed. revised and enlarged. – M.: Vysh. Shk., 2002/ – 496 p.
4. Orlin A. S. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Konstruktsiya i raschrt porshnevikh i kombinirivannikh dvigateley [Internal combustion engines. Design and calculation of piston and combined engines] / Edit. A. S. Orlin, M.G. Kruglov. – M.: Mashinostroyeniye, 1984. – 384 p.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальне дослідження і математичне моделювання механічних втрат в автомобільному двигуні / О. О. Осетров, В. А. Кокуш, Д. С. Альохін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 59–63. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0023.

Експериментальное исследование и математическое моделирование механических потерь в автомобильном двигателе / А. А. Осетров, В. А. Кокуш, Д. С. Алехин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 59–63. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0023.

Experimental study and mathematical modeling of mechanical losses in car engine / A. A. Osetrov, V. A. Kokush, D. S. Alyokhin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport engineering. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 59–63. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Осетров Олександр Олександрович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання; тел.: (050) 999-79-65; e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Осетров Александр Александрович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания; тел.: (050) 999-79-65; e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Osetrov Aleksandr Aleksandrovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Internal combustion engines; tel.: (050) 999-79-65; e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Кокуш Валерій Авадійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», майстер виробничого навчання кафедри двигунів внутрішнього згорання; тел.: (057) 707-68-48.

Кокуш Валерий Авадиевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», мастер производственного обучения кафедры двигателей внутреннего сгорания; тел.: (057) 707-68-48.

Kokush Valery Avadyevych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Master of industrial training at the Department of Internal combustion engines; tel.: (057) 707-68-48.

Альохін Дмитро Сергійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (068) 647-41-77; e-mail: alyokhindima@gmail.com.

Алехин Дмитрий Сергеевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (068) 647-41-77; e-mail: alyokhindima@gmail.com.

Alyokhin Dmitry Sergeevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (068) 647-41-77; e-mail: alyokhindima@gmail.com.

І. В. ПАРСАДАНОВ, В. О. ХИЖНЯК, А. С. ГОРОХІВСЬКИЙ, А. К. АРТЕМЕНКО

ФАКТОРИ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КАТАЛІТИЧНОГО ВПЛИВУ НА ЗГОРЯННЯ В ДИЗЕЛІ

Розглянуто фактори та методи, що забезпечують підвищення ефективності каталітичного впливу на внутрішньоциліндрові процеси в дизелі. Запропонована класифікація, в якій фактори поділяються на три групи: хімічні, технологічні та фізичні. Визначальною ознакою хімічного фактору є швидкість протікання хімічних реакцій, яка залежить від температурних умов на поверхні камери згоряння і каталітичної активності матеріалу. Напрямок реалізації технологічного фактору залежить від вибору методу, матеріалів та стадій нанесення каталітичного покриття. Вплив фізичного фактору визначається формою камери згоряння, турбулізацією заряду та особливістю розпилю палива.

Ключові слова: токсичні речовини, камера згоряння, каталітичне покриття, турбулізація заряду, дифузійне згоряння, дизель.

Рассмотрены факторы и методы, обеспечивающие повышение эффективности каталитического воздействия на внутрицилиндровые процессы в дизеле. Предложена классификация, в которой факторы делятся на три группы: химические, технологические и физические. Определяющим признаком химического фактора является скорость протекания химических реакций, которая зависит от температурных условий на поверхности камеры сгорания и каталитической активности материала. Направление реализации технологического фактора зависит от выбора метода, материалов и стадий нанесения каталитического покрытия. Влияние физического фактора определяется формой камеры сгорания, турбулизацией заряда и особенностью распыливания топлива.

Ключевые слова: токсические вещества, камера сгорания, каталитическое покрытие, турбулизация заряда, диффузионное сгорание, дизель.

Factors and methods which provide increase in efficiency of catalytic impact on in-cylinder processes in diesel engines are considered. Classification in which factors are divided into three groups is offered: chemical, technological and physical. A defining sign of a chemical factor is the speed of course of chemical responses which depends on temperature conditions on the surface of the combustion chamber and catalytic activity of material. The direction of implementation of technology factor depends on a choice of a method, materials and stages of plotting of a catalytic covering. Influence of a physical factor is defined by the form of the combustion chamber, turbulization of a charge and feature of a spraying of fuel.

Keywords: toxic substances, combustion chamber, catalytic coating, charge turbulence, diffusion combustion, diesel engine.

Вступ. Одним із засобів зниження утворення токсичних речовин при згорянні в дизелі може розглядатися покриття поверхні камери згоряння (КЗ) шаром каталізатора. Даний засіб дозволяє підвищити повноту згоряння, скоротити фазу підготовки палива до згоряння і фазу дифузійного згоряння, знизити максимальну температуру згоряння, що в сукупності забезпечує підвищення паливної економічності та зменшує утворення продуктів неповного згоряння палива і оксидів азоту (NO_x).

При підвищенні температури в циліндрі, на поверхні КЗ поршня відбувається виокремлення з шару каталітичного покриття активних частинок, які додатково впливають на руйнування довгих складних вуглеводних ланцюгів, розширюють діапазон займання і забезпечують вигорання паливо-повітряної суміші в зонах з високим та низьким значенням коефіцієнту надлишку повітря, стимулюють перетворення токсичних речовин в нешкідливі речовини [1].

Метою роботи є систематизація факторів і методів, що забезпечують підвищення ефективності каталітичного впливу на процес згоряння в дизелі.

При розгляді особливостей каталітичного перетворення продуктів неповного згоряння палива і NO_x в циліндрі дизеля необхідно враховувати дисперсність розпилювання палива, умови взаємодії молекул палива з активними центрами каталітичного покриття, швидкість протікання хімічних реакцій, турбулентність руху заряду, температурний стан поверхні та конструктивні особливості КЗ, каталітичну активність покриття, методи та стадії нанесення підкладки з урахуванням енерго-

ефективності обладнання, тощо. Наведені особливості дозволяють підвищити ефективність каталітичного впливу на процес згоряння і в сукупності представляють собою ряд факторів, які можна кваліфікувати як хімічний, технологічний та фізичний.

Хімічні фактори пов'язані із забезпеченням підвищення швидкості протікання хімічних реакцій за рахунок збільшення вмісту каталітично активних сполук у поверхні КЗ, де накопичується значна кількість палива. Дотримання температурних умов на поверхні камери згоряння поршня з каталітичним покриттям дозволяє контролювати та активувати взаємодію каталітично активних компонентів з продуктами неповного згоряння, при цьому забезпечують перетворення токсичних речовин у нешкідливі речовини на такті розширення. Зі зростанням швидкості хімічних реакцій відбувається інтенсифікація процесу окиснення паливо-повітряної суміші, скорочення фази дифузійного горіння, що створює умови для отримання необхідної ефективної роботи за більш короткий проміжок часу [2].

Експериментальними дослідженнями [3], проведеними в НТУ «ХПІ», встановлено, що каталітичне покриття може оказувати вплив на протікання процесу згоряння. Так, при використанні поршня з каталітичним покриттям КЗ на основі оксиду кобальту відбувається скорочення тривалості згоряння, головним чином, за рахунок фази дифузійного згоряння, що забезпечує підвищення паливної економічності на 1-3 % та зменшення емісії NO_x за рахунок скорочення підготовки палива до займання.

Технологічні фактори пов'язані з визначенням оптимальних умов нанесення каталітичних покриттів на основі оксидів перехідних металів.

При розгляді технологічних факторів необхідно в першу чергу обґрунтувати вибір матеріалу основи, матеріалів для каталітичних покриттів та метод нанесення покриття. Важливим є врахування вартості матеріалу, витрати електроенергії на забезпечення технологічних процесів, якості нанесення покриття.

Вибір основи (підкладки) в першу чергу пов'язано із методом нанесення каталітичного покриття. Так, наприклад, метод плазово-електролітичного оксидування (ПЕО) забезпечує створення покриттів на поверхні вентильних металів (Ti, Zr, Mg, Al і його сплавів). Як відомо, найбільш поширеним матеріалом для виготовлення поршнів ДВЗ є алюмінієві сплави [4].

Метод ПЕО забезпечує включення каталітично активних компонентів в матрицю оксиду алюмінію завдяки суміщенню у високоенергетичних режимах електрохімічних та термохімічних реакцій. Технологія ПЕО передбачає нанесення каталітичного покриття в одно- і двостадійному режимах. При двостадійному режимі ПЕО включення каталітично активних компонентів протікає за дві фази, це дозволяє здійснювати контроль за товщиною каталітичного покриття, при цьому отримуване покриття володіє високою якістю і когезійною міцністю.

Матеріали для нанесення каталітичних покриттів поділяються на дві групи: на основі благородних металів, в основному Pt та Pd, та на основі оксидів перехідних металів (Mn, Co, Fe, Cu тощо), у тому числі складного складу (шпинелі, перовскіти, гексаалюмінати) [5]. Головним недоліком благородних металів є висока вартість, що унеможлиблює їх використання для нанесення каталітичних покриттів. Саме тому, оксиди перехідних металів, які мають схожі властивості, і володіють перспективами по забезпеченню каталітичного впливу на процес згоряння при високих температурах.

Порівняльний аналіз методів гальванічної обробки алюмінієвих сплавів дозволяє виділити технологію ПЕО, як найбільш енергоефективну, за рахунок відносно невеликих витрат часу для нанесення каталітичного покриття, мінімізації витрати електроенергії і отримання покриття високої якості.

Товщина утвореного шару каталітичного покриття на поверхні КЗ поршня складає близько 7 – 10 мкм. Мінімальна товщина каталітичного покриття сприяє періодичному видаленню нагароутворення на поверхні КЗ поршня за рахунок саморегенерації поверхні каталітичного покриття.

За рахунок великої пористості шару каталітичного покриття відбувається збільшення

контактної площі поверхні КЗ, що забезпечує рівномірний розподіл активних центрів під час протікання каталітичних процесів в циліндрі дизеля.

Фізичні фактори впливають на каталітичні процеси через параметри, що характеризують рух повітря і подачу палива в циліндр дизеля.

Форма КЗ поршня є одним з визначальних факторів. Шляхом підбору форми КЗ, не змінюючи її об'єму, можна досягти покращення турбулізації руху паливо-повітряної суміші. Підвищена турбулізація заряду сприяє зниженню утворення токсичних речовин, шляхом створення високоінерційного потоку, що забезпечує покращення процесу згоряння та посилює контакт палива, що згоряє під впливом каталізатора у поверхні КЗ [6]. Збільшення поверхні КЗ дозволяє інтенсифікувати протікання каталітичних реакцій на поверхні у пристінкових зонах.

Треба враховувати, що збільшення поверхні КЗ може призводити до зростання теплових втрат, але за рахунок формування підкладки і нанесення каталітичного покриття, утворюється теплоізоляційний шар, і теплові втрати не будуть зростати.

Для забезпечення рівномірного розподілу палива по поверхні КЗ поршня необхідно обирати оптимальний варіант розташування форсунки відносно вертикальної осі циліндра (центральне, або із незначним зміщенням від центру, і під незначним кутом нахилу).

Дисперсність розпилення палива залежить від тиску впорскування палива, діаметра отворів розпилювача і впливає на якість процесу сумішоутворення, що в свою чергу обумовлює протікання активної фази згоряння та каталітичні процеси.

Приведений аналіз факторів дозволив кваліфікувати методи підвищення ефективності каталітичного впливу на згоряння в дизелі, які представлені у вигляді схеми (рис. 1).

Висновки. Наведена класифікація показує, що для забезпечення ефективності каталітичного впливу на внутрішньоциліндрові процеси в ДВЗ необхідно враховувати хімічні, технологічні та фізичні фактори.

Характерною особливістю хімічного фактору є вплив каталітичної активності компонентів покриття на швидкість протікання каталітичних реакцій, яка пов'язана з температурними умовами на поверхні КЗ. Дотримання температурних умов КЗ дозволяє своєчасно активувати каталітично активні компоненти.

Від вибору напрямку реалізації технологічного фактору, а саме – методу, матеріалів та стадій нанесення каталітичних покриттів залежить якість, міцність, пористість та енергоефективність нанесеного каталітичного покриття.

Визначальними ознаками фізичного фактору є форма КЗ, турбулізація заряду та паливоподача.



Рис. 1 – Класифікація факторів і методів підвищення ефективності каталітичного впливу на згоряння в дизелі

Список літератури

1. Ведь М.В. Каталитичні та захисні покриття сплавами і складними оксидами: електрохімічний синтез, прогнозування властивостей [Текст]: монографія / М.В. Ведь, М.Д. Сахненко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – 272 с.
2. Парсаданов І.В. Підвищення екологічності дизелів шляхом внутрішньоциліндрової нейтралізації токсичних речовин відпрацьованих газів / І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, В.О. Хижняк, Г.В. Каракуркчі // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 2. – с. 63-67.
3. Парсаданов І.В. Дослідження дизеля з каталітичним покриттям поверхні камери згоряння / І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, І.М. Карягін, В.О. Хижняк, Д.С. Андросчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – с. 69-72.
4. Андросчук Д.С. Формування покриттів оксидами мангану на високолегованих сплавах алюмінію / Д.С. Андросчук, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, Т.П. Ярошок // Вопросы химии и химической технологии. – 2015. – № 1 (99). – с. 38-43.
5. Ведь М.В. Организация рабочего процесса в камере сгорания ДВС в присутствии каталитических материалов / М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, Е.В. Богоявленская // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 2. – с. 109-111.
6. Васильев И. П. Влияние характеристик турбулентности воздушного заряда в камере сгорания с локальной турбулизацией заряда и каталитическим покрытием на показатели дизеля / И.П. Васильев, В.А. Звонов, П.Н. Гавриленко // Совершенствование быстроходных дизелей: Тезисы докл. международной научно-техн. конф. 25-28 мая 1993 г. - Барнаул, 1993. – с. 30-31.
2. Parsadanov I. V., Sakhnenko M.D., Khyzhnyak V.O., Karakurkchi H. V. Pidvyshchennya ekolohichnosti dyzeliv shlyakhom vnutrishn'otsylindrovoyi neytralizatsiyi toksychnykh rechovyn vidprats'ovanykh haziv [Improving the environmental performance of engines by intra-cylinder neutralization of toxic exhaust gases]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. 2016, no. 2, p.p. 63-67.
3. Parsadanov I. V., Sakhnenko M. D., Ved' M. V., Karyahin I. M., Khyzhnyak V. O., Androshchuk D.S. Doslidzhennya dyzelya z katalitychnym pokryttyam poverkhni kamery zhoryannya [The research of the diesel engine with a catalytic coating on the surface of the combustion chamber]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. 2015, no. 2, pp. 69-72.
4. Androshchuk D. S., Sakhnenko M. D., Ved' M. V., Yaroshok T. P. Formuvannya pokryttiv oksydami manhanu na vysokolehovanykh splavakh alyuminiyu [Formation of coverings oxides of a mangan on the high-alloyed aluminum alloys]. Voprosy himii i himicheskoy tehnologii. 2015, no. 1 (99), p.p. 38-43.
5. Ved' M. V., Sahnenco N.D., Bogojavlenskaja E.V. Organizacija rabocheho processa v kamere sgoraniya DVS v prisutstvii kataliticheskikh materialov [Organization of the working process in the combustion chamber of ice with a catalytic materials]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. 2013, no. 2, p.p. 109-111.
6. Vasil'ev I. P., Zvonov V. A., Gavrilenko P. N. Vlijanie harakteristik turbulentsnosti vozdušnogo zarjada v kamere sgoraniya s lokal'noj turbulizaciej zarjada i kataliticheskim pokryttem na pokazateli dizelja [The effect of the characteristics of turbulence of the air charge in the combustion chamber with the local turbulence of the charge and the catalytic coating on the performance of diesel engine]. Sovershenstvovanie bystrohodnyh dizelej: Tezisy dokl. mezhdunarodnoj nauchno-tehn. konf. 25-28 maja 1993g., Barnaul [Improvement of high-speed diesel engines: Abstracts. Int. Sci.-Techn. Conf. 25-28 may 1993, Barnaul]. Barnaul, 1993, p.p. 30-31.

References (transliterated)

Надійшла (received) 22.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Фактори і методи підвищення ефективності каталітичного впливу на згоряння в дизелі / І.В. Парсаданов, В.О. Хижняк, А.С. Горохівський, А.К. Артеменко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 64–67. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Факторы и методы повышения эффективности каталитического воздействия на сгорание в дизеле / И.В. Парсаданов, В.А. Хижняк, А.С. Гороховский, А.К. Артеменко // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 № 5 (1227). – С. 64–67. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0066.

Factors and methods to improve the efficiency of the catalytic effects on the combustion in a diesel engine / I. V. Parsadanov, V. O. Khyzhniak, A.S. Gorokhivskiy, A. C. Artemenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 64–67. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння; тел.: (057)707-60-89; e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Парсаданов Игорь Владимирович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания; тел.: (057) 707-60-89; e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Parsadanov Igor Vladimirovich - Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Internal Combustion Engines; tel.: (057) 707-60-89; e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Хижняк Володимир Олександрович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння; тел.: (063)-794-94-40; e-mail: Leo_18@ukr.net.

Хижняк Владимир Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания; тел.: (063)-794-94-40; e-mail: Leo_18@ukr.net.

Khyzhniak Vladimir Alexandrovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of Internal Combustion Engines; tel.: (063) 794-94-40; e-mail: Leo_18@ukr.net.

Горохівський Андрій Сергійович – науковий співробітник науково-дослідної лабораторії (БЗПВ та РХБз) факультету військової підготовки при Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (066) 315-45-57; e-mail: gorohivskiy86@gmail.com.

Гороховский Андрей Сергеевич – научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории (БОПВ и РХБз) факультета военной подготовки при Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт»; тел.: (066) 315-45-57; e-mail: gorohivskiy86@gmail.com.

Gorokhivskiy Andrew Sergeevich – Research Officer of Scientific Research Laboratory (FPDT and RChBP) of Faculty of Military Preparation at National Technical University "Kharkiv Polytechnical Institute"; tel.: (066) 315-45-57; e-mail: gorohivskiy86@gmail.com.

Артеменко Андрій Костянтинович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; тел.: (095) 016-35-94; e-mail: andryuha_lp@mail.ru.

Артеменко Андрей Константинович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», магистр; тел.: (095) 016-35-94; e-mail: andryuha_lp@mail.ru.

Artemenko Andrew Konstantinovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Master Student; tel.: (095) 016-35-94; e-mail: andryuha_lp@mail.ru.

В. О. ПИЛЬОВ, І. О. НЕСТЕРЕНКО**ЗАДАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА В ЗОНЕ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ПОРШНЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Проаналізовано способи завдання граничних умов і законів керуючих функцій для поршнів транспортного дизеля. Запропоновано варіанти спрощеного завдання граничних умов і законів керуючих функцій з метою скорочення часу для розрахунку перехідних процесів навантаження двигуна на початкових стадіях проектування поршня. Зроблено оцінку впливу запропонованих варіантів завдання граничних умов і законів керуючих функцій на температурний і термонапружений стан кромки камери згоряння поршня.

Ключові слова: поршень, камера згоряння, граничні умови, керуючі функції, перехідний процес, дизель.

Проанализированы способы задания граничных условий и законов управляющих функций для поршней транспортного дизеля. Предложены варианты упрощенного задания граничных условий и законов управляющих функций с целью сокращения времени для расчета переходных процессов нагружения двигателя на начальных стадиях проектирования поршня. Произведена оценка влияния предложенных вариантов задания граничных условий и законов управляющих функций на температурное и термонапряженное состояние кромки камеры сгорания поршня.

Ключевые слова: поршень, камера сгорания, граничные условия, управляющие функции, переходной процесс, дизель.

We have been analyzed methods for defining boundary conditions of and the laws of the control functions for vehicle diesel engine pistons. Also we have been proposed simplified versions of defining boundary conditions of and the laws of the control functions in order to reduce the time to calculate the engine load transient processes in the early stages of design of the piston. The result was evaluated the influence of the proposed options for setting boundary conditions and the laws of the control functions in the transition processes on the temperature and thermo-stressed state of the piston combustion chamber edge.

Keywords: piston, combustion chamber, boundary conditions, control functions, transition process, diesel engine.

Введение. Современное двигателестроение развивается достаточно быстрыми темпами. Особенности такого развития являются комплексное повышение качественных показателей работы двигателей широкого спектра применения [1]. При этом в большинстве применений условия эксплуатации двигателей характеризуются значительным количеством режимов эксплуатации, высокой частотой их изменений, а также уровнем нагрузки на основных режимах работы. Указанные факторы в комплексе оказывают определяющее влияние на ресурсную прочность основных теплонапряженных элементов двигателя.

Применительно к поршню здесь имеет место проблема растрескивания кромки камеры сгорания (КС), которая связана с существенной нестационарностью режимов работы двигателя в условиях эксплуатации [2, 3].

Для прогнозирования и повышения ресурса кромки КС необходимо моделирование процесса повреждаемости материала поршня с учетом явлений усталости и ползучести. Данная задача решается с использованием разработанного в НТУ «ХПИ» программного комплекса «Ресурс» [4, 5].

Исходными данными для его применения является температурное состояние поршня в исследуемой зоне в переходном процессе нагружения двигателя. В свою очередь, решение задачи нестационарной низкочастотной аperiодической теплопроводности поршня требует задания переменных во времени граничных условий (ГУ). Однако, прогнозирование указанных ГУ, особенно на начальных стадиях проектирования поршня, является отдельной сложной научной задачей. Для ее решения необходимы сведения о степени влияния изменяемых во времени ГУ по отдельным характерным зонам

поршня на температурное состояние его исследуемой зоны.

Анализ публикаций. Для определения температурного состояния поршня наиболее часто используют ГУ 3-го рода. При этом выделяют четыре зоны поршня для задания ГУ [4], разбиваемые в основном на 18-24 участка [4,6-10]. Описанные зоны и участки поршня представлены на рис.1 и рис.2 соответственно. Основными здесь являются зоны I и III, представленные на рис.1.

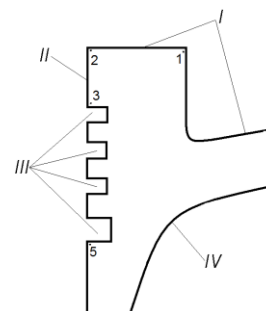


Рис. 1. Основные зоны задания ГУ теплообмена поршня: I – зона огневой поверхности днища; II – боковая зона до поршневых колец; III – зона поршневых колец; IV – зона поверхности, охлаждаемой маслом; цифры возле точек – номера контрольных точек

В [2,11] нестационарное температурное состояние поршня предлагается определять с использованием для зон I и III управляющих функций ГУ. Указанные функции устанавливались на основе экспериментальных данных. Поэтому их можно считать эффективным инструментом на стадии доводки конструкций.

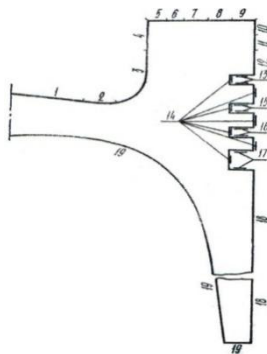


Рис.2. Участки для задания ГУ теплообмена поршня

В [12,13] нами рассмотрен подход к упрощенному заданию ГУ на стационарных режимах работы двигателя. Установлено, что упрощенное задание ГУ в зоне второго и третьего поршневых колец имеет незначительное влияние на изменение температурного состояния КС поршня и является допустимым на начальных этапах проектирования поршня. На температурное состояние поршня в переходных процессах работы имеет влияние вид управляющих функций [11].

Целью работы является анализ влияния упрощения граничных условий задачи теплопроводности поршня на температурное состояние кромки его камеры сгорания в переходном процессе нагружения двигателя

Основная часть. Расчеты выполнялись для поршня дизеля 4ЧН12/14. Закон изменения температуры рассматривался для варианта осесимметричного задания ГУ. Исходные значения ГУ для стационарных режимов принимались по данным [11]. Исследовался наиболее тяжелый переходной процесс «холостой ход – номинальный режим», как наиболее значимый среди всех имеющих место циклов нагружения.

На первом этапе исследований осуществлено моделирование нестационарной теплопроводности поршня. Использование математическая модель вида (1), (2):

$$\alpha \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial t}{\partial \tau} ; \quad (1)$$

$$-\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) = \alpha \cdot \Phi_a(\tau) \cdot (t_{cm} - t_{cp} \Phi_t(\tau)), \quad (2)$$

где t – температурное состояние объекта исследования; x, y, z – пространственная координата; λ – теплопроводность материала; α – коэффициент теплоотдачи; t_{cm} – температура стенки (поверхности детали); t_{cp} – температура окружающей среды (рабочего тела, взаимодействующего с поверхностью

детали); $\Phi_a(\tau)$, $\Phi_t(\tau)$ – управляющие функции, задаваемые по участкам границ исследуемой области для изменения ГУ во времени.

В численном эксперименте управляющие функции $\Phi_a(\tau)$, $\Phi_t(\tau)$ задавались как по известным достоверным законам [2,11] так и упрощенно [12].

В результате многовариантных расчетов было определено температурное состояние кромки КС поршня т.1 рис.1 в переходном процессе нагружения. Варианты расчета отличались видом управляющих функций. Расчетная продолжительность переходного процесса устанавливалась с учетом рекомендаций [4] и составляла 3 мин. Результаты расчетов некоторых рассмотренных вариантов представлены в табл. 1.

Здесь, вариант 1 соответствует исходным значениям ГУ с видом управляющих функций $\Phi_a(\tau)$, $\Phi_t(\tau)$, представленных в [11]. С результатами расчетов согласно данного варианта сравнивались другие, упрощенные варианты.

Для варианта 2 вид управляющих функций для зон I и II, рис.1 соответствует [11], а в зоне III закону, предложенному в [12].

В 3 варианте для зон I и II, рис.1 закон управляющих функций соответствует [11], а на втором и третьем кольцах, участок 15 и 16 рис.2, было принято упрощенное задание ГУ, предложенное в [13].

Вариант 4 – для зон I и II, рис.1 закон управляющих функций согласно [12], в зоне III соответствует [11].

Вариант 5 – для зон I, II рис. 1 закон управляющих функций согласно [12], в зоне второго и третьего колец, участок 15 и 16, рис.2, упрощенное задание ГУ, предложенное в [13].

На втором этапе исследований для указанных вариантов задания ГУ определены термические напряжения в зоне кромки КС, представленные в табл. 2. Представленные результаты показали, что упрощенное задание вида управляющих функций в зоне поршневых колец согласно варианта 2 приводит к просадке напряжений в зоне кромки КС, что является нефизичным результатом.

В отличие от варианта 2, вариант 3 показал, что предложенные упрощения допустимы на начальных стадиях проектирования. Исходя из результатов расчета термонапряженного состояния, данное упрощение дает нам запас по ресурсной прочности кромки КС. Таким образом, ГУ по варианту 3 полностью соответствуют используемой на начальных стадиях проектирования поршней концепции гарантированного обеспечения их ресурса.

Результаты двух последних вариантов расчета также могут служить для проектирования на начальных стадиях.

Таблица 1. Результаты расчетов температурного состояния кромки КС поршня (°C) при изменении ГУ и вида управляющих функций $\Phi_a(\tau)$, $\Phi_t(\tau)$

№ варианта расчета	Время, с						
	1	5	10	21	43	107	180
1	203,08	207,9	218,9	252,9	278,7	291,3	298,9
2	203,08	213,2	236,8	279,4	304,3	308,3	308,4
3	203,08	211	218,8	252,4	275,9	285,6	292
4	203,08	231,2	253	267,3	279,3	291	299
5	203,08	231,4	252,7	266,2	276,5	285,2	292

Таблица 2. Результаты расчетов термических напряжений в зоне кромки КС поршня (МПа) при изменении ГУ и вида управляющих функций $\Phi_a(\tau)$, $\Phi_t(\tau)$

№ варианта расчета	Время, с						
	1	5	10	21	43	107	180
1	3,6	5,7	8,7	15,16	11,2	9,3	7,64
2	3,6	1,79	2,53	7,9	7	7,52	7,54
3	3,6	5,63	8,64	14,74	11,6	10	8,4
4	3,7	16	15,07	13,2	11,6	10,1	8,64
5	3,7	15,8	15	13,2	11,9	10,7	9,26

Выводы. Проанализировано влияние упрощенных способов задания ГУ, а также вида управляющих функций на температурное и термонапряженное состояние кромки КС поршня.

Установлено, что упрощение нестационарных ГУ в основных зонах их задания может приводить к нефизичному расчетному результату – просадкам термических напряжений при набросе нагрузки двигателя. Это обстоятельство необходимо принимать во внимание при анализе ресурсной прочности поршней на начальных стадиях их проектирования.

Установлены возможные упрощения задания ГУ поршня при моделировании переходных процессов нагружения двигателя, рекомендуемые к использованию на начальных стадиях проектирования поршня в рамках концепции гарантированного обеспечения его ресурсной прочности.

Дальнейшие работы направлены на определение степени влияния упрощений задания ГУ на оценки ресурсной прочности кромки КС поршня.

Список літератури

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №4(51). – с. 7–16. [Электронный ресурс]. – Режим доступа www.avl.com; franz.x.moser@avl.com.
2. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с.
3. Повреждения поршней – как выявить и устранить их. – Изд-во MS Motor Service International GmbH, 2010. – 91 с.
4. Пылев В.А. Автоматизированное проектирование поршнем быстроходных дизелей с заданным уровнем длительной

прочности: моногр. / В.А. Пылев. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ». – 2001. – 332 с.

5. Свідоство № 5915 про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Ресурс» / В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, А.Ф. Шеховцов; зареєстровано 16.07.2002.
6. Абрамчук Ф.И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания – 2010. – № 2. – С. 7–12.
7. Яманин А.И. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей [Текст] / А.И. Яманин, Ю.В. Голубев, С.М. Шилов, С.Н. Болдырев // Двигателестроение. – 2003. – Вып. 3. – С. 22 – 24.
8. Шеховцов А.Ф. Влияние конфигурации камер сгорания на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей [Текст] / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонторовский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 45. – С. 49 – 55.
9. Шеховцов А.Ф. Влияние вставки под первое поршневое кольцо на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей [Текст] / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонторовский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 46. – С. 3–10.
10. Марченко А.П. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ з теплоізолюваною поверхню камери згорання / А.П. Марченко, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 41–47.
11. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях: Дис. канд. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1991. – 213 с.
12. Пылев В.А. Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней / В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А.

Хижняк// Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. №2. – с. 68-72.

13. Пылев В.А. Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования / В.А. Пылев, С.А. Кравченко, И.А. Нестеренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. №2. – С.52-56.

References (transliterated)

1. Franc K. Mozer. Dizel' v 2015 g. Trebovaniya i napravleniya razvitiya tehnologiy dizelej dlja legkovykh i gruzovykh avtomobilej //Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov. – 2008. – №4(51). – s. 7–16. [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu www.avl.com; franz.x.moser@avl.com.
2. Processy v perspektivnykh dizel'nykh / A.F. Shehovcov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov i dr. / Pod red. A.F. Shehovcova. – Har'kov: Izd-vo «Osnova» pri Har'k. un-te, 1992. – 352 pp.
3. Povrezhdeniya porshnej – kak vyjavit' i ustranit' ih. – Izd-vo MS Motor Service International GmbH, 2010. – 91 z.
4. Pylev V.A. Avtomatizirovannoe proektirovanie porshnem bystrohodnykh dizelej s zadannym urovnem dlitel'noj prochnosti: monogr. / V.A. Pylev. – Har'kov: Izdatel'skij centr NTU «KhPI». – 2001. – 332 pp.
5. Svidoctvo № 5915 pro reestraciju avtors'kogo prava na tvir. Komp'yuterna programa «Resurs» / V.O. Pil'ov, M.V. Prokopenko, A.F. Shehovcov; zareestrovano 16.07.2002.
6. Abramchuk F.I. Programnyy kompleks dlya modelirovaniya vnutrisilindrovyykh protsessov DVS / F.I. Abramchuk, A.N. Avramenko / Dvigateli vnutrennego sgoraniya – 2010. – No 2. – P. 7–12.
7. Yamanin A.I. Obespechenie dostovernosti i informativnosti raschetov napryazhenno– deformirovannogo sostoyaniya detaley transportnykh porshnevyykh dvigateley [Tekst] / A.I. Yamanin, Yu.V.

Golubev, S.M. Shilov, S.N. Boldyrev // Dvigatelsestroenie. – 2003. – Vol. 3. – P. 22 – 24.

8. Shehovtsov A.F. Vliyanie konfiguratsii kamer sgoraniya na napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie porshney byistrohodnykh traktornykh i kombaynovykh dizeley [Tekst] / A.F. Shehovtsov, P.P. Gontorovskiy, F.I. Abramchuk, A.M. Levterov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 1987. – Vol. 45. – P. 49 – 55.
9. Shehovtsov A.F. Vliyanie vstavki pod pervoe porshnevoe koltso na napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie porshney byistrohodnykh traktornykh i kombaynovykh dizeley [Tekst] / A.F. Shehovtsov, P.P. Gontorovskiy, F.I. Abramchuk, A.M. Levterov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 1987. – Vol. 46. – P. 3-10.
10. Marchenko A.P. Modelyuvannya nestatsionarnogo visokochastotnogo temperaturnogo stanu porshnya DVZ z teplolozolovanyu poverhneyu kameri zgoryannya / A.P. Marchenko, V.V. Pyilev // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2015. – No 2. – p. 41-47.
11. Levterov A. M. Issledovanie teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya detalej cilindro-porshnevoj grupy bystrohodnogo dizelja pri nestacionarnykh nagruzheniyah: Dis..kand.tehn.nauk:05.04.02. – Kharkov, 1991. – 213pp.
12. Pylev V. A. Sovershenstvovanie metodiki sravnitel'noj ocenki termonapryazhennogo sostoyaniya porshnej/ V.A. Pylev, A.V. Belogub, I.A. Nesterenko, A.Ju. Fedorov, R. Arian, V.A. Hizhnjak// Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2014. No 2. – pp. 68-72.
13. Pylev V. A. Zadanie granichnykh uslovij teploobmena v zone porshnevyykh kolets porshnya transportnogo dizelja na nachalnykh stadiyakh proektirovaniya / V. A. Pyilev, S. A. Kravchenko, I. A. Nesterenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2015 No 14. – P. 52-56.

Поступила (received) 21.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Завдання граничних умов теплообміну в зоні поршневих кілець поршня транспортного дизеля на початкових стадіях проектування / В.О. Пильов, І.О. Нестеренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 5 (1227). – С. 68 – 71. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования / В.А. Пылев, И.А. Нестеренко // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 № 5 (1227). – С. 68–71. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Setting the heat transfer boundary conditions in the area of piston rings piston diesel vehicle in the initial stages of design / V. Pylyov, I. Nesterenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 5 (1227). – P. 68 – 71. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Пильов Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail:pylyov@meta.ua.

Пылев Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры двигатели внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; e-mail:pylyov@meta.ua.

Pylyov Vladimir - Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of Department of Internal Combustion Engines, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; e-mail:pylyov@meta.ua.

Нестеренко Ірина Олександрівна – молодший науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (095)-777-81-30; e-mail: irka13n@bigmir.net.

Нестеренко Ирина Александровна – младший научный сотрудник кафедры двигатели внутреннего сгорания Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; тел.: (095)-777-81-30; e-mail: irka13n@bigmir.net.

Nesterenko Irina – Jr. Chair of Internal Combustion Engines Research Associate National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel.: (095) 777-81-30; e-mail: irka13n@bigmir.net.

УДК Б21. 43Б

О. В. ТРИНЬОВ, О. О. КАРНАУХОВ, Ю. О. КАФТАНОВ**РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПОЛІПШЕННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВИПУСКНОГО КЛАПАНА ФОРСОВАНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ**

Аналізуються шляхи поліпшення теплонапруженого стану випускного клапана форсованого тепловозного дизеля у спряженні клапан – напрямна втулка. Вибір можливих шляхів поліпшення умов роботи спряження і в цілому клапанного вузла базується на проведеному аналізі патентів, результатів розрахункових і експериментальних досліджень. Як основний засіб підвищення надійності клапанного вузла форсованого тепловозного дизеля розглядається локальне повітряне охолодження напрямної втулки, передбачається автоматичне управління тепловим станом вузла.

Ключові слова: форсований тепловозний дизель, клапанний вузол, теплонапружений стан, локальне повітряне охолодження.

Анализируются пути улучшения теплонапряженного состояния выпускного клапана форсированного тепловозного дизеля в сопряжении клапан – направляющая втулка. Выбор возможных путей улучшения условий работы сопряжения и в целом клапанного узла базируется на проведенном анализе патентов, результатов расчетных и экспериментальных исследований. Как основное средство повышения надежности клапанного узла форсированного тепловозного дизеля рассматривается локальное воздушное охлаждение направляющей втулки, предусматривается автоматическое управление тепловым состоянием узла.

Ключевые слова: форсированный тепловозный дизель, клапанный узел, теплонапряженное состояние, локальное воздушное охлаждение.

Analyzed ways to improve teplotenosa state of the forced exhaust valve of a locomotive diesel engine to the pair of valve guide Bush. The choice of possible ways of improving the working conditions of pairing, and in General, the orifice is based on the analysis of patents, results of numerical and experimental studies. As a primary means of improving the reliability of orifice forced diesel diesel is considered a local air cooling of the guide sleeve, provides for automatic control of the thermal state of the node.

Key words: boosted diesel, orifice, teplosnabjenie state, local air coolin.

Вступ. Поліпшення теплонапруженого стану (ТНС) випускних клапанів, що особливо важливо для високофорсованих, термічно і механічно навантажених тепловозних ДВЗ, досягається в більшості випадків заходами, направленними на зменшення експлуатаційних температур деталей клапанного вузла, температурних градієнтів в клапані. При цьому важливим є комплексний підхід при вирішенні поставленої проблеми, який в той же час можна практично реалізувати шляхом автоматичного підтримання, регулювання заданих температур не лише випускного клапана, а також і контактуючих з ним деталей клапанного вузла(сідло клапана, напрямна втулка).

Надійна робота найбільш теплонапружених деталей камери згорання (КЗ) тепловозного дизеля, зокрема клапанного вузла, які й визначають його моторесурс у поєднанні з високою паливною економічністю, залишаються і на сьогоднішній день основними критеріями для оцінки перспективності конструкції тепловозного дизеля. Тепловий стан клапанного вузла є визначальним фактором, який впливає на надійну роботу вузла, на його моторесурс.

В представленому дослідженні його об'єктом є клапанний вузол тепловозного дизеля 16ЧН 25/27(2Д70, 3Д70) та його модифікацій (Д80) виробництва ДП завод ім. В.О. Малишева (м. Харків). Як показали проведені в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» розрахункові і експериментальні дослідження, ефективним засобом поліпшення теплового стану вузла, підвищення надійності може стати локальне повітряне охолодження (ЛПО) як окремої деталі, так і одночасно декількох деталей вузла у

поєднанні з іншими конструктивними удосконаленнями та автоматизацією процесів охолодження в залежності від рівня термічного навантажування деталі на даному експлуатаційному режимі. При цьому також необхідно проаналізувати такі чинники як енергетичні витрати двигуна на функціонування системи ЛПО, пристосованість конструкції ДВЗ, зокрема циліндрової кришки, до розміщення додаткових каналів і порожнин для циркуляції стиснутого повітря. Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО на двигуні серійного виробництва є також пристосованість силової установки – локомотива до розміщення додаткового обладнання, зокрема повітряного компресора та привідних елементів.

Таким чином, з огляду на подальше зростання вимог до надійності, тепловозних дизелів з перспективним рівнем форсування, розробка, дослідження і запровадження у виробництво нових конструктивних рішень, які дозволяють в умовах експлуатації підтримувати загальний тепловий стан деталей КЗ, зокрема клапанного вузла, є актуальним.

Проведений етап дослідження включав експериментальну частину – безмоторний експеримент з моделюванням роботи ЛПО, а також розрахункову частину.

Розрахункова частина НДР виконується з використанням програмного забезпечення KROK(розробник - ППМаш НАН України), побудованого на основі методу скінчених елементів (МСЕ), та раніше отриманих на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» результатів з моделювання ТНС деталей клапанного вузла.

© О. В. Триньов, О. О. Карнаухов, Ю. О. Кафтанов, 2017

Аналіз публікацій за тематикою дослідження. Об'єктом дослідження як зазначалося, є тепловозний дизель 3Д70 (16СН 25/27, $N_e=2940\text{кВт}$, $n=1000\text{хв}^{-1}$) та його модифікації. Конструктивні особливості цього двигуна, найбільш напружених деталей КЗ розглядаються, наприклад в публікаціях [1,2]. В зазначених публікаціях в значній мірі представлені результати численних експериментальних випробувань дизелів Д70 з термометрією та тензометрією базових деталей.

В роботі [1], зокрема, зазначено, що випускні клапани працюють в найбільш важких температурних умовах. В період процесів стиснення, згорання, розширення теплові потоки сприймаються тарілкою клапана, відведення тепла відбувається головним чином через опорну фаску тарілки в сідло в циліндровій кришці, а також через стрижень клапана в напрямну втулку. На такті випуску швидкість відпрацьованих газів досягає 500 -600 м/с, а їх температура в момент відкриття клапанів становить близько 1000 °С, відпрацьовані гази в цей період нагрівають всю поверхню випускного клапана, а тепловідведення при цьому здійснюється лише через стрижень до напрямної втулки. Заміряні в моторному експерименті температури склали 650 °С в центральній частині тарілки та близько 560 °С в зоні опорної фаски. Умови тепловідведення від випускного клапана погіршуються також внаслідок забруднення опорної фаски продуктами згорання. Значні перепади температур в радіальному напрямку (90-100 °С) сприяють виникненню значних напружень розтягування на периферії тарілки [1].

Детальний опис теплообмінних процесів в клапанному вузлі тепловозного дизеля 3Д70 з методикою визначення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності знаходимо у фундаментальній роботі проф. Г.Б. Розенбліта [2], а також в роботі [3].

Автором [2,3] були отримані розрахункові залежності для коефіцієнтів теплопередачі, які входять в рівняння для визначення теплових потоків по клапану.

В роботі [4] представлені результати розрахункових досліджень ТНС випускних клапанів тепловозних дизелів Д70 і Д80, проведених на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП». При цьому до розгляду було залучено результати термометрії клапанного вузла на контрольному режимі тепловозного дизеля Д70($N_e=2940\text{ кВт}$, $n=1000\text{хв}^{-1}$), які належать проф. Розенбліту Г.Б.[2,3].

Зазначений номінальний режим в роботі [4] обирається за базовий при подальших розрахунках ТНС варіантів клапанів в даному дослідженні.

За результатами розрахунків [4] температурне поле базового варіанта ($p_e=1,73\text{ МПа}$) добре узгоджувалося як по рівню температур, так і по характеру проходження ізотерм з результатами проф. Розенбліта, отриманими безпосередньо в моторному експерименті [3]. Для базового варіанта

температура тарілки, за розрахунком, змінюється від 600 °С в центрі тарілки клапана до 520 -530 °С в зоні опорної фаски. Температура стрижня клапана змінюється по висоті від 550 °С в нижній частині до 120 °С у верхній.

Для форсованого варіанта [4] ($p_e=2,33\text{МПа}$) відмічається приріст в середньому на 200 - 225 °С по всім контрольним точкам і зонам. Максимальна температура тарілки зростає до 825 °С, в зоні опорної фаски – до 760 °С. Температура стрижня клапана вздовж напрямної втулки змінюється відповідно від 760 до 230 °С, що навіть без урахування змін в складових напружено – деформованого стану, приросту теплових деформацій значно погіршує у мови змачення в спряженні стрижень – напрямна втулка. Слід зауважити, що критичний рівень температур в цьому спряженні вимагає додаткових заходів для забезпечення надійної роботи клапана, наприклад вживання додаткового, локального охолодження цієї зони на найбільш термічнонапружених режимах.

Розглянемо найбільш поширені заходи і такі, що вже знайшли практичне використання на тепловозних ДВЗ для зниження термічної напруженості деталей клапанного вузла.

В роботах [1, 5] приводяться результати експериментального дослідження впливу продувки насамперед на основні економічні показники середньообертового дизеля Д70, а також на тепловий стан деталей КЗ, зокрема випускних клапанів. Дослідження проводилося на одноциліндровому відсіку дизеля Д70 з метою підвищення економічності за рахунок інтенсивної продувки і збільшення кута перекриття ϕ . В ході експерименту хромель - алюмелевими термопарами вимірювалися температури поршня, днища циліндрової кришки та в центральній частині тарілок випускних клапанів.

Основні позитивні результати по економічності були отримані на часткових режимах тепловозної характеристики при збільшенні кута ϕ від 95° до 125° -140° п.к.в. При цьому перекриття клапанів на часткових режимах помітно впливає на температуру деталей КЗ. Так, наприклад, на режимі з $n=740\text{ хв}^{-1}$ збільшення ϕ від 125° до 140° п.к.в. при рівній потужності знижує температуру випускного клапана з 585 °С до 540 °С.

Необхідність забезпечення надійної роботи деталей КЗ, особливо теплонапружених, форсованих ДВЗ з високими техніко – економічними показниками, привели до появи в останні роки конструктивних рішень (теплозахисні кожухи, екрани, покриття), направлених на тепловий захист деталей клапанного механізму. Розробці нових матеріалів на основі кераміки і металокераміки (оксиди алюмінію і магнію, діоксид цирконію, нітрид кремнію та інші), а також способам їх з'єднання з основними матеріалами деталей КЗ в останні роки приділялась особлива увага. Це пояснюється високими теплоізолюючими

властивостями таких матеріалів, а також намаганнями розробників реалізувати на практиці ідею адіабатного двигуна. Так в роботі [6] розглядаються результати фірми Eaton (США) по зниженню теплонапруженості випускних клапанів з використанням теплових бар'єрів: цирконієве покриття тарілки клапана, захисне додатково штампованою накладкою з жароміцного матеріалу на основі нікелю. Випробування клапанів з таким бар'єрами на дизелі Cummins NTC – 359, а також виконав розрахункові дослідження температурного стану за допомогою МСЕ підтвердили можливість зменшення теплових потоків, підведених до клапан, на 40 -50%, а в перспективі до 75%. В більшості публікацій, так само як і у згаданій, автори відзначають проблеми технічного характеру, пов'язані з забезпеченням надійності таких клапанів в умовах експлуатації, а також суттєве зростання вартості таких клапанів [6].

Системи охолодження клапанного вузла, в яких для охолодження використовується стиснене повітря, відрізняються від систем масляного і водяного охолодження простотою, технологічністю виготовлення і надійністю в експлуатації, хоча й поступаються у тепловідповідній здатності. Простота і надійність, а також оснащеність сучасних тепловозних дизелів системами наддування, привідними повітряними компресорами, системами автоматичного регулювання теплового стану, які зменшують енергетичні витрати по двигуну, розширюють можливості практичного використання таких систем на форсованих ДВЗ.

Про розповсюдженість таких систем локального повітряного охолодження свідчить аналіз науково – технічних видань, патентів на винаходи [4,7,8]. Так в публікації [7] описано пристрій для охолодження випускного клапана, в якому передбачається подача стисненого повітря по центральному каналу в стрижні клапана і далі у порожнину в тарілці клапана. При цьому охолоджуюче повітря виходить у випускний тракт через наскрізні отвори в стінці тарілки, які розміщені між ущільнюючою опорною фаскою і стрижнем. Порожнисте сидло клапана охолоджується таким же чином [7].

Пропонується [8] система локального повітряного охолодження (ЛПО) випускного клапана дизеля з турбонаддувом, для охолодження повітря відбирається з порожнини за компресором і по каналам в ГЦ надходить в кільцевий канал між сидлом клапана і його гніздом в ГЦ. З кільцевого каналу через отвори в сидлі охолоджуюче повітря витікає у випускний тракт. Охолоджуючий ефект досягається як за рахунок обдування тарілки клапана, так і за рахунок відведення тепла від клапана через охолоджуване сидло. Повітряне охолодження в такому виконанні відрізняється простотою і особливо ефективне при роботі середньообертового дизеля на важкому паливі зі значним вмістом сірки [8].

Проведений аналіз літературних джерел показав перспективність використання ЛПО клапанного вузла для підвищення надійності форсованих тепловозних дизелів.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є поліпшення техніко – економічних показників форсованих тепловозних дизелів за рахунок використання ЛПО деталей клапанного вузла, а саме прямої втулки випускного клапана.

Задачі дослідження на даному етапі НДР зводяться до розробки математичної моделі (ММ) стаціонарного ТНС випускного клапана форсованого тепловозного дизеля з елементами локального охолодження (напрямна втулка). Вирішуються також задачі уточнення ММ в безмоторному експерименті, оцінюються при цьому енергетичні витрати, необхідні для функціонування системи ЛПО на серійному дизелі, розробляються рекомендації щодо практичного використання запропонованих заходів. Передбачається також на основі отриманих результатів розробка системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) випускного клапан з декількома контурами охолодження деталей клапанного вузла.

Основні результати. Проведена робота включала експериментальну та розрахункову частину.

Проведений безмоторний експеримент мав за мету уточнення ГУ задачі теплопровідності для випускного клапана на ділянках стрижня клапана, які контактують з прямою втулкою, за умови локального охолодження зовнішньої поверхні втулки стисненим повітрям. Крім визначення температури прямої втулки в трьох контрольних точках, розміщених рівномірно по висоті втулки, визначалась динаміка зміни температур в часі, витрати повітря через контур охолодження прямої втулки. В цілому отримані результати експериментальних випробувань необхідні для розширення можливостей математичного моделювання (варіанти з охолодженням прямої втулки) ТНС випускного клапана форсованого тепловозного дизеля, також можуть бути використані як вихідна, первинна інформація для розробки САРТС клапанного вузла з декількома контурами охолодження.

Важливість проведеного експерименту для уточнення ГЦ зумовлена складністю розрахункового моделювання теплообмінних процесів в спряженні стрижень клапана - прямна втулка. Так, як зазначається в роботі [2], значення коефіцієнтів тепловіддачі в цьому спряженні можуть змінюватися по висоті прямої втулки саме цього тепловозного дизеля в дуже широких межах - від 250 до 2000 Вт/(м²К). Такий широкий діапазон значень коефіцієнта тепловіддачі робить неможливим проведення уточненого математичного аналізу теплового і напружено-деформованого стану прямої втулки і клапана.

Локальне охолодження напрямної втулки, як показав проведений експеримент, має суттєвий вплив на теплообмін в цьому спряженні і також вимагає корегування ГУ.

Підготовка до безмоторного експерименту включала препарування напрямної втулки та виготовлення вузла охолодження, в якому встановлювалась напрямна втулка і до якого підводилося стиснення повітря від компресора. Конструкція вузла в цілому передбачала розміщення двох контурів охолодження: контур напрямної втулки; контур охолодження сидла випускного клапана.

На рис. 1 представлено загальний вид препарованої термопарами напрямної втулки. Для проведення термометрії втулки були використані три хромель - алюмелеві термопари з діаметром провідника 0,2 мм, діаметр "гарячого спаю становив 0,7 мм." Гарячий спай встановлювався в наскрізному отворі, виконаному в стінці напрямної втулки та заливався для фіксації розплавленим олов'яно-свинцевим сплавом.



Рис. 1 – Препарована для термометрії серійна напрямна втулка

На рис. 2 представлено основний елемент безмоторного стенду - вузол охолодження. Показано також розміщення сидла "плаваючого" типу, штуцерів підводу охолоджуючого повітря та розміщення термопар. Для проведення безмоторного експерименту з термометрії деталей клапанного вузла тепловозного дизеля було використано обладнання, яке вже раніше застосовувалося в безмоторних експериментах з деталями автотракторних дизелів і згадувалось у відповідних публікаціях [9, 10, 11]. Схема стенду в цілому представлена на рис. 3, він включає: вузол охолодження 1 з препарованими напрямною втулкою і сидлом; повітряний компресор 2; основний ресивер стисненого повітря 3; витратомір повітря 4 турбінного типу з підключенням до нього частотоміром 5; допоміжний (стабілізаційний) ресивер 6; обладнаний манометром 7; термометром опору 8, підключеним до цифрового вимірювального приладу 9; електронагрівальний пристрій 10,

регулювання напруги в якому здійснюється автотрансформатором 11; вимірювальний цифровий прилад 12 з перемикачем термопар 13; електромагнітний клапан – регулятор подачі повітря 14, який включено до САПТС клапанного вузла 15.

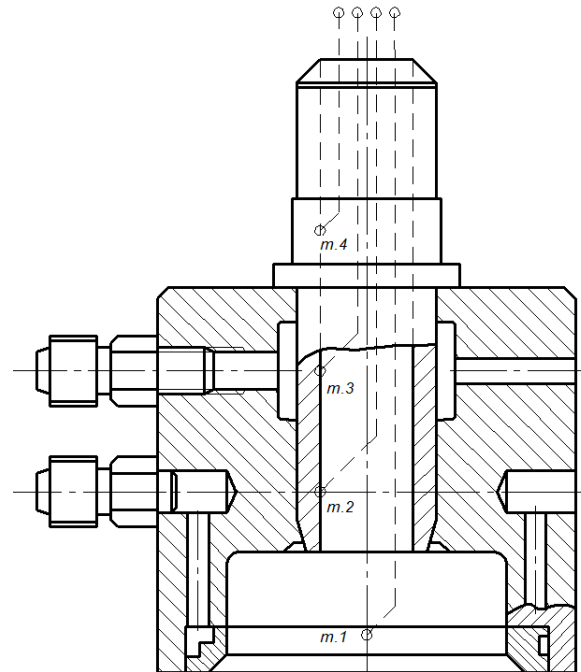


Рис. 2 – Вузол охолодження

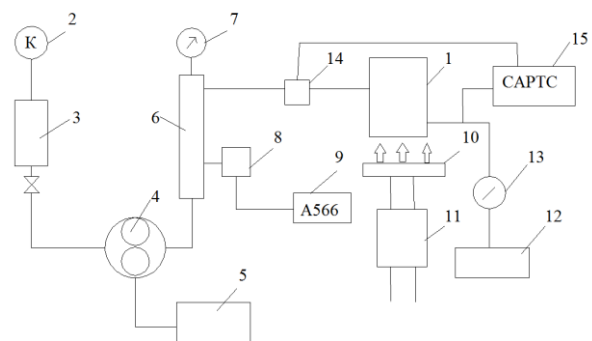


Рис. 3 – Схема безмоторного стенду

В ході експерименту надлишковий тиск змінювався в межах $p_n=0,1-0,3$ МПа, для визначення витрат повітря використовувався витратомір РГ-40, була також апробована САПТС, яка була раніше розроблена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» для автоматичного регулювання теплового стану підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора [10].

Детальніше зупинимось на особливостях САПТС. В якості заданого параметра передбачається використання температури відпрацьованих газів, від якої в свою чергу залежать температури деталей клапанного вузла. В проведеному безмоторному експерименті в

тестовому режимі задавались контрольні температури включення і виключення циркуляції повітря, наприклад 190 і 120°C, по сигналу від термопар №1, встановленої на сидлі клапана.

Розроблена САРТС підшипника ТКР являє собою терморегулятор з гістерезисом по температурі включення-виключення [14]. Основою системи є мікроконтролер ATmega 28. За допомогою перетворювача інтерфейсів USB – VART на базі мікроконтролера ATmega 16V2 здійснюється підключення до персонального комп'ютера для перепрограмування, а також для візуалізації контрольованих параметрів (температури в контрольних точках).

Напруга живлення +12В від акумуляторної батареї перетворюється стабілізатором напруги в +5В для живлення вузлів схеми. Діапазон вимірюваних температур обмежений верхньою межею в 700°C, що відповідає температурі відпрацьованих газів на форсованих режимах тепловозного дизеля.

При необхідності подачі охолоджуючого повітря через кероване від мікроконтролера реле включається електромагнітний клапан. В якості такого виконавчого пристрою в розробленій САРТС і в нашому експерименті зокрема було використано клапан, який серійно встановлюється фірмою Lovato і застосовується в газових системах живлення.

Безмоторний експеримент проводився в два етапи, з підведенням охолоджувача до контура напрямної втулки і до контура сидла випускного клапана. В подальших дослідженнях передбачається провести випробування двох - контурної САРТС клапанного вузла. Визначальною (задаючою) температурою була обрана температура термопар №1, всь $t_{B, °C}$ і клапана як на першому, так і на $t_{B, °C}$ живлення.

Режими випробування визначалися за надлишковим тиском $p_n(0,1-0,3 \text{ МПа})$, реєструвалися при цьому витрати повітря G_n через контур охолодження, температура охолоджувача на вході в контур t_n , динаміка зміни температури в контрольних точках в часі.

Результати експерименту з локального охолодження напрямної втулки дизеля Д70 представлені на рис. 4, а – в.

Розміщення контрольних точок (термопар) на напрямній втулці показано на рис. 2.

Проведений експеримент засвідчив ефективність ЛПО напрямної втулки, суттєве зниження температур ($\Delta t=60-70^\circ\text{C}$) при хорошій динаміці теплообмінного процесу. Отримані результати були в подальшому використані в розрахунковій частині НДР для уточнення ГУ задачі теплопровідності для випускного клапана, а також для оцінки енергетичних, додаткових по двигуну витрат на функціонування системи ЛПО.

В розрахунковій частині представленої НДР з використанням ММ ТНС випускного клапана

тепловозного дизеля Д70, розроблений на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [4], проаналізовано вплив локального охолодження напрямної втулки, на поліпшення ТНС. Зазначена модель дозволяє враховувати теплофізичні властивості матеріалів, складну геометрію, наявність локального охолодження та інші чинники.

Рішення задачі термопружності здійснюється за допомогою МСЕ та програмного комплексу KROK, розробленого в ІПМаш НАН України, можливості та позитивний досвід використання якого знаходимо в багатьох публікаціях.

В ході розрахункового моделювання ТНС випускного клапана в проведеному дослідженні розглядалися наступні варіанти:

а – базовий варіант – серійний клапан тепловозного дизеля 3Д70 на номінальному режимі навантаження (дизель 16ЧН25/27, $N_e=2940 \text{ кВт}$, $n=1000 \text{ хв}^{-1}$, $p_e=1,73 \text{ МПа}$);

б – серійний клапан на номінальному режимі за умови локального повітряного охолодження напрямної втулки (тиск охолоджуючого повітря $p_n=0,1 \text{ МПа}$);

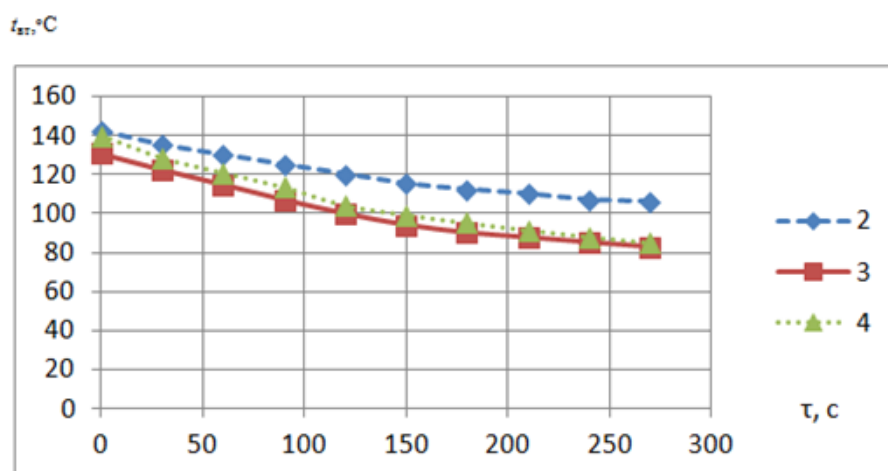
На рис. 8 приведені схеми розрахункових варіантів з визна $t_{B, °C}$ уженого стану випускного клапана, на рис. 8а (серійний, базовий варіант) показана також схема розбиття теплообмінної поверхні для задання ГУ задачі теплопровідності. В табл. 1 приведені зазначені ГУ для варіантів неоохолоджуваного і охолоджуваного клапанів.

Задання ГУ задачі механіки передбачає, що клапан для всіх розрахункових варіантів вважається закріпленими по своїй опорній фасці, що забезпечується заданням переміщення в напрямку нормалі до опорної фаски $U_n=0$ в місцевій системі координат. Вводиться в розгляд контактний прошарок по спряженню сидло – клапан, який вважається достатньо тонким і жорстким. До контактної поверхні прикладені двосторонні кінематичні зв'язки, які виключають можливість відставання клапана від сидла уздовж нормалі і допускають переміщення клапана уздовж дотичної. Зі сторони КЗ клапан навантажений максимальним тиском газів p_z , який на даному розрахунковому режимі становить $p_z=12 \text{ МПа}$.

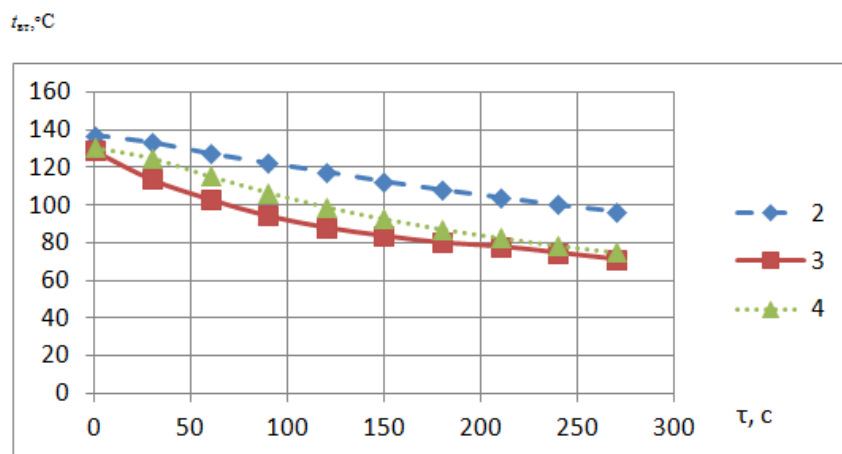
Розроблена ММ [4,19] використовує дані щодо теплофізичних властивостей клапанної сталі, в даному випадку це сталь ЭИ – 69, та зміни властивостей в залежності від температури.

На рис 6, а – б представлені результати розрахунків ТНС для серійного, неоохолоджуваного додатково випускного клапана.

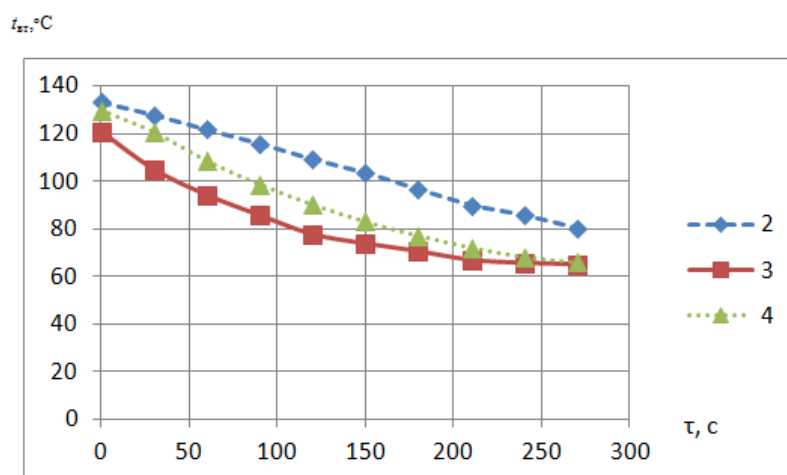
Найбільші температури (рис.6а) відмічені в центрі тарілки клапана (610°), в зоні опорної фаски (585°), на тероїдній поверхні тарілки ($570 - 575^\circ\text{C}$). Температура стрижня клапана змінюється вздовж напрямної від 550° в нижній її частині до 85°C - 120° у верхній. Зміна температури вздовж напрямної має приблизно лінійний характер.



а



б



в

Рис. 4 – Динаміка зміни температури напрямної втулки в контрольних точках 2,3,4 при її охолодженні стисненим повітрям :
а – режим $p_n=0,1$ МПа, $t_n=16^\circ\text{C}$, $G_n=9,5$ м³/год; б – режим $p_n=0,2$ МПа, $t_n=16,6$ °C, $G_n=9,9$ м³/год;
в – режим $p_n=0,3$ МПа, $t_n=16^\circ\text{C}$, $G_n=10,3$ м³/год;

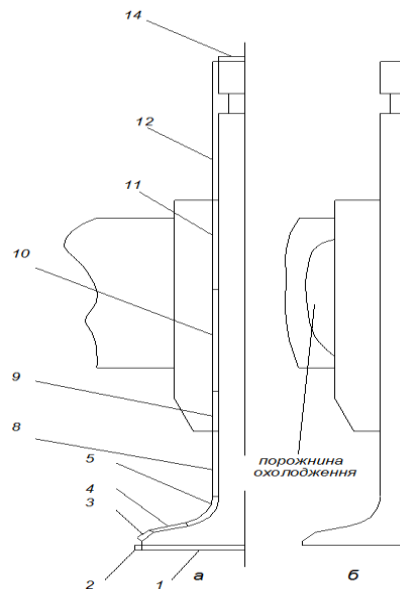
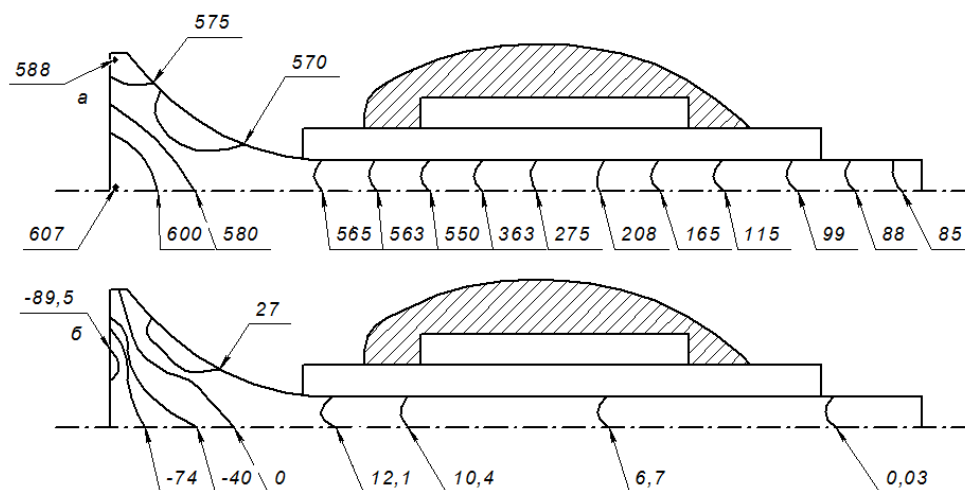


Рис. 5 – Схема розрахункових варіантів клапанів:

а – серійний неохолоджуваний; б – з охолодженням прямої втулки.

Таблиця 1 – ГУ задачі теплопровідності та їх розподіл по зонам теплообмінної поверхні для серійного (А) і охолоджуваного (Б) клапанів

Зона		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
А	$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$	670	670	660	2000	550	505	450	300	350	400	450	70	65	55
	$t, ^\circ\text{C}$	660	650	650	380	580	560	560	560	550	350	200	100	80	80
Б	$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$	670	670	660	2000	550	505	460	300	350	400	450	70	65	55
	$t, ^\circ\text{C}$	660	650	650	380	580	560	560	520	510	300	140	70	85	80

Рис. 6 - Теплонапружений стан серійного клапана:
а – температурне поле, $^{\circ}\text{C}$; б – колові напруження σ_{θ} , МПа

Для серійного клапана складові напружено – деформованого стану характеризуються порівняно невисокими рівнями напружень. Серед складових напружено – деформованого стану переважають колові σ_{θ} (рис.6б) і радіальні напруження σ_r .

Так максимальні стискаючі напруження σ_r відмічені в нижніх прошарках тарілки поблизу

теплосприймаючої поверхні і змінюються в радіальному напрямку від -101 МПа(стискаючі) в центрі до -124 МПа в зоні опорної фаски. Максимальний рівень розтягуючих напружень σ_r спостерігається вздовж тороїдної поверхні тарілки і вони не перевищують 45 -50МПа.

Максимальні стискаючі колові напруження σ_θ зосереджені в центрі тарілки і досягають близько 100 МПа, при цьому розтягуючі колові напруження на опорній поверхні тарілки складають 140 МПа.

Осьові напруження (стискаючі і розтягуючі) суттєво нижчі радіальних і колових і не перевищують 60 МПа (зона опорної фаски клапана).

Для поліпшення тепловідведення від напрямної втулки і стрижня клапана, поліпшення, головним чином, умов змащення в цьому спряженні було розглянуто розрахунковий варіант б, з локальним охолодженням зовнішньої поверхні напрямної втулки, який було змодельовано в ході

проведеного безмоторного експерименту. При цьому сам клапан не зазнає ніяких конструктивних змін, а при моделюванні ТНС вносяться зміни в ГУ задачі теплопровідності, задані вповдовж напрямної втулки. Практичний інтерес, на нашу думку, представляє кількісна оцінка щодо зниження температури стрижня, а також те, наскільки локальне охолодження напрямної і відповідно стрижня вплине на температурне поле тарілки клапана. На рис.10 наведено ТНС клапана за умови охолодження напрямної втулки стисненим повітрям ($p_n=0,1$ МПа).

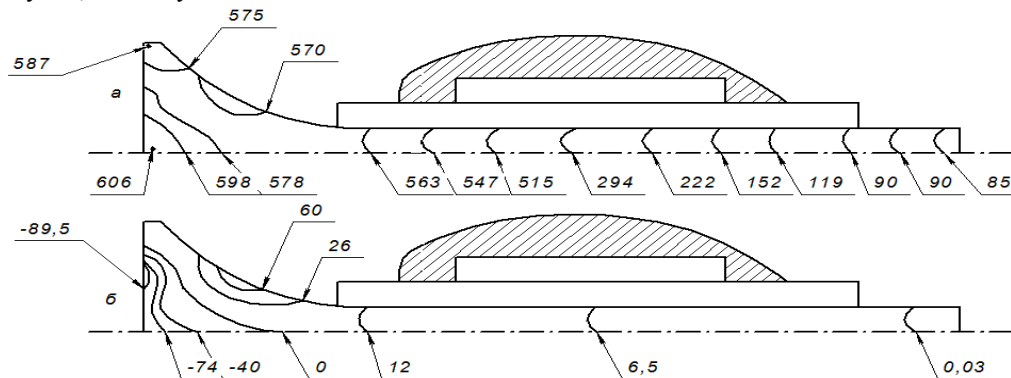


Рис. 7 – Теплонапружений стан випускного клапана за умови локального охолодження напрямної втулки ($p_n=0,1$ МПа):
а – температурне поле, °С; б – колові напруження σ_θ , МПа

Температурне поле клапана (рис.10а) не зазнає суттєвих змін по перетину тарілки. Можна відзначити лише незначне зниження температури в межах $\Delta t=2-10$ °С зі зростанням ефекту при наближенні до напрямної втулки. В зоні спряження стрижень – напрямна втулка спостерігається значне посилення ефекту тепловідведення, зниження температури стрижня в цій зоні складає 50 - 70 °С у порівнянні з серійним неохолоджуванним варіантом. При цьому чітко проявляється вплив розміщення повітряної порожнини з зовнішньої сторони напрямної втулки. Як показали проведені безмоторні випробування, при збільшенні надлишкового тиску до $p_n=0,2 - 0,3$ МПа можна очікувати подальше зниження температури вже на 80 - 100 °С. Таким чином, запровадження локального охолодження напрямної втулки є дієвим засобом щодо зняття проблеми погіршення умов змащення в спряженні.

Аналіз напружено – деформованого стану дозволяє зробити висновок про те, що локальне охолодження напрямної втулки майже не позначилося на напруженому стані тарілки. Як і для серійного варіанта, напружено – деформований стан визначають радіальні σ_r та колові напруження σ_θ . Спостерігаються найбільші радіальні напруження в поверхневому прошарку тарілки зі сторони КЗ і досягають максимальних значень $\sigma_r=118$ МПа. Максимальні розтягуючі напруження маємо на тороїдальній поверхні тарілки - $\sigma_r=60$ МПа. Колові напруження стискаючі досягають $\sigma_\theta=-89,5$ МПа, а розтягуючі - $\sigma_\theta=55 - 60$ МПа. Напруження вздовж стрижня, як і для

серійного варіанта, незначні і практично не змінюються при охолодженні стрижня клапана.

Висновки. Проведене розрахунково – експериментальне дослідження ТНС випускних клапанів показало практичну доцільність використання ЛПО напрямної втулки з метою поліпшення умов змащення в спряженні напрямна втулка – стрижень клапана, забезпечення надійної роботи клапанного вузла, що є особливо важливим при зростанні рівня форсування тепловозних ДВЗ.

Практичне використання ЛПО клапанного вузла при збереженні високих економічних показників можливе при умові запровадження САРТС клапанного вузла.

Список літератури

1. Синенко Н.П. Исследование и доводка тепловозных дизелей / Н.П. Синенко, Ф.Г. Гринсберг, И.Д. Половинкин, Г.Б. Розенблит, А.М. Скаженик. – М: Машиностроение, 1975. – 184с.
2. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит. – М: Машиностроение, 1977. – 216с.
3. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и обозначение граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке дизеля / Г.Б. Розенблит // Двигателестроение, -1982. -№9 – С.21-24
4. Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія / О.В. Триньов, -Х.: Вид-во «Підручник НТУ ХП», 2014, -240с
5. Казачков Р.В. Исследование влияния продувки на тепловозную характеристику четырехтактного дизеля с высоким газотурбинным наддувом / Р.В. Казачков, Г.А. Кох // Двигатели внутреннего сгорания. – 1970. – С.19-24.
6. Worthen P. R. Tunnecliffe T. N. Temperature Controlled Engine Valves // «SAE Techn. Pap. Ser.», 1982, №820501, 11pp.

7. Патент №4008810 Швеція, МКУ F01P1/08, Устройство для охлаждения выпускного клапана; заявл. 23.07.75; опубл. 10.04.78. Бюл. №6.
8. Патент №3425301 ФРГ, МКУ F01P1/08, Система охлаждения выпускного клапана; заявл. 25.11.83; опубл. 23.01.86. Бюл. №3.
9. *Тринёв А. В.* Автоматическое регулирование теплового состояния клапанного узла быстрого дизеля / *А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, Е. В. Синявский, О. Ю. Пилипенко* // Двигатели внутреннего сгорания. - 2016. - №1. - С.50-55.
10. *Тринёв А. В.* Разработка системы локального охлаждения подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного дизеля / *А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, В. А. Несвитайло* // Двигатели внутреннего сгорания. - 2016. - №1. - С.44-49.
11. *Тринёв А. В.* Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использованием безмоторного эксперимента / *А. В. Тринёв, А. Н. Авраменко, С. З. Обозный, В. И. Вахрушев* // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №1. - С.31-37.
4. *Trinh O. V.* Naukovi based on local oholodzhennya teplonapruzhnih parts FEP: monograph / *O.V. Trinh*, -Kharkov: Kind of "Pidruchnik NTU KhPI" 2014 -240pp.
5. *Kazatchkov R. V.* Research of influence of the purge on the diesel four-stroke diesel engine with characteristic high-turbocharged / *R.V. Kazatchkov, G.A. Koch* // Internal combustion engines. - 1970. -P.19-24.
6. *Worthen P. R. Tunneclaffe T. N.* Temperature Controlled Engine Valves // «SAE Techn. Pap. Ser. », 1982, No 820501, 11pp.
7. Патент №4008810 Sweden, МКУ F01P1 / 08 device for cooling the exhaust valve; appl. 23/07/75; publ. 04.10.78. Bull. No 6.
8. Патент №3425301 Germany, МКУ F01P1 / 08, the cooling system of the exhaust valve; appl. 11/25/83; publ. 01.23.86. Bull. No. 3.
9. *A.V. Trinëv* Automatic control of the thermal state of the valve assembly of high-speed diesel / *A.V. Trinëv, D.G. Sivyh, E.V.Sinyavsky, O.J. Pylypenko* // Internal combustion engines. - 2016. - No 1. - P.50 -55.
10. *A.V. Trinëv* Development of local cooling of the bearing assembly of the turbocharger autotractor diesel / *A.V.Trinëv, D.G. Sivyh, VA Nesvitaylo* // Internal combustion engines. - 2016. - No 1. - p.44-49.
11. *A.V. Trinëv* A study of the local conditions of air cooling the combustion head bottom cylinders using non-motorized experimentation / *A.V. Trinëv, A.N. Avramenko, S.Z. Obozny, V.I. Vakhrushev* // Internal combustion engines. - 2007. - No 1. - P.31-37.

References (transliterated)

1. *N. P. Sinenko* Research and debugging diesel engines / *N.P.Sinenko, F.G. Greensburg, I.D. Polovinkin, G.B. Rosenblit, A.M.Skazhenik*. - Moscow: Mechanical Engineering, 1975.-184 pp.
2. *Rosenblit G. B.* Heat transfer in diesel / *G.B. Rosenblit*. - Moscow: Mechanical Engineering, 1977. - 216 pp.
3. *Rosenblit G. B.* Features of the calculation and identification of the boundary conditions for modeling of temperature fields in the valve cover and diesel / *G.B.Rosenblit* // engine, -1982. -No 9 - P.21-24

Надійшла (received): 17.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка заходів з поліпшення теплонапруженого стану выпускного клапана форсованого тепловозного дизеля / О.В. Триньов, О.О. Карнаухов, Ю.О. Кафтанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227) – С. 72 – 80. Бібліогр.: 11 назв. - ISSN

Разработка мероприятий по улучшению теплонапряженного состояния выпускного клапана форсированного тепловозного дизеля / А.В. Тринёв, А.А. Карнаухов, Ю.А. Кафтанов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 № 5 (1227). – С. 72–80. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Development of measures for improvement of heat-stressed condition of forced exhaust valve of a locomotive diesel engine/ A.V Trjnov, A.A. Karnaukhov, Y.A. Kaftanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport engineering– Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227) – P. 72 – 80. Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Триньов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.:(057) 392-25-32; e-mail: atrinev@gmail.com

Тринёв Александр Владимирович - кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры ДВС НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.:(057) 392-25-32; e-mail: atrinev@gmail.com

Trynov Alexander Vladymirovych - Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute» с. Kharkiv; tel.:(057) 392-25-32; e-mail: atrinev@gmail.com

Карнаухов Олександр Олександрович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.:(095) 457-85-62. e-mail: karnauhov_sasha@mail.ru

Карнаухов Александр Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.:(095) 457-85-62. e-mail: karnauhov_sasha@mail.ru

Karnaukhov Alexander Alexandrovich- National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.:(095) 457-85-62. e-mail: karnauhov_sasha@mail.ru

Кафтанов Юрій Олександрович– Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.:(050) 777-08-05.

Кафтанов Юрий Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (050) 777-08-05.

Kaftanov Yurii Alexandrovich- National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (050) 777-08-05.

В. Г. МАСЛІЄВ, І. Е. МАРТИНОВ, В. В. ШОВКУН

УДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТИКИ ВІЗКІВ ЗАЛІЗНИЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Запропоновано стенд, що дозволяє проводити складання візків після ремонту таким чином, щоб забезпечити встановлення колісних пар у їх номінальне положення відносно рами візка. Пропонується ввести проведення такого діагностування перш за все для візків вантажних вагонів із трьохелементними рамами, що експлуатуються на Укрзалізниці. Це суттєво зменшить їх негативний вплив на колію в частині бічного зносу рейок, та зменшить знос гребенів колісних пар. Запропоновано конструкцію візка вантажного вагону, який обладнано жорстким у площині колії зв'язком бічних рам, що зберегатиме геометрію рами і завадить їх взаємному забіганню та сприятиме зменшенню зносів гребенів коліс і рейок.

Ключові слова: Рухомий склад, гребінь колеса, рейка, візок, стенд, діагностика, знос, бічна рама, зв'язок.

Предложено стенд, который позволяет проводить сборку тележек после ремонта таким образом, чтобы обеспечить установку колесных пар в их номинальное положение относительно рамы тележки. Предлагается ввести проведение такого диагностирования прежде всего для тележек грузовых вагонов с трехэлементными рамами, которые эксплуатируются на Укрзализныце. Это существенно уменьшит их негативное влияние на путь в части бокового износа рельсов и уменьшит износ гребней колесных пар. Предложена конструкция тележки грузового вагона, оборудованного жестким в плоскости пути связями боковых рам, которые сохранят геометрию рамы и помешают их взаимному забеганию, что будет способствовать уменьшению износов гребней колес и рельсов.

Ключевые слова: Подвижной состав, гребень колеса, рельс, тележка, стенд, диагностика, износ, боковая рама, связь.

It is proposed stand that allows for the assembly of trucks renovated so as to ensure the installation of wheel sets in their nominal position relative to the bogie frame. It is prompts for holding such a diagnosis primarily for freight car bogies with three-piece frames, which are operated on Ukrzaliznytsia. This will significantly reduce their negative impact on the way in the side of the rail wear and reduce the wear of the ridges wheels. A bogie construction of a freight wagon equipped with a rigid path in the plane of the side frame connections that keep the geometry of the frame and prevent their mutual rushing, which will help reduce wear on wheel flanges and rails.

Keywords: Rolling, wheel flange, rail, truck, bench, diagnostics, wear, side frame, communication.

Вступ. Проблема зносу гребенів коліс рухомого складу і бокових граней рейок залишається актуальною [1]. Існує близько двадцяти факторів, що впливають на знос. Це ускладнює пошук обґрунтованих шляхів вирішення проблеми, на яких слід зосередити увагу. Зупинимось на факторі, який виділений фахівцями як «істотний».

Аналіз основних досягнень і літератури. На даний час вантажні вагони обладнують двовісними візками, створеними на основі візка моделі 18-100. Візки складаються із двох бічних рам і поперечної надресорної балки, що спирається на комплекти пружин ресор, які розміщуються у отворах бічних рам. Одною із переваг візків моделі 18-100 є те, що сила від ваги кузова передається через центральний шворень на середину надресорної балки, а потім через комплекти пружин ресор - на середини бічних рам, які виконують роль балансірів, тобто розподіляють практично порівну силу від ваги кузова між усіма чотирма колесами візка. Це надзвичайно важливо для забезпечення безпеки руху по вкочуванню гребенів коліс на рейки, особливо у вагонів, які рухаються без вантажу, тому що статичний прогин ресор у них при цьому сягає близько 20 мм. Конструкція візка навіть при такому малому прогині пружин ресор забезпечує рівномірний розподіл сили від ваги кузова по колесах.

Однак таким візків притаманний органічний недолік. Він полягає у тому, що ліва і права бічні рами візка пов'язані між собою не жорстко. Між складовими частинами навіть на нових візках є значні зазори.

Знос в процесі експлуатації направляючих в бічних рамах, надресорної балки, щелеп і букс призводить до значного зростання зазорів, тобто жорсткі «утримуючи» зв'язки у вигляді «щелеп»

практично зникають. При русі вагона це призводить до появи поздовжніх коливань бічних рам. Виникають також квазістатичні поздовжні взаємні «забігання» бічних рам – під дією поздовжніх складових сил тертя, що діють на контактах коліс із рейками. Це призводить до втрати рамою візка геометрії і появи значних (до двох градусів) перекосів та непаралельності осей колісних пар в ній.

Таке майже десятикратне зростання кутів набігання гребенів на рейки (від десятих часток градуса за кресленням – до двох градусів в експлуатації), відповідно збільшує зноси гребенів коліс і бічних граней рейок. Це обумовлено суттєвим зменшенням площини контакту гребеня із бічною гранню рейки, що викликає таке ж саме підвищення на ньому питомого тиску, а, отже, і зносу.

Результати випробувань на полігоні в Пуебло (США) дозволили Асоціації американських залізниць зробити висновок, що відхилення від паралельності осей колісних пар у візку понад 0,17 град. не припустимо за умовою суттєвого зростання зносу гребенів коліс [2].

Як правило, при перекосі колісної пари в рамі візка зношується тільки гребінь одного з її коліс, в напрямку якого вона перекошена. Цей гребінь виявляється постійно притиснутим до бічної грані рейки силами тертя, що діють на поверхнях кочення коліс і він швидко зношується.

Кількість колісних пар із однаковою товщиною гребенів в експлуатації не перевищує 20%, а у 65% колісних пар знос гребеня спостерігається взагалі тільки у одного із коліс [3].

Поздовжні забіги бічних рам особливо шкідливі при русі по кривих ділянках колії, тому що викликають повороти колісних пар в площині колії

проти напрямку кривої, що суттєво збільшує кути набігу гребенів коліс на рейки та знос на їх контакт [2,6,7].

Отже, особливості цих візків наочно доводять, що їх конструкція застаріла.

Нажаль, навіть у візків нового покоління, принципова конструктивна трьохелементна схема рами залишилася незмінною.

Спроби їх модернізації не вирішують головної проблеми, яка полягає у органічно властивому візку із трьохелементною рамою конструктивному недоліку – появі при русі взаємних забігань бічних рам.

Такі візки вельми небезпечні також з точки зору погіршення стійкості руху та вповзанню гребенів на рейки.

На жаль, зусилля фахівців, які спрямовані на усунення цього недоліку, лише частково вирішують проблему. Наприклад, на деяких візках для поєднання бічних рам застосовують діагональні тяги із шарнірними зв'язками. Але в експлуатації шарніри зношуються, що спричиняє появу у них зазорів, які зводять нанівець ефект від впровадження таких тяг. Застосування пружних гумових шарнірів також мало ефективно, тому що їх пружні деформації такі ж самі, як і зазори у шарнірах.

Поява непаралельності колісних пар в процесі експлуатації спостерігається і на інших видах транспортних засобів. Наприклад, створення візків для тепловозів із повідцевими буксовими зв'язками спричинило появу перекосів колісних пар у рамах візків внаслідок руйнування гумових втулок повідців, що спричинило появу наднормативних зносів гребенів зазвичай одного із коліс колісної пари, в той час як гребінь її другого колеса залишався майже не зношеним.

Розглянемо шляхи вирішення цієї проблеми за кордоном.

У Європі набули поширення візки типу Y25, у яких рама жорстка, одноелементна, тобто проблема «забігання» бічних рам, що викликає перекоси осей колісних пар вирішена радикально [8].

Ресорне підвищення у таких візків достатньо гнучке при русі вагона без вантажу і стає жорсткішим при русі з вантажем - щоб не викликати розмикання автозчеплень. Це досягається шляхом використання конічних пружних елементів з нелінійної характеристикою.

Візок LEILA-DG, який розроблено для залізниць Європи, також має одноелементну раму [9].

Зазначимо, що це принципово нові візки. Створення аналогічних для Укрзалізниці потребує значних витрат часу.

З іншого боку, на цей час існує реальна можливість для створення візків із радіальною установкою колісних пар у кривих ділянках колії, що суттєво знижує зноси на контакт гребеня із рейкою.

Але цей напрямок конструювання візків для вантажних вагонів нам здається передчасним із-за великих матеріальних витрат.

Експлуатація вагонів із жорсткими одноелементними рамами доводить, що у них зноси

гребенів коліс значно менші, ніж у візків із триелементними рамами, а їх модернізація не потребує значних матеріальних витрат.

Мета дослідження, постановка задачі. Мета статті полягає в тому, щоб довести актуальність негайної модернізації візків вантажних вагонів із триелементними рамами та введення їх періодичної діагностики з використанням спеціальних стендів, які забезпечують технічну можливість для збереження паралельного розташування осей колісних пар на весь час експлуатації, щоб зняти гостроту проблеми наднормативного зносу гребенів коліс та бічних граней рейок.

Матеріали досліджень. Екіпажі із перекосами осей колісних пар в рамах візків швидше зношують головки рейок, а це викликає більш інтенсивний (лавинно-подібний) знос і самих гребенів коліс. Крім того, збільшується на 10 ... 20% опір руху. Для покращення ситуації, перекоси осей колісних пар в рамах візків, як різницю міжосьових відстаней, вимірюваних по торцях осей колісних пар, рекомендується обмежити величиною 1мм [10].

Для отримання таких досить жорстких вимог щодо встановлення колісних пар у рамі візка пропонується використання спеціальних стендів для контролю їх параметрів.

Перевагою одного з таких стендів є те, що він надає можливість проведення вимірювань окремих параметрів візка вагона універсальними засобами [11].

Недоліками цього стенду є те, що він не надає можливості проведення широкого спектру вимірювань, зокрема геометрії візка, що негативно віддзеркалюється на якості контролю.

Інший стенд частково позбавлений недоліків попереднього за рахунок уведення утворюючих місць для установки коліс візка на катках. Засоби вимірювання виконано у вигляді лазерних датчиків, встановлених у верхній частині рами і вздовж подовжніх її сторін у місцях установки коліс візка [12].

Стенд дозволяє підвищити ефективність контролю параметрів візків вантажних вагонів за рахунок забезпечення проведення більш широкого спектру вимірювань.

Недоліком цього стенду є те, що він дозволяє вимірювати тільки сумарні зазори між щелепами бічних рам візка і корпусами букс, що унеможлиблює визначення товщини шару металу, який необхідно, наприклад, наплавити на цю, чи протилежну щелепу, щоб зменшити зазори до припустимого значення, яке передбачено кресленням візка для забезпечення паралельності осей колісних пар. Крім того стенд не дозволяє контролювати паралельність осей колісних пар та їх поперечні зміщення відносно поздовжньої осі симетрії візка, тому що поверхні кіл котіння коліс візка, який був у експлуатації, мають зноси та різноманітні дефекти у вигляді сколів, ковзунів, овальностей, прокату, різницю діаметрів правого та лівого коліс і т. ін.. Тобто базування коліс візка на утворюючих місцях по колам котіння коліс

унеможливило розташування осей колісних пар паралельно одна до одної і вносить суттєві похибки у наступні результати вимірювань.

Пропонується стенд для контролю параметрів візків вагонів, що містить раму із вимірювальними лінійками, засоби вимірювання, які сполучено із пультом оператора, на рамі встановлено чотири рухливі за допомогою електричних приводів в подовжньому напрямі супорти, кожний з яких обладнано репером, вимірювальною лінійкою та рухливою за допомогою електричного приводу у вертикальному напрямі кареткою з репером, вимірювальною лінійкою та різбовою маточиною, у якій розміщено гвинт із репером та маховиком на одному з кінців, і виконаному у вигляді конуса протилежним кінцем, а засоби для вимірювання виконано у вигляді камер відео-спостереження.

Стенд для контролю параметрів візків залізничних вагонів, (рис. 1) виконаний симетричним відносно подовжньої і поперечної осей і містить раму 1, вимірювальні лінійки із відмітинами 2 та рейки 3, на які встановлено візок 4 з колісними парами 5, торці осей котрих мають центрові отвори 6, містить чотири рухливі за допомогою електричних приводів 7 уздовж рами 1 супорти 8, кожний з яких обладнано репером 9, вимірювальною лінійкою з відмітинами 10 та рухливою у вертикальному напрямку за допомогою електричного приводу 11 кареткою 12 з репером 13, вимірювальною лінійкою з відмітинами 14 та різбовою маточиною 15, у якій розміщено гвинт 16 із репером 17 та маховиком 18 на одному з кінців, і виконаному у вигляді конуса 19 протилежним кінцем, який щільно входить до центрального отвору 6, а засоби для вимірювання кожного із зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25 між корпусами букс 26 та щелепами бічних рам 27 виконано у вигляді поєднаних із пультом 28 оператора відео - камер 29, які встановлені на рамі 1 навпроти кожного із зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25.

Візок 3, діагностику якого необхідно провести, закріплюють на раму 1 по рейках 2, і за допомогою електричних приводів 7 переміщують супорти 8 уздовж рами 1 до центрових отворів 6 на торцях осей колісних пар 5, потім за допомогою електричних приводів 11 переміщують каретки 12 у вертикальному напрямку до спів падіння їх конусів 19 на гвинтах 16 із центровими отворами 6 і, обертаючи за допомогою маховиків 18 гвинти 16 у різбових маточинах 15, щільно вводять конуси 19 до центрових отворів 6. Обертаючи за допомогою маховиків 18 гвинти 16 у різбових маточинах 15, центрують відносно повздовжньої осі симетрії рами 1 стенда осі обох колісних пар 5 шляхом переміщення їх разом із реперами 17 до отримання однакових відмітин на вимірювальних лінійках 14. Надалі за допомогою електричних приводів 7 переміщують супорти 8 разом із колісними парами 5 уздовж рами 1 до спів падіння усіх чотирьох реперів 9 із однаковими відмітинами на обох вимірювальних лінійках 2. Відстань між відмітинами на вимірювальних лінійках 2 має дорівнюватися відстані між осями колісних пар 5 даного візка 4 за його кресленням, (тобто базі візка).

За допомогою електричних приводів 11 переміщують каретки 12 у вертикальному напрямку доки репери 13 встановляться навпроти однакових відмітин на усіх чотирьох вимірювальних лінійках 10, – щоб розташувати обидві осі колісних пар 5 у горизонтальній площині. Зрештою, навпроти кожного із зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25 між корпусами букс 26 та щелепами бічних рам 27 встановлюють відео - камери 29, які передаватимуть зображення зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25 до пульту оператора 28, де провадитиметься вимірювання розмірів цих зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25.

Після вимірювання розмірів зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25 створюється можливість щодо призначення, наприклад, відповідної товщини наплавлення металу на щелепи бічних рам 27 – для зменшення кожного із зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25 до розмірів, передбачених кресленням візка 3. Це дозволить зберегти паралельність осей колісних пар 5 візка 3 в експлуатації та зменшить взаємне «забігання» його бічних рам одна відносно одної. Це сприятиме зменшенню зносів гребенів коліс та бічних граней рейок 2.

Таким чином стенд забезпечує: шляхом використання рухливих уздовж рами 1 супортів 8, на кожному з яких розміщено каретку 12 та гвинт 16 із конусом 19 – відтворення паралельного розташування осей колісних пар 5 візка 4 в горизонтальній площині – згідно його креслення, із наступним вимірюванням кожного із зазорів 20, 21, 22, 23, 24, 25 між корпусами букс 26 та щелепами бічних рам 27 – за допомогою відео - камер 29.

Для надійної фіксації колісних пар і бічних рам візків пропонуються наступні конструктивні рішення [14, 15].

Бічні рами візка поєднуються жорстким у горизонтальній площині зв'язком, який між тим, має незначну жорсткість у вертикальному напрямку, щоб виключити нерівномірний розподіл сили ваги від кузова вагона на колеса візка та на рейки.

Схему такого візка наведено на рис. 2. Візок рейкового транспортного засобу містить раму, виконану із двох подовжніх і поперечної балок, яка спирається за допомогою пружин на букси, які установлені на колісних парах, подовжні балки пов'язані між собою поперечним зв'язком, виконаним у вигляді пластин із перерізом у вигляді прямокутника, більша із сторін якого паралельна до площини рами візка, а зовнішні краї пластин жорстко закріплено до бічних рам, пружний зв'язок виконано у вигляді листа із отвором у середині, у якому із зазором розміщено опору кузова, а до листа жорстко закріплено внутрішніми краями пластини, які спрямовані до повздовжньої осі візка під кутами, що задаються.

Візок із пружною рамою виконаний симетричним відносно подовжньої і поперечної осей і містить жорстко з'єднанні у площині рейкової колії бічні рами 1 і надресорну балку 2 у середній частині якої розміщено опору 3 для установки кузова.

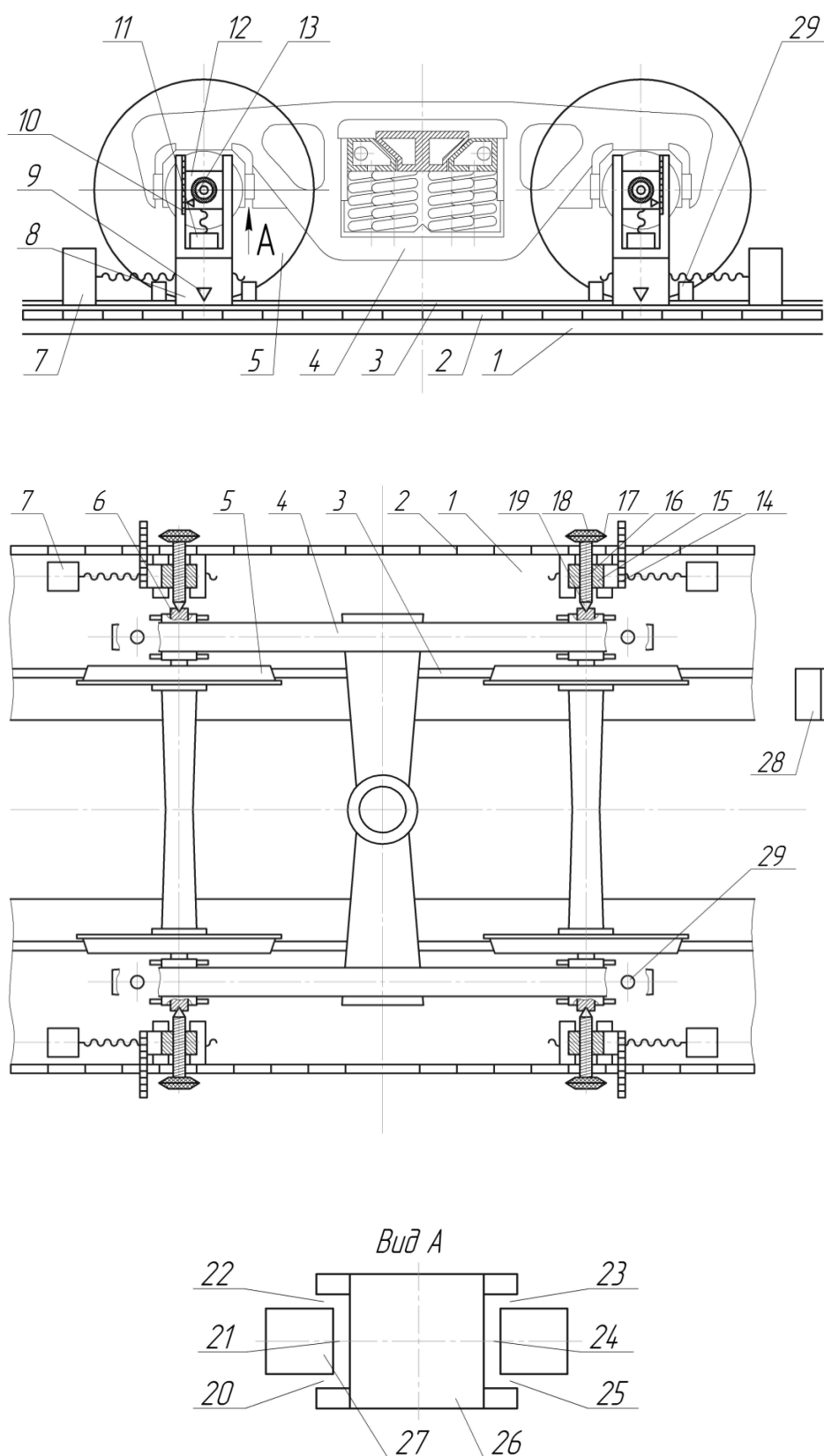


Рис. 1 – Стенд для контролю параметрів візків залізничних транспортних засобів

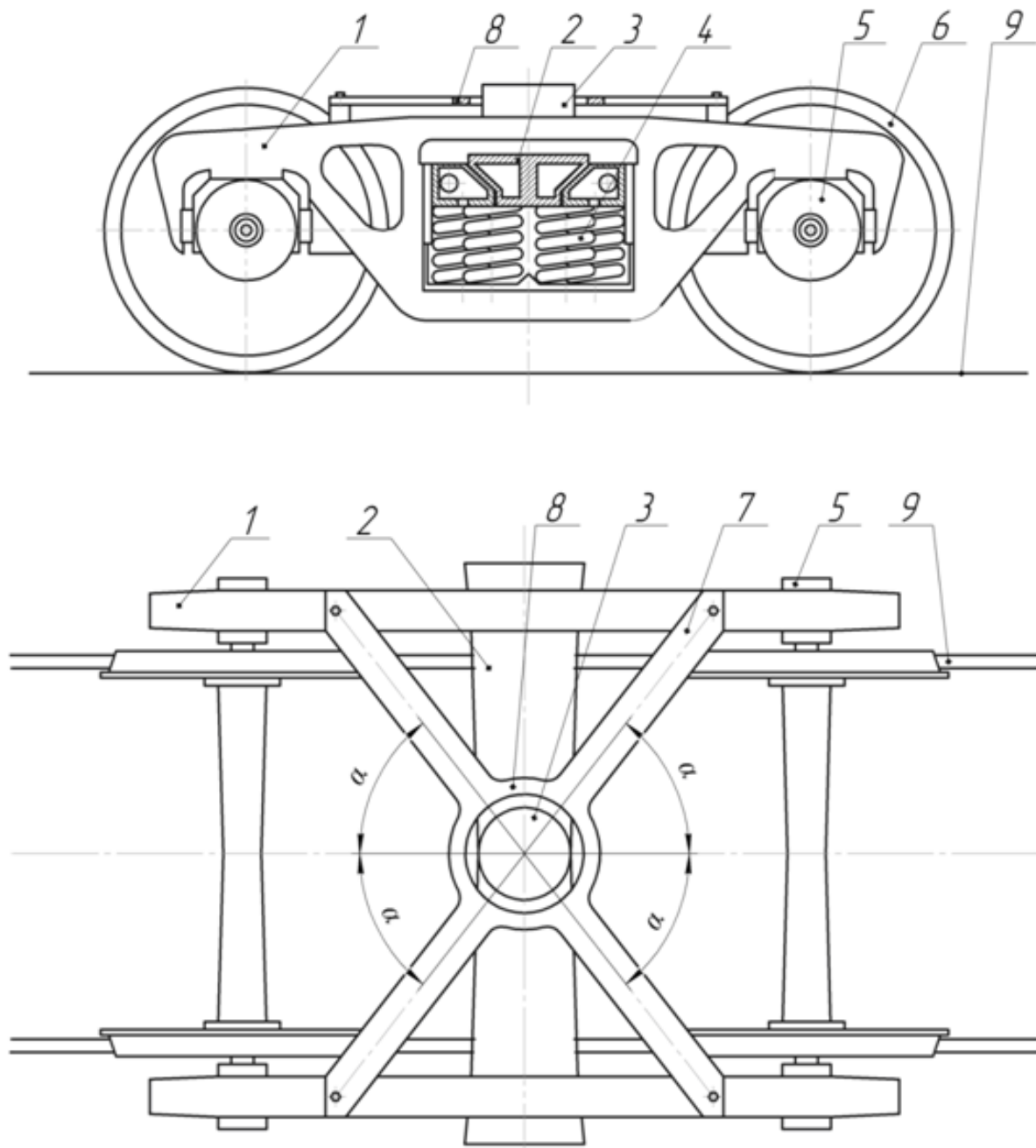


Рис. 2 – Візок із пружною рамою для вагона

Надресорна балка 2 спирається за допомогою пружин 4 на середні частини бічних рам 1, що спираються на букси 5, установлені на колісних парах 6. Поперечні зв'язки виконані у вигляді спрямованих під кутом α , який задається, пластин 7, один з країв кожної з них жорстко закріплено до відповідної бічної рами 1, а другий край жорстко закріплено до листа 8. Переріз кожної з пластин 7 має вигляд прямокутника, більша зі сторін якого паралельна до площини рами візка, а менша сторона – спрямована уздовж перпендикуляра до площині рами візка.

Колісні пари 6 спираються на рейкову колію 9.

При прямованні візка по рейкової колії 9 сила ваги від кузова вагона передається через опору 3 на

середню частину надресорної балки 2 і далі через пружини 4 передається на середні частини бічних рам 1, які спираються через букси 5 на колісні пари 6 та на рейки колії 9, що забезпечує рівномірний розподіл навантаження від кузова на усі колеса колісних пар 6, а від них і на рейки колії 9, бо форма перерізу пластин 7 забезпечує їм незначну жорсткість при деформаціях пластин 7 відносно поперечної осі симетрії візка навіть при установці їх під кутом α , тому що переріз пластин 7 можна суттєво зменшити завдяки заміщенню моментів згину, які діють на пластини 7 у площині візка від повздовжніх сил тертя коліс 6 по рейках 9 – на розривні або стискаючі сили, що відповідно замінить напруги згину у матеріалі

пластин 7 – на більш сприятливі напруги розтягування або стискання. В наслідок цього, кутові переміщення відносно цієї ж осі однієї з бічних рам 1 не заважають кутовим переміщенням іншої, оскільки вони поєднані поперечним зв'язком з малою жорсткістю і не викликають суттєвого зниження навантаження від пружин 4 на колеса колісних пар 6 та рейки колії 9 навіть якщо на них є нерівності. Пара пластин 7 разом із бічною рамою 1, до якої вони закріплені, створюють в площині рами візка жорсткий трикутник, що за допомогою листа 8 сполучається своєю вершиною із вершиною розташованого симетрично відносно повздовжньої осі візка такого ж жорсткого трикутника, створеного другою парою пластин 7 та відповідною бічною рамою. Таким чином у площині рами візка утворюється жорсткий зв'язок між бічними рамами 1 візка, що виключає «забігання» бічних рам 1 одна відносно одної. Це сприяє зменшенню зносів гребенів колісних пар 6 та бічних граней рейок колії 9 особливо при русі по кривим ділянкам рейкової колії 9, де сили тертя, що діють між колесами 6 та рейками колії 9 досягають найбільшої величини і спрямовані так, щоб викликати «забігання» бічних рам 1 одна відносно одної.

Таким чином, у візку, що запропоновано, завдяки використанню зв'язку між бічними рамами 1 у вигляді пластин 7 із різною жорсткістю у двох напрямках, забезпечується виключення взаємного «забігання» бічних рам 1, а, отже і зменшення зносу гребенів колісних пар 6 та бічних граней рейок колії 9, а завдяки розташуванню пружних пластин під кутом, що задається, до повздовжньої осі візка, і утворенням таким чином двох сполучених своїми вершинами жорстких трикутників, на сторони яких, тобто на пластини 7 та бічні рами 1, відтепер діятимуть практично тільки розривні або стискаючи сили замість вигинних моментів, які діють на пластини 7 у площині візка, суттєво зменшить напруження у їхньому матеріалі і надасть змогу зменшити витрати матеріалу на їх виготовлення та сприятиме їх надійній роботі. При цьому запас стійкості руху по кривим ділянкам рейкової колії по вповзанню гребеня на рейку залишається практично таким, як у візка із трьохелементною рамою.

Запропонований візок спрощує експлуатацію вагонів завдяки тому, що зменшується знос гребенів коліс та бічних граней рейок, тому що між бічними рамами візка встановлено поперечний зв'язок у вигляді пластин, краї яких жорстко закріплено до бічних рам, а переріз пластин виконано у вигляді прямокутника, більша зі сторін якого розташована у площині рами візка, а менша перпендикулярна до площини рами візка, пружні пластини встановлено під кутом α , що задається, до повздовжньої осі візка, дозволяє поліпшити напружений стан пружних пластин, завдяки заміщенню вигинних моментів на розривні або стискаючи сили, які діятимуть на пластини 7 та бічну раму 1 візка, що відповідно змінить вигинні напруження у їхньому матеріалі – на більш сприятливі напруження розтягування або

стискання, що підвищить надійність їх роботи і спростить експлуатацію візка.

Висновки 1. Аналіз наукових праць, які стосуються причин наднормативного зносу гребенів коліс візків вантажних вагонів та бічних граней рейок доводить, що одна з істотних причин цього зносу полягає в тому, що трьохелементна рама не забезпечує збереження в процесі експлуатації вихідної геометрії візка і, зокрема, паралельності осей колісних пар, яка призводить до збільшення кутів набігання гребенів коліс на рейки і їх швидкого взаємного зносу навіть у прямих ділянках колії.

2. Осі колісних пар у візків із значними зазорами між щелепами та буксами розгортаються під дією сил тертя на контактах коліс з рейками завжди проти напрямку кривої, що збільшує кути набігу гребенів коліс на бічні грані рейок, зменшує площі плям контактів гребенів із рейками і викликає збільшення напружень на контактах. В результаті відповідно зростає знос гребенів і бічних граней рейок.

3. Аналіз закордонного досвіду зі створення перспективних візків для вантажних вагонів доводить, що для вирішення проблеми зносу гребенів і рейок необхідно розробити візок із жорсткою одноелементною рамою. Це забезпечить виключення як взаємних поздовжніх забігів бічних рам, так і збереже паралельність осей колісних пар. При цьому істотно зменшиться знос гребенів коліс і бічних граней рейок.

4. Пропонується проведення діагностики та наступної модернізації візків із триелементними рамами, якими обладнано вантажні вагони, із використанням спеціального стенду, який дозволяє підвищити ефективність діагностики геометричних параметрів візків сучасними методами.

5. Пропонується здійснювати модернізацію візків для забезпечення збереження паралельності осей колісних пар на весь період експлуатації шляхом встановлення жорсткого у площині колії поперечного зв'язку між бічними рамами у вигляді пластин, краї яких жорстко закріплено до бічних рам, а переріз пластин виконано у вигляді прямокутника, більша зі сторін якого розташована у площині рами візка, а менша перпендикулярна до площини рами візка. Це робить зв'язок достатньо м'яким у вертикальному напрямку, щоб він не впливав на рівномірний розподіл навантажень від коліс на рейки, і не потребує вносити зміни у конструкцію ресорної підвіски та інших вузлів візка.

Список літератури

1. Лашко А. Д., Савчук О. М. К вопросу о стратегии Укрзалізнички по решению проблемы устранения сверхнормативных износосов пары "колесо-рельс" // Залізничний транспорт України. – 1997. – №2–3. – С. 2–4.
2. Маслев В. Г. Динамика тепловозов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес. Монография – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
3. Анофрієв В.Г. Дослідження та розробка комплексу системних технічних рішень вантажних вагонів нового покоління та впровадження їх у виробництво та експлуатацію (витяг) В.Г. Анофрієв, В.В. Корнієнко, Б.А. Коробка, О.В. Кутіщенко, А.А.Лашко. Є.Р. Можейко, Т.Ф. Мокрій, В.Д. Позняков, О.М.

- Савчук В.Ф. Ушкалов // Вагонный парк. – 2011. – № 12. – С. 49 – 55.
4. Ушкалов В. Ф. О совершенствовании комплексной модернизации тележек грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, С.С. Пасичник, И.В. Подбельников // Вагонный парк. – 2011. – № 12. – С.8 – 11.
 5. Спиридонов Б.К., Пастухов И.Ф. Конструкция и расчет вагонов: – М.: Машиностроение, 1980. – с.36-40.
 6. Богданов В.М., Козубенко И.Д., Ромен Ю.С. Техническое состояние вагона и износ гребней колес // Железнодорожный транспорт. – 1998. – №8. – С. 23–26.
 7. Богданов В.М., Евдокимов Ю.А., Кашиников В.Н., Майба И.А. Проблема износа колес и рельсов. Возможные способы борьбы // Железнодорожный транспорт. – 1996. – № 12. – С 30–31.
 8. Gigabox. Integration der Gummifedern mit hydraulischer Dampfung in das Radsatzlagergehäuse. Ing. Gottfried Kure, Marketing Direktor, SKF Railway Business Unit, Steyr, Österreich, B. Tech. John Skiller, Projektmanager, SKF Railway Business Unit, Nieuwegein, Holland, Dipl. Ing. Volker Gedenk, Projektmanager CRE Conti Tech Railway Engineering, Conti Tech Luftfedersystem GmbH, Hannover, Deutschland, Dipl. Ing. Jozef Kubicko, Projektmanager Tatravagonka a.s., Poprad, Slowakei. Modern Rolling Stock.: 37 th Conference 2007, University of Technology Graz.
 9. Zolotas A. C., Goodall R. M., Halikiast G. D. A Comparison of Tilt Control Approaches for High Speed Railway Vehicles, Proc ICSE 2000, Coventry, UK, vol 2(2000), September, pp.632-636.
 10. Kamoshita S., Sasaki K., Kakinuma H. etc. A control method for hybrid tilting system using tilting beams and air spring inclination. QR of RTRI, Vol. 48, No1, Feb 2007.
 11. Патент Российской Федерации RU 2383458 Кл. B61F 99/00 (2006.01), Автоматизированная система контроля ходовых частей пассажирских вагонов.
 12. Патент на полезную модель Российской Федерации RU 83834 U1, Кл. G01B7/14 (2006.01), Стенд для контроля параметров тележек грузовых вагонов.
 13. Позитивне рішення від 21.12.2015р. на корисну модель «Стенд для контролю параметрів візків вантажних залізничних вагонів», автори: В.Г. Маслієв, І. Е. Мартинов, В.В. Шовкун, А.О. Маслієв.
 14. Візок з пружною рамою для вантажних вагонів. Патент України 88031 B61 F 5/ 26(2006.1), B61 F 5/ 38 (2006.1). Мокроусов С.Д., Маслієв В.Г., Мартинов І.Е., Найш Н.М., Щербаків В.П. Власник: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут».
 15. Позитивне рішення на корисну модель від 27.11.2015р. «Візок з пружною рамою для вагона», автори: В.Г. Маслієв, І. Е. Мартинов, А.О. Маслієв.
 2. Masliev V. G. Dinamika teplovozov s ustroystvami umenshayu schimi iznos bandajei koles. Monografiya – Knarkov NTU «KhPI»– 2008. – 288 p.
 3. Anofriev V.G. Doslidjennya ta rozrobka kompleksu sistemnih tehnicnih rishen vantajnih vagoniv novogo pokolinnya ta vprovadjennya ih u virobniectvo ta ekspluatatsiyu (vityag), V.G Anofriev, V.V. Kornienko, B.A. Korobka, O.V. Kutishenko, A.A.Lashko. C.R. Mojeiko T.F. Mokrii V.D. Poznyakov_ O.M. Savchuk V.F. Ushkalov // Vagonnii park. – 2011. – No 12. – P. 49 – 55.
 4. Ushkalov V. F. O sovershen stvovanii kompleksnoi moder nizacii telejek gruzovih vagonov / V.F. Ushkalov, S.S. Pasichnik, I.V. Podelnikov // Vagonnii park. – 2011. – No 12. – P.8 – 11.
 5. Spiridonov B.K., Pastuhov I.F. Konstrukciya i raschet vagonov – Moscow: Mashinostroenie: 1980. – P.36-40.
 6. Bogdanov V.M. Kozubenko I.D. Roman Yu.S. Tehnicheskoe sostoyanie vagona i iznos grebnei koles // Jelednodorojnii transport. – 1998. – No 8. – P. 23–26.
 7. Bogdanov V.M. Evdokimov Yu.A. Kashnikov V.N. Maiba I.A. Problema iznosa koles i relsov. Vozmojnie sposobi borbi // Jelednodorojnii tran_sport. – 1996. – No 12. – P. 30–31.
 8. Gigabox. Integration der Gummifedern mit hydraulischer Dampfung in das Radsatzlagergehäuse. Ing. Gottfried Kure, Marketing Direktor, SKF Railway Business Unit, Steyr, Österreich, B. Tech. John Skiller, Projektmanager, SKF Railway Business Unit, Nieuwegein, Holland, Dipl. Ing. Volker Gedenk, Projektmanager CRE Conti Tech Railway Engineering, Conti Tech Luftfedersystem GmbH, Hannover, Deutschland, Dipl. Ing. Jozef Kubicko, Projektmanager Tatravagonka a.s., Poprad, Slowakei. Modern Rolling Stock.: 37 th Conference 2007, University of Technology Graz.
 9. Zolotas A. C., Goodall R. M., Halikiast G. D. A Comparison of Tilt Control Approaches for High Speed Railway Vehicles, Proc ICSE 2000, Coventry, UK, vol 2(2000), September, pp.632-636.
 10. Kamoshita S., Sasaki K., Kakinuma H. etc. A control method for hybrid tilting system using tilting beams and air spring inclination. QR of RTRI, Vol. 48, No1, Feb 2007.
 11. Patent Rosiiskoi Federacii RU 2383458 Kl. B61F 99/00 (2006.01) Avtomatizirovannaya sistema kontrolya hodovih chastei passajirskih vagonov.
 12. Patent na poleznuyu model Rosiiskoi Federacii RU 83834 U1 Kl. G01B7/14, (2006. 01), Stend dlya kontrolya parametrov telejek gruzovih vagonov.
 13. Pozitivne rishennya vid 21.12.2015r. na korisnu model «Stend dlya kontrolyu parametrov vizkiv vantajnih zaliznichnih vagoniv» avtori: V.G. Masliev, I. E. Martinov, V.V. Shovkun, A.O. Masliev.
 14. Vizok z prujnoyu ramoyu dlya vantajnih vagoniv. Patent Ukraini 88031 V61 F 5/ 26_2006.1, V61 F 5/ 38_2006.1, Mokrousov S.D. Masliev V.G. Martinov I.E. Naish N.M. Scherbakov V.P. Vlasnik_ Nacionalni tehnicnii universitet «Kharkivskii politehnicnii institut».
 15. Pozitivne rishennya na korisnu model vid 27.11.2015r. «Vizok z prujnoyu ramoyu dlya vagona», avtori: V.G. Masliev, I. E. Martinov, A. O. Masliev.

References (transliterated)

Надійшла (received) 05.02.2017

Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Удосконалення діагностики візків залізничних транспортних засобів / В.Г. Маслієв, І.Е. Мартинов, В. О. Шовкун // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. - X .: НТУ «ХПІ», 2017. - № 5 (1227) - С.81 - 88 Бібліогр. 15 назв. - ISSN 2079-0066.

Совершенствование диагностики тележек железнодорожных транспортных средств / В.Г. Маслієв, І.Е. Мартынов, В. А. Шовкун // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. - X .: НТУ «ХПІ», 2017. - № 5 (1227). - С.81 - 88 Библиогр. 15 назв. - ISSN 2079-0066.

Sovershenstvovanie diagnostiki telejek jeleznodorojnih transportnih sredstv / V. Masliev, I. Martinov, V. Shovkun // // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 81–88. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Маслієв Вячеслав Георгійович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707-65-30; e-mail: masliew@ukr.net.

Маслиев Вячеслав Георгиевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры электрического транспорта и тепловозостроения НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707-65-30; e-mail: : masliew@ukr.net.

Masliev V. – Doktor of Technical Sciences, Professor, Department of Elektrical Power Transport and teplovozostroeniya NTU «KPI», Kharkov; tel. (057), 707 65 30; e mai: masliew@ukr.net.

Мартинов Ігор Ернстович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту; м. Харків; тел. (057) 707-30-10; e-mail: martinov.hiit@rambler.ru.

Мартинов Игорь Эрнстович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры вагонов Украинского государственного университета железнодорожного транспорта; г. Харьков; тел. (057) 707-30-10; e-mail: martinov.hiit@rambler.ru.

Martinov I - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of cars Ukrainian State University of Railway Transport; Kharko; tel. (057) 730-10-35; e-mail: martinov.hiit@rambler.ru.

Шовкун Вадім Олександрович – асистент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту; м. Харків; тел.: (057) 730 10 35; e-mail: valim_shovkun@mail.ru.

Шовкун Вадим Александрович – асистент кафедры вагонов Украинского государственного университета железнодорожного транспорта; г. Харьков; тел.: (057) 730 10 35; e-mail: valim_shovkun@mail.ru.

Shovkun V. - assistant of the department of cars Ukrainian State University of Railway Transport; Harkov; tel. : tel. (057) 730 10 35; e-mail: valim_shovkun@mail.ru.

О. М. ПЕТРЕНКО

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ З АСИНХРОННИМ ТЯГОВИМ ДВИГУНОМ

В роботі встановлені залежності для визначення енергетичних показників електрорухомого складу: витрати енергії, сили тяги та опору, пройдений шлях. Введено поняття функції, що визначає режим роботи тягового привода, яка значно спрощує розрахунки витрати енергії електрорухомим складом. Розглянуто різноманітні підходи до визначення складових опорів руху, що застосовуються, як вітчизняними так і закордонними фахівцями.

Ключові слова: витрати енергії електрорухомим складом, режими роботи тягового привода, опір руху електрорухомого складу залізниць.

В работе установлены зависимости для определения энергетических показателей электроподвижного состава: затраты энергии, силы тяги и сопротивления, пройденный путь. Введено понятие функции, определяющей режим работы тягового привода, которая значительно упрощает расчеты расхода энергии электроподвижного состава. Рассмотрены различные подходы к определению составляющих сопротивления движению, применяемых как отечественными так и зарубежными специалистами.

Ключевые слова: затраты энергии электроподвижного состава, режима работы тягового привода, сопротивление движению электроподвижного состава железных дорог.

The paper set dependencies for determination of electromotive energy performance, energy consumption, thrust and drag traversed path. The concept features defining the mode of the traction drive, which greatly simplifies the calculations electromotive energy consumption structure. The various approaches to determine the components of the resistance movement used as domestic and foreign experts.

Keywords: electromotive energy consumption structure, modes of traction drive resistance movement electromotive rail transport.

Вступ. Для вирішення задачі оптимального руху нами пропонується будувати експертної системи ведення електрорухомого складу (ЕРС) на ділянці шляху, яка дозволяє визначати оптимальний закон зміни режимів роботи рухомого складу на основі критерію витрати енергії при заданій середній швидкості руху.

На основі експертних систем ведення транспортного засобу на ділянці шляху при різних середніх швидкостях руху вибирається оптимальна середня швидкість руху на основі комплексного критерію ефективності, запропонованого і обґрунтованого в роботах [1-4].

Аналіз останніх досліджень. Теорія оптимального управління є в наші дні галуззю науки, що розвивається не менш інтенсивно, ніж раніше. Оптимальне управління є потужним інструментом, який дає можливість вирішувати складні завдання управління, у тому числі й керування рухом РС на залізничному транспорті.

У роботах [5-9] автор стверджує, що хоча задачі у безперервній часовій області можуть бути вирішені за допомогою традиційних методів, таких як метод Лагранжа і нелінійного програмування, але якщо проблеми сформульовані в дискретній формі шляхом ділення часу (чи відстані) на кінцеве число інтервалів, моделі реального часу (чи простору) можливо використати в якості експертної системи управління рухом ЕРС. Для даного завдання, часова область розділена на кінцеве число інтервалів часу.

Загальною проблемою стохастичного управління є складність рішення і експоненціальна залежність зростання потреби у кількості пам'яті і обчислювального часу. Причина в тому, що стан об'єкту дослідження має бути представлений у вигляді дискретної області координат, що і призводить до експоненціального зростання кількості

розрахункових точок, що вимагає експоненціально наростаючу кількість обчислень [6].

Оскільки вирішувана задача у своїй основі представляє завдання оптимального управління у безперервній часовій області, необхідно представити формулювання загальної задачі оптимального управління в реальному часі.

Одною з найважливіших складових задачі оптимального управління є визначення енергетичного показника руху ЕРС – витрати енергії на тягу та його складових: сили тяги та опору руху, швидкість та пройдений шлях, що будемо надалі називати енергетичними параметрами, в залежності від часу.

Мета роботи: визначення енергетичних параметрів руху електрорухомого складу у часі.

1 Основне рівняння руху ЕРС

Розрахунок кривих руху заснований на інтегруванні рівняння руху [1,7-9].

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{1}{1+\gamma} (F - W_{nc}) \quad (1)$$

де m – маса ЕРС;

v – швидкість руху ЕРС;

$1+\gamma$ – коефіцієнт інерції частин ЕП, що обертаються;

t – поточне значення часу;

F – сила тяги або гальмування, що її розвиває ЕРС;

W_{nc} – повний опір руху;

γ – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив обертючих частин на прискорення руху поїзда.

Для ЕРС величину $1+\gamma$ визначають як середньозважене значення

$$1+\gamma = 1 + \frac{\sum m_i \gamma_i}{m} \quad (2)$$

де m_i – маса частини електропоїзда з однотипного

рухомого складу. Для електропоїздів γ приймається рівним 1,068.

2 Опір руху ЕРС

Опір руху, як визначається у вітчизняних джерелах, можна здобути за виразом [10]

$$W_{\text{пс}} = (\omega_0 + i_{\text{пут}} + \omega_{\text{кр}})mg, \quad (3)$$

де ω_0 – основний питомий опір руху;

$\omega_{\text{кр}}$ – додатковий питомий опір руху від кривої радіусом $R_{\text{кр}}$;

$i_{\text{пут}}$ – ухил ділянки шляху,

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили ваги.

Для рухомого складу, розробленого в СРСР і Росії визначені аналітичні залежності основних питомих опорів руху для конкретних типів рухомого складу.

Для потягів визначення основного опору руху здійснюється таким чином.

Основний питомий опір руху поїзда визначається за такими формулами:

– при тязі

$$w_o = \frac{w_o' \cdot m_{\text{л}} + w_{\text{соч}}'' \cdot m_{\text{с}}}{m_{\text{л}} + m_{\text{с}}}, \quad (4)$$

– при русі на вибігу

$$w_o = \frac{w_x' \cdot m_{\text{л}} + w_{\text{соч}}'' \cdot m_{\text{с}}}{m_{\text{л}} + m_{\text{с}}}, \quad (5)$$

де w_o' – основний питомий опір руху локомотива при тязі, Н/т;

w_x' – основний питомий опір руху локомотива на вибігу, Н/т;

$w_{\text{соч}}''$ – основний питомий опір вагонів, Н/т.

Величини w_o' ; w_x' ; $w_{\text{соч}}''$ залежать від безлічі параметрів, тому їх значення обчислюється за емпіричними формулами, наведеними в табл. 2.1. Основний питомий опір руху вагонів

$$w_{\text{соч}}'' = w_{08}'' \cdot \frac{n_8}{n_{06}} + w_{06}'' \cdot \frac{n_6}{n_{06}} + w_{04}'' \cdot \frac{n_4}{n_{06}}, \quad (6)$$

де w_{08}'' , w_{06}'' , w_{04}'' – основний питомий опір 8 чотиривісних, 6-вісних і 4-вісних вагонів поїзда відповідно

Таблиця 1 – Опір руху поїзда [11]

Тип рухомого складу та режими роботи	Основний питомий опір руху, Н/т	
	на ланковій колії	на безстиковій колії
Тепловози, електровози у режимі		
тяги	$w_o' = 19,64 + 0,098 V + 0,0029 \cdot V^2$	$w_o' = 18,64 + 0,078 V + 0,0024 V^2$
холостого ходу	$w_x' = 23,54 + 0,108 V + 0,0034 V^2$	$w_x' = 23,54 + 0,088 V + 0,0034 V^2$
Дизель-поїзди Д, Д1 та ДР1 у режимі:		
тяги	$w_o' = 10,79 + 0,118 V + (0,002129 + 0,004522 / \text{м})V^2$	$w_o' = 10,79 + 0,098 V + (0,001638 + 0,004522 / \text{м})V^2$
холостого ходу	$w_x' = w_o' + w_3$ $w_3 = (4,61 + 0,137 V) m_M / m$	$w_x' = w_o' + w_3$ $w_3 = (4,61 + 0,137 V) m_M / m$
Вантажні вагони навантажені		
чотиривісні на під-шипниках ковзання і шестивісні на під-шипниках кочення	$w_{04}'' = w_{06}'' = 6,87 + (78,48 + 0,9 V + 0,0245 V^2) / q_0$	$w_{04}'' = w_{06}'' = 6,87 + (78,48 + 0,78 V + 0,02 V^2) / q_0$
чотиривісні на під-шипниках кочення	$w_{04}'' = 6,87 + (29,43 + 0,98 V + 0,0245 V^2) / q_0$	$w_{04}'' = 6,87 + (29,43 + 0,88 V + 0,0196 V^2) / q_0$
восьмивісні на під-шипниках кочення	$w_{08}'' = 6,87 + (58,9 + 0,373 V + 0,0206 V^2) / q_0$	$w_{08}'' = 6,87 + (58,9 + 0,255 V + 0,0167 V^2) / q_0$
Вантажні вагони порожні		
чотиривісні на під-шипниках ковзання	$w_{04}'' = 14,7 + 0,441 V + 0,00265 V^2$	$w_{04}'' = 14,7 + 0,412 V + 0,00177 V^2$
чотиривісні та шестивісні на підшипниках кочення	$w_{04}'' = w_{06}'' = 9,8 + 0,432 V + 0,00235 V^2$	$w_{04}'' = w_{06}'' = 9,8 + 0,412 V + 0,00157 V^2$
Пасажирські вагони суцільнометалеві на підшипниках кочення	$w_{04}'' = 6,87 + (78,48 + 1,766 V + 0,0294 V^2) / q_0$	$w_{04}'' = 6,87 + (78,48 + 1,57 V + 0,00226 V^2) / q_0$

Примітка: q_0 – маса вагона, що припадає на одну вісь; m – загальна кількість вагонів дизель-поїзду; m_M – кількість моторних вагонів.

У зарубіжній літературі опір руху розглядається детальніше з визначенням опорів руху в наступній послідовності

$$W_{\text{пс}} = F_L + F_s + F_{\text{тр}} + F_{\text{рс}}, \quad (7)$$

де F_L – аеродинамічний опір руху;
 F_s – опір руху викликаний тертям кочення;
 $F_{\text{тр}}$ – опір руху викликаний кривими ділянками шляху;
 $F_{\text{рс}}$ – опір руху викликаний профілем шляху.

Аеродинамічний опір. Повітря перед транспортним засобом і навколо нього, при русі ЕРС викликає опір його руху, а зусилля, необхідне для подолання цього опору відомо як аеродинамічний опір. Величина цієї сили залежить від квадрата швидкості, при якій транспортний засіб рухається і площі поперечного перерізу транспортного засобу [12].

На підставі досліджень в [13] для розрахунку аеродинамічного опору повітря при русі потягу пропонується використати вираження:

$$F_L = 0,5 * \rho * C_L * A_{\text{фр}} (v + v_{\text{wind}})^2, \quad (8)$$

де F_L – повний аеродинамічний опір (Н);
 v – швидкість руху поїзда (м/с);
 v_{wind} – швидкість лобового вітру (м/с);
 ρ – щільність повітря (кг/м³);
 C_L – коефіцієнт аеродинамічного опору;
 $A_{\text{фр}}$ – площа поперечного перерізу (м²).

Опір коченню є сумою механічних сил, за винятком опору повітря і гальмування, що діють проти напрямку руху потягу з постійною швидкістю уздовж рейкового шляху в умовах експлуатації. Вони були розділені на дві частини, які класифікуються як «нормальні» і «аномальні» [14].

Нормальний опір коченню включає втрати енергії в системі підвіски, гістерезис в підрейковому баласті, тертя усередині підшипників і ковзання в контактні колесо-рейка.

Звивистий рух колісних пар, тертя гребеня по бічній грані рейки, нерівні радіуси коліс на одній осі і піднесення одного з коліс є найбільш важливими чинниками аномального опору коченню. Паразитарне розсіювання енергії в зубчастій передачі, викликане змінами класу чистоти і обробки редукторів є ще однією формою аномального опору коченню [14].

Формула, представлена у [13] для розрахунку загального опору коченню (нормального і аномального):

$$F_R = C_R * m_{\text{tot}} * g, \quad (9)$$

де F_R – повний опір коченню;
 C_R – коефіцієнт опору коченню;
 m_{tot} – маса поїзда.

Формула, яка використовується Bombardier і приведена в [16] для розрахунку опору коченню, включає аеродинамічну складову і складову тертя кочення, має вигляд:

$$F_V + F_T = a_{\text{тр}} + b * v + c * v^2, \quad (10)$$

де $a_{\text{тр}}$, b , c – коефіцієнти опору коченню (залежні від навантаження);

v – швидкість руху поїзда (км/год).

Опір в кривих ділянках шляху. При русі транспортного засобу по криволінійній ділянці шляху, на нього діють зовнішні сили. Деякі компоненти цих сил, як правило, уповільнюють рух транспортного засобу. Сума цих компонентів є опором руху екіпажу в кривій. При русі потягу цей опір залежить від тертя між гребнем колеса і рейкою, прослизання колеса по рейці [12].

Опір в кривій обумовлений також збільшенням тиску (у напрямі по дотичній до рейки, рис.1), збільшенням тиску на внутрішню рейку, або на зовнішню – за умови незадовільного стану рейкового шляху [15].

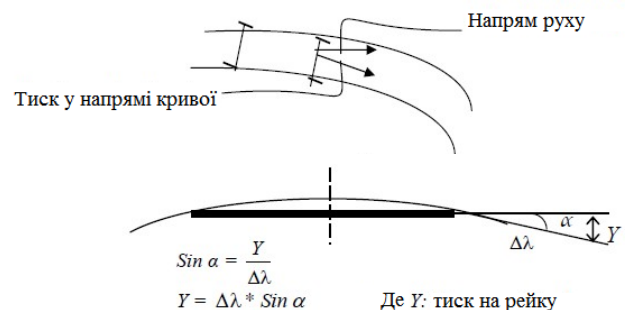


Рис. 1 – Рух по кривій [15]

Формула, використовувана для розрахунку опору руху в кривій компанією Bombardier [16]:

$$F_{\text{rk}} = \frac{C_{r0}}{R - C_{r1}} * m_{\text{stat}}, \quad (11)$$

де m_{stat} – повна статична маса поїзда (т);
 C_{r0} , C_{r1} – постійні відомі коефіцієнти;
 R – радіус кривої.

Сила опору, обумовлена профілем шляху. При русі рейкового транспортного засобу по ділянці шляху без ухилів, складова сили в напрямі, перпендикулярному напрямку сили тяжіння, дорівнює нулю. Проте коли площина шляху має нахил (наприклад, коли потяг рухається па підйом або на спуск), виникає складова сили F_2 , спрямована паралельно площини шляху (рис. 2), а у разі підйому цей компонент є додатковим опором руху транспортного засобу [17].

Рівняння, яке дає опір, обумовлений профілем [13]:

$$F_S = m_{\text{tot}} * g * \sin \alpha = m_{\text{tot}} * g * \frac{\Delta h}{x} * 1000, \quad (12)$$

де F_S – повний опір, обумовлений профілем (Н);
 m_{tot} – маса поїзда (кг);

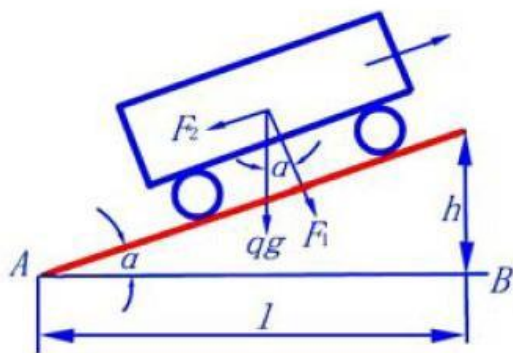


Рис. 2 – Сила опору, зумовлена профілем шляху [17]
 α – кут ухилу Δh – перепад висот (м) на ділянці x (км).

Подібне рівняння використовується і Bombardier [16]:

$$F_{rs} = m_{stat} * g * \frac{i}{1000}, \quad (13)$$

де m_{stat} – повна статична маса поїзда (т);
 i – ухил (%).

3 Визначення витрати енергії

Модель, вибрана для цього дослідження, орієнтована на часову область. Тому загальна необхідна потужність P_2 може бути розрахована як [13]:

$$P_2 = v F_{tot} \quad (14)$$

де v – швидкість руху поїзда (м/с); F_{tot} – сума опорів руху (дивись вище) (N).

На цій підставі, споживання енергії отримуємо шляхом інтегрування повної потужності, необхідної на увесь час руху [13]:

$$E = \int_0^t P_2 dt, \quad (15)$$

де t – час, витрачений на поїздку (с).

Для визначення повної потужності розглянемо основні режими руху ЕРС.

Різні режими руху потягу приведені нижче, на кривій руху потягу в залежності швидкості від часу, рис 3:

Потяг може перебувати в одному з шести різних режимів, заснованих на вихідній потужності та крутному моменті двигуна.

Сила тяги ЕРС, обмежена максимальною потужністю тягових двигунів і зчепленням коліс з рейками, визначається виразами:

$$F_d = \frac{3.6 P_2 \eta_{зп}}{v_{пс}}, \quad (16)$$

де $\eta_{зп}$ – ККД зубчастої передачі для тягових приводів з редукторним приводом складає величину 0,98, а для безредукторного приводу рівний 1;

P_2 – потужність на валу двигуна.

$$F_k' = 9810 \psi m_L, \quad (17)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою;

$$\psi = 0,28 + \frac{3}{50 + 20v} - 0,0007v. \quad (18)$$

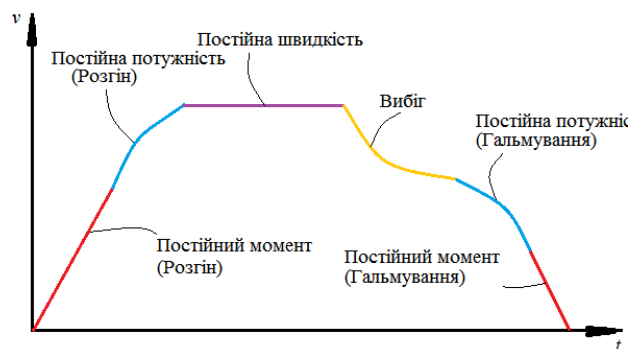


Рис. 3 – Режими руху потягу

Сила тяги на колесі в результаті визначається вираженням

$$F = \min(F_k', F_d). \quad (19)$$

Потужність на валу тягового двигуна визначається режимом його роботи і залежить від його електромагнітного моменту і частоти обертання

$$P_2 = \frac{M \cdot n}{9,55}, \quad (20)$$

де M – електромагнітний момент двигуна.

Електромагнітний момент двигуна залежить від режиму його роботи, частоти його обертання і температури. Оптимальні залежності електромагнітного моменту для різних типів ЕМП можна визначити із залежностей на основі методики зазначеної в [18].

Швидкість руху електропоїзда визначається з вираження

$$v_{пс} = \frac{3,6 \pi D_{кол} n}{60 \mu}, \quad (21)$$

де μ – передатне відношення редуктора ЕРС;

$D_{кол}$ – діаметр середньозношеного бандажа колісної пари ЕРС для моторного вагона електропоїзда 1,015 м.

Гальмівна сила, обмежена потужністю тягових двигунів і зчепленням колеса з рейкою, визначається з вираження (17)

$$F_z = \min(F_k', F_{гор}), \quad (22)$$

де $F_{гор}$ – гальмівна сила, що реалізовується в режимі рекуперативного гальмування:

$$F_{гор} = \frac{3.6 P_2}{v \eta_{зп}}. \quad (23)$$

Для електрорухомого складу з рекуперативним гальмуванням витрата електроенергії записується у вигляді наступного функціонала

$$E = n_{ЭП} \int_0^{T_n} \text{sign} \left(\frac{P_2}{\eta} \right) dt, \quad (24)$$

де $n_{ЭП}$ – кількість тягових двигунів ЕРС;
 T_n – час руху ЕРС;
 η – ККД електропривода,
 sign – функція, що визначає режим роботи приводу і визначається як

$$\text{sign} = \begin{cases} \{1; \text{режим тяги,} \\ 0, \text{ режим вибігу} \\ \text{та механічного гальмування} \\ -1; \text{ режим рекуперативного} \\ \text{гальмування} \end{cases}. \quad (25)$$

Для визначення переміщення ЕРС на ділянці шляху, рівняння (1) необхідно доповнити вираженням для лінійного переміщення x

$$\frac{dx}{dt} = v. \quad (26)$$

В результаті вираження (24) дозволяє визначати витрату енергії ЕРС залежно від режимів руху на підставі рішення диференціального рівняння руху (1) і (26) з урахуванням параметрів рухомого складу і шляху, визначуваного опором руху потягу.

Висновки. На підставі розробленої математичної моделі руху поїзду на ділянці колії встановлені залежності для визначення енергетичних показників електрорухомого складу: витрати енергії, сили тяги та опору, пройдений шлях. Введено поняття функції, що визначає режим роботи тягового приводу, яка значно спрощує розрахунки витрати енергії електрорухомим складом. Розглянуто різноманітні підходи до визначення складових опорів руху, що застосовуються, як вітчизняними так і закордонними фахівцями.

Список літератури:

1. Любарський Б. Г. Теоретичні основи для вибору та оцінки перспективних систем електромеханічного перетворення енергії електрорухомого складу. – Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.09. - «Електротранспорт». Національний технічний

- університет «Харківський політехнічний інститут». Харків, - 2014. 368с.
2. Любарский Б.Г. Выбор типа тягового электромеханического преобразователя энергии для пригородного электропоезда / Б.Г. Любарский // Вестник Белгородского государственного университета им. В.Г. Шухова – Белгород: РИЦ БГТУ им. В.Г. Шухова.– 2014. – № 3– С. 184–188
3. Любарский Б.Г. Определение рационального угла наклона кузова скоростного электропоезда с тяговым приводом на основе реактивного индукторного двигателя с аксиальным магнитным потоком / Б.Г. Любарский // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – 2014. – № 6(1049)– С. 118–123.
4. Правила тяговых расчетов поездной работы. – М.: Транспорт. 1985. - 287 с.
5. 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.
6. Киреев А.В. Разработка алгоритмов эффективного управления тяговым вентильно-индукторным электроприводом электропоезда. Дис. канд. техн. наук: 05.09.03– Новочеркасск, 2004. – 187 с.
7. Любарський Б.Г. Сили опору руху електрорухомого складу залізниць / Б.Г. Любарський, С.Ю. Червяков, М.М. Калужний // Вісник Національного технічного університету «ХПІ».–2012.– № 20. – С. 91-96. 81.
8. Розенфельд В.Е. Теория электрической тяги : учебник для вузов ж.-д. трансп. – 2-е изд., перераб. и доп. / В.Е. Розенфельд // – М.: Транспорт, 1983. 328с.
9. Любарский Б.Г. Оптимизация режимов работы тягового асинхронного привода / Б.Г. Любарский // Электрика. Курск– 2014 – №6 –С5–10.

References (transliterated)

1. Lyubarskiy B.G. Selezionare il tipo di convertitore di energia di trazione elettrica per i treni elettrici interregionali./ B.G. Lyubarskiy //Italian Science Review. 2014; 3(12). pp. 273-276.
2. Todorov E. Optimal control theory./ E. Todorov// Bayesian brain: Probabilistic approaches to neural coding. 2006. – PP 269-298.
3. Kappen H. J. Optimal control theory and the linear bellman equation./ Hilbert J. Kappen//Inference and Learning in Dynamic Models. 2011. – pp. 363-387.
4. Hoel L. A., Transportation Infrastructure Engineering: A Multi-Modal Integration./ L.A. Hoel, N.J. Garber, A.W. Sadek // Thomson Learning. 2008. – pp. 103-107.
5. Lindgreen E. Driving resistance from railroad trains. In Emission Estimating Methodology for Rail Transport, Department of Mechanical Engineering / E. Lindgreen, S.C. Sorenson, // Technical University of Denmark. 2005 pp. 1004-1008
6. Bernsteen S. A. The Interpretation of Train Rolling Resistance from Fundamental Mechanics. / S.A. Bernsteen, R.A. Uher, J.P. Romualdi //In IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 1A-19, no. 5, September/October 1983.
7. Al Helo Railway Engineering. Branch of Bridges and Highways Engineering 3rd stage, Department of Buildings and Construction Engineering, Iraq University of Technology.
8. Panagiotis Gkortzas Study on optimal trainmovement for minimum energy consumption / Gkortzas Panagiotis // School of Innovation, Design and Engineering 2010 – 82 pp.
9. Ding, Y. A Correction Model of Loaded Train's Grade Resistance Calculation. / Y. Ding, F. Zhou, Y. Bai, R. Li//School of Traffic and Transportation Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China. 2009 – 208 pp.

Надійшла (received) 17.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення енергетичних параметрів руху електрорухомого складу з асинхронним тяговим двигуном / О. М. Петренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 89–94. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Определение энергетических параметров движения электроподвижного состава с асинхронным тяговым двигателем / А. Н. Петренко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 № 5 (1227). – С. 89–94. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Determination of the energy parameters of electric rolling movement with asynchronous traction motor / O. M. Petrenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 89–94. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Петренко Олександр Миколайович - кандидат технічних наук, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, доцент кафедри електричного транспорту; тел.: +30956882716; e-mail: petersanya2007@mail.ru

Петренко Олександр Николаевич – кандидат технических наук, Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.Н. Бекетова, доцент кафедры электрического транспорта; тел.: +30956882716; e-mail: petersanya2007@mail.ru

Petrenko Oleksandr M. – Candidate of Technical Sciences, Kharkiv National University of Municipal Economy named O.M. Beketov, associate professor of electrical transport; тел.: +30956882716; e-mail: petersanya2007@mail.ru

**Ю. Б. ГУСЄВ, Р. І. ШЕЙЧЕНКО, Р. В. ГРАБОРОВ, М. О. БОНДАРЕНКО, А. Ю. ТАНЧЕНКО,
М. А. ТКАЧУК, А. В. НАБΟКОВ, Є. О. ЛУНЬОВ**

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ У ПРОЦЕСІ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ІННОВАЦІЙНИХ ВИРОБІВ.

Для обґрунтування технічних рішень при проектуванні інноваційних виробів розроблено метод лінеаризації поверхні відгуку. На цій основі обґрунтовуються такі технічні проектно-технологічні параметри, які забезпечують виконання умов міцності. Крім того, забезпечуються високі технічні характеристики виробів. Результати проілюстровані на прикладі крана-перевантажувача.

Ключові слова: важконавантажена великогабаритна машина, інноваційний виріб, напружено-деформований стан, тонкостінна машинобудівна конструкція, лінеаризація.

Для обоснования технических решений при проектировании инновационных изделий разработан метод линеаризации поверхности отклика. Используя данный метод, обосновываются такие технические проектно-технологические параметры, которые обеспечивают выполнение условий прочности. Кроме того, обеспечиваются высокие технические характеристики изделий. Результаты проиллюстрированы на примере крана-перевантажителя.

Ключевые слова: тяжело нагруженная крупногабаритная машина, инновационное изделие, напряженно-деформированное состояние, тонкостенная машиностроительная конструкция, линеаризация.

To justify the technical solutions during design of innovative products the method of response surface linearization is developed. Using this method, technical design and technological parameters, which provide compliance with strength conditions are justified. In addition, high technical characteristics of products are provided. The results are illustrated on crane-loader as example.

Keywords: heavy-loaded oversized machines, innovative product, stress-strain state, thin-walled engineering design, linearization.

Вступ. Для сучасного машинобудування характерними є декілька суперечливих тенденцій. По-перше, промисловість, транспорт та інші галузі сучасного реального сектора економіки потребують різкого підвищення технічних і тактико-технічних характеристик виробів машинобудівних підприємств. Це, природно, диктується технічним прогресом. По-друге, можливості машинобудівних підприємств у силу високої інерційності у цьому плані об'єктивно обмежені. І, по-третє, із міркувань безпеки виробів машинобудування при їх експлуатації існують певні обмеження, зокрема, на характеристики міцності їхніх елементів.

Як відповідь на такий стан, у машинобудуванні останнім часом укріплюється та набирає вагу тенденція до розробки інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій (ТСМБК). Цей підхід дає змогу переважно на існуючому обладнанні, із додержанням існуючих норм створювати такі технічні рішення, які набагато перевершують існуючі аналоги. Проте на заваді реалізації таких підходів стоїть недосконалість методів обґрунтування раціональних проектно-технологічних рішень. Справа в тому, що пряме безпосереднє застосування багатоваріантних розрахунків, наприклад для обґрунтування параметрів, які забезпечують певний рівень напружень, призводить до лавиноподібного зростання обсягу обчислень чи експериментів. Справа в тому, що таких варіюваних параметрів на етапі проектних досліджень виявляється забагато, і навіть частковий (далеко не повний) перебір варіантів та, відповідно, проведення досліджень, різко збільшує часові та ресурсні витрати. Проте ще більш ґрунтовним є обмеження, яке накладається наявністю не одного, а багатьох критеріїв та обмежень на проєктовані вироби. При цьому вони часто мають не тільки технічну, але й іншу природу.

Отже, потрібні різнопланові дослідження. Більш того, при цьому незастосовні традиційні оптимізаційні процедури. Що ще важливо, самі критерії та обмеження є нечіткими, змінними та плінними.

У таких умовах потребують розробки нові підходи, моделі та методи досліджень, які б дали змогу високоякісно та оперативно розв'язувати такі задачі стосовно інноваційних ТСМБК. Це складає мету та суть роботи.

Аналіз стану проблеми. На сьогодні склалася теоретична база розв'язання задач подібного типу. Так, на відміну від класичних робіт із оптимізації [1–3], пропонується орієнтуватися на метод узагальненого параметричного моделювання [4]. При його застосуванні як варіювані можуть виступати і традиційні числові параметри, і структури, і розподіли. Відповідно, цей метод адаптується до нечітких множин і варіюваних параметрів, і критеріїв, і обмежень. Крім того, він пристосований до розвитку стосовно різноманітних конструкцій. Це було здійснено, зокрема, у роботах [5–8] щодо тонкостінних конструкцій. У цих роботах продемонстровано, що при варіюванні товщин окремих елементів чутливість до зміни характеристик, зокрема, рівня напружень, можна лінеаризувати. Разом із тим, запропоновані у цих роботах підходи були в основному розповсюджені на задачі аналізу, а не на задачі синтезу.

Таким чином, у роботі ставиться за мету розширити запропоновані підходи на задачі обґрунтування проектно-технологічних параметрів ТСМБК. Зокрема, ілюстрація проводиться на прикладі великогабаритних кранів-перевантажувачів.

Постановка задач досліджень. На даний час у машинобудуванні велику питому вагу займають

важконавантажених великогабаритних машин (ВВМ), які призначені для виконання операцій протягом тривалого терміну експлуатації (десять років) зі збереженням навантажувальної здатності. До них можна віднести підйомально-транспортні машини, включені в технологічний ланцюжок різних виробництв, машини металургійного виробництва і виробництва будівельних матеріалів, гірничо-шахтове устаткування і тому подібне. При цьому металокопії машини, як правило, підлягає сумісній багаточисловій силовій дії, стоншуванню несучих елементів конструкцій унаслідок корозійного, хімічного або механічного зношування, а також зниженню механічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені елементи машин (далі в роботі цей комплекс чинників об'єднується під одним терміном „деградація властивостей”). Важливою обставиною є саме сумісний і взаємозв'язаний вплив цих чинників, які в літературі враховуються до теперішнього часу роздільно або за спрощеними методиками. У результаті при проектуванні машин даного класу як усталена практика враховуються міцність, жорсткість, навантажувальна здатність і довговічність, що визначаються за *початковим станом* конструкції. Проте спільний взаємозв'язаний вплив різних чинників і процесів порушує визначені у такий спосіб умови роботи машини, що насамперед позначається на розподілі напружень в основних елементах металокопії. У результаті проектується машина, що має необхідний розрахунковий ресурс і задану навантажувальну здатність у початковий момент експлуатації, може втратити ці властивості до призначеного граничного терміну експлуатації. Інший варіант розв'язання задачі – призначення надлишкового запасу міцності без повного всебічного врахування реальних умов роботи машини, що приводить до необґрунтовано завищеної її маси, підвищення енергоспоживання та зниження економічної ефективності від застосування спроектованої машини.

Таким чином, виникає протиріччя між потребами практики проектування широкого класу важконавантажених машин за критеріями забезпечення характеристик заданої навантажувальної здатності і довговічності, з одного боку, і обмеженими можливостями існуючих методів моделювання цих характеристик та визначення раціональних параметрів машин, що їх забезпечують, – з іншого. При цьому через специфіку (унікальність, одиничність або дрібносерійність) таких машин експериментальне дослідження і накопичення емпіричних даних та їх узагальнення обмежене. Ця обставина породжує *актуальну і важливу* для машинознавства і машинобудування задачу вдосконалення методів розрахунку важконавантажених великогабаритних машин за критеріями заданої навантажувальної здатності та довговічності з урахуванням сумісного впливу експлуатаційних навантажень і деградації властивостей на напружено-деформований стан (НДС) силових елементів металокопії, що

реалізуються у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СПМК), з акцентом на числове моделювання.

Метою роботи є вдосконалення методів розрахунку важконавантажених великогабаритних тонкостінних машинобудівних конструкцій за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності, які, на відміну від існуючих методик, враховують сумісний вплив на напружено-деформований стан навантажень та деградації властивостей силових елементів, а також реалізація цих методів у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу.

Для досягнення даної мети в роботі поставлені та розв'язані наступні **завдання**:

1. Вдосконалення підходів до розв'язання задачі розрахунку ВВМ з урахуванням спільного впливу напружено-деформованого стану і деградації властивостей силових елементів.

2. Розробка комплексної математичної моделі зв'язаних процесів і станів – напружено-деформованого стану та деградації властивостей силових елементів ВВМ.

3. Створення спеціалізованого програмно-модельного комплексу, що реалізовує запропоновані нові підходи, методи і математичні моделі для дослідження напружено-деформованого стану силових елементів ВВМ.

4. Моделювання з використанням розробленого СПМК напружено-деформованого стану силових елементів важконавантажених машин при дії комплексу експлуатаційних навантажень протягом всього терміну роботи та розробка рекомендацій щодо вибору конструктивних рішень і конструкційних параметрів, які забезпечують їх задану навантажувальну здатність та довговічність.

5. Експериментальні дослідження і впровадження результатів у виробництво.

Методи досліджень. При розв'язанні задачі забезпечення заданого залишкового ресурсу і навантажувальної здатності важконавантажених тонкостінних машинобудівних конструкцій з урахуванням сумісної дії силових чинників і деградації властивостей силових елементів основна складність полягає в тому, що і критерії, і обмеження на характеристики і параметри машини, і рівняння стану є зв'язаними. В результаті формально поставлена задача є надзвичайно громіздкою, а враховуючи, що на етапі проектування потрібно проведення багатоваріантних розрахунків, приходимо до ситуації «лавина параметрів + лавина чинників + лавина змінних», помноженої на кількість одиничних розв'язань задачі аналізу на кожному підетапі розв'язання. Таким чином, необхідно запропонувати новий підхід, який би враховував специфіку досліджуваних важконавантажених машин, фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації, особливо критеріальних вимог і обмежень. Саме завдяки цьому можна спростити задачу, розбивши її на декілька підзадач, що розв'язуються в певній послідовності.

Для досліджуваних машин характерними

особливостями фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації, є часові параметри, а саме:

1) процеси силового навантаження ВВМ, як правило, носять характер багатоциклових періодичних дій з характерним часом основного циклу – секунди, хвилини, години – з накладенням полігармонічних дій з іще меншим характерним часом;

2) процеси деградації властивостей силових елементів металоконструкції досліджуваних машин в основному визначаються корозійним або механічним зносом, при якому несуча здатність металоконструкції знижується за рахунок втрати поверхневих шарів (або втрати ними механічних властивостей основного матеріалу) і характерний час прояву наслідків яких – місяці і роки експлуатації;

3) деградація властивостей силових елементів, що викликана зниженням механічних властивостей матеріалу металоконструкції важконавантажених машин, в більшості випадків визначається, особливо для зварних конструкцій, багатоцикловою втомою при полічастотному характері прикладання навантажень, що викликають початок руйнування матеріалу при кількості циклів сотні тисяч і мільйони.

Таким чином, можна розділити „швидкі” і „повільні” процеси: поточний напружено-деформований стан металоконструкції можна розглядати при квазіпостійних параметрах деградації (досягнутих на момент робочого циклу навантажень), а в загальному випадку змінну дію напруженого стану на деградацію можна замінити деякою постійною інтегральною (за період робочого циклу).

Розглядається задача оптимального синтезу силових елементів важконавантажених машин. У просторі узагальнених параметрів P записуються рівняння стану:

$$L(u, P, f, t) = 0, \quad (1)$$

де L – оператор;

u – змінна стану;

f – зовнішня дія;

t – час.

Щодо цих параметрів P формулюється ряд цільових функцій I і обмежень:

$$I_K = I_K(P, H), \quad K = 1, n_K, \quad (2)$$

$$H_j = H_j(u) \geq H_j^*(u), \quad (3)$$

де H_j – елементи масиву H характеристик стану металоконструкції мостового перевантажувача (залежать від змінних стану u , що задовольняють рівнянню (1)).

Тоді формулюється задача визначення таких оптимальних P^* , що:

$$I(P^*) = \sum \gamma_K I_K(P^*) \rightarrow \min, \quad (4)$$

$$H_j(u(P^*)) \geq H_j^*(u(P^*)), \quad (5)$$

$$L(u, P^*, f, t) = 0, \quad (6)$$

де γ_K – деякі вагові коефіцієнти в комплексній цільовій функції.

Дана загальна формальна постановка приховує основну особливість задачі: рівняння стану (1), що визначає неявні залежності $u(P, f)$ і $H(u, f)$, є істотно нелінійними і складними. У зв'язку з цим потрібна розробка нових підходів до розв'язання даної задачі, оскільки пряме застосування традиційних постановок не враховує специфіки розв'язуваної задачі.

Розглянемо новий підхід до вирішення проблеми на конкретному прикладі ВВМ. Для розв'язання задач запропонований алгоритм, проілюстрований для випадку мостового перевантажувача. Доцільність застосування саме такого алгоритму зумовлена специфікою розв'язуваної задачі і конструкцією машини. Він складається з I-IV етапів (рис.1).

Дана загальна формальна постановка приховує основну особливість задачі: рівняння стану (1), що визначає неявні залежності $u(P, f)$ і $H(u, f)$, є істотно нелінійними і складними. У зв'язку з цим потрібна розробка нових підходів до розв'язання даної задачі, оскільки пряме застосування традиційних постановок не враховує специфіки розв'язуваної задачі.

Розглянемо новий підхід до вирішення проблеми на конкретному прикладі ВВМ. Для розв'язання задач запропонований алгоритм, проілюстрований для випадку мостового перевантажувача. Доцільність застосування саме такого алгоритму зумовлена специфікою розв'язуваної задачі і конструкцією машини. Він складається з I-IV етапів (рис.1).

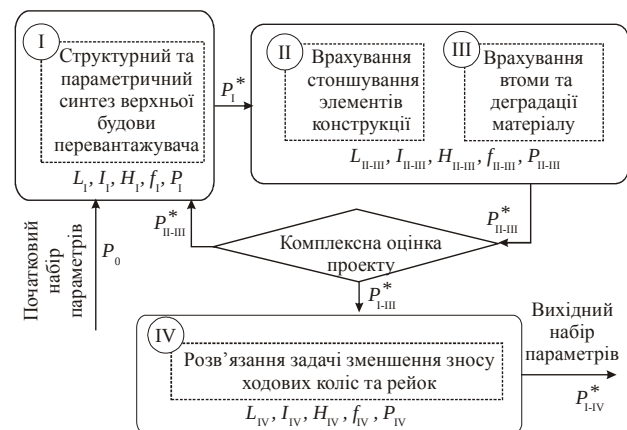


Рис. 1. – Алгоритм поетапного ітераційного розв'язання задачі синтезу ВВМ на основі комплексу критеріїв на прикладі перевантажувача

На етапі I проводиться проектування раціональної структури верхньої будови мостового перевантажувача, що забезпечує його низьку масу і задану навантажувальну здатність із заздалегідь визначеною чутливістю до зміни товщини листів металоконструкції і механічних властивостей матеріалу. На цьому етапі діє оператор теорії пружності для моделювання напружено-деформованого стану

$$L_I = L_I(u, f, P_I), \quad (7)$$

де u – вектор переміщень точок конструкції,

f – діючі навантаження,

P_I – масив узагальнених параметрів, що описують структуру верхньої будови, розміри, форму перетину і товщини його елементів;

$$I_I = m(P_I) \rightarrow \min, \quad (8)$$

$$H_I = \sigma_3^{\max}(u(P_I, f)) \leq [\sigma_3^*]_I, \quad (9)$$

де m – маса перевантажувача;

$\sigma_3^{\max}$ – максимальні еквівалентні напруження в конструкції,

$[\sigma_3^*]$ – допустимі напруження, що призначаються за критерієм міцності при дії багатоциклового навантаження.

При цьому окрім розв'язання задачі (7)-(9) визначається також чутливість критерію якості і обмеження до стоншування листів і погіршення механічних властивостей матеріалу (утворюють множину узагальнених параметрів P_{II-III}):

$$\lambda_1 = \partial I_I / \partial P_{II-III}; \quad \lambda_2 = \partial H_I / \partial P_{II-III}. \quad (10)$$

Отриманий варіант параметрів P_I^* є початковим при виборі проектних розв'язків на здвоєному етапі II-III. На цьому етапі розв'язується задача забезпечення залишкового ресурсу і навантажувальної здатності перевантажувача в кінці заданого технічним завданням терміну експлуатації з урахуванням одночасної дії чинників зносу і деградації матеріалу:

$$L_{II-III} = \{h_{II} = h_{II}(t, \sigma), [\sigma_3^*]_{III} = [\sigma_3^*]_{III}(f, t), \quad (11)$$

де h – масив, що визначає товщину листів несучих елементів конструкцій як функцію часу t і напруженого стану σ ;

$[\sigma_3^*]$ – допустимі напруження з урахуванням накопичення пошкоджень при дії сил f ;

$$I_{II-III} = I_I + \lambda_1 \cdot \Delta h_{II} \rightarrow \min, \quad (12)$$

$$H_{II-III} = H_I + \lambda_2 \Delta[\sigma_3^*]_{III} \leq [\sigma_3^*]_{II-III}, \quad (13)$$

де Δh – зміна товщини листів;

$\Delta[\sigma_3^*]_{III}$ – зміна механічних властивостей матеріалу.

Основна особливість задачі (зв'язаність процесів, чинників, критеріїв і обмежень) при цьому зберігається, проте в першому наближенні нелінійні залежності I_{II-III} і H_{II-III} від параметрів P_{II-III} замінюються лінеаризованими співвідношеннями (12), (13). При цьому потрібно відзначити, що припустима похибка апроксимації (12), (13) усувається в результаті ітераційного процесу уточнення якості проекту (ланцюжок II, III-I). В результаті застосування критеріїв оцінки зміни самого проекту ε_1 , цільових функцій ε_2 та обмежень ε_3

$$\varepsilon_1 = P_{II-III}^* - P_{I-III}^* / \|P_{II-III}^*\| \leq \delta_1, \quad (14)$$

$$\varepsilon_2 = I_{II-III}^* - I_{I-III}^* / \|I_{II-III}^*\| \leq \delta_2, \quad (15)$$

$$\varepsilon_3 = H_{II-III}^* - H_{I-III}^* / \|H_{II-III}^*\| \leq \delta_3, \quad (16)$$

де $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – відповідні обмеження,

$\|*\|$ – деяка норма, встановлюється або необхідність повторення циклу I-II, III, або можливість виконання наступного етапу синтезу IV (див. рис. 1).

Оскільки етап IV є досить ізольованим етапом синтезу, на якому розв'язується частинна задача (наприклад, в разі мостового перевантажувача, – зменшення зносу ходових коліс грейферного візка і рейок), то додаткового зворотного зв'язку (як раніше в ланцюжку I-II, III) тут не передбачається, і отримуваний набір параметрів P_{I-IV}^* є остаточним. На етапі IV задача формулюється таким чином:

$$L_{IV} = L_{IV}(f, P_{IV}), \quad (17)$$

де L_{IV} – операторний запис розмірного зносу g ходових коліс і рейок при дії експлуатаційних сил f ;

$$I_{IV} = g(P_{IV}) \rightarrow \min, \quad (18)$$

$$H_{IV} = T(g) \geq T_{IV}^*, \quad (19)$$

де T – безремонтний термін служби ходових коліс грейферного візка,

T_{IV}^* – обмеження на безремонтний термін служби.

В результаті запропонованого поетапного ітераційного процесу послідовного синтезу машини за комплексом критеріїв і обмежень отримується комплекс рекомендацій щодо вибору конструктивних схем та параметрів її силових елементів. При цьому всі виконувані етапи об'єднані в єдиному циклі досліджень, які поєднують на основі узагальненого параметричного опису різноманітні фізико-механічні процеси, що протікають при експлуатації перевантажувача, з урахуванням різних критеріїв та обмежень.

Розрахункові схеми, моделі та програмний комплекс. На прикладі мостових перевантажувачів для визначення умов експлуатації були проведені розрахунково-експериментальні обстеження великої кількості силових елементів машин методами акустоемісії, товщинометрії і електротензометрії. Визначені найбільш відповідальні і навантажені елементи, схильні до корозійного зносу: шпренгельна система і основна балка мають максимальний знос 0,2-1,0% товщини за рік. На основі отриманих результатів була побудована математична модель, що поєднує опис НДС і деградації силових елементів [9-11]:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (20)$$

$$\sigma_{ij,j} + f_i = 0,$$

$$2\varepsilon_{ij} = u_{i,j} + u_{j,i},$$

$$h = h(t, n, P), \quad (21)$$

$$[\sigma] = [\sigma](t, n, P). \quad (22)$$

Рівняння (20) описують НДС ($\sigma_{ij}, C_{ijkl}, \varepsilon_{kl}, f_i, u_i$ – напруження, пружні константи, деформації, навантажуючі сили та переміщення відповідно), рівняння (21) – функцію зменшення товщини h , а (22) – залежність $[\sigma]$ механічних властивостей від кількості циклів навантаження, напружень та інших узагальнених параметрів.

Розрахункові схеми для даного випадку представлені на рис. 2. Співвідношення (20-22) у єдиній моделі поєднують задачі дослідження НДС, зношування і деградації властивостей матеріалу.

Запропонований новий підхід, алгоритм і математична модель, реалізовані у роботі (див. вище) у вигляді спеціалізованого програмно-моделювального комплексу для моделювання НДС силових елементів ВВМ на прикладі металокопструкції мостового перевантажувача. СПМК призначений для розв'язання задачі обґрунтування конструктивних схем і параметрів з урахуванням множини варіюваних критеріїв і обмежень. Базові співвідношення для вибору і обґрунтування проектних схем і конструктивних параметрів наведені вище. Там же виділені окремі задачі досліджень: 1) структурний і параметричний синтез верхньої будови мостового перевантажувача; 2, 3) врахування впливу деградації елементів металокопструкції перевантажувача на його залишковий ресурс; 4) частинні задачі, що не впливають на 1)-3).

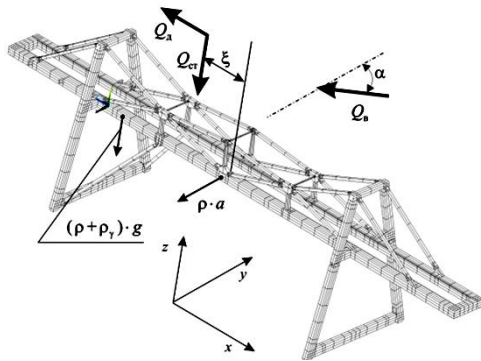


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення НДС ВВМ на прикладі металокопструкції мостового перевантажувача. Складові діючого навантаження:

$Q_{ст}, Q_d$ – статична та динамічна складові від дії грейферного візка з вантажем (ξ – координата положення візка відносно центру прольоту); $(p + p_\gamma) \cdot g$ – розподілене вагове навантаження від власне металокопструкції (густина ρ) та обледеніння (умовна густина ρ_γ); $\rho \cdot a$ – сили інерції; Q_b – вітрове навантаження (залежить від напрямку вітру – кут α – та його швидкості)

Для числового моделювання реакції перевантажувачів на різні зовнішні дії при варіюванні параметрів, схем, критеріїв і обмежень використовуються параметризовані геометричні і

скінченно-елементні моделі. Верифікація цих моделей проведена шляхом порівняння результатів розрахунку НДС в системі ANSYS з результатами, отриманими раніше в програмному комплексі Ліра.

Для управління множиною моделей, тобто для їх перебудови при зміні деяких узагальнених параметрів, а також для визначення характеристик стану з баз даних отримуваних результатів створюється спеціалізована система „ПЕРЕВАНТАЖУВАЧ”.

Схема роботи цієї системи представлена на рис. 3. Як наголошувалося, кожен елемент металокопструкції є запараметризованим. Це досягається на основі узагальненого параметричного опису і спеціалізованих модулів, що його реалізують (див. рис. 3).

Тестові моделі представлені на рис. 4. Пробні розрахунки, проведені в комплексах Ліра і ANSYS, дозволили встановити параметри просторових скінченно-елементних моделей, які забезпечують відносну похибку обчислень за максимальними напруженнями на рівні до 9% (рис.5, табл.1). Варто зазначити, що локальні неузгодження розподілів напружень можна пояснити різними типами скінченних елементів, що застосовувалися (стержневі – Ліра, пластинчасті – ANSYS).

Таким чином, можна зробити висновок, що створений багатофункціональний, автоматизований і точний інструмент розв'язання поставленої в роботі задачі, що дозволяє надалі перейти до розв'язання конкретних прикладних задач.



Рис. 3 – Схема роботи спеціалізованої системи аналізу НДС і синтезу параметрів мостового перевантажувача

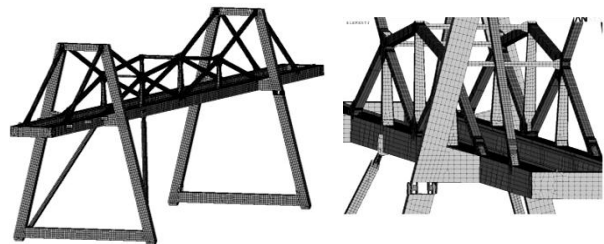


Рис. 4 – Тестові скінченно-елементні моделі мостового перевантажувача

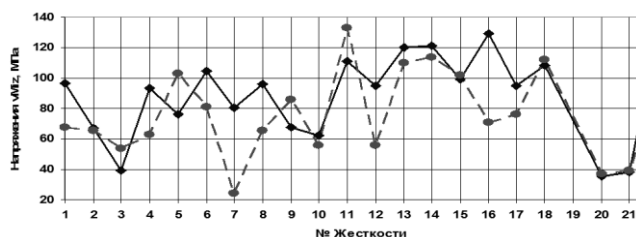


Рис. 5 – Порівняльні розподіли напружень в структурних елементах мостового перевантажувача, отримані в програмних комплексах Lira та ANSYS:
—●— Lira; — — — — ANSYS

Таблиця 1 – Порівняльні інтегральні характеристики НДС, отримані в програмних комплексах Lira та ANSYS

Програмний продукт	Прогин, мм	Еквівалентні напруження, МПа
LIRA	64	129
ANSYS	58	133

Результати досліджень. Відповідно до розробленого загального підходу, комплексної математичної моделі і з використанням створеного спеціалізованого програмно-моделювального комплексу був проведений розрахунок параметрів важконавантажених машин (на прикладі мостового грейферного перевантажувача) за критеріями забезпечення заданого залишкового ресурсу і навантажувальної здатності протягом всього терміну експлуатації. Відповідно розв'язані задачі оптимізації структури і параметрів верхньої будови мостового перевантажувача за критеріями зниження маси металоконструкції і обмеження напружень, визначений вплив стоншування унаслідок корозійного зносу на залишковий ресурс і навантажувальну здатність, за результатами чого розроблені рекомендації щодо вибору раціональних конструктивних схем і параметрів мостового перевантажувача ПМГ-20 вантажопідйомністю 20 т (200 кН) конструкції ВАТ „ГСКТИ”.

Зокрема, проведена структурна і параметрична оптимізація верхньої будови перевантажувача. Структурна оптимізація в даному випадку стосується установки додаткових розкосів. Як видно з рис. 6 та 7, порівняно з прототипом (базова конструкція-аналог перевантажувач німецької фірми TAKRAF) введення додаткових розкосів ненабагато збільшує загальну масу шпренгельної системи (на 16 тон, тобто близько 4 %), проте приводить до істотного перерозподілу напружень у бік зменшення їх рівня (на 40 МПа, близько 27 %) і підвищення жорсткості конструкції (до 50% на консолях). Це свідчить на користь застосування запропонованого нового варіанту верхньої будови.

Для даного раціонального варіанту інноваційної конструкції проведена також параметрична оптимізація верхньої будови перевантажувача. За рахунок перерозподілу матеріалу з балки в шпренгельну систему (на 20%) досягається зниження напружень в балці на 10%, а при подальшому конструктивному полегшенні балки напруження зростають (рис. 8).

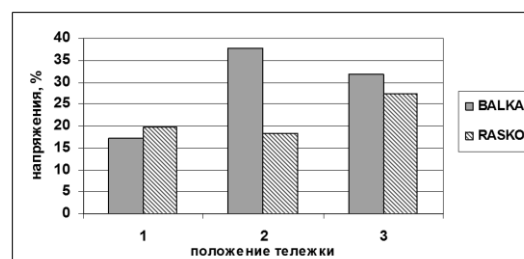
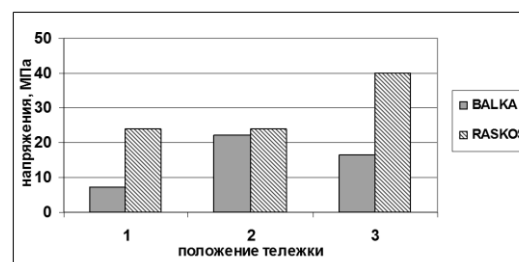
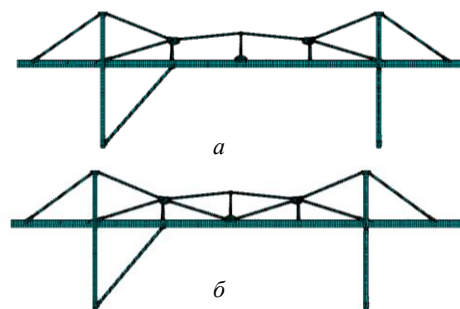


Рис. 6 – Порівняння шпренгельних систем та зменшення максимальних напружень (при трьох положеннях візка, див. рис. 7) в балці (BALKKA) та шпренгельній системі (RASKOS):

а – прототип; б – модель, що пропонується;
в – абсолютні напруження; г – відносні напруження

При цьому витримується постійна маса M верхньої будови: $M = \gamma_b S_b + \gamma_{sh} S_{sh} = const$ (коефіцієнти γ_b, γ_{sh} відповідно визначають питому частку товщини елементів основної балки та шпренгельної системи з площами S_b, S_{sh} при варіюванні γ_b, γ_{sh}). Характер розподілу напружень свідчить про наявність оптимального варіанту в районі $\gamma_b \in [-0.25; 0.1]$. Таким чином, обґрунтовується правомірність постановки та доцільність розв'язання задачі вибору оптимального набору (γ_b, M) для такого типу машин.

Отримані параметри і рекомендовані для раціонального проекту мостового перевантажувача (рис. 9 – схема верхньої будови). Він був досліджений на дію локального і глобального зносу елементів металоконструкції. На рис. 10 представлені графіки, що характеризують вплив локального зношення елементів конструкції – секцій балки і розкосів шпренгельної системи, що у свою чергу дозволяє оцінити їх ступінь впливу на інтегральну картину НДС при складному змінному навантаженні.

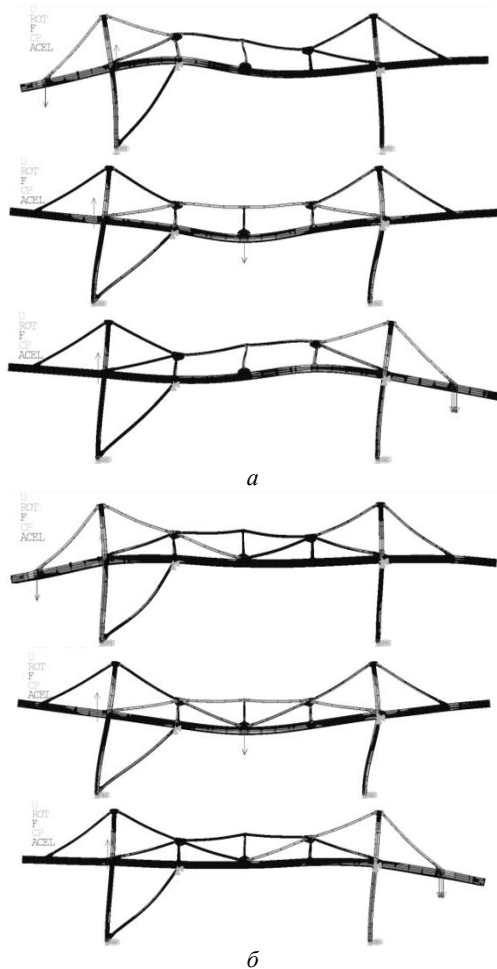
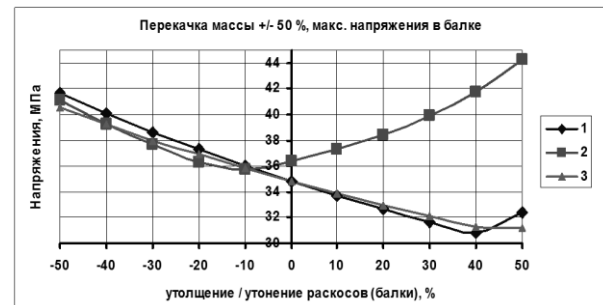
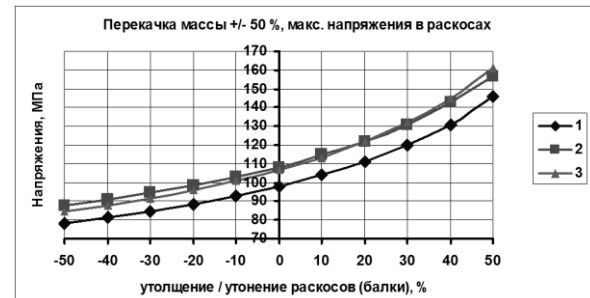


Рис. 7 – Порівняльні результати розрахунку НДС при положенні грейферного візка на жорсткій консолі, в середині прольоту та на консолі з боку гнучкої опори: *а* – прототипу; *б* – моделі, що пропонується.

На рис. 11, 12 представлені відхилення максимальних напружень у досліджуваних елементах порівняно з „незношеним” базовим навантаженням (три характерні положення в сукупності з вітровими, сніговими та інерційними навантаженнями) – *глобальне* зношення. Видно, що локальне стоншування секцій балки дуже слабо позначається на НДС шпренгельної системи: збільшення максимальних напружень у ній не перевищує 3%. У свою чергу, глобальне стоншування всіх елементів перевантажувача відчутно позначається на його НДС (див. рис. 12): збільшення максимальних напружень сягає 20-30%. Характерним є приблизно лінійна залежність напружень від зношення, що дає змогу спрогнозувати зміну напружень не тільки при малих (до 3-5%), але й при високих ступенях зносу (до 30%), за лінійними залежностями. Це дуже спрощує в даному випадку розв’язання оберненої задачі – визначення параметрів початкової конструкції, що забезпечують задану навантажувальну здатність в кінці терміну експлуатації.



а



б

Рис. 8 – Зміна максимальних напружень в балці (*а*) та раскосах (*б*) при перерозподілі маси між шпренгельною системою та балкою:
1 – візок на ремонтній консолі, 2 – візок в центрі прольоту, 3 – візок на консолі за шарнірною опорою

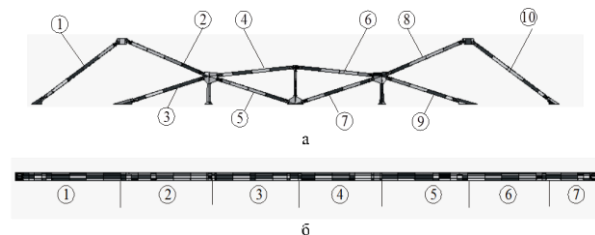
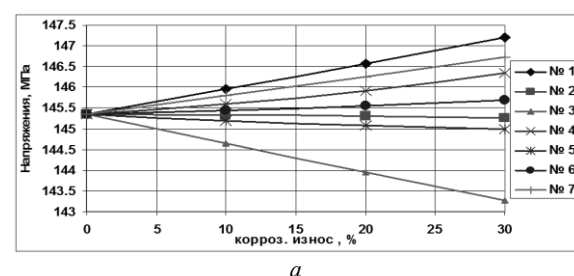
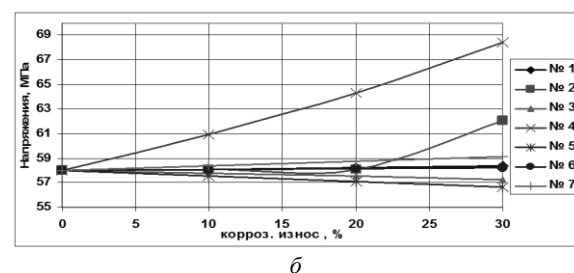


Рис.9 – Схема верхньої будови перевантажувача:
а – шпренгельная система; *б* – балка



а



б

Рис. 10. Зміна максимальних напружень в шпренгельній системі (*а*) і балці (*б*) при локальному стоншуванні кожної секції балки № 1 - 7 (візок в центрі прольоту)

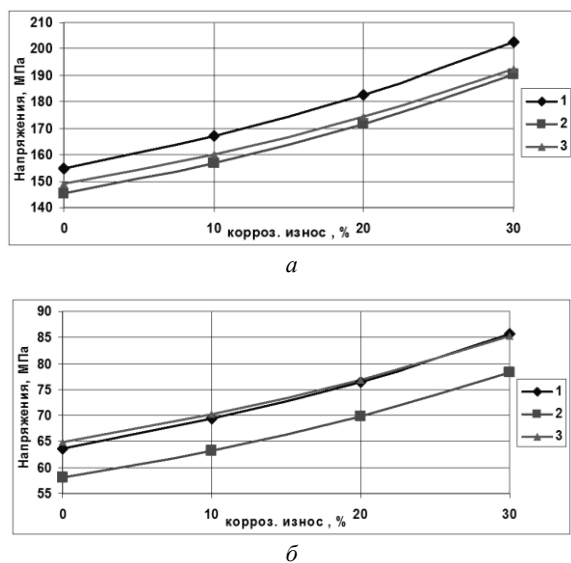


Рис. 11. Збільшення максимальних напружень у шпренгельній системі (а) та балці (б) при глобальному зменшенні товщини всіх елементів перевантажувача для 3-х варіантів положення візка (див. рис.8)

Аналіз результатів. Аналіз результатів дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції перевантажувача дає можливість запропонувати наступні рекомендації по створенню раціональної конструкції ПМГ-20.

1. Як показують результати порівняльних розрахунків, шпренгельна система здійснює сильний вплив на навантажувальну здатність мостового перевантажувача; при цьому введення двох

додаткових розкосів збільшує на 27% навантажувальну здатність, а сама шпренгельна система рекомендована для проєктованого мостового перевантажувача ПМГ-20.

2. Перерозподіл маси верхньої будови на користь шпренгельної системи при одночасному стоншуванні стінок основної балки дає ефект збільшення несучої здатності: при перерозподілі 20% маси балки в шпренгельну систему навантажувальна здатність збільшується на 10%.

3. Локальне стоншування окремих секцій основної балки унаслідок корозійного зносу (на 20-30%) приводить до неістотного (на 3-5%) зменшення навантажувальної здатності мостового перевантажувача в цілому.

4. Стоншування елементів шпренгельної системи при одночасній рівномірній корозії її елементів і основної балки на 20% приводить до втрати навантажувальної здатності ПМГ-20 на 12-18%, що дає первинну оцінку для маси початкового варіанту конструкції мостового перевантажувача, яке забезпечує збереження навантажувальної здатності протягом 25 років, в 336т.

5. При збільшенні терміну експлуатації понад 25 років унаслідок деградації властивостей силових елементів навантажувальна здатність металоконструкції знижується (на 20-30%). Таким чином, через 25 років експлуатації потрібне обов'язкове (наприклад, до 30 років) обстеження технічного стану з визначенням фактичного стану матеріалу і корекції прогнозованого ресурсу та навантажувальної здатності.

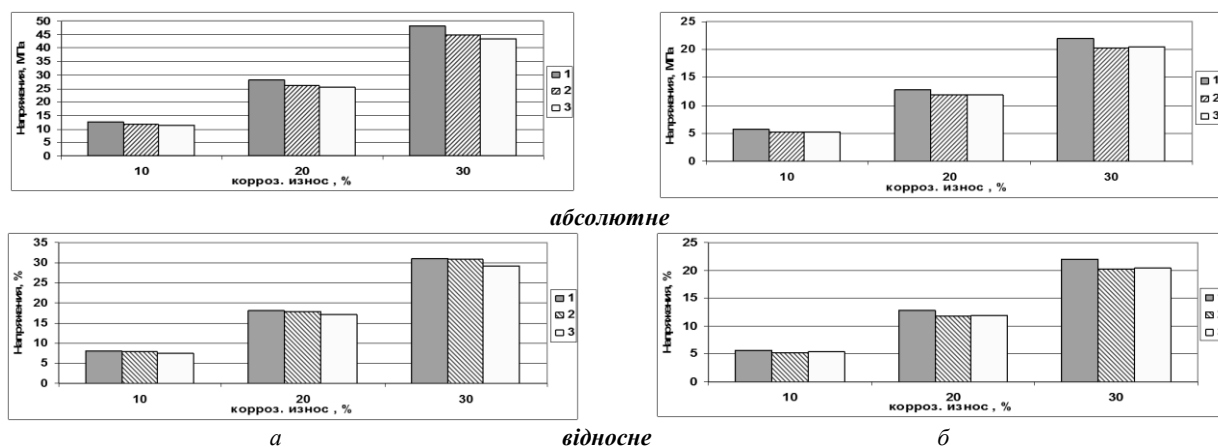


Рис. 12. Збільшення максимальних напружень у шпренгельній системі (а) та балці (б) при глобальному зменшенні товщини всіх елементів перевантажувача для 3-х варіантів положення візка (див. рис.7)

Таким чином, розроблені на основі багатоваріантних досліджень рекомендації дозволили створити конструкцію перевантажувача мостового грейфера ПМГ-20, який забезпечить зниження маси верхньої будови на 15% при одночасному збереженні навантажувальної здатності машини протягом 25 років

(необхідний за технічним завданням термін експлуатації) і ступеня корозійного зносу основних елементів металоконструкції до 20%. Картини розподілу компонентів НДС для такого перевантажувача наведені на рис. 13.

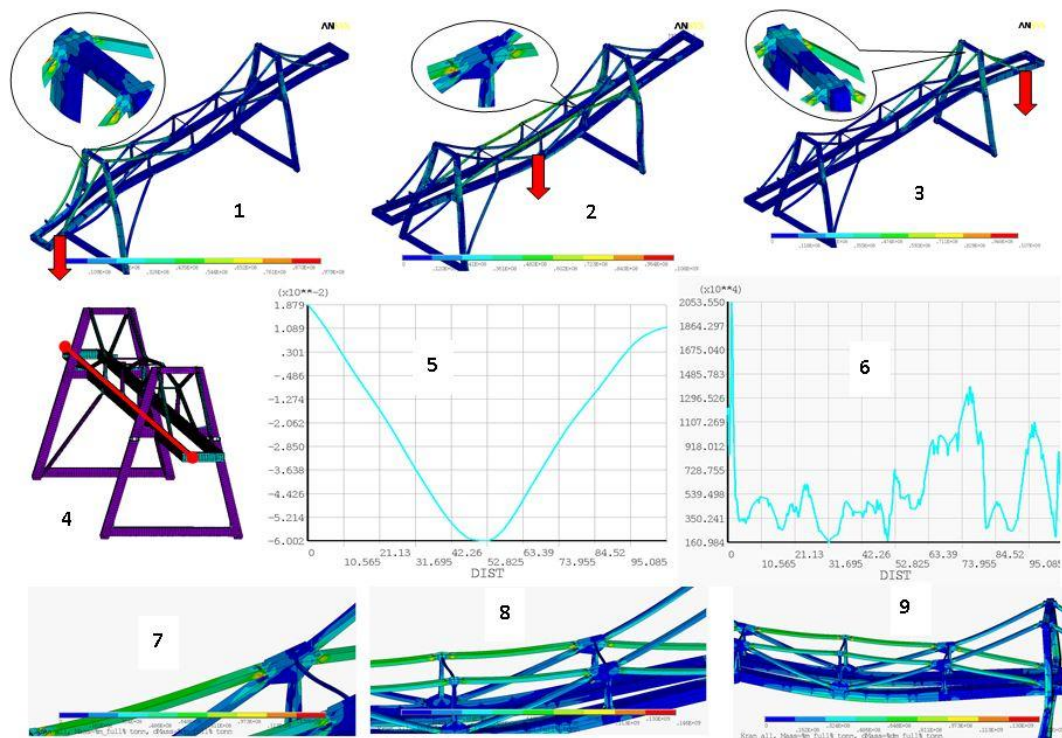


Рис. 13. Розподіл компонентів НДС у шпунгельній системі та балці перевантажувача при різних розташуваннях візка: 1 – на ремонтній консолі, 2 – в центрі прольоту, 3 – за шарнірною опорою; 4 – відрізок шляху на балці для побудови епюр, 5 – епюра переміщення (м), 6 – епюра напружень (МПа); 7–9 – картини розподілу напружень з різним наближенням-віддаленням точки зору

Також було розв'язано задачу усунення понаднормативного зношування коліс грейферного візка. Ця частинна задача розв'язана на основі розрахунково-експериментальних досліджень шляхом застосування конічних коліс замість циліндричних та застосуванням додаткових горизонтальних фіксуючих роликів. Цим досягнуто зниження зношування внаслідок усунення неточності установки візка в плані, зменшення взаємного перекосу коліс та ослаблення впливу нерівномірності ширини колії. За рахунок цього термін служби коліс збільшено в 5-7 разів.

Експериментальні дослідження. Отримані результати і рекомендації потребували експериментальної перевірки, яка проведена на прикладі аналогічної конструкції і описана нижче. В табл. 2 зведені результати спрогнозованих напружень при реальній картині стоншування перевантажувача вантажопідйомністю 16 т, а на рис. 14 – картини напружень в елементах металоконструкції. Видно, що похибка не перевищує 7-9%. Це дало підставу запропоновані в роботі рекомендації покласти в основу проектування сімейства конструкцій мостових перевантажувачів за замовленнями підприємств різних галузей промисловості. Зокрема, на рис. 15 показаний перевантажувач ПМГ-20 вантажопідйомністю 20т, спроектований і виготовлений в ВАТ „ГСКТР” і МЗТМ (Азовмаш) для Алевського металургійного комбінату. Дана технологічна машина здійснює перевалювання вугілля, будучи основою технологічного циклу коксового виробництва вже

впродовж 10 років безвідмовної роботи. Навантажувальна здатність ПМГ-20 зберігається протягом 25 років при граничному зносі 20% стінок металоконструкції зі сталі 09Г2С. Досягнута економія металу 27т порівняно з початковим варіантом. Деякі технічні характеристики наведені в табл.3.

Економічний ефект від впровадження результатів роботи досягнуто за рахунок зменшення термінів проектування перевантажувача ПМГ-20, а також підвищення його навантажувальної здатності (і продуктивності) на 25% порівняно з аналогами. Запропоновані підходи, моделі, алгоритми, реалізовані у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу, а також результати досліджень можуть бути використані для синтезу широкого спектру важконавантажених інноваційних машин та споруд за критеріями збереження навантажувальної здатності, міцності, жорсткості, маси з урахуванням деградації властивостей силових елементів. Економічний ефект від впровадження результатів роботи досягнуто за рахунок зменшення термінів проектування перевантажувача ПМГ-20, а також підвищення його навантажувальної здатності (і продуктивності) на 25% порівняно з аналогами. Запропоновані підходи, моделі, алгоритми, реалізовані у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу, а також результати досліджень можуть бути використані для синтезу широкого спектру важконавантажених інноваційних машин та споруд за критеріями збереження навантажувальної здатності, міцності, жорсткості, маси з урахуванням деградації властивостей силових елементів.

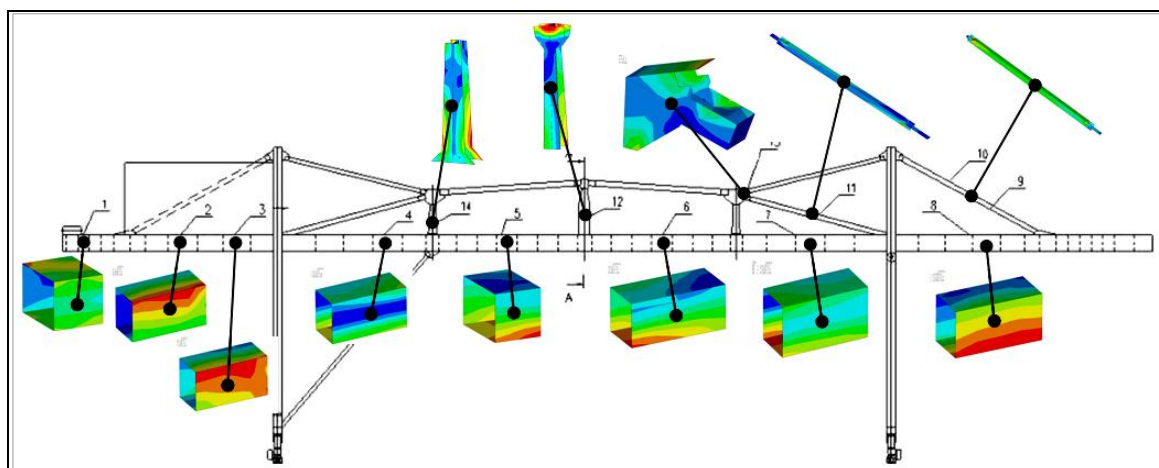


Рис. 14. Розподіл напружень в елементах металоконструкції перевантажувача

Таблиця 2 – Напруження в досліджуваних відсіках балки для трьох варіантів навантаження – 8, 16 та 20 тон та різниця між розрахунковими (МСЕ) та експериментальними (електротензометрія) даними

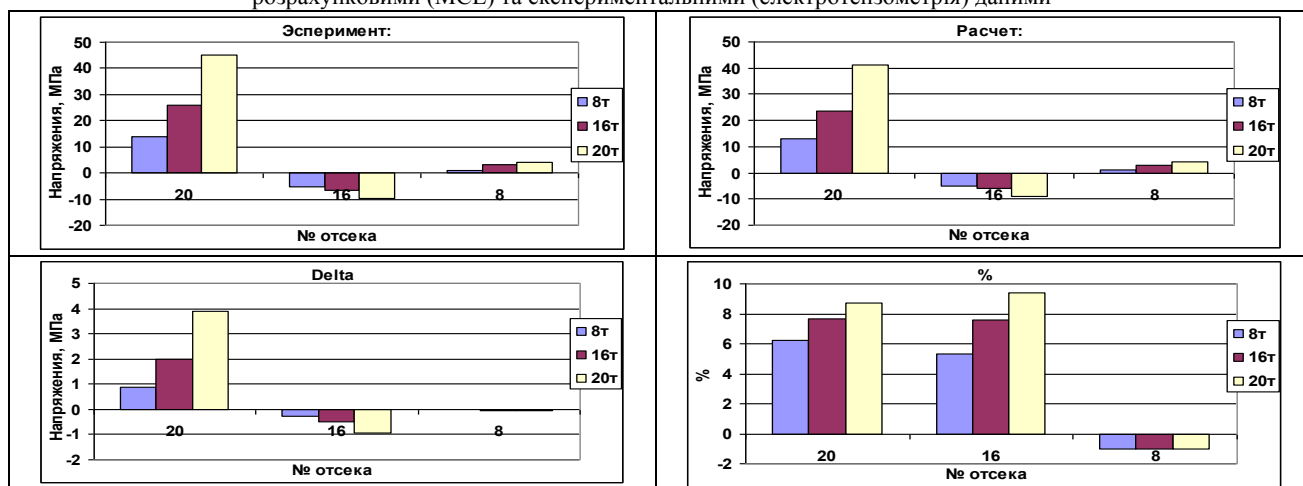


Рис. 15. Перевантажувач ПМГ-20

Таблиця 3 – Технічні характеристики перевантажувача ПМГ-20

№	ТХ	Значення	№	ТХ	Значення
1	Продуктивність, т/год	600	3	Висота підйому, м	15
2	Вантажопідйомність, т (кН)	20 (200)	4	Прольот, м	60

Висновки.

1. У роботі отримали подальший розвиток методи розрахунку важконавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення

заданої довговічності та навантажувальної здатності шляхом розробки спеціалізованого програмно-модельного комплексу для моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей силових елементів машин з метою обґрунтування структури і параметрів машин, що в сукупності є новим розв'язанням актуальної та важливої для виробництва та машинознавства науково-технічної задачі.

2. У роботі обґрунтована доцільність і показані шляхи декомпозиції початкового складного і громіздкого завдання синтезу машини на менш складні підзадачі структурної і параметричної оптимізації початкового варіанту проектованої машини, етапи уточнення поточного варіанту на основі лінеаризованих критеріїв і обмежень, а також подальшого розв'язання (після завершення цього процесу) частинних задач, слабо із ним зв'язаних.

3. Із залученням математичного апарату теорії пружності, теорії зношування та опору матеріалів створена єдина комплексна математична модель для моделювання НДС та деградації властивостей елементів металоконструкції важконавантажених машин, що

принципово відрізняє її від традиційних частинних моделей, які розглядають ці процеси роздільно.

4. На основі розробленої математичної моделі створений спеціалізований програмно-моделний комплекс (СПМК), що дає змогу розв'язувати задачі синтезу за критеріями збереження навантажувальної здатності і залишкового ресурсу важконавантажених машин за станом не тільки на початковий момент (як при традиційному підході), а наперед заданий з урахуванням необхідного терміну і умов експлуатації. На прикладі розрахунку перевантажувача вантажопідйомністю 200кн показано, що неврахування деградації властивостей силових елементів приводить до 20%-ї похибки при визначенні напружено-деформованого стану за традиційною методикою.

5. На основі порівняльного аналізу розподілу компонент напружено-деформованого стану елементів машин, отриманих в різних програмних комплексах в ході багатоваріантних розрахунків, а також результатів експериментальних досліджень методом електротензометрії та товщинометрії натурних зразків виробів, що знаходяться в експлуатації, показано, що похибка моделювання із застосуванням створеного програмно-моделного комплексу не перевищує 10%.

6. За допомогою розробленого СПМК в роботі обгрунтовано раціональний вибір структури і параметрів ВВМ (на прикладі мостового перевантажувача) із забезпеченням заданої навантажувальної здатності та довговічності з урахуванням деградації властивостей силових елементів машини. Отримані результати покладені в основу розробленого у ВАТ «Азовмаш» проекту та виготовлення перевантажувача ПМГ-20.

7. За рахунок обгрунтованих у роботі раціональної схеми та товщини силових елементів перевантажувача забезпечено зниження маси – на 10% та зменшення максимальних напружень – на 10% при одночасному збільшенні вантажопідйомності та продуктивності на 20%, довговічності – на 25% з гарантованим терміном експлуатації протягом 25 років.

Запропонований в роботі метод досліджень у подальшому придатний для розрахунку широкого класу інноваційних конструкцій важконавантажених великогабаритних машин та може бути застосованим в НДІ, КБ та на машинобудівних підприємствах України.

Список литературы

1. Седж Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы / Седж Ж. – М.: Мир, 1973. – 244 с.
2. Полак Э. Численные методы оптимизации / Полак Э. – М.: Мир, 1974. – 147 с.
3. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Химмельблау Д. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
4. 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. – 2006. – №1. – С.57–79.

5. Гусев Ю.Б. Общий подход к обеспечению долговечности, работоспособности и нагрузочной способности мостовых перегружателей // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 3/1 (33). – С.39–45.
6. Грабовский А.В. Влияние варьируемых инерционно-жесткостных параметров на характеристики динамических многомассовых систем / А.В. Грабовский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – №12 (1184). – С. 17–22. – doi:10.20998/2413-4295.2016.12.03.
7. Грабовський А. В. Забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень / А. В. Грабовський, А. Ю. Васильєв, М. М. Ткачук, А. Ю. Танченко, О. В. Мартиненко, Д. В. Киричук, С. В. Борисенко, О. І. Касай // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – №18 (1190). – С. 22–29. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.04.
8. Ткачук М.А. Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин на основі комп'ютерного моделювання / М.А. Ткачук, О.І. Шейко, А.В. Набоков, А.В. Грабовський, О.В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – №39 (1211). – С. 102-106.
9. Лурье А.И. Теория упругости / Лурье А.И. – М.: Наука, 1970. – 940 с.
10. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / Васидзу К. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
11. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела / Работнов Ю.Н. – М.: Наука, 1988. – 712 с.

References (transliterated)

1. Sea Zh. Optimizatsiya. Teoriya i algoritmy [Optimization. Theory and Algorithms]. Moscow: Mir, 1973. 244 p.
2. Polak E. Chislennyye metody optimizatsii [Numerical optimization methods]. Moscow: Mir, 1974. 147 p.
3. Himmelblau D. Prikladnoe nelineynoe programmirovaniye [Applied nonlinear programming]. Moscow: Mir, 1975. 534 p.
4. Tkachuk N.A., Gritsenko G.D., Chepurnoy A.D., Orlov E.A., Tkachuk N.N. Konechno-elementnyye modeli elementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya [Finite element models of complex mechanical systems elements: technology of automated generation and parameterized descriptions] [Mekhanika ta mashinobuduvannya. [Mechanics and Mechanical Engineering]. Kharkov: NTU «KhPI». 2006.no.1, pp.57–79.
5. Gusev Yu.B. Obschiy podhod k obespecheniyu dolgovechnosti, rabotosposobnosti i nagruzochnoy sposobnosti mostovykh peregruzhateley [General approach to providing durability, performance and load-carrying capacity of bridge cranes] // Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy [Eastern European advanced technology journal], 2008. no. 3/1 (33). pp. 39–45.
6. Grabovskiy A.V. Vliyaniye variruemykh inertsionno-zhestkostnykh parametrov na harakteristiki dinamicheskikh mnogomassovykh sistem [Effect of variable inertia, stiffness parameters on characteristics of dynamic multibody systems] [Vysnik NTU «KhPI». Seriya: Novi rishennya v suchasniy tekhnologiyah [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: New solutions in modern technologies]. Kharkov, 2016. no. 12 (1184). pp. 17–22. doi:10.20998/2413-4295.2016.12.03.
7. Grabovskiy A. V., Vasilev A. Yu., Tkachuk M. M., Tanchenko A. Yu., Martinenko O. V., Kirichuk D. V., Borisenko S. V., Kasay O. I. Zabezpechennya taktiko-tehnichnih harakteristik viyskovykh gusenichnykh i kolisnykh mashin na etapi proektnykh doslidzhen [Vysnik NTU «KhPI». Seriya: Novi rishennya v suchasniy tekhnologiyah. [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: New solutions in modern technologies]. Kharkov, 2016. no. 18(1190). pp. 22–29. doi:10.20998/2413-4295.2016.18.04.
8. Tkachuk M.A., Sheyko O.I., Nabokov A.V., Grabovskiy A.V., Litvinenko O.V. Teoretichni osnovi ta praktika proektno-tehnologichnogo zabezpechennya taktiko-tehnichnih harakteristik boyovykh bronovaniy mashin na osnovi komp'yuternogo

modelyuvannya [The theoretical basis and practice of design and technological support tactical and technical characteristics of armored combat vehicles based on computer modeling] *Visnik NTU "HPI". Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR*. [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Mechanical Engineering and CAD]. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. no. 39 (1211). pp. 102-106.

9. *Lure A.I. Teoriya uprugosti [Theory of elasticity]*. Moscow: Nauka, 1970. 940 p.
10. *Vasidzu K. Variatsionnyie metody v teorii uprugosti i plastichnosti [Variational methods in theory of elasticity and plasticity]* Moscow: Mir, 1987. 542 p.
11. *Rabotnov Yu.N. Mehanika deformiruemogo tverdogo tela [Mechanics of deformable solid]* Moscow: Nauka, 1988. 712 p.

Надійшла (received): 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Комп'ютерне моделювання у процесі обґрунтування технічних рішень при проектуванні інноваційних виробів / Ю. Б. Гусев, Р. І. Шейченко, Р. В. Граборов, М. О. Бондаренко, А. Ю. Танченко, М. А. Ткачук, А. В. Набоков, Є. О. Луньов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 95–107. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Компьютерное моделирование в процессе обоснования технических решений при проектировании инновационных изделий / Ю. Б. Гусев, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, М. А. Бондаренко, А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук, А. В. Набоков, Е. А. Лунев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 № 5 (1227). – С. 95–107. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Computer modeling during justification of technical solutions in innovative products design / Yu. B. Gusev, R. I. Sheychenko, R. V. Graborov, M. O. Bondarenko, A. Yu. Tanchenko, M. A. Tkachuk, A. V. Nabokov, E. O. Lunyov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 95–107. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гусев Юрій Борисович – генеральний конструктор КБ важкого машинобудування ТОВ Науково-інженерний центр КК «РейлТрансХолдинг», Маріуполь.

Гусев Юрий Борисович – генеральный конструктор КБ тяжелого машиностроения ООО Научно-инженерный центр УК «РэйлТрансХолдинг», Мариуполь.

Gusev Yuriy – general designer of heavy machinery DB at the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Шейченко Роман Ігорович – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр КК «РейлТрансХолдинг», Маріуполь.

Шейченко Роман Игоревич – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО Научно-инженерный центр УК «РэйлТрансХолдинг», Мариуполь.

Sheychenko Roman – chief designer of the tank-car project at the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Граборов Роман Вікторович – начальник групи технічних розрахунків ТОВ Науково-інженерний центр КК «РейлТрансХолдинг», Маріуполь.

Граборов Роман Викторович – начальник группы технических расчетов ООО Научно-инженерный центр УК «РэйлТрансХолдинг», Мариуполь.

Graborov Roman – chief of technical calculations group of the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Бондаренко Марина Олександрівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Бондаренко Марина Александровна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Bondarenko Maryna – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", postgraduate student at the department of theory and computer aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko @tmm-sapr.org.

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

Танченко Андрей Юрьевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», докторант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Tanchenko Andrii – Ph.D., National technical university "Kharkiv polytechnic institute", doctorante at the department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – doctor of technical sciences, professor, National Technical University "Kharkiv polytechnic institute", head at the department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Набоков Анатолій Володимирович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Набоков Анатолий Владимирович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Nabokov Anatoly – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", graduate student at the department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Луньов Євген Олександрович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», здобувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 707-69-01.

Лунев Евгений Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», соискатель кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01.

Lunyon Eugene – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", applicant at the department of theory and computer aided design of mechanisms and machines"; phone: +38 (057) 707-69-01.

**О. А. ИЩЕНКО, Н. А. ДЕМИНА, Н. Н. ТКАЧУК, Н. Б. СКРИПЧЕНКО, А. В. ГРАБОВСКИЙ,
Г. А. КРОТЕНКО, А. В. ТКАЧУК, А. А. ЗАРУБИНА, О. В. КОХАНОВСКАЯ**

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ШТАМПОВОЙ ОСНАСТКИ

У роботі запропоновано новий підхід до забезпечення точності і стійкості виконання технологічних операцій вирубки-пробивання за рахунок створення більш адекватних, точних і оперативних методів розрахунку напружено-деформованого стану елементів розділових штампів. Розроблена більш досконала комплексна математична модель напружено-деформованого стану елементів штампкової оснастки з урахуванням множинної контактної взаємодії. За результатами числових досліджень напружено-деформованого стану елементів розділових штампів встановлені уточнені залежності їх міцності та характеристик жорсткості від варіюваних параметрів.

Ключові слова: напружено-деформований стан, розділовий штамп, базова плита, контактна взаємодія, метод скінченних елементів

В работе предложен новый подход к обеспечению точности и стойкости выполнения технологических операций вырубki-пробивки за счет создания более адекватных, точных и оперативных методов расчета напряженно-деформированного состояния элементов разделительных штампов. Разработана более совершенная комплексная математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом множественного контактного взаимодействия. По результатам численных исследований напряженно-деформированного состояния элементов разделительных штампов установлены уточненные зависимости их прочностных и жесткостных характеристик от варьируемых параметров.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, разделительный штамп, базовая плита, контактное взаимодействие, метод конечных элементов

New approach to ensure the accuracy and stability of technological operations cutting-punching was proposed in this paper. Accurate and rapid methods of stress-strain state calculation of dividing stamps elements were used for contact interaction research. Full integrated mathematical model of stress-strain state of the elements was developed. According to the numerical investigation results, refined based their strength and stiffness characteristics have been identified.

Keywords: stress-strain state, shearing stamp, base plates, contact interaction, finite-element method.

Введение. Развитие современного машиностроения немислимо без активного продвижения технологий, оборудования, оснастки и инструмента. В частности, одной из доминирующих тенденций является применение технологий обработки материалов давлением. Действительно, эти технологии являются по своей природе чрезвычайно эффективными, т.к. позволяют существенно снижать трудоемкость изготовления деталей, повышать коэффициент использования материала, а также во многих случаях обходиться без последующей механической обработки, т.е. получать готовые детали. В то же время одним из узких мест при внедрении данных технологических процессов является значительная стоимость технологической оснастки и инструмента.

В частности, для листоштамповочного производства это сопряжено, например, с изготовлением штампов и режущих элементов. Они должны обладать высокой точностью и стойкостью. С этой целью все большее применение получает обратимая переналаживаемая оснастка. Она состоит из основного блока и сменного переналаживаемого пакета, путем замены которого можно перестраиваться на изготовление той или иной детали. Этим самым повышается оперативность и снижается стоимость технологической подготовки производства новых изделий, что особенно важно в условиях преобладающих тенденций снижения серийности машиностроительного производства. При этом повышенные требования к точности и стойкости переналаживаемых штампов требует разработки адекватных, точных и экономичных (с точки зрения

потребляемых вычислительных ресурсов) математических и численных моделей, а также методов расчета проектно-технологических параметров проектируемых штампов по критериям прочности и жесткости.

В то же время существующие аналитические и численные методики расчета штамповой оснастки далеко не в полной степени соответствуют выдвигаемым требованиям. В частности, наиболее ощутимым их недостатком является не вполне корректный учет краевых условий в областях сопряжения отдельных элементов исследуемых штампов, что приводит к существенным погрешностям в определении их напряженно-деформированного состояния (НДС). В свою очередь, это приводит либо к недостаточной прочности и жесткости, стойкости и точности штампа, либо к завышенной металлоемкости. Сложившееся противоречие между возможностями науки и потребностями практики формирует актуальную и важную научно-практическую задачу разработки новых, более адекватных, точных и оперативных моделей и методов компьютерного моделирования и расчета проектно-технологических параметров элементов штамповой оснастки по критериям обеспечения прочности и жесткости. Решение данной задачи на примере штампов для вырубki-пробивки листового материала составляет направление представленных исследований.

Целью работы является создание усовершенствованных методов компьютерного моделирования и расчета прочностных и

жесткостных характеристик элементов штамповой оснастки (ЭШО) для обоснования их проектно-технологических параметров по критериям прочности, жесткости, стойкости и точности выполнения технологических операций.

Это предполагает, в свою очередь, решение следующих задач:

1. Обзор современного состояния методов расчета штамповой оснастки, проектно-технологических решений на примере разделительных штампов и определение основных направлений исследований.

2. Разработка усовершенствованной математической модели напряженно-деформированного состояния элементов разделительных штампов с учетом множественного контактного взаимодействия, а так же интеграция в нее варьируемых и контролируемых параметров, создание усовершенствованных численных моделей НДС контактирующих элементов исследуемых штампов для разделительных операций на основе разработанной математической модели.

3. Решение прикладных задач исследования влияния конструктивных и технологических параметров на прочность и жесткость ЭШО, анализ и обобщение выявленных физических особенностей в распределении компонент НДС, а также разработка научно обоснованных рекомендаций по выбору конструктивных и технологических параметров штампов.

Обзор методов численного и экспериментального исследования стойкости, точности, прочности и жесткости элементов штамповой оснастки. Штамповая оснастка, в зависимости от вида выполняемых операций, охватывает горячую и холодную, объемную и листовую штамповку, вытяжку, гибку и вырубку-пробивку. При этом штампы служат для базирования заготовки, для осуществления формообразующих операций и последующего удаления или транспортирования готовых деталей или заготовок.

Однако, несмотря на многообразие выполняемых операций, разнообразие конструктивных решений и отличие в уровнях габаритов, толщин и силовых воздействий, все виды штамповой оснастки встроены в технологическую систему "пресс – штамп – формообразующие (режущие) элементы – заготовка", являясь центральной ее частью и воспринимая силовые потоки, с одной стороны, – от прессы, а с другой, – со стороны заготовки через формообразующие (режущие) элементы. С этой точки зрения общий анализ силовых потоков, кинематических связей, жесткостных и точностных параметров можно проводить на примере любых штампов. В данном случае в качестве базового были выбраны разделительные переналаживаемые штампы (РПШ) для холоднолистовой штамповки.

Анализ конструкций и методов расчета разделительных штампов (РШ) предоставил основу для определения существующих проблемных

вопросов и, соответственно, – направлений дальнейших исследований.

Конструктивные особенности разделительных штампов. Рассмотрим конструкцию разделительных штампов на примере переналаживаемых штампов для вырубки-пробивки с точки зрения формирования в дальнейшем на этой основе их расчетных схем для анализа напряженно-деформированного состояния как определяющего фактора стойкости, прочности и точности работы проектируемых штампов.

Определенное представление о конструктивных особенностях и расчете разделительных штампов дает многочисленная справочная литература, статьи и диссертации [1–12].

Как отмечается в [1, 2], на сегодняшний день разработанная и внедренная в производство система переналаживаемых штампов включает три основных типа конструкций, сохраняющих, однако, основной общий принцип универсальности и переналаживаемости: универсально-сборные переналаживаемые штампы (УСПШ); специализированные переналаживаемые штампы (СПШ); универсальные переналаживаемые штампы с механизированным креплением пакетов (УПШ-М). В свое время в ГП "Харьковский НИИ технологии машиностроения" разработаны разделительные переналаживаемые штампы различных габаритов. В комплект универсально-сборных переналаживаемых штампов входит один из семи типоразмеров разработанных универсальных блоков и десять соответствующих переналаживаемых пакетов многократного использования. Предназначен для штамповки деталей из листовых материалов на предприятиях с многономенклатурным мелкосерийным и серийным характером производства. Закрепление инструмента в пакетах УСПШ производится путем заливки посадочных частей пластмассами холодного отверждения типа АСТ-Т с армированием объемным металлическим каркасом. Конструкция переналаживаемых пакетов позволяет легко извлекать рабочие элементы вместе с пластмассовыми держателями и заменять их новыми, обеспечивая многократную переналадку и использование пакета.

В работах [1, 2] приведены, в частности, основные показатели технической характеристики УСПШ, СПШ, УПШ (см. рис. 1-3).

Для изготовления элементов штампов используются стали 45, 20Х, 40Х (базовые плиты, колонки, толкатели, съемники и т. п.), Х12М, У8А, У10А (пуансоны, матрицы, пуансон-матрицы).

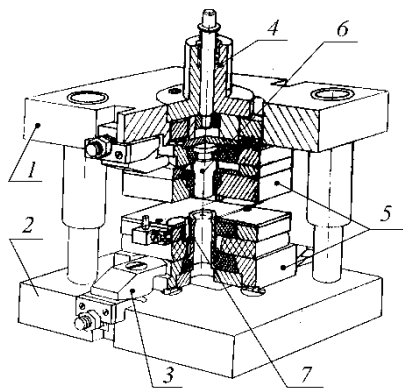


Рис. 1 – Конструкция УСПШ совмещенного действия:
1 – верхняя плита; 2 – нижняя плита; 3 – прихваты;
4 – хвостовик; 5 – пакет; 6 – пуансон; 7 – матрица

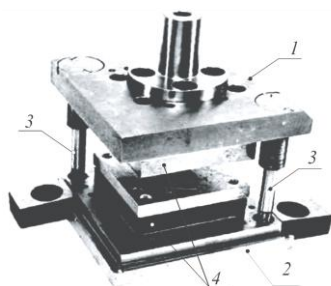


Рис. 2 – Специализированный штамп с прихватами:
1 – верхняя плита;
2 – нижняя плита; 3 – направляющие колонки; 4 – сменный пакет

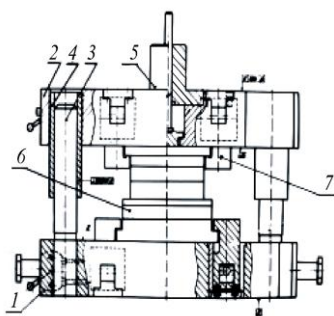


Рис. 3 – Конструкция переналаживаемого штампа с механизированными прихватами:

1 – нижняя плита; 2 – верхняя плита; 3 – втулки;
4 – направляющие колонки; 5 – хвостовик; 6 – сменный пакет; 7 – механизированные прихваты

В работе [2] для формирования расчетных схем элементов разделительных штампов предложено исходить из анализа силовых потоков во всей технологической системе листовой штамповки. Действительно (рис. 4), при этом можно выделить различные уровни подсистем технологической системы "пресс – штамп – режущие элементы – заготовка", которые как-бы "вложены друг в друга". В то же время предложенная идея не нашла в этой работе завершения: основной объем исследований был замкнут на 3-м, нижнем уровне подсистемы (см. рис. 4).

Действительно, можно согласиться с тем, что пуансоны, матрицы и пуансон-матрицы подвергаются непосредственному воздействию усилий штамповки, которые, как показывают исследования [3–9], сконцентрированы в зоне режущих кромок. Такая концентрация приводит к локализации напряжений в зоне режущих кромок.

Однако следует принять во внимание, что инструментальные стали имеют более высокие механические характеристики, а, соответственно, выдерживают повышенные напряжения, присутствующие в зонах режущих кромок. Но в силу их высокой стоимости остальные элементы штампов, в первую очередь – базовые плиты, изготавливают из обычных конструкционных сталей с умеренными механическими характеристиками [10, 11].

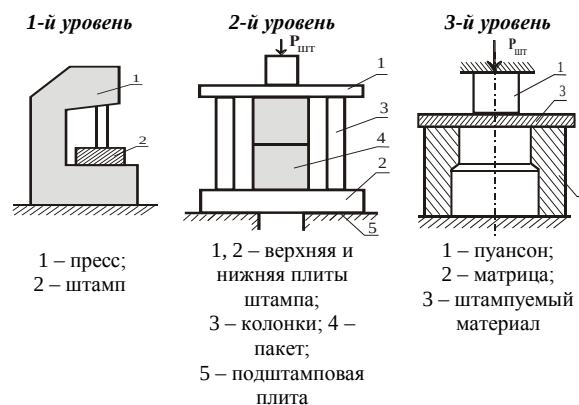


Рис. 4 – Структура технологической системы тонколистовой штамповки

Вместе с тем базовые плиты и другие детали являются элементами, обеспечивающими работоспособность не только одного пакета, а всего блока в целом, и притом – с различными сменными пакетами, причем на существенно более длительном периоде эксплуатации. Таким образом, получаем проблемную ситуацию: необходимо обеспечить прочность и жесткость элементов штампов, встроенных в многослойную конструкцию взаимодействующих путем контакта деталей, однако основными неизвестными являются законы их нагружения. В свою очередь, напряженно-деформированное состояние исследуемых элементов штампов оказывает влияние на распределение контактных давлений между различными элементами штампов. Таким образом, получаем связанную задачу анализа множественного контактного взаимодействия и НДС системы тел, составляющих собственно конструкцию штампа.

Следует заметить, что при вырубке деталей из низкопрочных материалов усилия вырубко-пробивки имеют невысокий уровень, однако при этом требуется повышенная точность геометрических размеров сопрягаемых деталей и их достаточная жесткость. При обработке же высокопрочных материалов основными являются требования прочности.

Основываясь на анализе значительного [1–14] массива информации, можно отметить, что в результате анализа ЭШО как сложной механической системы получаем множество взаимодействующих при штамповке тел, подверженных действию усилий штамповки и

контактирующих между собой. В итоге необходимо провести построение таких математических моделей, которые естественным образом объединяли бы эти два взаимосвязанных фактора: определение закона распределения контактных давлений между сопряженными элементами штампов, с одной стороны, и их напряженно-деформированное состояние, – с другой. Это вынуждает провести анализ методов и моделей для математического и численного решения получаемой сложной комплексной задачи.

Математические и численные методы и модели для определения прочностных и жесткостных характеристик элементов штамповой оснастки.

Большое количество публикаций посвящено исследованию процессов и состояний элементам технологических систем штамповки.

Различные вопросы теории, конструкций, методов расчета элементов технологических систем и проблемы связанные с проектированием, исследованием, эксплуатацией и внедрением перенастраиваемой оснастки, а также вопросы прочностных и жесткостных отдельных элементов штампов, изложены в работах [10–18].

Напряженно-деформированное состояние ЭШО сводится, как отмечалось выше, к решению связанной задачи, причем связанность ряда элементов реализуется путем механического контакта системы взаимодействующих тел по поверхностям сопряжения. Для решения возникающих задач подобного типа существует целый ряд методов и моделей. В частности, значительное место среди них занимает метод граничных интегральных уравнений (МГИУ) [19–25]. Основным преимуществом данного метода является снижение физической размерности создаваемой модели на единицу (в частности, вместо трехмерной модели приходим к модели на двухмерном многообразии – на границах взаимодействующих тел). Вместе с тем этому методу присущи и недостатки: сложность применения для тел неканонической формы, а также для тел, составленных из различных материалов; кроме того, он не может напрямую быть распространен на задачи, описывающие различные типы нелинейностей. В дополнение, еще одним важным препятствием на пути широкого применения данного метода является отсутствие популярных компьютерных программ, реализующих МГИУ и составляющих ощутимую конкуренцию, например, конечно-элементным пакетам. Тем не менее, метод граничных интегральных уравнений в варианте метода граничных элементов имеет значительные перспективы развития.

Одним из вариантов решения контактных задач с одновременным определением НДС является метод вариационных неравенств [26, 27]. С его применением, как один из вариантов, эта задача сводится к минимизации функционала полной

внутренней энергии исследуемой системы на множестве функций, удовлетворяющих условиям непроникновения тел друг в друга, которые имеют вид неравенств.

С использованием метода конечных элементов (МКЭ) для решения контактных задач применимы и другие постановки: метод множителей Лагранжа, метод штрафа, методы с введением слоя контактных элементов, передающих только сжимающие усилия [28–30]. Метод конечных элементов [31] реализован во многих пакетах для анализа НДС [www.ansys.com и др.]. Эти пакеты (ANSYS, Abaqus, Femap) имеют прямые интерфейсы с системами геометрического моделирования (Creo, SolidWorks, Catia и т. п.). Таким образом, и при автономном использовании, и в сопряжении с САД-системами можно создавать параметризованные геометрические и конечно-элементные модели различных элементов машиностроительных конструкций, в т. ч. – штампов. В свою очередь, это дает возможность варьировать исследуемый объект, организуя процесс целенаправленного изменения его основных параметров с целью удовлетворения тем или иным критериям и ограничениям. В то же время прямое применение такой технологии имеет ограниченное применение при необходимости пополнения или урезания множества основных проектно-технологических параметров. В этом случае для решения данной проблемы целесообразно применение метода обобщенного параметрического моделирования [32], который дает возможность оперировать с различными факторами, параметрами, распределениями.

Соединяя данный метод и МКЭ, а также адаптируя их к исследованию напряженно-деформированного состояния ЭШО, можно синтезировать проектно-технологические решения, обеспечивающие удовлетворение выдвигаемых требований к тем или иным конструкциям, в т. ч. – штампам, за счет целенаправленного изменения варьируемых параметров и анализа результатов многовариантных решений задач определения их НДС с учетом контактного взаимодействия. При этом необходимо разработать специализированную модель исследуемого объекта, адаптированную к его варьированию. Этот дополнительный этап предоставляет качественно новые возможности в процессе проектных исследований.

Подытоживая, можно сделать вывод, что в настоящее время наиболее адаптированным для исследования прочностных и жесткостных характеристик сложных механических систем с учетом контактного взаимодействия является МКЭ в сочетании с методом обобщенного параметрического моделирования. Этот подход и предлагается в работе для обоснования проектно-технологических параметров разделительных штампов по критериям

прочности, жесткости, стойкости и точности выполнения технологических операций.

Анализ результатов обзора литературных источников дает основание для следующих выводов.

1. Штамповая оснастка является центральным элементом технологической системы "пресс – штамп – формирующие элементы – заготовка". Она замыкает на себе силовые потоки в данной системе, должна обеспечивать стойкость, прочность, жесткость и точность выполнения технологических операций. В связи с этим необходимо определять расчетным путем на первых этапах проектных разработок штамповой оснастки ее НДС под действием усилий штамповки.

2. Анализ разделительных штампов для холоднолистовой штамповки позволяет сделать вывод о том, что конструктивно они состоят из набора контактирующих друг с другом под действием усилий штамповки многочисленных элементов блоков и пакетов. Для анализа НДС этих деталей штампов требуется определить контактное давление, действующее между данными деталями, которое, в свою очередь, зависит от НДС исследуемых деталей. В результате получаем связанную задачу о множественном контактном взаимодействии и определении НДС системы упругих деформируемых тел.

3. Среди всей совокупности аналитических и численных методов решения задач о контактном взаимодействии наиболее предпочтительным является соединение возможностей МКЭ и обобщенного параметрического моделирования. Такое соединение дает возможность интегрировать различные параметры в математическую и численную модель НДС, в частности, ЭШО, а, соответственно, решать задачи синтеза, т.е. обоснования проектно-технологических параметров по критериям стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций штамповки.

В качестве обобщающего вывода можно сделать заключение о том, что в настоящее время задача разработки методов анализа НДС ЭШО с учетом контактного взаимодействия и обоснования рациональных проектно-технологических решений при проектных исследованиях штампов решена не в полной мере. Соответственно, это направление составляет актуальную научно-техническую задачу, решение которой составляет цель данной работы.

Математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов разделительных штампов при множественном контактном взаимодействии. Для определения характеристик стойкости элементов штамповой оснастки и точности выполнения технологических операций выбивки-пробивки необходимо исследовать напряженно-деформированное состояние элементов штампов. При этом наиболее проблемными являются два фактора. Во-первых, в традиционных математических моделях, а также в ходе численного моделирования, например, с привлечением САЕ-систем типа ANSYS, отсутствуют механизмы прямой интеграции всего множества варьируемых и контролируемых параметров. Во-вторых, важно

промоделировать, причем по возможности как можно более адекватно и точно, множественные контактные взаимодействия элементов штампов между собой. И, наконец, создаваемую математическую модель необходимо реализовать в виде специализированного программно-модельного комплекса (СПМК).

Исходная цель проблемных вопросов порождается во многом самим характером проектных разработок штамповой оснастки. На этапе проектных работ учитывается не только номенклатура и объем штампуемых деталей, которые планируется производить на том или ином прессе, но и различные производственные, организационные, экономические и другие требования. Кроме того, во время быстро меняющихся условий даже в период проведения проектных работ и изготовления оснастки условия, требуемые характеристики, критерии и ограничения, предъявляемые потребителями, а также диктуемые рынком, могут варьироваться, причем существенно. Это резко отличает ситуацию от недавнего прошлого, когда можно было ориентироваться на большие серии и неизменную номенклатуру выпускаемых изделий.

Соответственно, требуется концепция изменяемости и адекватности ЭШО. Она на срезе конструкции нашла отражение в переналаживаемой штамповой оснастке. В частности, переналаживаемые разделительные штампы могут быстро перенастраиваться на новую номенклатуру. С экономической точки зрения это дает существенное снижение затрат за счет повторного использования блоков, т.е. требуется переделка только сменного пакета.

В то же время остается открытым вопрос изменчивости на этапе проектных исследований. Кроме того, в создаваемых моделях необходимо учесть наличие множественных контактов, а также построить на этой базе численные модели.

Все перечисленные задачи нашли свое описание далее в русле работ [33-36].

Параметрические математические модели напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки. Как уже отмечалось выше, ключевыми техническими характеристиками штампов являются точность выполнения технологических операций, а также стойкость на протяжении длительного срока эксплуатации и при большом объеме штампуемых деталей. В частности, отмечено, что с точки зрения обеспечения точностных и стойкостных характеристик наибольшее влияние имеет напряженно-деформированное состояние элементов штамповой оснастки с учетом их множественного контактного взаимодействия. Исходя из этого, представлены математическая и численная модели для решения этой задачи. Однако, перед построением модели НДС, учитывающей, так сказать, "физическую" сторону процесса, необходимо создать инструмент

описания ЭШО с точки зрения проектной, т.е. как элемента широкого множества объектов. Базируясь на этом аспекте, на первом этапе рассмотрена методология параметризации при моделировании НДС элементов штамповой оснастки.

При описании математической модели напряженно-деформированного состояния ЭШО можно исходить из общего операторного представления:

$$L(u, \sigma, f, t) = 0. \quad (1)$$

где L – оператор начально-краевой задачи, u, σ – вектор перемещений и тензор напряжений элементов штамповой оснастки, f – массив внешних нагрузок, t – время.

Отвлекаясь на данном этапе от вида оператора L , на первом этапе можно сконцентрироваться на организации многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния ЭШО. Это важно, поскольку при проектировании штамповой оснастки требуется устанавливать зависимости характеристик h_s НДС от варьируемых проектно-технологических параметров p_k :

$$h = h(p, u, \sigma). \quad (2)$$

где h – массив h_s , p – массив p_k , u, σ – решения (1) при том или ином наборе параметров.

Характеристики h_s – это, например, значения максимальных эквивалентных напряжений в элементах штамповой оснастки – могут быть или ограничиваемыми, или оптимизируемыми величинами. Параметры p_k – это, в частности, габаритные размеры и толщины элементов штамповой оснастки или технологические параметры – т.е. варьируемые величины, формы или распределения. Именно механизм оперирования с параметрами p_k является наиболее проблемным. Действительно, не составляет принципиальной сложности механизм варьирования традиционных численных параметров: геометрические размеры, физико-механические или механические характеристики материалов, из которых изготовлены элементы штамповой оснастки. В то же время гораздо сложнее обстоит дело в случае создания механизма варьирования, например, геометрической формы исследуемых объектов.

Для оперирования с такими параметрами, называемыми обобщенными, в наибольшей степени адаптирован метод обобщенного параметрического моделирования [32]. В соответствии с этим методом варьируемость того или иного обобщенного параметра обеспечивается путем специального алгоритма, который ставит в соответствие конкретному значению параметра геометрическую и технологическую или силовую характеристику элементов штамповой оснастки. Этот алгоритм в наиболее сложных случаях является либо трудноформализуемым, либо неформализуемым, и тогда необходимо привлекать опыт и оценки

экспертов – конструкторов, технологов или исследователей. Однако, как только такой алгоритм создается, все традиционные операции с численными параметрами могут быть распространены и на операции с обобщенными параметрами.

Естественно, что универсальных способов создания упомянутых выше алгоритмов, служащих "транслятором" для воплощения проекции определенного обобщенного параметра в той или иной модели, не существует. Но в действительности, безусловно, влияние множества p_k на h_s объективно существует. Таким образом, формально соотношения (1) можно переписать, интегрировав в них и традиционные, и обобщенные параметры:

$$L(u, \sigma, p, f, t) = 0. \quad (3)$$

Соотношения (3) устанавливают функциональную и параметрическую зависимость переменных состояния от пространственно-временных координат и множества параметров

$$u = u(r, t, p); \quad \sigma = \sigma(r, t, p), \quad (4)$$

где r – радиус-вектор точек пространства, занимаемой элементами штамповой оснастки.

Параметрические зависимости, представленные формально соотношениями (4), как правило, идентифицируются в ходе анализа результатов многовариантных решений задачи (3) при варьировании параметров p .

Несмотря на значительный интерес, который представляют зависимости (4), в практике проектных работ еще больший интерес – к решению задачи синтеза, т.е. определения таких оптимальных параметров p^* , которые удовлетворяют некоторым требованиям:

$$h(u, p^*) \leq [h], \quad I(u, \sigma, p^*, h) \rightarrow \min. \quad (5)$$

Первое из соотношений (5) фиксирует ограничения на контролируемые характеристики элементов штамповой оснастки (например, максимальные эквивалентные напряжения, прогибы и т. п.), а второе формируется теми или иными требованиями к конкретному штампу или группе (гамме) штампов (масса, габариты, толщины, стоимость и т. п.). При этом параметры p^* по-прежнему встроены в уравнения (3), которым удовлетворяют переменные состояния u .

Естественно, что решение задачи (5) требует многократного решения задач анализа (3). Таким образом, базовой математической моделью также и при решении задач синтеза является (3), а в ней основным компонентом – способ интеграции обобщенных параметров в эту модель или в ее численную реализацию.

В итоге предложен общий подход к решению задач анализа напряженно-деформированного

состояния и синтеза проектно-технологических решений, удовлетворяющих заданному множеству ограничений и критериев, отличающихся от известных алгоритмом интеграции в нее различных параметров, в том числе – обобщенных.

Моделирование напряженно-деформированного состояния с учетом многократного контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки. Соотношения для анализа НДС сегментов штамповой оснастки, представленные выше, записаны в общем виде. В то же время для решения задач для конкретных объектов необходимо их расписать, приняв во внимание основную особенность – наличие множественного контакта по поверхностям сопряжения ЭШО друг с другом.

Соотношения (1) в развернутом виде представляют собой систему уравнений и неравенств, описывающих контактное взаимодействие ЭШО [33].

Образуемая система разрешающих соотношений, как одним из наиболее эффективных методов, может быть удовлетворена с применением теории вариационных неравенств. Исходя из нее, возникающую краевую задачу можно свести к минимизации квадратичного функционала $I(u)$ на множестве ограничений типа неравенств K :

$$u: I(u) \rightarrow \min, u \in K. \quad (6)$$

В качестве замечания можно отметить, что при поиске минимума функционала (6) на выпуклом множестве возможно применение методов штрафа, множителей Лагранжа, сопряженных градиентов и т. п. В сочетании с методом дискретизации эти постановки затронуты далее.

Еще одним замечанием служит посыл о присутствии временной координаты в разрешающих уравнениях (1). Естественно, что в полной динамической постановке (т.е. при учете сил инерции в разрешающих уравнениях) задача определения напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия приводит в общем случае к начально-краевой задаче. Однако, как показывают экспериментальные и численные исследования [1], собственные частоты колебаний элементов штамповой оснастки, например, базовых плит, гораздо выше частоты приложения усилия штамповки

В связи с этим динамическими эффектами, возникающими при циклическом приложении усилий штамповки (рис. 5), которые действуют с частотой $\nu = 1/T$ и кратными ей, можно пренебречь для серийных кривошипных штампов.

Несмотря на принимаемое предположение о незначительном влиянии на напряженно-деформированное состояние ЭШО инерционных сил, этот тезис необходимо проверить. Если взять отдельный элемент штампа, то для него можно на основе создаваемой конечно-элементной модели записать разрешающую систему уравнений свободных колебаний

$$M\ddot{X} + CX = 0. \quad (7)$$

где M , C – матрица масс и жесткости [31], X – вектор узловых переменных, описывающих состояние исследуемого объекта.

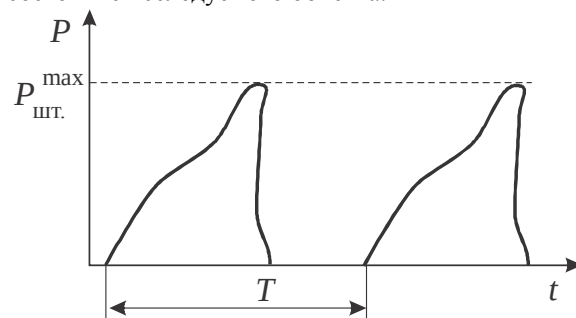


Рис. 5 – Циклическое приложение усилий штамповки к элементам штамповой оснастки

Условие совершения исследуемым элементом штамповой оснастки главного движения –

$$X = \lambda \sin \omega t, \quad (8)$$

где λ, ω – собственная форма и частота колебаний соответственно.

Будучи подставленным в (7), это дает систему уравнений для определения собственных форм колебаний:

$$(C - \omega^2 M) \lambda = 0. \quad (9)$$

где ω – собственные частоты, удовлетворяющие частотному уравнению

$$\text{Det}(C - \omega^2 M) = 0, \quad (10)$$

из которого определяется целый спектр собственных частот колебаний

$$\omega_i = 2\pi\nu_i, i = 1, 2, \dots, N, \quad (11)$$

где N – количество степеней свободы конечно-элементного ансамбля, моделирующего тот или иной элемент штамповой оснастки ($\nu_i = 1/T_i$).

Решение задачи (11) предоставляет возможность оценить значимость динамических эффектов для напряженно-деформированного состояния того или иного элемента штамповой оснастки путем сопоставления нижней границы спектра собственных частот колебаний ν_1 с частотой работы прессы:

$$\nu = 1/T \ll \nu_1 = 1/T_1. \quad (12)$$

Полную оценку легко осуществить, имея в распоряжении спектр собственных частот колебаний ν_i , а он стандартным способом получается при использовании МКЭ. Кроме того, представляет также интерес набор собственных форм колебаний λ_i , получаемых из (9) после решения (10). Данные формы λ_i определяют зоны

ЭШО, наиболее или наименее чувствительные к возбуждению на частоте, близкой к ν_i .

Еще одним частным, но очень важным вопросом, является установление тенденции изменения решения контактной задачи при росте усилий штамповки $P_{шт}$. Как уже отмечалось выше, на величину $P_{шт}$ влияет толщина, свойства штампуемого материала, периметр вырубаемого (пробиваемого) контура. Отвлекаясь от вида этих зависимостей, рассмотрим один их срез: как влияет некоторый коэффициент увеличения $P_{шт}$ на получаемое решение. Для этого, как и выше, используем следующий алгоритм:

- пусть P_0 – некоторое номинальное значение $P_{шт}$;
- пусть, следуя теории вариационных неравенств, минимизируется квадратичный функционал, имеющий после дискретизации по методу конечных элементов вид:

$$I = \frac{1}{2} \sum_{i,j} C_{ij} u_i^0 u_j^0 - P_0 \sum_i \rho_i u_i^0 = a(u^0, u^0) - b(u_i^0), \quad (13)$$

- пусть, учитывая контактирование элементов штамповой оснастки по согласованным поверхностям (плоскостям), условия непроникновения имеют вид:

$$u_r - u_s = 0, \quad r, s \in J_c; \quad (14)$$

$$u_r - u_s > 0, \quad r, s \notin J_c, \quad (15)$$

где J_c – множество контактирующих пар узлов; C_{ij} – компоненты матрицы жесткости конечно-элементной модели ЭШО; P_0, ρ_0 – массив узловых нагрузок на эту модель; u_i^0 – массив узловых переменных, соответствующих решению задачи $I(u_i^0) \rightarrow \min$ при условии (13), (14).

Представляя u_i^τ как решение аналогичной задачи для $P_{шт} = \tau P_0$, замечаем, что

$$I(u_i^\tau) = \tau^2 a(u^0, u^0) - \tau b(u^0). \quad (16)$$

Тогда в сечениях функционала, не содержащих ограничений (2.31), получаем условия минимума

$$\frac{\partial I}{\partial u_k} = 0, \quad (17)$$

а, значит, $u_k^\tau = \tau u_k^0$.

В сечениях, где справедливы ограничения (14), решение $u_e^\tau = \tau u_e^0$ вследствие автоматического выполнения (14) при умножении на τ всех слагаемых, а также при выполнении условия проекции минимума I в направлении $u_r = u_s$ на ограничение, совпадает с (14).

Графически это можно представить в виде, приведенном на рис. 6 (введены следующие обозначения: O_0 – точка

безусловного минимума при $P_{шт} = P_0$; T_0 – точка условного минимума при $P_{шт} = P_0$; O_τ – точка безусловного минимума при $P_{шт} = \tau P_0$; T_τ – точка условного минимума при $P_{шт} = \tau P_0$).

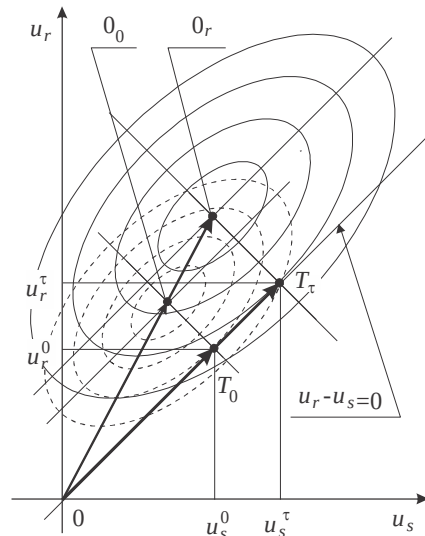


Рис. 6 – Линии уровня функции I в сечении $u_r - u_s$

Видно, что для случаев, когда отыскивается и безусловный минимум, и – условный, получаемые решения связаны соотношениями пропорциональности:

$$\frac{|O_r 0|}{|O_0 0|} = \tau; \quad \frac{|T_r 0|}{|T_0 0|} = \tau. \quad (18)$$

Кроме того, пара точек (u_r^τ, u_s^τ) либо принадлежит прямой $u_r - u_s = 0$, либо ей не принадлежит, и их статус не изменяется при изменении $P_{шт}$.

Таким образом, отсюда имеем два следствия:

1) если имеется для случая контакта по согласованным поверхностям некоторое решение задачи об определении НДС, то при ином усилии штамповки все компоненты решения увеличиваются пропорционально $P_{шт}$;

2) изменения множества J_c при $P_{шт} = \text{var}$ не происходит, т.е. зона контактного взаимодействия сохраняется, а контактные давления линейно возрастают.

Подытоживая, можно заключить, что в работе сформулирована усовершенствованная математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия, которая учитывает множественный контакт в сопряжении ЭШО и варьруемость усилий штамповки, действующих на переналаживаемые штампы при вырубке-пробивке деталей различной толщины, размеров и

из различных материалов. Ниже описана численная реализация созданной математической модели.

Численная реализация разработанной математической модели. В настоящее время решение задач об определении напряженно-деформированного состояния тел сложной формы в большинстве случаев осуществляется численно, как правило, методом конечных элементов. Этот метод фактически стал стандартным инструментом исследований. В связи с этим единичный расчет отдельно взятой конкретной конструкции не представляет принципиальных трудностей. Однако ситуация может быть существенно осложнена, как, в частности, при исследовании НДС элементов штамповой оснастки. Основными факторами, осложняющими проведение этих исследований, является, во-первых, сложность и вариативность конструкции штампов, а во-вторых, наличие множественных контактов. Первый из факторов обусловлен изначальной неопределенностью конструктивных и технологических параметров, форм и размеров элементов штамповой оснастки, что может приводить в случае применения тривиальных средств параметризации к коллизиям, т.е. нарушению согласованности, целостности или функциональности штампа при изменении варьируемых параметров во всем диапазоне их изменения. Второй фактор создает проблемную ситуацию при чрезмерном усложнении конструкции с точки зрения введения множественных контактных пар.

Для разрешения конфликтных ситуаций, порождаемых первым фактором, необходимо создание специальных процедур. Они предназначены либо для обеспечения согласованного изменения геометрической модели ЭШО, либо для анализа на наличие коллизий при том или ином сочетании варьируемых параметров. Проблемы, вызываемые вторым из факторов, разрешаются специальной процедурой, которая путем варьирования условий на поверхностях контакта позволяет уменьшить чрезмерную громоздкость конечно-элементной модели.

На рис. 7 представлена общая структура специализированного программно-модельного комплекса (СПМК) для исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия. Данный СПМК соединяет углубленные возможности универсальных систем (CAD – Creo, SolidWork, Catia и т.п., CAE-систем – ANSYS, Femap, Abaqus и т.п.) и специальных программных средств. На этапах I, III–V моделируются специфические особенности элементов штамповой оснастки, проводится генерация и целенаправленное варьирование их параметров, а этапы II, IV отвечают за создание моделей элементов штамповой оснастки и расчет их напряженно-деформированного состояния.

Предложенная блочно-модульная структура численных исследований является гибкой и "перенастраиваемой" на тот или иной тип штампа.

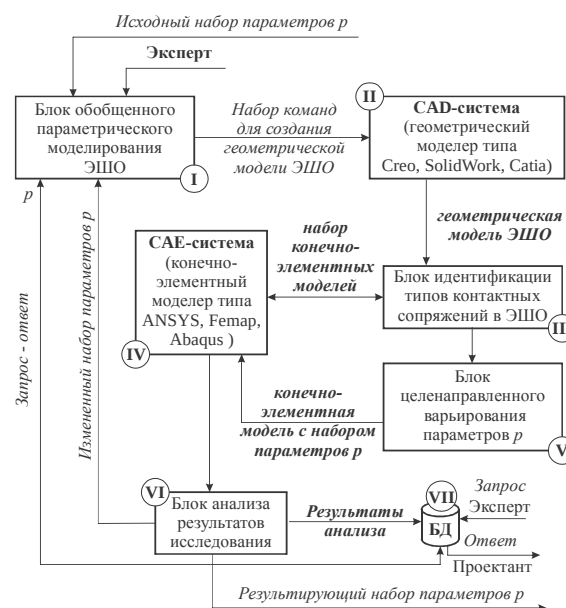


Рис. 7 – Структура специализированного программно-модельного комплекса для исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия

При этом важно, что процесс расчетных исследований начинается не "с чистого листа", а с запроса в создаваемую базу данных (БД) VII на предмет наличия в ней результатов расчета, соответствующих текущему варианту. Завершается же каждый цикл расчетов пополнением БД. Таким образом, в ходе этих исследований решаются только задачи, ранее не решенные, а база данных постоянно пополняется и обеспечивает оперативный доступ к информации, уже к данному моменту в ней накопленной, в режиме "запрос – ответ" (т.е. диалога с экспертом или проектантом). Еще одной особенностью данного СПМК является его открытость и потенциальная возможность встраивания в специализированные базы знаний и экспертные системы.

Таким образом, можно заключить, что предложенная комплексная математическая модель нашла свою реализацию в виде специализированного программно-модельного комплекса, который не только не сужает ее возможности, но и создает еще дополнительные.

С применением разработанного СПМК решается ряд прикладных задач исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки. В качестве входных данных может выступать набор проектно-технологических параметров, в качестве выходных – прочностные и жесткостные характеристики, служащие основой для принятия технических решений на этапе разработки штамповой оснастки.

Решение прикладных задач обеспечения

стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций в разделительных штампах. Разработанная и описанная выше комплексная математическая модель НДС элементов штамповой оснастки реализована в виде специализированного программно-модельного комплекса, с применением которого решен ряд прикладных задач обоснования проектно-технологических параметров элементов разделительных штампов, в первую очередь – базовых плит. В частности, определен спектр собственных частот колебаний (СЧК) элементов штампов и его изменение при варьировании проектно-технологических параметров, а также НДС базовых плит во взаимодействии с пакетом и, более подробно, – в зоне сопряжения направляющих колонок с базовыми плитами. В дополнение, выявлены закономерности изменения НДС, зон контактирования и распределения контактных давлений при варьировании проектно-технологических параметров штампов.

Следует отметить, что решение исследовательских задач нацелено на получение не столько конкретных результатов для конкретных штампов, а на установление общих закономерностей изменения компонент НДС при варьировании тех или иных параметров. В этой связи диапазон их варьирования может превышать реально наблюдаемые в практике проектирования ЭШО пределы. Это необходимо с точки зрения полноты картины устанавливаемых зависимостей, тенденций, реализуемых при их больших и малых значениях. При использовании разработанного СПМК в составе САПР оснастки они работают, как правило, в режиме "запрос – ответ". Тем не менее, учитывая приведенные аргументы, далее представлены результаты исследований в более широкой постановке.

Динамические характеристики элементов разделительных штампов. Как отмечалось выше, динамические эффекты неизбежно сопровождают процесс штамповки, поскольку сама природа этого технологического процесса предполагает развитие силового воздействия во времени на листовую металл путем, например, поступательного движения ползуна прессы, передаваемого на подвижные части прессы, от начальных этапов внедрения вплоть до окончательного разделения штампуемого материала. Однако речь идет о степени влияния динамических эффектов на НДС в элементах разделительных штампов. В работе [1] сделан вывод, базирующийся на экспериментальном определении спектра собственных частот колебаний, что влиянием динамических эффектов на НДС базовых плит можно пренебречь ввиду более низкого уровня частот возбуждений по сравнению с собственными частотами колебаний базовой плиты. В то же время данная аргументация относится только к конкретным вариантам ЭШО, исследованным на предмет определения спектра СЧК. Для более объективной аргументации необходимо провести многовариантные исследования реакции спектра

собственных частот колебаний на варьирование проектно-технологических параметров элементов штамповой оснастки. В связи с этим в работе были исследованы спектры собственных частот колебаний базовых плит и блоков при варьировании некоторых параметров с помощью МКЭ. На рис. 8 представлены 3 варианта расчетных моделей исследуемой конструкции: рис. 8, а соответствует отдельно взятой нижней базовой плите в виде сплошного параллелепипеда с размерами в плане $a \times b$ и толщиной h , в плите выполнено провальное окно размерами $c \times d$ с радиусом скругления r ; на рис. 8, б – та же модель, но в виде тонкостенной конструкции; блок в виде нижней и верхней базовых плит и диагонально расположенных направляющих колонок приведен на рис. 8, в. Закрепление осуществлено при помощи двух диагонально расположенных прихватов по области Г. В табл. 1 приведены варианты изменения представленных на рис. 8 параметров. Материал плиты – сталь 40Х.

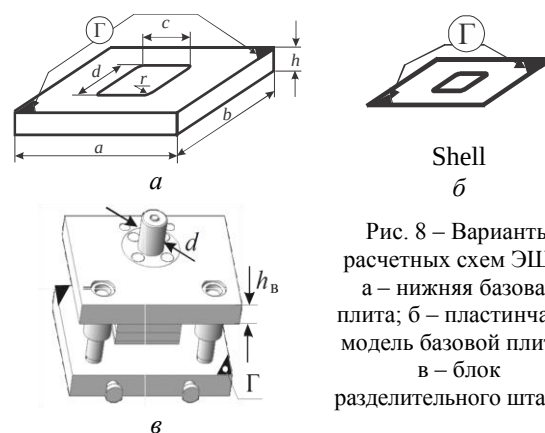


Рис. 8 – Варианты расчетных схем ЭШО: а – нижняя базовая плита; б – пластинчатая модель базовой плиты; в – блок разделительного штампа

Результаты расчетов спектров собственных частот колебаний базовых плит сведены в соответствующей базе данных. Естественно, что диапазон изменения варьируемых параметров может быть для реальных штампов шире, чем в приведенных данных. В соответствии с разработанным подходом это не является препятствием, т.к. этот диапазон можно расширять, равно как и проварьировать исследуемую конструкцию. При этом можно руководствоваться тем, что при наложении дополнительных связей (добавочные прихваты, колонки, пакеты), как правило, собственные частоты колебаний системы повышаются. Таким образом, в данном случае получаем нижнюю оценку спектра СЧК.

При этом из созданной базы данных можно выбрать любой срез и получить зависимости собственных частот колебаний $\nu_i = \nu_i(p)$, где p – массив варьируемых параметров. В частности, для блоков размерами 240x240 (мм), размеры провального отверстия в нижней плите $\varnothing 50$ мм,

толщина нижней базовой плиты $h = 40$ мм, расстояние между направляющими колонками $\varnothing 20$ мм – 180 мм, диаметр провального отверстия в подштамповой плите штампа – 100 мм, приведены в табл. 2 собственные формы колебаний базовых плит в Shell-постановке, а в табл. 3 – то же, но для базовых плит, рассматриваемых в пространственных конструктивах.

Таблица 1 – Варианты изменения конструктивных параметров разделительных штампов

№ п/п	Параметры	Минимальное значение, мм	Максимальное значение, мм	Примечание
1.	Диаметр провального отверстия D	0	$0,8 a$	*
2.	Длина a	80	320	
3.	Ширина b			$b \geq a$
4.	Длина окна c	0	$0,5 a$	*
5.	Ширина окна d	0	$0,5 b$	
6.	Толщина плиты h	$0,05a$	$0,5 a$	

Примечание: * – без провального отверстия

Таблица 2 – Собственные формы колебаний нижней базовой плиты штампа (Shell-постановка)

Частота, кГц	Собственные формы колебаний
3,34 27,409 Max 24,435 21,381 18,326 15,272 12,217 9,1631 6,1087 3,8544 0 Min	
6,19 17,678 Max 15,714 13,75 11,786 9,8213 7,857 5,8928 3,9285 1,9643 0 Min	
10,16 14,699 Max 13,065 11,432 9,7991 8,1659 6,5327 4,8995 3,2664 1,6332 0 Min	

Видно, что наблюдается существенное отличие в полученных результатах: нижняя граница спектра на 3 D модели в 1,6 раза ниже, чем на 2 D , хотя и остается достаточно высокой (более 2 кГц, что на несколько порядков выше, чем частота приложения усилий штамповки). В связи с этим предлагается в дальнейшем использовать полную пространственную постановку, поскольку в настоящее время вычислительные мощности компьютеров позволяют решать задачу

анализа спектра СЧК достаточно оперативно

В табл. 4 представлены собственные формы колебаний отдельно взятой нижней базовой плиты и подштамповой плиты прессы в сопряжении с колонками и верхней базовой плитой (Shell-постановка), в табл. 5 – то же, но для Solid-постановки.

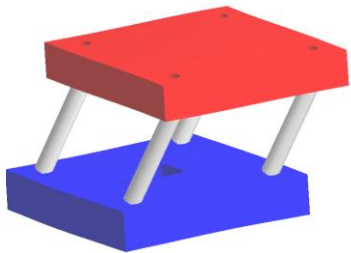
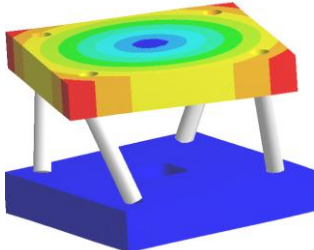
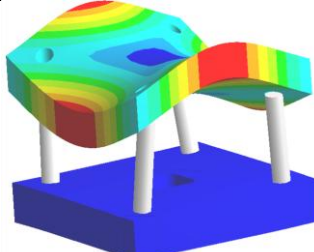
Таблица 3 – Собственные формы колебаний нижней базовой плиты штампа (Solid-постановка)

Частота, кГц	Собственные формы колебаний
2,09 22,323 Max 13,942 11,362 14,882 12,481 9,9112 7,4409 4,9606 2,4803 0 Min	
4,42 16,518 Max 14,683 12,847 11,012 9,1767 7,3413 5,506 3,6707 1,8353 0 Min	
10,49 19,36 Max 17,209 15,058 12,907 10,756 8,6046 6,4535 4,3023 2,1512 0 Min	

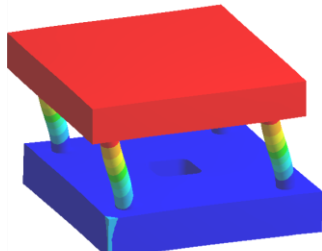
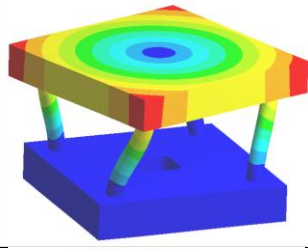
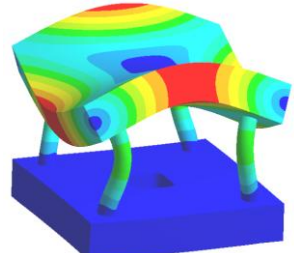
Кроме того, на рис. 9–12 представлены спектры собственных частот колебаний для базовых плит и блоков. Видно, что СЧК всего блока, соответствующие аналогичным формам колебаний для отдельно взятой плиты, повышаются. Соответственно, в качестве нижней границы спектра СЧК можно выбирать результаты для отдельно рассматриваемых плит.

Что касается общих закономерностей изменения собственных частот колебаний, то у блока РШ нижние собственные частоты на порядок ниже, чем у отдельно взятой базовой плиты. Это можно объяснить появлением в исследуемой системе низкочастотной составляющей – массивной верхней базовой плиты, соединенной с более жесткой закрепленной нижней базовой плитой податливыми направляющими колонками. В результате нижние собственные частоты колебаний снижаются на порядок, появляясь на ярко выраженных "стержневых" и "пластинчатых" формах, отвечающих изгибу колонок верхней плиты или их "крутильным" формам.

Таблиця 4 – Собственные формы колебаний блока штампа (Shell-конструктивы)

Частота, кГц	Собственные формы колебаний
0,29 7,3772 Max 6,5575 5,7378 4,9181 4,0985 3,2788 2,4591 1,6394 0,81969 0 Min	
0,4 12,843 Max 11,416 9,9892 8,5622 7,1352 5,7081 4,2811 2,8541 1,427 0 Min	
3,14 16,816 Max 14,948 13,079 11,211 9,3425 7,474 5,6055 3,737 1,8685 0 Min	

Таблиця 5 – Собственные формы колебаний блока штампа (Solid-постановка)

Частота, кГц	Собственные формы колебаний
0,26 7,5617 Max 6,7215 5,8813 5,0412 4,201 3,3608 2,5206 1,6804 0,84019 0 Min	
0,36 12,74 Max 11,325 9,909 8,4934 7,0778 5,6623 4,2467 2,8311 1,4156 0 Min	
3,08 16,514 Max 14,679 12,844 11,009 9,1742 7,3394 5,5045 3,6697 1,8348 0 Min	

Однако и в таком случае нижняя граница спектра собственных частот колебаний всей конструкции намного выше частоты возмущения от усилий штамповки. Кроме того, учитывая дополнительную связь с ползуном прессы, а также замыкание верхней и нижней базовых плит через сменный пакет и заготовку в процессе штамповки, следует ожидать дальнейшего роста СЧК блока. Соответственно, можно сделать вывод о правомерности квазистатической постановки задачи об определении НДС ЭШО.

Общим выводом из анализа представленных результатов следует, что собственные частоты колебаний базовых плит находятся на уровне 1÷2 кГц и выше, что существенно выше, чем основная частота приложения усилий штамповки $P_{шт}(t)$. Более высокие гармоники, как правило, характеризуются более высокими характеристиками демпфирования. Соответственно, при моделировании НДС элементов штамповой оснастки можно, как уже отмечалось, применять квазистатический подход, рассматривая $P_{шт}$ как временной параметр и не привязываясь к дополнительным инерционным эффектам.

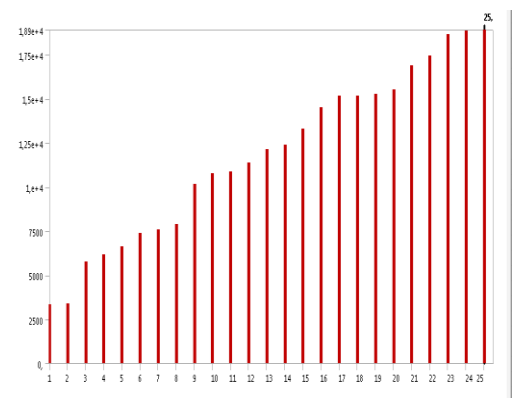


Рис. 9 – Спектр собственных частот колебаний нижней базовой плиты (Shell-постановка)

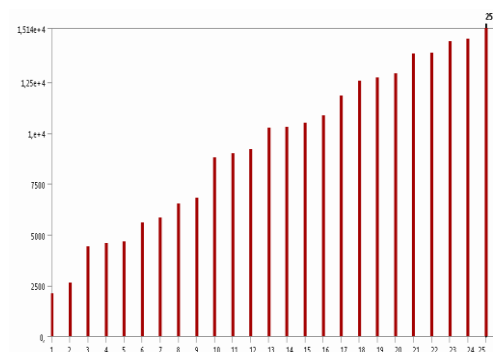


Рис. 10 – Спектр собственных частот колебаний нижней



Рис. 11 – Спектр собственных частот колебаний блока штампа (Shell-конструктивы)

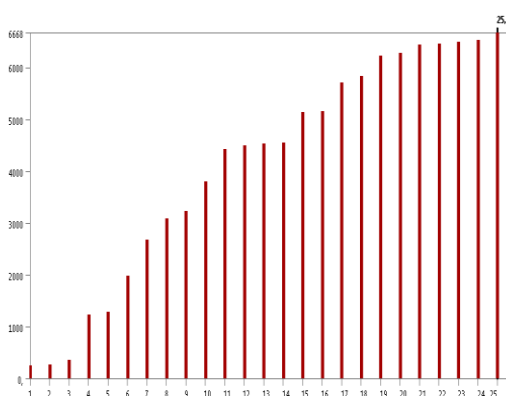


Рис. 12 – Спектр собственных частот колебаний блока штампа (Solid-постановка)

Исследование напряженно-деформированного состояния элементов штампов для разделительных операций. Во многих работах [6-9] исследуется напряженно-деформированное состояние элементов разделительных штампов. При этом, как уже отмечалось, расчетные схемы элементов исследованных штампов строятся либо на основе выделения отдельных деталей штампов (в данном случае действие остальных заменяется соответствующими граничными условиями и усилиями нагружения), либо на основе исследования отдельные групп деталей. Например, в работе [1] использованы "изолированные" расчетные схемы (то есть НДС исследуется для отдельно взятых матриц, базовых плит, съёмников и т. д.). В работе [2] строятся низкоуровневые расчетные схемы, объединяющие условиями контактного сопряжения только 2÷3 соседние детали (например, матрицу и пуансон, взаимодействующие через штампуемый материал или нижнюю базовую плиту штампа в контакте с подштамповой плитой прессы). В то же время разделительный штамп характеризуется как раз комплексным взаимодействием всех деталей и сборок. В связи с этим актуальной задачей является разработка комплексных расчетных схем элементов штампов для разделительных операций, которые

интегрируют в себе все их основные сопрягаемые детали и узлы.

Формирование комплексных расчетных схем элементов разделительных штампов. Рассмотрен новый подход к формированию комплексных расчетных схем элементов разделительных штампов, базирующийся на системном анализе технологических систем "пресс – штамп – режущие части – заготовка". Следуя работе [2], рассмотрим разноуровневые подсистемы данной технологической системы. Однако, в отличие от подсистемы самого нижнего уровня (см. рис. 4), предлагается рассмотреть систему среднего уровня. В этой подсистеме присутствуют все основные элементы, обеспечивающие рабочий процесс штамповки, базирование и взаимное относительное движение частей штампов.

Для формирования комплексных расчетных схем исследуем основные элементы РШ, вступающие в силовое взаимодействие (см. рис. 1-4).

Основные элементы штампа базируются на нижней и верхней базовых плитах. Определяющее рабочее движение осуществляется путем перемещения верхней базовой плиты по направляющим колонкам. При этом в силу деформирования нижней базовой плиты штампа колонки, в них запрессованные или соединенные при помощи склеивания (например, заливкой зазора между колонкой и плитой эпоксидным компаундом или иным твердеющим составом), деформируются, вступая в верхней части в зоне направляющих отверстий в контактное сопряжение с верхней базовой плитой. Во время такого взаимодействия возникают нормальные и касательные (от трения) усилия, включаемые в силовые потоки в технологической подсистеме "стол прессы – блок штампа – пакет – заготовка". Одновременно ответные усилия оказывают обратное воздействие на нижнюю базовую плиту. Таким образом, точный расчет этих усилий возможен только на основе анализа контактного взаимодействия, в которое опосредованно вовлечены не только соседние, непосредственно механически сопрягаемые, но и удаленные друг от друга элементы штампов.

Кроме рассмотренных элементов, необходимо также учесть контактное взаимодействие в сопряжении "пакет – нижняя базовая плита" и в сопряжении "нижняя базовая плита – подштамповая плита прессы". На рис. 13 представлены элементы исследуемой технологической системы и соответствующие характерные зоны контактного взаимодействия.

k_1 – контакт "колонки – верхняя базовая плита";
 k_2 – контакт "колонки – фиксирующий слой – нижняя базовая плита";
 k_3 – плоскость опирания нижней базовой плиты на подштамповую плиту штампа;
 k_4 – плоскость опирания пакета на нижнюю базовую плиту

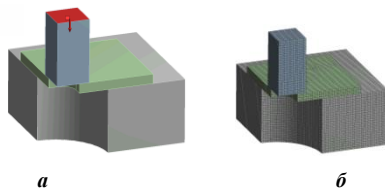


Рис. 14 – Нижняя базовая плита во взаимодействии со сменным пакетом и подштамповой плитой прессы:
а – геометрическая модель, б – конечно-элементная модель

Рис. 15 – Результаты исследования НДС элементов штампа (задача 1):
распределение полных перемещений

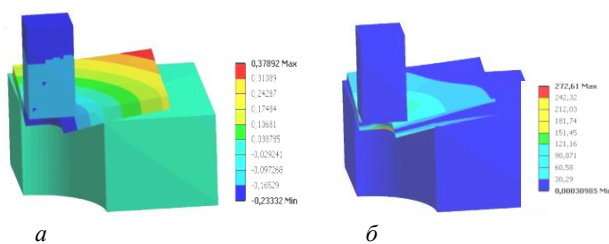
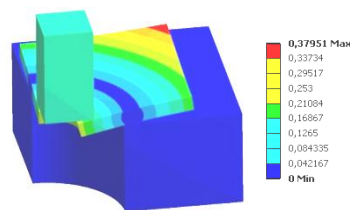


Рис. 16 – Результаты исследования НДС элементов штампа (задача 1): а – вертикальные перемещения; б – эквивалентные напряжения по Мизесу

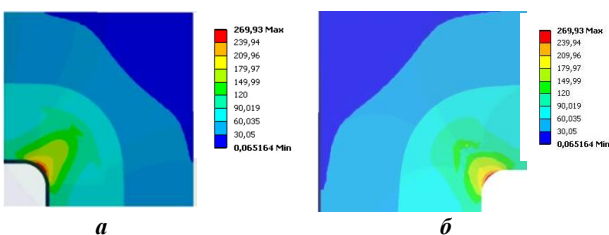


Рис. 17 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в нижней базовой плите в плоскости сопряжения (задача 1): а – со сменным пакетом, б – с подштамповой плитой

плитой прессы

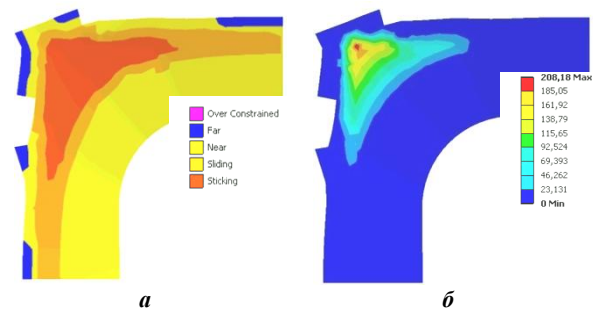


Рис. 18 – Результаты исследования НДС элементов штампа в сопряжении сменного пакета и базовой плиты (задача 1):
а – распределение контактных зон; б – распределение контактных давлений

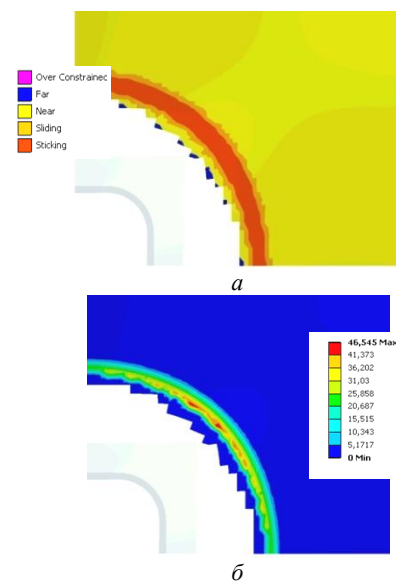


Рис. 19 – Результаты исследования НДС в сопряжении подштамповой плиты прессы и базовой плиты штампа (задача 1):
а – распределение контактных зон; б – распределение контактных давлений

Таким образом, комплексная расчетная схема разделительного штампа предполагает наличие множественного контакта в сопряжениях элементов штампа. При этом усилия, возникающие между контактирующими элементами, определяются в ходе решения самой контактной задачи, будучи в ней дополнительными неизвестными. В этом состоит принципиальное отличие создаваемой комплексной расчетной схемы от ранее использованных [1,2].

Задача 1. В качестве иллюстрации рассмотрим контактное взаимодействие тестовой конструкции, схема которой на рис. 14: сменный пакет воздействует на нижнюю базовую плиту, опирающуюся на подштамповую плиту прессы. Варьируются: диаметр провольного отверстия в подштамповой плите прессы – параметр p_2 (в диапазоне 160÷360 мм); толщина нижней базовой плиты штампа – параметр p_1 (в диапазоне 15÷90 мм). Усилие штамповки $P_{шт}$ (см. рис. 4) –

50 кН, габариты штампа – 240×240 мм, габариты пакета 100×100 мм. Материал основных деталей – сталь 40Х (модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$). В силу симметрии здесь и далее (задача 2) рассмотрена 1/4 конструкции.

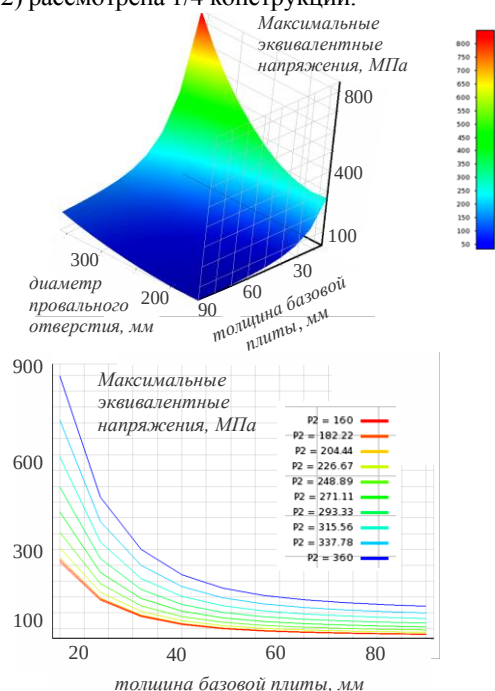


Рис. 20 – Зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров (задача 1): изменение максимальных эквивалентных напряжений в базовой плите штампа

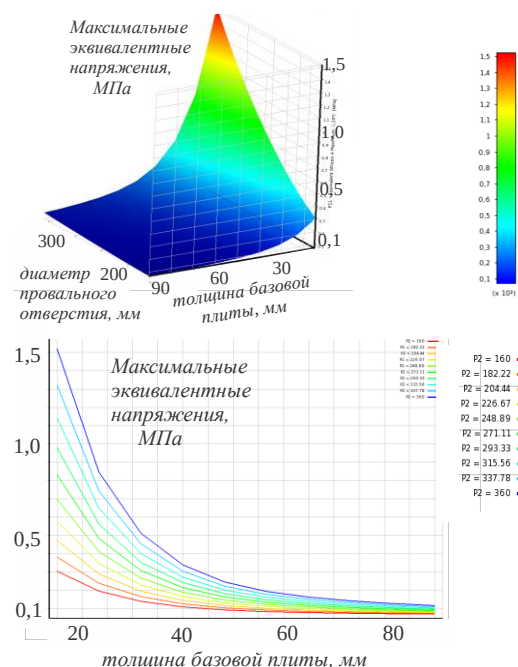


Рис. 21 – Зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров (задача 1): изменение максимальных эквивалентных напряжений в сменном пакете

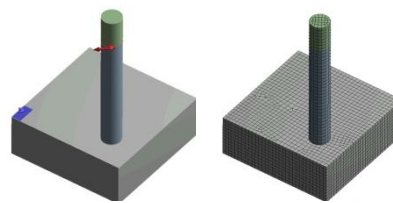


Рис. 22 – Геометрическая и конечно-элементная модели взаимодействия направляющей колонки с нижней базовой плитой штампа

На рис. 15-21 приведены характерные картины распределения компонент НДС элементов штампа. На рис. 20, 21 приведены интегральные зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров.

Полученные зависимости изменения картин распределений компонент НДС элементов технологической подсистемы "пакет – нижняя базовая плита штампа – подштамповая плита прессы" дают возможность сделать следующие выводы.

1. Интегральные зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров (в данном случае – толщина базовой плиты и диаметр провольного отверстия) соответствуют "гиперболическому" поведению: резкое возрастание при убывании объема материала детали ниже некоторого предела, практически неизменная величина – при возрастании этого объема выше некоторого другого предела и плавное изменение в переходном диапазоне.

2. Напряжения в элементах данной подсистемы концентрируются в зонах их механического контакта.

3. Напряжения и контактные давления распределяются по площадям контактного сопряжения неравномерно.

Таким образом, полученные картины распределений характеристик напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки определяют наиболее нагруженные их зоны, а построенные поверхности отклика дают возможность решать задачу обоснования проектно-технологических параметров штампов по критериям стойкости, точности, прочности и жесткости.

Задача 2. Для исследования взаимодействия элементов подсистемы "нижняя базовая плита штампа – направляющие колонки" рассмотрим контактное взаимодействие тестовой конструкции, схема которой – на рис. 22. Усилие штамповки, материал и размеры элементов штампа – те же, что и в задаче 1.

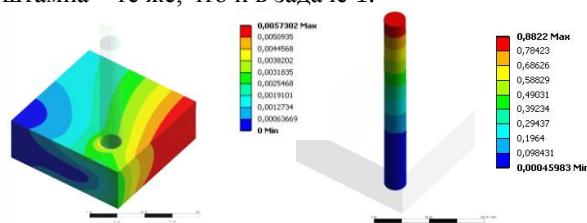


Рис. 23 – Распределение полных перемещений в нижней базовой плите штампа (задача 2)

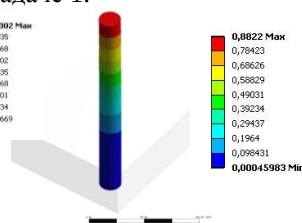


Рис. 24 – Распределение полных перемещений в колонке штампа (задача 2)

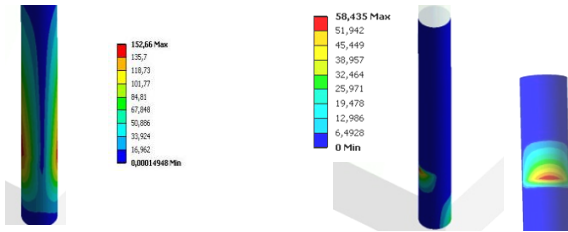


Рис. 25 – Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений в колонке штампа (задача 2)

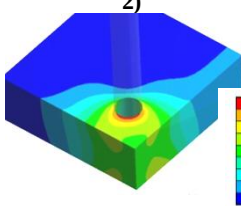


Рис. 27 – Распределения полных перемещений в нижней базовой плите штампа при натяге 0,1 мм (задача 2.1)

Рис. 26 – Распределение контактных напряжений в сопряжении колонки с плитой штампа (задача 2)

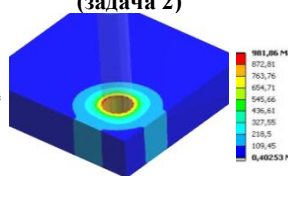


Рис. 28 – Распределения максимальных эквивалентных напряжений в нижней базовой плите штампа при натяге 0,1 мм (задача 2.1)

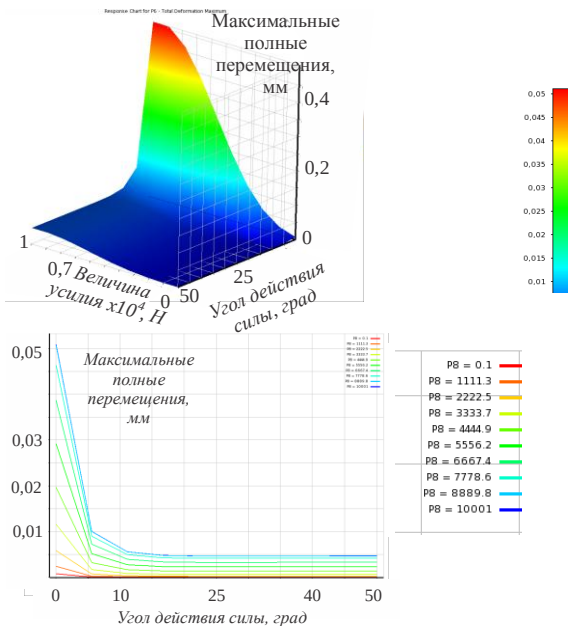


Рис. 29 – Зависимость полных перемещений верхнего среза колонки от параметров p_1 , p_2 (задача 2.1)

Задача 2.1. Исследуется влияние усилия, действующего со стороны верхней базовой плиты штампа (параметр $p_1 = 0 \div 10$ кН) через втулку на уровне ее верхнего среза (на высоте 120 мм) под углом в плоскости плиты (параметр $p_2 = 0 \div \pi/4$).

Втулка диаметром 20 мм посажена в нижней плите толщиной 45 мм с натягом (параметр $p_3 = 0.001, 0.005, 0.1, 0.2$ мм). Картины распределения НДС приведены на рис. 23–26, а на рис. 27–30 – зависимости характеристик НДС от варьированных параметров.

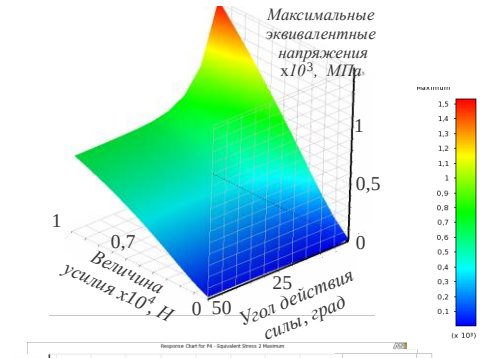


Рис. 30 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений от параметров p_1 , p_2 (задача 2.1)

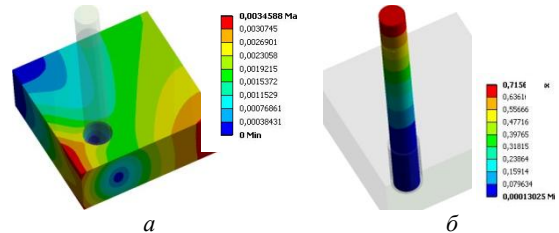


Рис. 31 – Распределение полных перемещений (задача 2.2): а – в нижней базовой плите, б – в колонке штампа

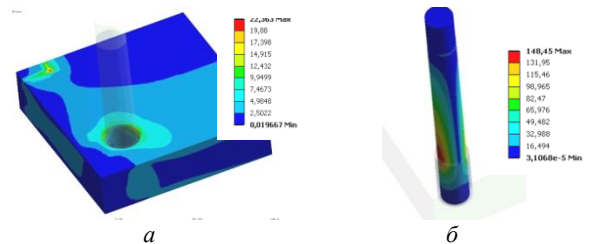


Рис. 32 – Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений (задача 2.2): а – в нижней плите, б – в колонке штампа

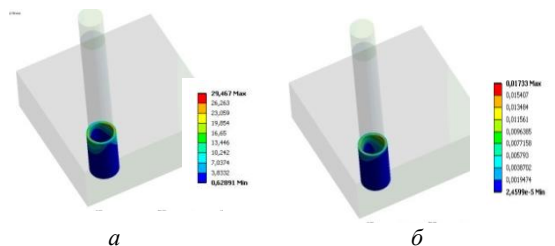


Рис. 33 – Распределение компонент НДС в фиксирующем слое (задача 2.2): а – полных перемещений, б – эквивалентных (по Мизесу) напряжений

Как видно из представленных графиков и распределений, наблюдаются следующие закономерности.

1. Наиболее нагруженными от горизонтальных усилий зонами являются области, примыкающие к соединению колонок с плитами.

2. Контактные давления в сопряжении "колонка – плита" распределяются неравномерно, и чем меньше натяг, тем больше эта неравномерность.

Интегральные характеристики напряженно-деформированного состояния демонстрируют примерно такую же зависимость от конструктивных параметров, как и описанная выше (см. задачу 1) "гиперболическая" зависимость, и более равномерную и плавную – от параметров нагружения.

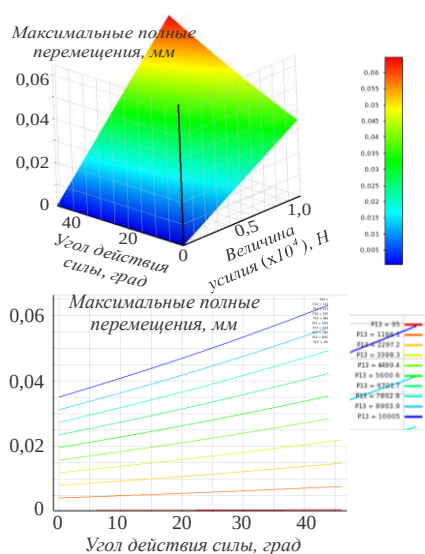


Рис. 34 – Распределение полных перемещений в нижней базовой плите штампа (задача 2.2)

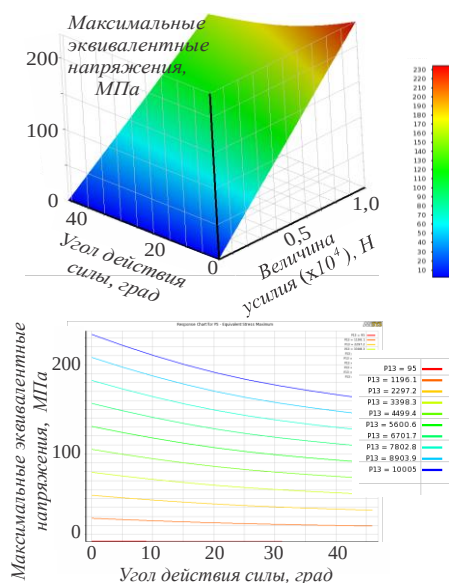


Рис. 35 – Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений в колонке штампа (задача 2.2)

Задача 2.2. Исследуется влияние усилия, действующего со стороны верхней базовой плиты штампа (параметр $p_1 = 0 \div 10$ кН) через втулку на уровне ее верхнего среза (на высоте 120мм) под углом в плоскости плиты (параметр $p_2 = 0 \div \pi/4$). Втулка диаметром 20 мм посажена в нижней плите толщиной 45 мм при помощи клеевого состава (толщина слоя – параметр $p_3 = 2.0, 3.5, 5.0$ мм). В качестве фиксирующего материала применен состав на основе эпоксидной смолы ($E = 3,2 \cdot 10^3$ МПа, $\nu = 0,45$). На рис. 31–35 приведены результаты исследований.

На рис. 30–33, в частности, представлены распределения перемещений и напряжений в тестовой конструкции. Видно, что распределения контактного давления в сопряжениях элементов штампов далеки от равномерных. Этот фактор существенным образом сказывается на НДС всех элементов штампов, находящихся во взаимодействии, и его нужно учитывать при формировании более адекватных, чем традиционные, расчетных схем элементов раздельных штампов.

Как следует из анализа полученных результатов, напряженно-деформированное состояние данной подсистемы имеет свои особенности.

1. Напряжения в данном случае гораздо ниже, чем в случае посадки колонок с натягом.

2. Перемещения колонок от действия горизонтальных усилий выше, чем в случае посадки колонок с натягом.

3. Распределение напряжений в слое клеящего компаунда после полимеризации и приложения нагрузки в случае посадки колонок с натягом неравномерное по высоте.

4. Несмотря на более низкий уровень напряжений, следует учитывать также и более низкий уровень механических характеристик материала склеивающего слоя по сравнению со свойствами металла, из которого изготовлены колонка и плита.

5. Интегральные зависимости характеристик НДС данной подсистемы от всех варьируемых параметров носят примерно линейный характер.

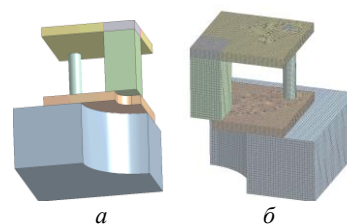


Рис. 36 – Разделительный штамп: а – геометрическая модель, б – КЭМ

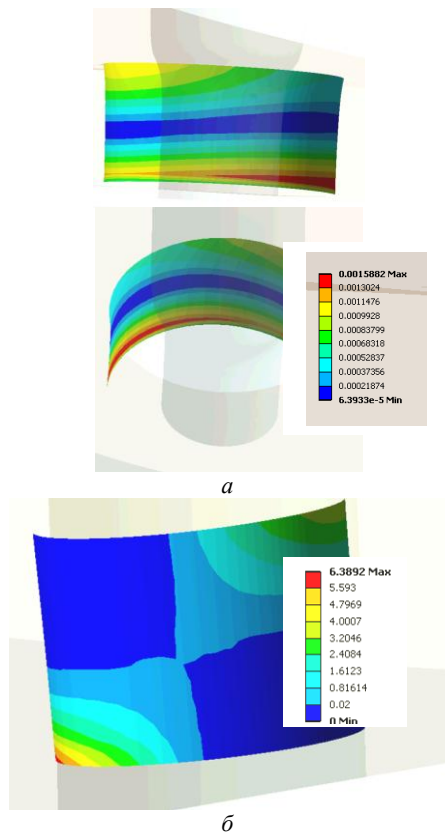


Рис. 37 – Картины распределения контактного давления в зонах ($P_{шт} = 10$ кН): а – k_2 , б – k_1

Таким образом, можно заключить, что в работе представлен подход к созданию комплексных расчетных схем элементов штампов. Они отличаются от традиционных расчетных схем включений в единую интегрированную расчетную схему всех основных элементов разделительных штампов, причем с учетом их контактного взаимодействия значения контактных давлений определяются в ходе решения, контактной задачи, а не задаются заранее известными.

Параметрические модели со множественным контактом для исследования контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов системы "подштамповая плита прессы – нижняя базовая плита – пакет – направляющие колонки – верхняя базовая плита". Описанные выше задачи являются ценными с точки зрения установления закономерностей изменения характеристик напряженно-деформированного состояния ЭШО при варьировании отдельных проектно-технологических параметров или их множества. В то же время в созданные расчетные модели были объединены не все основные элементы штампа. В связи с этим требуется провести исследование НДС с использованием модели более высокого уровня. В частности, с этой целью была построена модель разделительного штампа в виде системы "подштамповая плита прессы – нижняя базовая плита – пакет – направляющие колонки – верхняя

базовая плита" (рис. 36, в силу симметрии рассмотрена 1/4 конструкции, усилие штамповки – 10 кН). На рис. 37 приведены картины распределения контактного давления в зонах k_1, k_2 (см. рис. 13), на рис. 38 – в k_2, k_3 .

Из представленных распределений видно, что выявленные на частных моделях (см. задачи 1, 2) закономерности, а именно относительно существенное неравномерное распределение контактного давления в сопряжениях ЭШО, целиком и полностью подтверждаются. То же можно сказать и о распределении полных перемещений, эквивалентных напряжений по Мизесу (рис. 39). Из всей системы можно вычленивать картины НДС отдельных элементов (рис. 40–54). Они также дают основание подтвердить прогнозируемые особенности НДС, обоснованные на более частных моделях: о концентрации напряжений в зонах контактного взаимодействия отдельных ЭШО и о значительных уровнях упругих перемещений.

Таким образом, можно заключить, что качественную картину распределения компонент НДС можно проанализировать по результатам исследования более полной модели штампа, в то же время как количественные зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров можно определять по результатам расчета с применением частных моделей, менее громоздких, а, значит, и требующих меньше вычислительных затрат на компьютерное моделирование. В результате обеспечивается сбалансирование получаемых результатов и сложности создаваемых моделей. Полученные результаты дают основу для анализ закономерностей распределения контактных давлений в элементах штамповой оснастки. В монографии [25] отмечается, что для ряда механических систем, в которых реализуется первоначальный контакт по так называемым "согласованным" (т.е. совпадающим) поверхностям, а также при возможности изгиба, характерным является слабая зависимость площади контактных зон от величины действующих усилий. Кроме того, контактные давления являются пропорциональными действующим силам.

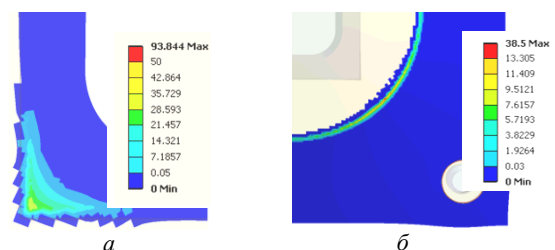


Рис 38 – Картины распределения контактного давления в зонах ($P_{шт} = 10$ кН): а – k_4 , б – k_3

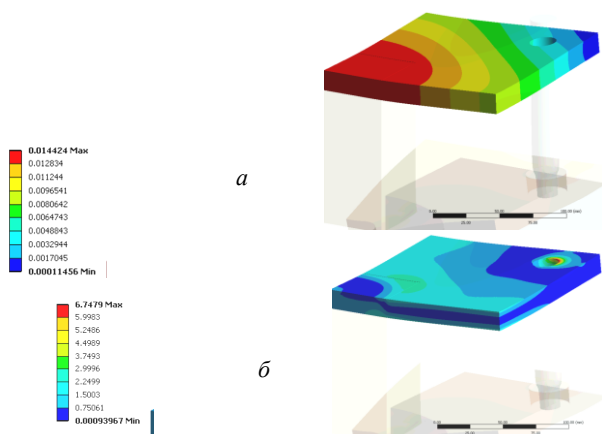


Рис. 39 – Картины распределения компонент НДС в верхней базовой плите ($P_{шт} = 10$ кН): а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

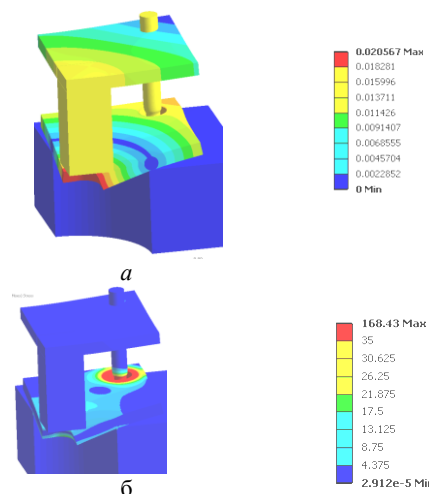


Рис. 40 – Картины распределения компонент НДС ($P_{шт} = 10$ кН): а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

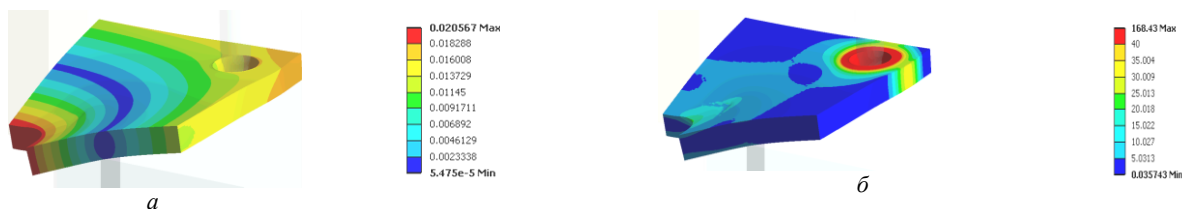


Рис. 41 – Картины распределения компонент НДС в нижней базовой плите ($P_{шт} = 10$ кН): а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

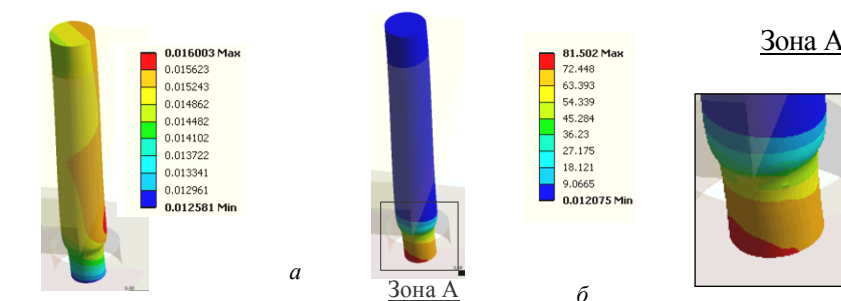


Рис. 42 – Картины распределения компонент НДС в направляющей колонке ($P_{шт} = 10$ кН): а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

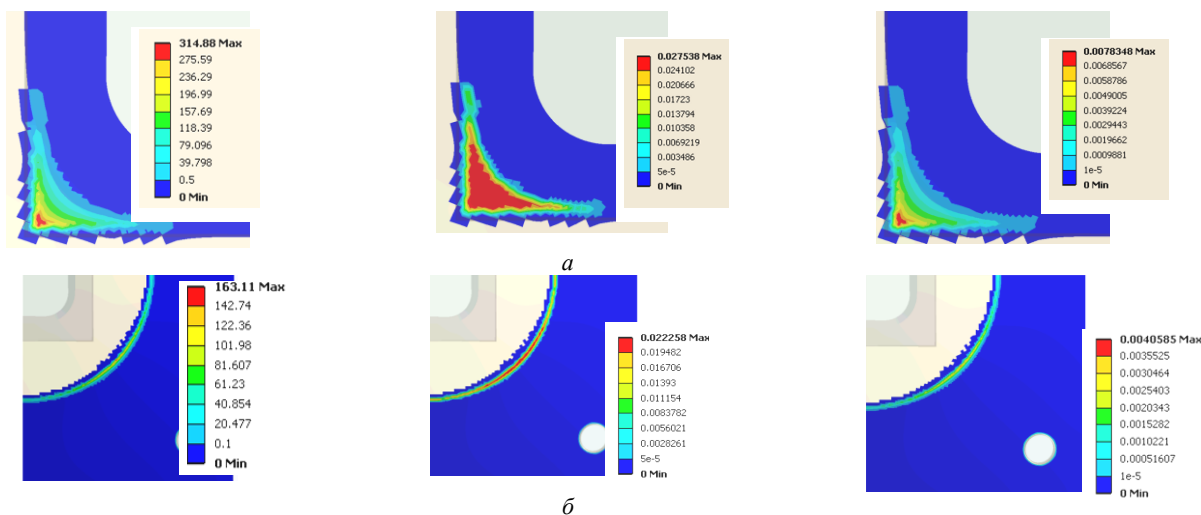


Рис. 43 – Картины распределения контактного давления в зонах ($P_{шт} = 100$ кН): а – k_4 , б – k_3

Рис.44 – Картины распределения компонент НДС ($P_{шт} = 100$ кН):
а – полные перемещения,
б – эквивалентные напряжения по Мизесу

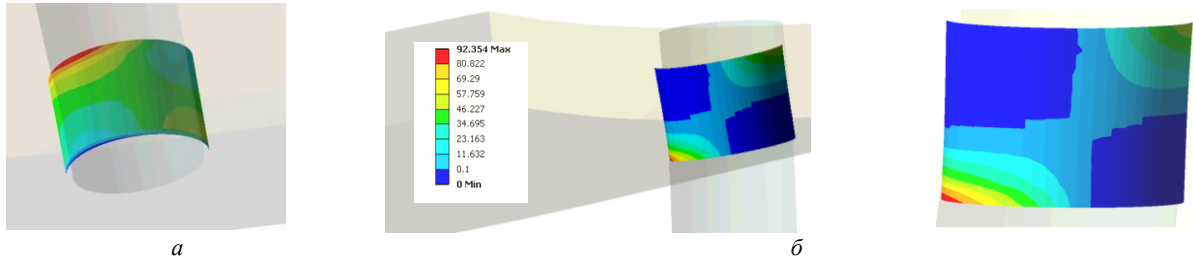
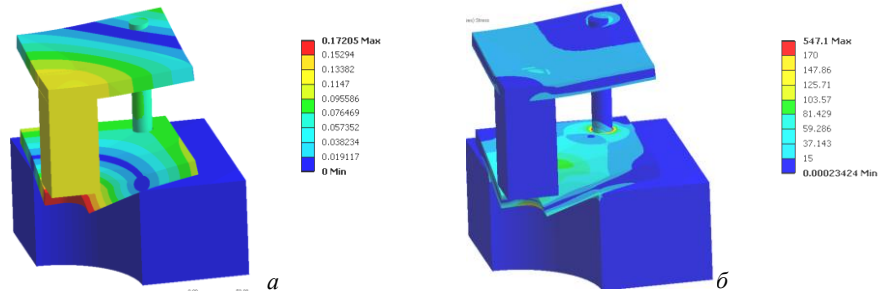


Рис. 45 – Картины распределения контактного давления в зонах ($P_{шт} = 100$ кН): а – k_2 , б – k_1

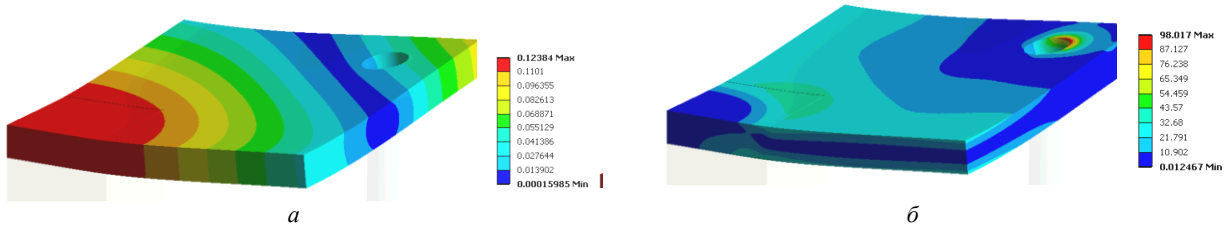


Рис. 46 – Картины распределения компонент НДС в верхней базовой плите ($P_{шт} = 100$ кН):
а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

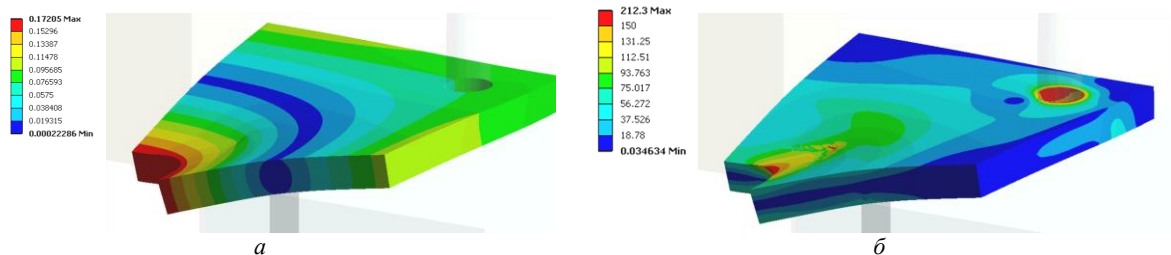


Рис. 47 – Картины распределения компонент НДС в нижней базовой плите ($P_{шт} = 100$ кН):
а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

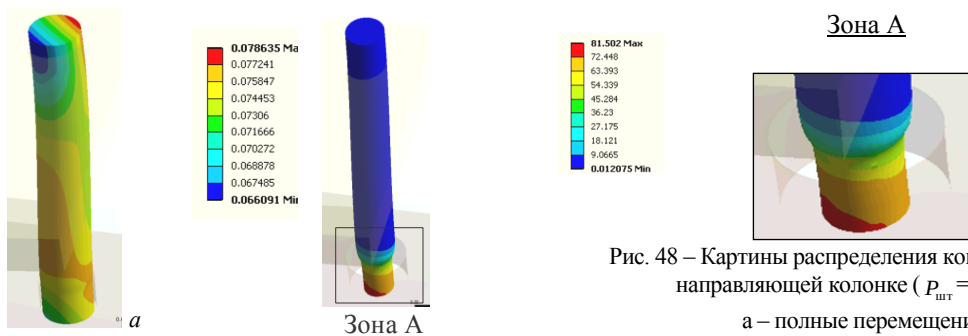
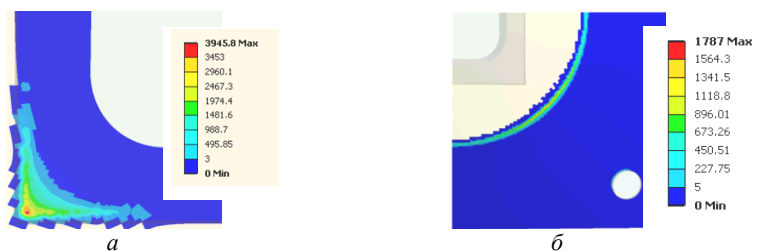
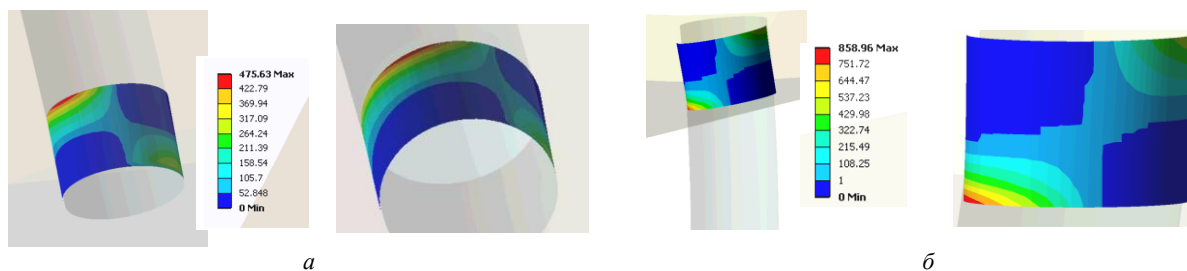
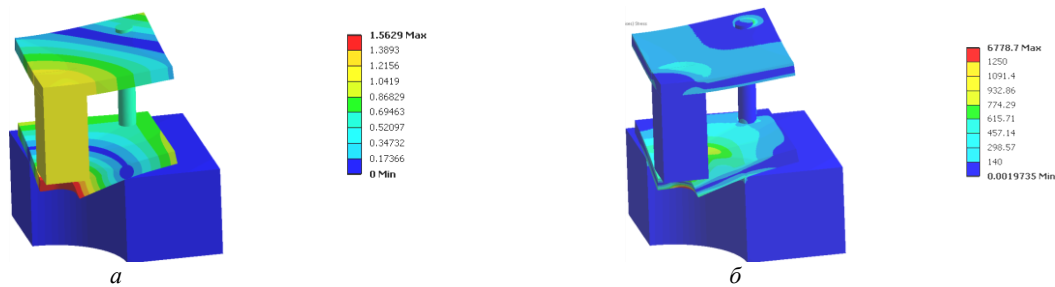
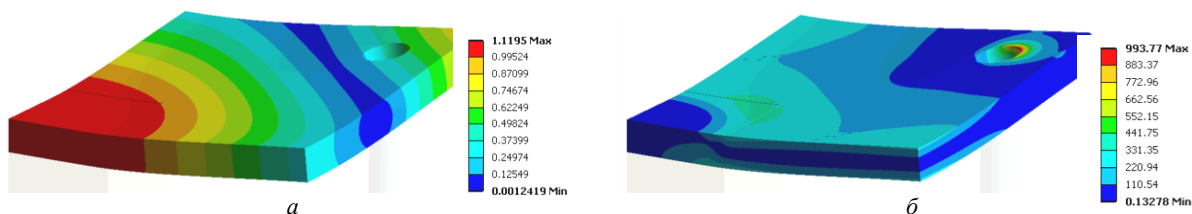
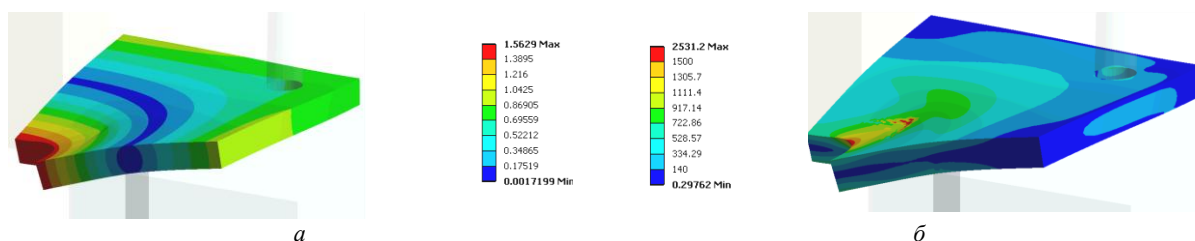
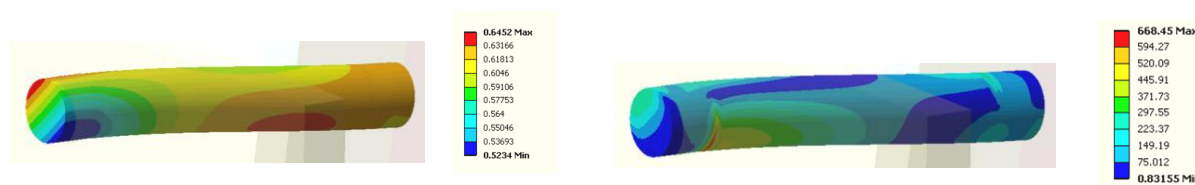


Рис. 48 – Картины распределения компонент НДС в направляющей колонке ($P_{шт} = 100$ кН):
а – полные перемещения,
б – эквивалентные напряжения по Мизесу

Рис. 49 – Картины распределения контактного давления в зонах :
а – k_4 , б – k_3
($P_{шт} = 1$ МН)



Рис. 50 – Картины распределения контактного давления в зонах ($P_{шт} = 1$ МН): а – k_2 , б – k_1 Рис. 51 – Картины распределения компонент НДС ($P_{шт} = 1$ МН):
а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по МизесуРис. 52 – Картины распределения компонент НДС в верхней базовой плите ($P_{шт} = 1$ МН):
а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по МизесуРис. 53 – Картины распределения компонент НДС в нижней базовой плите ($P_{шт} = 1$ МН):
а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по МизесуРис. 54 – Картины распределения компонент НДС в направляющей колонке ($P_{шт} = 1$ МН):
а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

Для проверки выполнения данных закономерностей для случая множественного контакта в элементах штамповой оснастки был проведен ряд исследований на примере расчетной модели (см. рис. 36) с варьированием усилий штамповки $P_{шт}$. На рис. 55 приведены полученные результаты. Видно, что с удовлетворительной для практики точностью (погрешность составляет около 2,5 %) отмеченная способность контактных давлений соблюдается. Это очень важное обстоятельство, т. к. напряженно-деформированное состояние при любом действующем усилии штамповки можно получить из результатов единичного расчета при заданном $P_{шт}$ по линейным зависимостям.

Анализ результатов и обоснование рациональных проектно-технологических решений разделительных штампов. Задача обоснования проектно-технологических решений разделительных штампов по критериям стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций базируется на результатах исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки (см. выше). Ниже рассматривается общий подход к решению этой задачи в методологическом плане.

Что касается требований к стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций, то они напрямую зависят:

- стойкость и прочность – от уровня напряжений в основных, наиболее нагруженных элементах штамповой оснастки:

$$\sigma_3^{\max} \leq [\sigma], \quad (19)$$

где $\sigma_3^{\max}$ – максимальные эквивалентные напряжения в ЭШО, а $[\sigma]$ – допускаемые напряжения; их величина обуславливается либо необходимостью обеспечения усталостной прочности (выносливости) для базовых элементов блоков, либо – статической прочности (для элементов сменных пакетов при мелкосерийном производстве);

- жесткость и точность штамповки – от уровня перемещений и поворотов ЭШО

$$w_{\max} \leq [w]; \quad w'_{\max} \leq [w'], \quad (20)$$

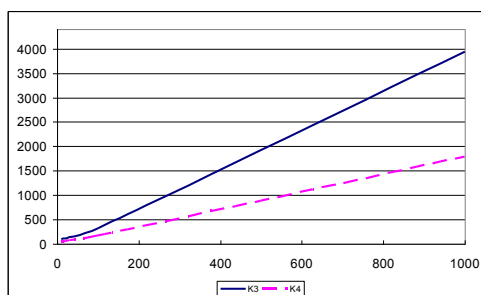


Рис. 55 – Зависимость максимальных контактных давлений в сопряжениях от величины усилия штамповки k_4, k_3

где $w_{\max}$, $w'_{\max}$ – максимальные перемещения и углы поворота (например, для нижних базовых плит), а $[w]$, $[w']$ – их допускаемые значения, определяемые требованиями к штампуемой детали.

В работах [6-9] схожий подход был применен для частных случаев расчета ЭШО, причем на упрощенных моделях напряженно-деформированного состояния. В данной работе на основе совокупности результатов расчета НДС элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия (т.е. с применением более адекватных и точных моделей) предлагается строить соответствующую базу данных. В этой пополняемой базе данных хранится информация о зависимостях

$$\sigma_3^{\max} = \sigma_3^{\max}(p), \quad w_{\max} = w_{\max}(p), \\ w'_{\max} = w'_{\max}(p). \quad (21)$$

Заменяя в (20) левые части соответствующими допускаемыми величинами $[\sigma]$, $[w]$, $[w']$, можно найти решение совокупности соотношений (21). Таким образом, можно найти такие проектно-технологические параметры, которые удовлетворяют всем предъявляемым требованиям.

Преимуществом данного подхода (по сравнению с известными), является высокая оперативность и точность, что очень ценно в условиях сжатых сроков и ограниченных материальных ресурсов при проектировании технологической оснастки для штамповки деталей на предприятиях в условиях низкой серийности изделий и быстрого изменения их номенклатуры.

В частности, в данной работе использованы результаты исследований с применением комплексных моделей напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки, описанных в [33-36]. Получены результаты, позволяющие обосновать следующие выводы.

1. Для обеспечения возможности вариативности геометрических и численных моделей элементов штамповой оснастки интегрирован и адаптирован подход с применением метода обобщенного параметрического моделирования. Этим самым обеспечивается, в отличие от традиционных подходов, бесконфликтное построение моделей элементов штамповой оснастки в широком диапазоне варьирования их проектно-технологических параметров.

2. Разработан алгоритм повышения точности и оперативности численных исследований напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки за счет обоснования дифференцированного назначения условий контактного сопряжения при наличии множественных контактов деталей штампов. Этим

самым обеспечивается, в отличие от традиционных подходов, возможность проведения многовариантных численных исследований элементов штамповой оснастки на этапах проектирования параллельно с остальными работами.

3. Созданный специализированный программно-модельный комплекс отличается от известных гибкой модульной структурой, сочетающей, с одной стороны, развитые средства геометрического и конечно-элементного моделирования универсальных CAD/CAM/CAE-систем, с одной стороны, и нацеленность на объект – элемент штамповой оснастки – за счет специализированных программных модулей, – с другой. Благодаря такой структуре удается получить новое качество исследований – бесконфликтное оперирование с большими объемами информации. Кроме того, перенацеливание на новый объект исследований, в отличие от универсальных или специальных CAD/CAM/CAE-систем, требует доработки только отдельных модулей. Также новой отличительной особенностью созданного СПМК является наличие пополняемой базы данных, которая аккумулирует результаты предшествующих исследований, еще в большей степени повышает оперативность расчетов и снижает их объем, а также создает предпосылки для построения экспертных систем и баз знаний по обоснованию проектных решений ЭШО по критериям стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций.

4. В работе представлен подход к созданию комплексных расчетных схем элементов штамповой оснастки. Они отличаются от традиционных расчетных схем включений в единую интегрированную расчетную схему всех основных элементов разделительных штампов, причем с учетом их контактного взаимодействия значения контактных давлений определяются в ходе решения контактной задачи, а не задаются заранее известными.

5. На примере ряда частных моделей ЭШО определены особенности их напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия. В частности, установлено существенно неравномерное распределение контактных давлений, перемещений и напряжений, причем концентрация контактных давлений и напряжений наблюдается в зоне контактирования отдельных элементов штампов.

6. Получены зависимости интегральных характеристик напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки (максимальные перемещения, контактные давления и напряжения) от варьируемых проектно-технологических параметров, как правило, зависимость от конструктивных параметров носит "гиперболический" характер, а от технологических – близкий к линейной зависимости.

7. Предложена и реализована в виде специализированного программно-модельного комплекса технология исследований, дающая возможность проведения многовариантных

исследований НДС элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия.

8. В созданный специализированный программно-модельный комплекс интегрирована специализированная база данных, в которой хранятся результаты исследований напряженно-деформированного состояния ЭШО.

9. В ходе моделирования НДС элементов разделительных штампов при помощи метода конечных элементов на модели более высокого уровня подтверждены все основные особенности распределения контактных давлений, полных перемещений и напряжений, определенные при помощи менее громоздких моделей, состоящих из 2-3 элементов непосредственно взаимодействующих штампов. Это свидетельствует о возможности использования зависимостей характеристик НДС от варьируемых параметров, полученных на этих более простых моделях, при проведении проектных исследований. При этом на завершающей их стадии, несомненно, требуется проведение проверочных расчетов с применением расчетной модели более высокого уровня.

Заключение. В работе проиллюстрированы возможности обоснования проектно-технологических решений элементов штамповой оснастки по критериям стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций штамповки. Решены следующие задачи и получен ряд новых результатов.

1. На основе решения задачи об определении спектра собственных частот колебаний элементов штамповой оснастки установлено, что в силу их высоких значений при определении напряженно-деформированного состояния допустимо во многих случаях использовать квазистатический подход, пренебрегая динамическими эффектами.

2. Разработанные в работе подходы к параметризации и к учету множественного контактного взаимодействия при формировании математической и численной моделей напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки реализованы на примере разделительных штампов для вырубки-пробивки. Этими подходами обеспечивается более высокий, по сравнению с традиционными методиками расчета, уровень адекватности моделей, точности и обоснованности получаемых результатов.

3. На примере блока разделительного штампа проведено исследование влияния ряда конструктивных параметров на напряженно-деформированное состояние элементов штамповой оснастки. В частности, проанализировано влияние толщины базовой плиты, ее размеров в плане, диаметра провольного отверстия на характеристики прочности и жесткости. Установлено, что добавление материала приводит к повышению прочностных и жесткостных характеристик базовых плит, однако, с некоторого значения,

дальнейшее утяжеление конструкции становится малоэффективным. Наоборот, при снижении массы элементов штамповой оснастки в определенный момент наступает резкое ухудшение характеристики прочности и жесткости. Это дает основание для выводов о том, что в зоне рациональных проектно-технологических решений характеристики прочности и жесткости, а, значит, стойкости и точности выполнения технологических операций, не должны слишком резко изменяться при варьировании проектно-технологических параметров, а также быть слишком чувствительными к такому варьированию.

4. В качестве альтернативного технологического решения при создании переналаживаемых разделительных штампов рассмотрена технологическая операция закрепления направляющих колонок при помощи твердеющих компаундов. Это дает возможность резкого ускорения и удешевления изготовления штампов. При этом выявлено, что в слое крепления реализуется чрезвычайно сложное неоднородное напряженно-деформированное состояние. Таким образом, применение упрощенных моделей для расчета несущей способности и податливости колонок в таких соединениях приводит к недопустимым погрешностям, и необходимо проводить исследование НДС в полной пространственной постановке задачи определения напряженно-деформированного состояния в этих зонах.

5. Для обоснования проектно-технологических решений элементов штамповой оснастки предложен подход с применением пополняемой базы данных расчетов напряженно-деформированного состояния ЭШО. В отличие от упрощенных расчетных моделей или прямого многократного решения задач в полной постановке, предлагаемый подход обеспечивает и точность, и оперативность решения данных задач.

В заключении можно сделать вывод о работоспособности, точности и оперативности созданного в разделе инструмента исследования и обоснования проектно-технологических решений элементов штамповой оснастки по критериям прочности, жесткости, стойкости и точности выполнения технологических операций штамповки.

Список литературы

1. Заярненко Е.И. Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дисс... доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Е.И. Заярненко. – Харьков, 1992. – 280 с.
2. Дьоміна Н.А. Удосконалення методів розрахунку елементів штампового оснащення на основі аналізу їх напружено-деформованого стану: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 „Процеси та машини обробки тиском” / Н.А. Дьоміна. – Харків, 2011. – 20 с.
3. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с.
4. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки / Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1968. – 283 с.
5. Фролов Е. А., Азарков В. В., Корнеев С. В. Экспериментальное исследование напряженного состояния блоков универсально-сборных переналаживаемых штампов методом голографической интерферометрии / Фролов Е. А., Азарков В. В., Корнеев С. В. // Обработка материалов давлением. – 2012. – № 3 (32). С. 218-223.
6. Демина Н.А. Влияние конструктивных и технологических параметров на напряженно-деформированное состояние матриц штампов холоднолистовой штамповки / Н.А. Демина // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2005. – № 60. – С.68-76.
7. Демина Н.А. К вопросу о влиянии высоты матрицы штампа для вырубки-пробивки на ее деформированное состояние / Н.А. Демина, А.В. Ткачук, М.М. Пеклич [и др.] // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2006. – № 33. – С.28-33.
8. Демина Н.А. Контактное взаимодействие в сопряжении „пуансон – штампуемый материал – матрица” / Н.А. Демина, О.П. Назарова, А.Н. Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2007. – № 23. – С.39-48.
9. Демина Н.А. Моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / Н.А. Ткачук, Н.А. Демина, Ю.Д.Сердюк [и др.] // Обработка материалов давлением: сборник научных трудов. – Краматорск: ДГМА, 2010. – № 2 (23). – С. 240-248.
10. Тарасов А.Ф. Влияние конструкции штампа на деформацию элементов блока и рабочего инструмента / А.Ф. Тарасов, С.А. Короткий // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. Тем. зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2004. – С. 103-108.
11. Заблоцкий В.К. Способ повышения стойкости штампов холодного деформирования штампов / В.К. Заблоцкий, М.Я. Белкин, А.И. Шимко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. Тем. зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2004. – С. 109-113.
12. Бень И. В., Яворовский В. Н. Анализ вырубки прямоугольных пластинок методом конечных элементов // Обработка материалов давлением. – 2013. – № 4 (37). С. 28-35.
13. Яворовский В. Н., Кальченко И. Н. Исследование специфического характера вырубки тонколистовых материалов с помощью компьютерного моделирования // Обработка материалов давлением. – 2013. – № 4 (37). С. 45-51.
14. Корнилова А. В. Исследование рациональности применения стейл для изготовления инструмента холодной листовой штамповки на примере X12MФ // Обработка материалов давлением. – 2010. – № 1 (22). С. 159-166.
15. Львов Г.И. Моделирование и анализ элементов технологических систем листовой штамповки / Г.И. Львов, Н.А. Ткачук // Механіка та машинобудування. – 1997. – № 1. – С.34-39.
16. Борисевич В.К. Анализ разделительных процессов листовой штамповки / В.К. Борисевич, В. В. Драгобецкий // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2009. – № 12. – С. 9-12.
17. Заярненко Е.И. Испытания прочности и жесткости базовых плит переналаживаемых штампов / Заярненко Е.И., Кузнецова Л.Г. // Вопросы оборонной техники. – 1990. – Сер. 2. – Вып.10 (229). – С.61-65.
18. Popat P.B. Finite -element analysis of the blanking process // Journal of Mechanical Working Technology / P.B. Popat, A. Ghosh, N.N. Kishore. – Amsterdam. – 1989. – 18. – № 3. – PP.269-282.
19. Ткачук Н.Н., Мовиович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие соотношения. 1. Постановка задачи. 2. Кинематическая модель контакта гладких тел / Н.Н. Ткачук, И.Я. Мовиович, Н.А. Ткачук, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт”. – 2014. – № 3. – С. 3-10.
20. Ткачук Н.Н., Мовиович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие соотношения. 3. Прямой и вариационный методы решения задачи негерцевского нормального контакта гладких тел. 4. Модель контакта шероховатых тел / Н.Н.

21. Ткачук, И.Я. Мовшиович, Н.А. Ткачук, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт“. – 2014. – № 4. – С. 3-8.
22. Ткачук Н.Н., Чепурной А.Д., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В., Ткачук Н.А. Многоуровневые модели в задаче анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел: алгоритмы, реализация и анализ применимости / Н.Н. Ткачук, А.Д. Чепурной, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт“. – 2014. – № 6. – С. 10-16.
23. Ткачук Н.Н., Чепурной А.Д., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В., Ткачук Н.А. Многоуровневые модели в задаче анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел: алгоритмы, реализация и анализ применимости (продолжение) / Н.Н. Ткачук, А.Д. Чепурной, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт“. – 2014. – № 7. – С. 11-20.
24. Ткачук Н.Н., Чепурной А.Д., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В., Ткачук Н.А. Многоуровневые модели в задаче анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел: алгоритмы, реализация и анализ применимости (окончание) / Н.Н. Ткачук, А.Д. Чепурной, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт“. – 2014. – № 8. – С. 6-8.
25. Крауч С., Старфилд А. Методы граничных элементов в механике твердого тела / С. Крауч, А. Старфилд. – М.: Мир, 1987. – 328 с.
26. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
27. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук // Доклады АН СССР, 1976. – Т.230. – № 2. – С. 308-310.
28. Кравчук А.С. Численное решение геометрически нелинейных контактных задач / А.С. Кравчук, В.А. Сурськов // Доклады АН СССР, 1981. – Т. 259. – № 6. – С. 1327-1329.
29. Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p.
30. Belytschko T. Contact-Impact by the Pinball Algorithm with Penalty and Lagrangian Methods / T. Belytschko, M.O. Neal // Int. J. for Numerical Methods in Engineering. – 1991. – Vol. 31. – P. 547-572.
31. Jiang Pledgers O. Combined Lagrangian Multiplier and Penalty Function Finite Element Technique for Elastic Impact Analysis / O. Jiang Pledgers // Computers and Structures. – 1988. – Vol. 30. – P. 1219-1229.
32. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. Перев. с англ. под ред. Б.Е. Победри./ О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 542.45.
33. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79.
34. Ищенко О.А., Ткачук Н.Н., Грабовский А.В., Ткачук Н.А., Демина Н.А., Зарубина А.А. Параметрические модели для компьютерного моделирования контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / О.А. Ищенко, Н.Н. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, Н.А. Демина, А.А. Зарубина // Вісник НТУ „ХПІ“. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ „ХПІ“. – 2016. – №39 (1211). – С. 66-78.
35. Ищенко О.А. Базовые плиты разделительных штампов: напряженно-деформированное состояние с учетом контактного взаимодействия / О.А. Ищенко, Н.А. Демина, А.В. Грабовский и др. // Вестник НТУ „ХПІ“. – Харьков: НТУ „ХПІ“. – 2011. – № 51. – С. 50-58.
36. Ищенко О.А. Контактное взаимодействие элементов штампов для разделительных операций / О.А. Ищенко // Моделювання процесів в металургії. – 2015. – № 1. – С. 93-96.
37. Ищенко О.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния базовых плит разделительных штампов / О.А. Ищенко, Н.А. Демина, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт“. – 2012. – № 9. – С. 40-44.

References (transliterated)

1. Zayarnenko E.I. Razrabotka matematicheskikh modeley i raschetyi na prochnost razdelitelnykh perenalazhivaemykh shtampov: diss... doktora. tehn. nauk: spets. 01.02.06 i 05.03.05 / E. I. Zayarnenko. – Kharkov, 1992. – 280 pp.
2. Domina N.A. Udokonalennya metodiv rozrahunku elementiv shtampovogo osnashchennya na osnovi analizu yih napruzhenodeformovanogo stanu: avtoref. dis. na здобуття наук. stupenya kand. tehn. nauk: spets. 05.03.05 „Protsezi ta mashini obrobki tiskom“ / N. A. Domina. – Kharkiv, 2011. – 20 pp.
3. Romanovskiy V.P. Spravochnik po holodnoy shtampovke / V.P. Romanovskiy. – Lutsk: Mashinostroenie, 1979. – 520 pp.
4. Popov E.A. Osnovyi teorii listovoy shtampovki / E.A. Popov. – Moscow: Mashinostroenie, 1968. – 283 pp.
5. Frolov E. A., Agarkov V. V., Korneev S. V. Eksperimentalnoe issledovanie napryazhennoho sostoyaniya blokov universalno-sbornykh perenalazhivaemykh shtampov metodom golograficheskoy interferometrii / Frolov E. A., Agarkov V. V., Korneev S. V. // Obrabotka materialov davleniem. – 2012. – No 3 (32). P. 218-223.
6. Demina N.A. Vliyanie konstruktivnykh i tehnologicheskikh parametrov na napryazhenodeformirovannoe sostoyanie matritsy shtampov holodnostovoy shtampovki / N.A. Demina // Vestnik NTU „KhPI“. – Kharkov: NTU „KhPI“. – 2005. – No 60. – P.68-76.
7. Demina N.A. K voprosu o vliyani vliyati matritsy shtampa dlya vyirubki-probivki na ee deformirovannoe sostoyanie / N.A. Demina, A.V. Tkachuk, M.M. Peklich [i dr.] // Vestnik NTU „KhPI“. – Kharkov: NTU „KhPI“. – 2006. – No 33. – P.28-33.
8. Demina N. A. Kontaknoye vzaimodeystviye v sopryazhenii „puanson – shtampuemyiy material – matritsa“ / N.A. Demina, O.P. Nazarova, A.N. Tkachuk // Vestnik NTU „KhPI“. – Kharkov: NTU „KhPI“. – 2007. – No 23. – P. 39-48.
9. Demina N.A. Modelirovaniye kontaktnogo vzaimodeystviya elementov shtampovoy osnastki / N.A. Tkachuk, N.A. Demina, Yu.D.Serdyuk [i dr.] // Obrabotka materialov davleniem: sbornik nauchnykh trudov. – Kramatorsk: DGMA, 2010. – no 2 (23). – P. 240-248.
10. Tarasov A.F. Vliyanie konstruktivnykh shtampa na deforma-tsiyu elementov bloka i rabochego instrumenta / A.F. Tarasov, S.A. Korotkiy // Udokonalennya protsesiv i obladnannya obrobki tiskom v metalurgiyi i mashinobuduvanni. Tem. zb. nauk. prats. – Kramatorsk: DDMA, 2004. – P. 103-108.
11. Zablotskiy V.K. Sposob povysheniya stoykosti shtampov holodnoy deformirovaniya shtampov / V.K. Zablotskiy, M.Ya. Belkin, A.I. Shimko // Udokonalennya protsesiv i obladnannya obrobki tiskom v metalurgiyi i mashinobuduvanni. Tem. zb. nk. prats. – Kramatorsk: DDMA, 2004. – P. 109-113.
12. Ben I. V., Yavorovskiy V. N. Analiz vyirubki pryamougolnykh plastinok metodom konechnykh elementov // Obrabotka materialov davleniem. – 2013. – No 4 (37). P. 28-35.
13. Yavorovskiy V. N., Kalchenko I. N. Issledovanie spetsificheskogo haraktera vyirubki tonkolistovyykh materialov s pomoschyu kompyuternogo modelirovaniya // Obrabotka materialov davleniem. – 2013. – No 4 (37). P. 45-51.
14. Kornilova A. V. Issledovanie ratsionalnosti primeneniya staley dlya izgotovleniya instrumenta holodnoy listovoy shtampovki na primere H12MF // Obrabotka materialov davleniem. – 2010. – No 1 (22). p. 159-166.
15. Lvov G.I. Modelirovaniye i analiz elementov tehnologicheskikh sistem listovoy shtampovki / G.I. Lvov, N.A. Tkachuk // Mehanska ta mashinobuduvannya. – 1997. – No 1. – P.34-39.
16. Borisevich V. K. Analiz razdelitelnykh protsessov listovoy shtampovki / V.K. Borisevich, V. V. Dragobetskiy // Kuзнечно-shtampovochnoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – 2009. – No 12. – P. 9-12.
17. Zayarnenko E.I. Ispytaniya prochnosti i zhestkosti bazo-vyih plit perenalazhivaemykh shtampov / Zayarnenko E.I., Kuznetsova L.G. // Voprosy oboronnoy tekhniki. – 1990. – Ser. 2. – Vol.10 (229). – P. 61-65.
18. Popat P.V. Finite -element analysis of the blanking process // Journal of Mechanical Working Technology / P.V. Popat, A.

- Ghosh, N.N. Kishore. – Amsterdam. – 1989. – 18. – No 3. – P.269-282.
19. Tkachuk N. N., Movshovich I. Ya., Tkachuk N. A., Skripchenko N. B., Litvinenko A. V. Analiz kontaktного vzaimodeystviya gladih i sherohovatyih tel metodom granichnyih elementov: modeli i razreshayushchie sootnosheniya. 1. Postanovka zadachi. 2. Kinematicheskaya model kontakta gladih tel / N. N. Tkachuk, I. Ya. Movshovich, N. A. Tkachuk, N. B. Skripchenko, A. V. Litvinenko // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – Moscow: OOO „Tiso Print“. – 2014. – No 3. – P. 3-10.
20. Tkachuk N. N., Movshovich I. Ya., Tkachuk N. A., Skripchenko N. B., Litvinenko A. V. Analiz kontaktного vzaimodeystviya gladih i sherohovatyih tel metodom granichnyih elementov: modeli i razreshayushchie sootnosheniya. 3. Pryamoy i variatsionnyy metody reshe-niya zadachi negertsevskogo normalnogo kontakta gladih tel. 4. Model kontakta sherohovatyih tel / N. N. Tkachuk, I. Ya. Movshovich, N. A. Tkachuk, N. B. Skripchenko, A. V. Litvinenko // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – Moscow: OOO „Tiso Print“. – 2014. – No 4. – P. 3-8.
21. Tkachuk N.N., Chepurnoy A.D., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V., Tkachuk N.A. Mnogourovnevnyye modeli v zadache analiza kontaktного vzaimodeystviya slozhnoprofilnyih tel: algoritmy, realizatsiya i analiz primenimosti / N. N. Tkachuk, A. D. Chepurnoy, N.B. Skripchenko, A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – M.: OOO „Tiso Print“. – 2014. – No 6. – P. 10-16.
22. Tkachuk N.N., Chepurnoy A.D., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V., Tkachuk N.A. Mnogourovnevnyye modeli v zadache analiza kontaktного vzaimodeystviya slozhnoprofilnyih tel: algoritmy, realizatsiya i analiz primenimosti (prodolzhenie) / N. N. Tkachuk, A. D. Chepurnoy, N.B. Skripchenko, A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – Moscow: OOO „Tiso Print“. – 2014. – No 7. – p. 11-20.
23. Tkachuk N.N., Chepurnoy A.D., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V., Tkachuk N.A. Mnogourovnevnyye modeli v zadache analiza kontaktного vzaimodeystviya slozhnoprofilnyih tel: algoritmy, realizatsiya i analiz primenimosti (okonchanie) / N. N. Tkachuk, A. D. Chepurnoy, N.B. Skripchenko, A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – Moscow: OOO „Tiso Print“. – 2014. – No 8. – P. 6-8.
24. Krauch S., Starfild A. Metody granichnyih elementov v mehanike tverdogo tela / S. Krauch, A. Starfild. – Moscow: Mir, 1987. – 328 p.
25. Dzhonson K. Mehanika kontaktного vzaimodeystviya / K. Dzhonson. – Moscow: Mir, 1989. – 510 p.
26. Kravchuk A.S. K zadache Gertsya dlya lineynoy i nelineynoy uprugih tel konechnyih razmerov / A.S. Kravchuk // Doklady AN SSSR, 1976. – T.230. – No 2. – p. 308-310.
27. Kravchuk A.S. Chislennoe reshenie geometricheski nelineynyih kontaktnyih zadach / A.S. Kravchuk, V.A. Sursyakov // Doklady AN SSSR, 1981. – T. 259. – No 6. – P. 1327-1329.
28. Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p.
29. Belytschko T. Contact-Impact by the Pinball Algorithm with Penalty and Lagrangian Methods / T. Belytschko, M.O. Neal // Int. J. for Numerical Methods in Engineering. – 1991. – Vol. 31. – P. 547-572.
30. Jiang Pledgers O. Combined Lagrangian Multiplier and Penalty Function Finite Element Technique for Elastic Impact Analysis / O. Jiang Pledgers // Computers and Structures. – 1988. – Vol. 30. – P. 1219-1229.
31. Zenkevich O. Metod konechnyih elementov v tehnikе. Perv. s angl. pod red. B.E. Pobedri. / O. Zenkevich. – Moscow: Mir, 1975. – 542.45.
32. Tkachuk N.A., Gritsenko G.D., Chepurnoy A.D., Orlov E.A., Tkachuk N.N. Konechno-elementnyye modeli elementov slozhnyih mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2006. – No 1. – p.57-79.
33. Ischenko O. A., Tkachuk N. N., Grabovskiy A. V., Tkachuk N. A., Demina N. A., Zarubina A. A. Parametricheskie modeli dlya kompyuternogo modelirovaniya kontaktного vzaimodeystviya elementov shtampovoy osnastki / O.A. Ischenko, N.N. Tkachuk, A.V. Grabovskiy, N.A. Tkachuk, N.A. Demina, A.A. Zarubina // Visnik NTU "HPI". Seriya: Mashinostroyeniye ta SAPR. – Harkiv: NTU "HPI". – 2016. – No 39 (1211). – P. 66-78.
34. Ischenko O.A. Bazovyye plity razdelitelnyih shtampov: napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye s uchetoм kontaktного vzaimodeystviya / O.A. Ischenko, N.A. Demina, A.V. Grabovskiy i dr. // Vestnik NTU „HPI“. – Harkov: NTU „HPI“. – 2011. – No 51. – P. 50-58.
35. Ischenko O.A. Kontaktnoye vzaimodeystvie elementov shtampov dlya razdelitelnyih operatsiy / O.A. Ischenko // Modelirovaniye protsesiv v metalurgii. – 2015. – No 1. – P. 93-96.
36. Ischenko O.A. Modelirovaniye napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya bazovyih plit razdelitelnyih shtampov / O.A. Ischenko, N.A. Demina, A.V. Grabovskiy, N.A. Tkachuk // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – Moskov: OOO „Tiso Print“. – 2012. – No 9. – P. 40-44.

Поступила (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів штампової оснастки / О. А. Іщенко, Н. А. Дьоміна, М. М. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, А. В. Грабовський, Г. А. Кротенко, Г. В. Ткачук, А. О. Зарубіна, О. В. Кохановська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2017. – № 5 (1227). – С. 108-134. – Бібліогр.: 36 назв. – ISSN 2079-0775.

Компьютерное моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / О. А. Ищенко, Н. А. Демина, Н. Н. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, А. В. Грабовский, Г. А. Кротенко, А. В. Ткачук, А. А. Зарубина, О. В. Кохановская // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Транспортное машинобудування. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2017. – № 5(1227). – С. 108-134. – Библиогр.: 36 назв. – ISSN 2079-0775.

Computer modeling of contact interaction of dies tooling elements / O. Ishchenko, N. Demina, M. Tkachuk, N. Skripchenko, A. Grabovskiy, G. Krotenko, A. Tkachuk, A. Zarubina, O. Kochanovskaia // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No 5 (1227). – P. 108-134. – Bibliogr.: 36. – ISSN 2079-0775.

Ищенко Ольга Анатоліївна – ст. викладач кафедри вищої математики та фізики, Таврійський Державний агротехнологічний університет, Мелітополь

Ищенко Ольга Анатольевна - ст. преподаватель кафедры высшей математики и физики, Таврический Государственный агротехнологический университет, Мелитополь

Ishchenko Olga – Senior Lecturer, Higher Mathematics and Physic Department, Tavria State Agrotechnological University; Melitopol

Дьоміна Наталія Анатоліївна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри вищої математики та фізики, Таврійський Державний агротехнологічний університет, Мелітополь.

Деміна Наталія Анатольевна - кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры высшей математики и физики, Таврический Государственный агротехнологический университет, Мелитополь.

Demina Nataliya – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Higher Mathematics and Physic Department, Tavria State Agrotechnological University, Melitopol

Ткачук Микола Миколайович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Ткачук Николай Николаевич - кандидат технических наук, НТУ "ХПИ", докторант кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

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

Скріпченко Наталія Борисівна – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: negrobova@gmail.com.

Скрипченко Наталья Борисовна - кандидат технических наук, НТУ "ХПИ", научный сотрудник кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: negrobova@gmail.com.

Skipchenko Nataliia – Ph.D., NTU "KhPI", researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: negrobova@gmail.com.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Грабовский Андрей Владимирович - кандидат технических наук, старший научный сотрудник, НТУ "ХПИ", старший научный сотрудник кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Кротенко Галина Анатоліївна – кандидат технічних наук, доцент, НТУ "ХПІ", доцент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01;

Кротенко Галина Анатольевна - кандидат технических наук, доцент, НТУ "ХПИ", доцент кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", тел.: (057) 707-69-01;

Krotenko Galyna – Ph.D., Assistant Professor, NTU "KhPI" Associate Professor at the Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)7076166.

Ткачук Ганна Володимирівна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри "Інформаційні технології і системи колісних і гусеничних машин ім. О.О. Морозова", тел.: (057) 707-63-35.

Ткачук Анна Владимировна - кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший научный сотрудник кафедры "Информационные технологии и системы колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова", тел.: (057) 707-63-35.

Tkachuk Ganna – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at Information Technology and Systems of Wheeled and Tracked Machines behalf of A.A. Morozov Department; tel.: (057) 707-63-35

Зарубіна Алла Олександрівна – кандидат технічних наук, доцент, НТУ "ХПІ", професор кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01

Зарубина Алла Александровна - кандидат технических наук, доцент, НТУ "ХПИ", профессор кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", тел.: (057) 707-69-01

Zarubina Alla – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, NTU "KhPI", Professor at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01

Кохановська Ольга Владиславівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", провідний інженер кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01

Кохановская Ольга Владиславовна - Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", ведущий инженер кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", тел.: (057) 707-69-01

Kokhanovska Olga – NTU "KhPI", senior engineer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01

С. В. КУЦЕНКО, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, Д. С. МУХІН, Ю. К. ВАСИЛЬЄВ

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ІНДИВІДУАЛЬНОГО СПОРЯДЖЕННЯ ШЛЯХОМ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ НДС, НА ПРИКЛАДІ КАРАБІНІВ

У статті наводиться опис і класифікація індивідуального спорядження, описується постановка задачі для подальших досліджень. Створено геометричні та скінченно-елементні моделі досліджуваних об'єктів. В геометричну модель закладені основи для подальших досліджень впливу конструктивних особливостей на НДС виробу. Проводиться аналіз розмірності і пошук оптимального розміру скінченно-елементної сітки. Також частково піднімається питання концентраторів напружень та їх впливу на результати. Наведено результати попередніх розрахунків карабіна на міцність. За отриманими результатами проведено порівняння з різними марками сталей.

Ключові слова: метод скінчених елементів, напружено-деформований стан, статичний аналіз, альпінізм, елементи страховки, індивідуальне спорядження, карабін

В статье приводится описание и классификация индивидуального снаряжения, описывается постановка задачи для дальнейших исследований. Созданы геометрические и конечно-элементные модели исследуемых объектов. В геометрическую модель заложены основы для дальнейших исследований влияния конструктивных особенностей на НДС изделия. Проводится анализ размерности и поиск оптимального размера конечно-элементной сетки. Также частично поднимается вопрос концентраторов напряжений и их влияния на результаты. Приведены результаты предварительных расчетов карабина на прочность. По полученным результатам проведены сравнения с различными марками сталей.

Ключевые слова: метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, статический анализ, альпинизм, элементы страховки, индивидуальное снаряжение, карабин

The article provides a description and classification of individual equipment, described formulation of the problem for future research. The purpose of work-processing technique of full-scale tests in computer simulations for this type of constructs using CAE packages. In the work was given the task of building a solid three-dimensional parametric model to the real model. As the object of study tourist steel carbine was taken trapezoidal shape with latch. Created geometric and finite element models of the objects. The analysis of the dimensions and the search for the optimum size of the finite element mesh. The results are compared with several brands of steels and conclusions about the applicability of certain brands in this type of structures. Just it noted that part of steel requires additional calculations and research.

Keywords: finite element method, mode of deformation, static analysis, climbing elements insurance, personal equipment, carabiner

Вступ. Тема безпеки життя має досить велику актуальність, тому що запобігання травматизму або смерті людей під час виконання своїх обов'язків має дуже важливе значення для створення безпечних умов життя і здоров'я [1-7]. Особливо це важливо для ситуацій, що пов'язані з екстремальними умовами: альпінізм, туризм, рятувальні операції, військова справа. Нещасні випадки були і залишаються трагедією, вони наносять матеріальні та моральні збитки, крім того, тягнуть за собою величезні втрати робочого часу для надання першої допомоги і подальшого медичного лікування. Для запобігання травматизму розроблено безліч нормативних документів, розпорядчих правил поведінки і використання обладнання [4-17]. Крім цього, були винайдені засоби індивідуального спорядження людини для захисту від травматизму. До них відносяться і карабіни, про які піде мова в роботі. Карабін – це пристрій, який дозволяє швидко і надійно з'єднати два і більше виробу, зазвичай він має форму скоби з пружинною засувкою. Застосовуються дані пристрої в самих різних галузях і напрямках [3-7, 18-20]. Їх використання дуже поширене в альпінізмі, промислового та спортивного, як частина індивідуального спорядження військових та спецпідрозділів, в якості спускових і переправних ланок, як кріплення в рюкзаках, сумках і так далі. Головним методом перевірки відповідності індивідуального спорядження щодо висунутих вимог [8-17] на даний момент є натурні випробування, в ході яких індивідуальне спорядження, виготовлене відповідно до конструкторської та технологічної документації,

піддають руйнуванню. Процес виготовлення – довгий, а руйнування – незворотні. Це призводить до істотних витрат, часових та фінансових. Для зменшення витрат на експерименти доцільно переробити методику натурних випробувань до числових розрахунків для даного типу конструкцій з використанням САЕ пакетів і порівняти результати комп'ютерних розрахунків з результатами експериментів [21-29].

Опис і класифікація карабінів. За матеріалом розрізняють карабіни, виготовлені зі сталі і різних сплавів, переважно алюмінієвих. Сталеві карабіни менше схильні до зносу і витримують великі навантаження, до 40 кН [18-20]. Однак, вони значно важчі за алюмінієві і застосовуються, в основному, в промисловому альпінізмі. Дюралеві карабіни застосовуються повсюди. Вони легкі і достатньо міцні (до 30 кН по головній вісі). Крім того, до 1991 року вироблялися титанові карабіни «Ірбіс» [20]. У світовій практиці такі карабіни зустрічаються рідко, через високу ціну та складність технологічного процесу. За формою карабіни поділяються на: трапеція, трикутник, овал, дельта, рис. 1, а–г.

За конструкцією поділяються: з муфтою, рис. 1, д, і без муфти, рис. 1, е. Карабіни з муфтою (муфтованні) – засувка фіксується накручуванням муфти на частину карабіна, рис. 1, д. Їх теж існує два підвиди: ручні та автоматичні. У перших муфта накручується користувачем, а в других реалізовано пружинний механізм, що переміщує муфту в положення, яке перешкоджає розкриттю карабіна. Карабіни без муфти (безмуфтові) використовують у своїй конструкції тільки засувку, без додаткової фіксації, рис. 1, е



Рис. 1 – Форми і види карабінів

а – трапецевидний; б – трикутний; в – дельтаобразний; г – овальний; д – муфтований; е – безмуфтований; ж – система Key-Lock; з – рапід; і – розважувальний; к – монтажний; л – система Frog; м – система Soleymieux

Зараз багато карабінів виготовляється з системою Key-Lock, рис. 1, ж. Це означає, що в місці, де при закритті карабіна клямка примикає до гака, відсутній так званий «зуб». Такі карабіни зручніше, оскільки не чіпляються «зубом» за гаки, троси закладок, мотузки, тощо. Окремим видом карабінів є так звані рапід, рис. 1з. Їх конструктивною особливістю є те, що у них немає клямки, її роль виконує муфта, що перекриває собою зазор для вчіплення.

Крім того, існують розважувальні карабіни, рис. 1і. Вони виробляються з пластику або дюралю і не переносять великих навантажень. Ці карабіни призначені для розвішування спорядження (здебільшого льодобурів). Монтажні карабіни, рис. 1к, призначені для організації самострахування при роботі на різних конструкціях. Також до карабінів можна віднести системи Frog і Soleymieux фірми Kong, рис. 1, л–м. Це з'єднувальні ланки, інтегровані в відтяжку.

Таким чином, в категорію карабіни входить велика кількість різних пристосувань, різних за формою, матеріалом, способами і місцями застосування. В рамках роботи підхід до їх автоматизованого дослідження буде розглянутий на прикладі сімейства муфтованих карабінів типу трапеція.

Постановка задачі. Дослідження надійності особистого спорядження, переважно експериментальні, показали, що деякі їх елементи в процесі експлуатації схильні до залишкових деформацій і руйнування, що зумовило необхідність проведення аналізу слабких місць і розробки рекомендацій щодо поліпшення конструкції.

У роботі була поставлена задача побудови твердотільної параметричної тривимірної моделі за реальним зразком. В якості об'єкта дослідження було взято туристський сталевий карабін трапецієдальної форми з муфтованою засувкою.

Переважає більшість характеристик матеріалів, що застосовуються при виготовленні карабінів, є комерційної таємницею.

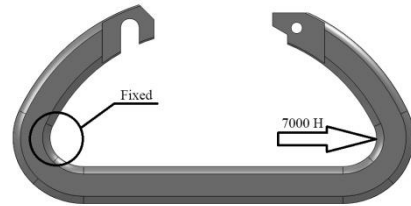


Рис. 2 – Граничні умови

Але так як робота присвячена розробці методів автоматизації, то для тестових розрахунків була взята високоміцна загартована сталь з межею міцності не менше 800 МПа. Такі сталі здебільшого мають модуль пружності, рівний $1,9 \cdot 10^{11}$ Па і коефіцієнт Пуассона, який дорівнює 0,3, табл. 1.

Таблиця 1 – Приклади характеристик матеріалів

Матеріал	$\sigma_{\text{т}}$, МПа	$\sigma_{\text{т}}$ змцнення, МПа	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	$\sigma_{\text{в}}$ змцнення, МПа	E, ГПа	μ
Ст3	185-250	250-350	380-490	380-490	2,05	0,27
Ст45	245-395	410-830	470-690	610-980	2,0	0,31
30Г2	375	375	590	590	1,98	0,33
30ХГСН2А	1375	1500	1620	1900	1,95	0,29
30ХНЗМ2ФА	750	750	900	900	1,95	0,28
50ХГ	1177	1177	1275	1275	1,85	0,3
Ст85	980	1650	1130	1750	1,91	0,31

Далі необхідно було накласти умови закріплення, задати навантаження у вигляді сили в 7000 Н уздовж поздовжньої осі карабіна, рис. 2. Таке навантаження зумовлене середнім значенням граничного навантаження при відкритій засувці для даного виду карабінів [8-17, 24-25].

У даній роботі розглядається карабін у відкритому, незамуфтованому, положенні, через те, що в такому стані карабін витримує значно менші навантаження, ніж у інших. Такий стан вважається більш небезпечним для життя людини [17, 24-25]. Карабін може знаходитися в такому положенні при зчепленні/розчепленні різних вузлів і згідно з ДСТУ EN 362–2001 [15] повинен проходити перевірку у відкритому положенні. З метою зменшення ресурсоемності завдання, розрахункова модель була спрощена до однієї дуги, без механізму замикання.

Побудова моделі. За початковими даними, заміряними з реальної конструкції була побудована твердотільна модель карабіна в SolidWorks. Для параметризації моделі за основу взяті її розміри та ескізи, модернізовано дерево побудови та взаємозв'язки між і усередині ескізів з урахуванням тих параметрів, які плануються варіювати. Також були додані керуючі ескізи та конфігурації, що змінюють форму карабіна, рис. 3 та 4.

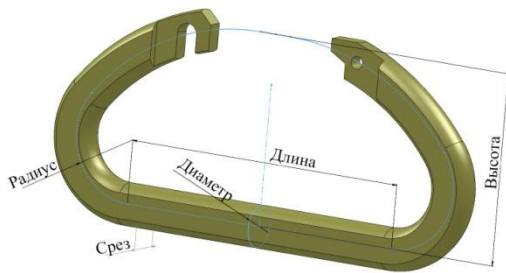


Рис. 3 – Основні варійовані параметри

На рис. 3 зображено керуючі параметри для трапецієвидної форми карабіну. Взаємозв'язки між ескізами реалізовані не лише додаванням обмежень та посилань на інші ескізи, а й з використанням рівнянь. Це частково спрощує перебудову моделі, тому що не треба кожного разу звертатися до кожного ескізу, щоб змінити всі розміри. Також, для можливих подальших досліджень у функціонал моделі була долучена можливість принципово змінювати форму карабіну, рис. 4. Окрім трапецієвидної форми модель включає в себе овальну та трикутну форми. Це значно розширює область досліджень.

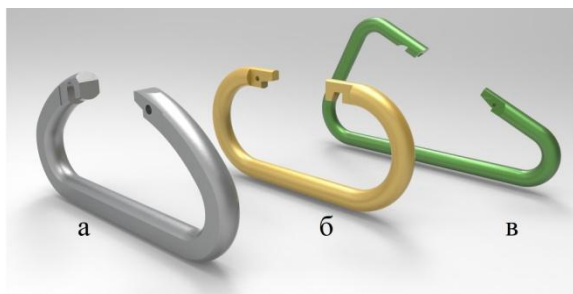


Рис. 4 – Реалізовані форми карабінів

а – трапецієвидний; б – овальний; в – дельтаобразний;

Таким чином, була побудована спрощена твердотільна параметрична модель карабіна, що включає в себе кілька різних форм, рис. 4. Дослідження будуть проводитися тільки з трапецієвидним карабіном, рис. 4, а. Інші форми були побудовані в якості додаткового завдання і плануються досліджуватися надалі.

Тестові результати розрахунків. Перед тим, як приступити до досліджень впливу конструктивних параметрів на НДС, необхідно провести ряд тестових розрахунків, в тому числі, визначити прийнятну розмірність скінченно-елементної (СЕ) сітки. Основними критеріями для цього виступають швидкість проведеного розрахунку і різниця отриманих результатів щодо більшої СЕ сітки. Конструкція перебувала під дією сили, прикладеної на одну з поверхонь. Протягом розрахунків не змінювалися характеристики матеріалу (E , μ , ρ), закріплення, тип скінченного елемента (тетраїдальний). На рис. 5 та 6, наведені картини деформування та напружено-деформованного стану карабіну при початкових значеннях параметрів геометрії (діаметр, довжина, висота, зріз та радіус). В рамках поточної

публікації наданий аналіз лише для цього варіанта геометрії.

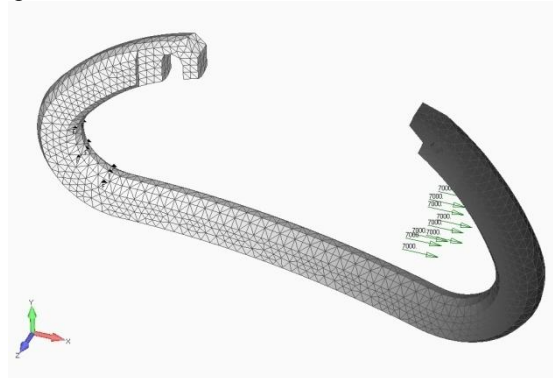


Рис. 5 – Картина деформацій

У табл. 2 наведені значення еквівалентних напружень, розміри використовуваних сіток, приблизне число вузлів і елементів. Порівнювати напруження за максимальним значенням не зовсім доречно: при подрібненні СЕ сітки з'являються концентратори напружень, обумовлені розмірністю сітки, а не особливостями конструкції. Згідно з європейською термінологією, *hotspots stress* (HS) – напруження в концентраторі і *general stress* (GS) – загальний напружений стан без урахування концентраторів. У табл. 2 наведені напруження безпосередньо в концентраторі (HS) та без його урахування (GS).

Таблиця 2 - Розмірність сітки

Розмір елементу, мм	Вузлів, тис	Елементів, тис	Напруження, МПа		Різниця, %	Переміщення, мм	Різниця, %	Відносний час розрахунку
			HS	GS				
44	0,9	3,2	863	781		3,51		0,7
22	4	17	1117	798	2	3,67	4,3	1
11	20	98	1437	797	0,1	3,69	0,5	5,88
0,5	106	540	1843	802	0,6	3,69	0	255,2

Як видно з таблиці, розмірність елемента 2 мм цілком задовольняє вимогам до якості сітки - більш висока швидкість проведення розрахунку спільно з незначними відмінностями від сітки з розміром елемента 1 мм. Для наочності швидкості розрахунку за одиницю прийнятий розрахунок з розміром СЕ сітки в 2 мм, і в графі відносний час розрахунку наводяться значення у скільки разів інші розрахунки перевищують одиничний. Ці значення актуальні для конфігурації ПК Intel i3 2.5ГГц та 4 Гб оперативної пам'яті.

З таблиці 2 видно, що реальні максимальні напруження в конструкції складають ~ 800 МПа і не змінюються з подрібненням СЕ сітки. На рис. 7 наведено графік розподілу напружень. На ньому чорним кольором зображено об'єм, який займають концентратори. Більш розгорнуто питання концентраторів напружень буде розглянуте у подальших роботах.

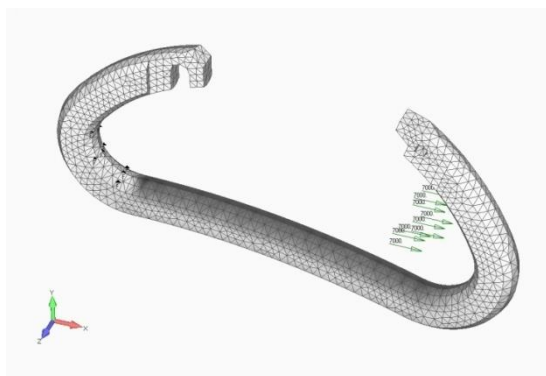


Рис. 6 – Напруження по Мізесу

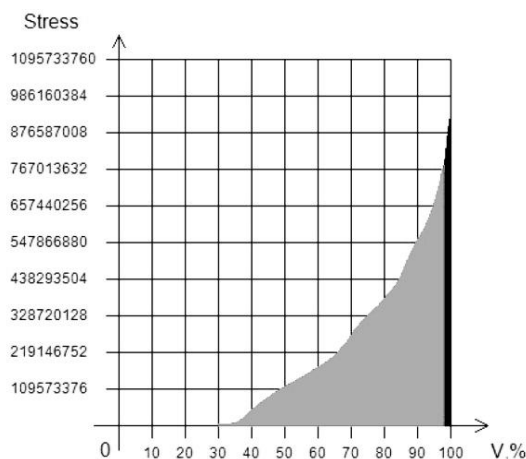


Рис. 7 – Розподіл напружень

У табл. 3 та 4 наведено порівняння отриманих напружень в концентраторі, 1117 МПа, та без його врахування, 800 МПа, (HS та GS відповідно) з σ_t та σ_b .

Таблиця 3 – Порівняння напружень з σ_t

Матеріал	σ_t , МПа	Запас σ_t		σ_t зміцнення, МПа	Запас σ_t зміцнення	
		HS	GS		HS	GS
Ст3	185-250	0,16-0,22	0,23-0,31	250-350	0,22-0,31	0,23-0,43
Ст45	245-395	0,22-0,35	0,3-0,49	410-830	0,37-0,74	0,51-1,03
30Г2	375	0,33	0,46	375	0,34	0,46
30ХГСН2А	1375	1,23	1,71	1500	1,34	1,87
30ХНЗМ2ФА	750	0,67	0,93	750	0,67	0,93
50ХГ	1177	1,05	1,47	1177	1,05	1,47
Ст85	980	0,88	1,22	1650	1,48	2,06

За наведеними в таблицях 3 і 4 коефіцієнтами запасу щодо σ_t і σ_b можна зробити висновки, що сталі з коефіцієнтом запасу менше 1 щодо σ_b незастосовні для даного типу конструкцій. Марки сталей, в яких коефіцієнт запасу щодо σ_t менше 1, при цьому максимальні напруження не перевищують σ_b , можуть застосовуватися. Але в такому випадку, при піковому навантаженні виріб стане непридатним для подальшого використання через залишкові пластичні деформації. Так як розглядається лінійна задача без урахування пластичної поведінки матеріалу, то матеріали, які в даній постановці визнані непридатними, можливо можуть використовуватися

після уточнюючих розрахунків та додаткових досліджень.

Таблиця 4 – Порівняння напружень з σ_b

Матеріал	σ_b , МПа	Запас σ_b		σ_b зміцнення, МПа	Запас σ_b зміцнення	
		HS	GS		HS	GS
Ст3	380-490	0,34-0,44	0,47-0,61	380-490	0,34-0,44	0,47-0,61
Ст45	470-690	0,42-0,62	0,58-0,86	610-980	0,55-0,88	0,76-1,23
30Г2	590	0,53	0,73	590	0,53	0,74
30ХГСН2А	1620	1,45	2,02	1900	1,7	2,38
30ХНЗМ2ФА	900	0,81	1,13	900	0,81	1,13
50ХГ	1275	1,14	1,59	1275	1,14	1,59
Ст85	1130	1,01	1,41	1750	1,57	2,19

Висновки. Таким чином, відповідно до державних і міжнародних стандартів були розроблені геометричні та розрахункові моделі найбільш поширених типів карабінів, що дозволяє в подальшому перейти до дослідження залежності напружено-деформівного стану і міцності від геометричних і механічних параметрів. Це дозволить здійснити задачу синтезу раціональних діапазонів для характеристик карабінів. З метою автоматизації проведення задачі аналізу і синтезу необхідно розробити методику таких досліджень і створити програмні розроблення, які спростять рішення зазначених задач за рахунок автоматизації процесу проектного пошуку, з урахуванням необхідних критеріїв. На основі однієї з моделей були підібрані параметри розрахункової сітки і показана принципова можливість проведення розрахунків міцності. Шляхом варіювання розмірності сітки, був знайдений раціональний розмір, який становить 2 мм. При цьому максимальні напруження становили 1117 МПа у зоні концентратора напружень, та 800 МПа без його врахування, максимальні переміщення склали – 3,67 мм, а маса – 112,76 г. Отримані результати порівняні з декількома марками сталей і зроблені висновки щодо застосовності тих чи інших марок в даному типі конструкцій. Так само зазначено, що для частини сталей необхідні додаткові розрахунки і дослідження.

Якщо карабіни, індивідуальне спорядження і розроблювані конструкції використовуються не тільки в цивільних цілях, але і як частина військового спорядження, може знадобитися рішення задачі аналізу та синтезу в більш точній постановці, за рахунок більш високих вимог до спорядження і його використання. Для більш точного рішення задачі аналізу та синтезу параметрів досліджуваних об'єктів (в даному випадку карабінів), після пошуку первинних зон для допустимих параметрів, слід проводити повторні дослідження, в уточненій постановці: карабін моделювати як складальний об'єкт з урахуванням всіх наявних деталей і контактів між ними, використовувати моделі матеріалів з урахуванням їх нелінійного поведіння, проводити розрахунки на багаточислову і динамічну міцність. Зазначені питання є напрямком для подальших робіт.

Список літератури

- 1 Васильев А. Ю. К вопросу исследования надежности индивидуального снаряжения / А. Ю. Васильев, Ю. К. Васильев // Вестник НТУ "ХПИ". Вып. 53 : Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2005. – С. 35-39.
- 2 Бондаренко О. В. Проектування засобів організації штучних точок страхівки та опори для альпінізму / О. В. Бондаренко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПИ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ "ХПИ". – 2015. – № 31 (1140). – С. 20-28.
- 3 Bright C. M. A History of Rock Climbing Gear Technology and Standards : дис. – 2014.
- 4 О. Кондратьев, О. Добров. Техника промышленного альпинизма. – Новосибирск, Сибирское соглашение, 2000г. – 118 с.
- 5 Кузнецов В.С. Учебное пособие по изучению и использованию методов выполнения высотно-верхолазных работ с применением специальной оснастки и страховочных систем. – Симферополь: Таврия, 2004г. – 235 с.
- 6 Аркин Я. Г. Промышленный альпинизм. Методическое пособие. УМЦ. Эльбрус. При Управлении альпинизма ВСДФСО Профсоюзов. Москва. 1990 г.
- 7 И.И. Антонович Альпинизм: Пособие.– Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981г. – 344 с.
- 8 ASTM F2291 (2004): Standard Practice for Design of Amusement Rides and Devices
- 9 ISO 17842-1:2015: Safety of amusement rides and amusement devices
- 10 BS EN 12275:2013 Mountaineering equipment. Connectors. Safety requirements and test methods
- 11 Сертификация снаряжения. Стандарты. – <http://krok.biz/info/docs/gosty>
- 12 ТУ 62-4239-78 Зажимы альпинистские.
- 13 ТУ 62-7791-82 Устройства для спуска по веревке.
- 14 ТУ 62-01-00-9401-90 Карабины альпинистские.
- 15 ДСТУ EN 362–2001 Індивідуальне спорядження для захисту від падіння з висоти. З'єднувачі.
- 16 ГОСТ 7041-71* Карабин пожарный.
- 17 Технічний регламент засобів індивідуального захисту. – від 27.08.2008
- 18 Средства защиты от падения с высоты, Vento. – 2012г. – 7с.
- 19 Каталог компании Petzl. – 2005г. – 290 с.
- 20 Разновидности карабинов – <http://goo.gl/AWLGR>.
- 21 M. Walk, "Strain/displacement of a carabiner via interferometry," *Laser Interferometry X*, 4101, 409–417 (2000).
- 22 K. B. Blair, D. Custer, J. M. Graham, et al., "Analysis of fatigue failure in D-shaped carabiners," *Sports Eng.*, 8, 107–113 (2005).
- 23 Aliha M. R. M., Bahmani A., Akhondi S. Fracture and Fatigue Analysis for a Cracked Carabiner Using 3D Finite Element Simulations //Strength of Materials. – 2015. – Т. 47. – №. 6. – С. 890-902.
- 24 Okal M. Carabiner Testing //16.621 Final Report. – 2001. – С. 8-10.
- 25 Scott V. Design of a composite carabiner for rock climbing. – 2008.
- 26 Гриценко Г.Д., Малакей А.Н., Миргородский Ю.Я., Ткачук А.В., Ткачук Н.А. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем// Механіка та машинобудування. – 2002г. – №1, С.6-13.
- 27 Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975г. – 541 с.
- 28 А. О. Шимановский, А. В. Путятю. Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики. – Гомель 2008г. – 64 с.
- 29 Рудаков К.Н. FEMAP 10.2.0 Геометрическое и конечно-элементное моделирование конструкций. – К.: НТУУ «КПИ», 2011г. – 317с.

References (transliterated)

- 1 Vasil'yev A. Y. K voprosu issledovaniya nadezhnosti individual'nogo snaryazheniya / A. Y. Vasil'yev, Y. K. Vasil'yev // Vestnik NTU "KHPI". Vyp. 53 : Mashinovedeniye i SAPR. – Khar'kov : NTU "KHPI", 2005. – P. 35-39.
- 2 Bondarenko O. V. Proyektuvannya zasobiv organizatsii shtuchnikh tochk strakhovki ta opori dlya al'pinizmu / O. V. Bondarenko // Visnik Nats. tekhn. un-tu "KHPI" : zb. nauk. pr. Temat. vip. : Mashinoznnavstvo ta SAPR. – Kharkiv : NTU "KHPI". – 2015. – No 31 (1140). – P. 20-28.
- 3 Bright C. M. A History of Rock Climbing Gear Technology and Standards : дис. – 2014.
- 4 O. Kondrat'yev, O. Dobrov. Tekhnika promyshlennogo al'pinizma. – Novosibirsk, Sibirskoye soglasheniye, 2000. – 118 p
- 5 Kuznetsov V.S. Uchebnoye posobiye po izucheniyu i ispol'zovaniyu metodov vypolneniya vysotno-verkholaznykh rabot s primeneniym spetsial'noy osnastki i strakhovochnykh sistem. – Simferopol': Tavriya, 2004. – 235 p.
- 6 Arkin Y. G. Promyshlennyy al'pinizm. Metodicheskoye posobiye. UMTS. El'brus. Pri Upravlenii al'pinizma VSDFSO Profsoyuzov. Moscow. 1990
- 7 I.I. Antonovich Al'pinizm: Posobiye.– Kiev: Vishcha shkola. Golovnoye izd-vo, 1981. – 344 p.
- 8 ASTM F2291 (2004): Standard Practice for Design of Amusement Rides and Devices
- 9 ISO 17842-1:2015: Safety of amusement rides and amusement devices
- 10 BS EN 12275:2013 Mountaineering equipment. Connectors. Safety requirements and test methods
- 11 Certification of equipment. Standards. – <http://krok.biz/info/docs/gosty>
- 12 TU 62-4239-78 Zazhimi al'pinistskiye.
- 13 TU 62-7791-82 Ustroystva dlya spuska po verevke.
- 14 TU 62-01-00-9401-90 Karabiny al'pinistskiye.
- 15 DSTU EN 362–2001 Individual'ne sporyadzhenniya dlya zakhistu vid padinnya z visoti. Z'ednuvachi.
- 16 GOST 7041-71* Karabin pozharnyy.
- 17 Technical Regulations means Individual protection. - On 27.08.2008
- 18 Sredstva zashchyty ot padenyya s vysoty, Vento. – 2012. – 7 p.
- 19 Catalog Company Petzl. - 2005. – 290 p.
- 20 Varieties carabines - <http://goo.gl/AWLGR>.
- 21 M. Walk, "Strain/displacement of a carabiner via interferometry," *Laser Interferometry X*, 4101, 409–417 (2000).
- 22 K. B. Blair, D. Custer, J. M. Graham, et al., "Analysis of fatigue failure in D-shaped carabiners," *Sports Eng.*, 8, 107–113 (2005).
- 23 Aliha M. R. M., Bahmani A., Akhondi S. Fracture and Fatigue Analysis for a Cracked Carabiner Using 3D Finite Element Simulations //Strength of Materials. – 2015. – Т. 47. – No 6. – P. 890-902.
- 24 Okal M. Carabiner Testing //16.621 Final Report. – 2001. – p. 8-10.
- 25 Scott V. Design of a composite carabiner for rock climbing. – 2008.
- 26 Gritsenko G.D., Malakey A.N., Mirgorodskiy Y.JA., Tkachuk A.V., Tkachuk N.A. Integrirovannyye metody issledovaniya prochnostnykh, zhestkostnykh i dinamicheskikh kharakteristik elementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem// Mekhanika ta mashinobuduvannya. – 2002. – No 1, p.6-13/
- 27 Zenkevich O.K. Metod konechnykh elementov v tekhnike. – Moscow: Mir, 1975 – 541 p.
- 28 A. O. Shimanovskiy, A. V. Putyato. Primeneniye metoda konechnykh elementov v reshenii zadach prikladnoy mekhaniki. – Gomel' 2008. – 64 p.
- 29 Rudakov K.N. FEMAP 10.2.0 Geometricheskoye i konechno-elementnoye modelirovaniye konstruksiy. – Kharkov.: NTU «KPI», 2011. – 317p.

Надійшла (received) 31.01.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження міцності індивідуального спорядження шляхом комп'ютерного моделювання НДС, на прикладі карабінів / С. В. Куценко, А.Ю. Васильєв, Д.С. Мухін, Ю.К. Васильєв // Вісник НТУ «ХПІ», – Харків: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 5 (1227). – С. 135-140. – Бібліогр.: 29 назв. – ISSN 2079-0066.

Исследование прочности индивидуального снаряжения путем компьютерного моделирования НДС на примере карабинов / С. В. Куценко, А. Ю. Васильев, Д.С. Мухин, Ю.К. Васильев // Вестник НТУ «ХПИ» – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2017. – № 5 (1227). – С. 135-140. – Библиогр.: 29 назв. – ISSN 2079 0066.

Strength investigation of individual equipment based on example of carbines stress state computer simulation./ S. V. Kutsenko, A. Y. Vasiliev, D. M. Mukhin, Y. K. Vasiliev// Bulletin of NTU "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017, No 5 (1227), P. 135–140. – Bibliogr.: 29. – ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Куценко Сергій Володимирович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", викладач-стажист кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; м. Харків, Україна; e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

Куценко Сергей Владимирович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", преподаватель-стажер кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин"; г. Харьков, Украина; e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

Kutsenko Serhii Vladimirovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", teacher-trainee at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org

Васильев Антон Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Васильев Антон Юрьевич – кандидат технических наук, – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», докторант кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", Харьков; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Vasiliev Anton Yrievych – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Мухін Дмитро Сергійович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; м. Харків, Україна; e-mail: s814@tmm-sapr.org

Мухин Дмитрий Сергеевич – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", аспирант кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин"; г. Харьков, Украина; e-mail: s814@tmm-sapr.org

Mukhin Dmitry Sergeevych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; e-mail: s814@tmm-sapr.org

Васильев Юрій Константинович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач; м. Харків, Україна;

Васильев Юрій Константинович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель; г. Харьков, Украина;

Vasiliev Yuriy Konstantinovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior Lecturer, Kharkiv;

Н. Н. ТКАЧУК, Н. Б. СКРИПЧЕНКО, В. И. КОХАНОВСКИЙ, А. А. ЗАРУБИНА, И. Я. ХРАМЦОВА, А. И. ШЕЙКО, Н. Л. БЕЛОВ, А. Н. МАЛАКЕЙ, С. С. ЯЦИВ

**КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ:
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, КОМПЬЮТЕРНЫЙ АНАЛИЗ И
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ**

У роботі запропоновано нові моделі та методи для визначення напружено-деформованого стану прес-форм з урахуванням контактної взаємодії їхніх елементів. Умови контакту записані у вигляді нерівностей по поверхнях взаємодії деталей конструкції прес-форми. Визначені умови локального розкриття зазору між напівматрицями. Проведені дослідження напружено-деформованого стану елементів дослідної прес-форми на комп'ютерних моделях. Проведено також порівняння результатів чисельних розрахунків та даних експериментальних досліджень.

Ключові слова: контактна взаємодія, прес-форма, напружено-деформований стан, комп'ютерний аналіз, голографічна інтерферометрія.

В работе предложены новые модели и методы для определения напряженно-деформированного состояния пресс-форм с учетом контактного взаимодействия их элементов. Условия контакта записаны в виде неравенств по поверхностям взаимодействия деталей конструкции пресс-форм. Определены условия локального зазора между полуматрицами. Проведены исследования напряженно-деформированного состояния элементов исследуемой пресс-формы на компьютерных моделях. Проведено также сравнение результатов численных расчетов и данных экспериментальных исследований.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, пресс-форма, напряженно-деформированное состояние, компьютерный анализ, голографическая интерферометрия.

In this paper we propose new models and methods for stress-strain state determination of molds taking into account contact interaction of elements. Contact terms have been described as inequalities on interaction surfaces of mold details. Contact conditions were described as inequalities on the surfaces of interaction design details of molds. Stress-strain state of the mold elements were investigated with computer models. Numerical and experimental results were compared.

Keywords: contact interaction, the mold, the stress-strain state, the computer analysis, holographic interferometry.

Введение. Подвижные, неподвижные или разъемные соединения деталей машиностроительных конструкций нашли широкое распространение при изготовлении современных машин, оборудования, сооружений. При этом основную роль в обеспечении прочности, работоспособности, качества выполнения операций зачастую играет именно зона контактного взаимодействия тел качения и скольжения в подшипниках, передачи технологических усилий и движений в штампах, пресс-формах и станочных приспособлениях.

В разных случаях на первый план выдвигаются различные требования: то ли речь идет об обеспечении прочности, то ли – о точности, то ли – о жесткости. В то же время наиболее сложным с точки зрения проектного обеспечения требуемых технических характеристик является случай, когда к исследуемой конструкции выдвигается целый комплекс требований. Ярким примером таких конструкций являются элементы технологической оснастки (ЭТО). Они являются одним из элементов технологической системы (ТС): «станок – приспособление – инструмент – деталь», «пресс – штамп – формообразующие части – заготовка», «термопластавтомат – пресс-форма – полуматрицы – рабочий материал» и т. п. Оснастка, не являясь основным элементом ТС, тем не менее с точки зрения точности и качества выполнения технологических операций, переналадки на новые изделия, универсальности, экономичности производства является во многих случаях центральным ее звеном. Действительно, с одной стороны, оснастка сужает или

расширяет технологические возможности наиболее консервативной части ТС (станок, пресс, термопластавтомат). С другой стороны, она воспринимает и замыкает силовые потоки от инструмента и заготовки на технологическом оборудовании. Кроме того, она обеспечивает базирование, рабочие движения элементов ТС, а также вносит вклад в баланс упругих перемещений в технологической системе в процессе осуществления технологической операции. Т. о., к оснастке предъявляются повышенные требования по целому комплексу показателей. Это вынуждает при проектировании ЭТО проводить соответствующие исследования.

Отдельного внимания при этом заслуживает построение расчетных моделей для проведения проектных исследований. В данном аспекте возникают сложности, обусловленные наличием в исследуемых объектах контактного взаимодействия не только с другими компонентами ТС, но и элементов конструкций технологической оснастки между собой. Учитывая, что на точность обработки детали и качество ее поверхности, а также свойства изготавливаемых деталей по всему их объему влияют самые незначительные смещения при осуществлении технологического процесса, то необходимо, кроме макрогеометрических факторов (форма и размеры соединяемых деталей), учитывать и микромеханические (шероховатость, волнистость, термообработка поверхностей деталей). Более того, эти факторы следует учитывать в совокупности и во взаимодействии. Однако в настоящее время такие

комплексные модели не нашли своего достаточного развития и применения. Т. о., сформировалось достаточно острое противоречие между потребностью машиностроения, с одной стороны, и возможностями механики деформируемого твердого тела, – с другой. Это, в свою очередь, определяет актуальность возникающей проблемы – разработку новых подходов, моделей и методов исследования процессов и состояний в ЭТО при выполнении технологических операций и обеспечение на этапе проектирования необходимого уровня технических характеристик элементов технологической оснастки.

Постановка задач исследований. Целью настоящей работы является разработка моделей контактного взаимодействия элементов технологической оснастки с учетом микромеханических характеристик поверхностных слоев их контактирующих деталей. Это является центральным звеном общей масштабной, актуальной и важной проблемы, очерченной выше.

Решение поставленной задачи осуществляется на следующих этапах.

1. Разработка математической модели контактного взаимодействия элементов технологической оснастки.

2. Численная реализация предложенных моделей и методов.

3. Проведение численных исследований.

4. Сравнение полученных результатов с данными экспериментальных испытаний.

Математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов технологической оснастки с учетом контактного взаимодействия. Полученная задача рассматривается в двух постановках. Первая из них базируется на теории вариационных неравенств [1–4] и состоит в минимизации полной внутренней энергии системы контактирующих тел

$$I(u) \rightarrow \min \quad (1)$$

на множестве ограничений

$$G = \left\{ u : (u_v^{(\alpha)}) + (u_v^{(\beta)}) \Big|_{S_c} \leq \delta^{(\alpha\beta)} \right\}, \quad (2)$$

где u – поле упругих перемещений системы контактирующих тел,

$u_v^{(\alpha)}$, $u_v^{(\beta)}$ – перемещения по нормальям к поверхностям сопряжения S_c для тел с номерами α , β и с начальным зазором $\delta^{(\alpha\beta)}$ между ними.

Вторая постановка исходит из вариационного принципа Калькера [5–7]. Он предполагает минимизацию функционала дополнительной энергии

$$\Phi(p) \rightarrow \min \quad (3)$$

на множестве ограничений

$$p \geq 0, \quad (4)$$

где p – поле контактных давлений на S_c .

При дискретизации (1), (2) с использованием метода конечных элементов получается система разрешающих соотношений [8–17]

$$x^T \cdot Kx - Fx^T \rightarrow \min, \quad (5)$$

где x – вектор узловых перемещений,

K – матрица жесткости конечно-элементного ансамбля,

F – массив узловых нагрузок.

Минимизация (5) производится на множестве узловых переменных, удовлетворяющих ограничениям (2).

Применение квадратурных формул к функционалу (3) и последующая его минимизация порождают систему соотношений [18, 19]

$$\left. \begin{aligned} \sum_m C_{nm} p_m &= \delta - h_n, n \in J; \\ c^2 \sqrt{3}/2 \cdot \sum_n p_n &= P, n \in J; \\ p_n &\geq 0, n \in J; \\ \sum_m C_{nm} p_m &\leq \delta - h_n, n \notin J; \\ p_n &= 0, n \notin J. \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

где p_n – узловые значения искомого контактного давления на сеткетриангуляции с шагом c ,

δ – общее сближение контактирующих тел,

h – начальный зазор между ними,

P – усилие прижатия,

J – множество узлов, принадлежащих области контакта в актуальном состоянии;

C_{nm} – коэффициенты матрицы влияния, определяющей перемещение в каждом узле дискретизации при приложении единичной базисной функции в разложении искомого контактного давления, соответствующей m -му узлу.

И в соотношениях (5), и – в (6) возможен учет в качестве контактирующих деталей не только гладких, но и шероховатых тел. Шероховатость порождается в ходе той или иной механической и термообработки поверхности детали из определенного материала. В первом приближении [20] для ее учета можно использовать соотношения для винклеровского слоя [21]:

$$u_v^{(\gamma)} = \lambda^{(\gamma)} \cdot p, \text{ или } p = \kappa^{(\gamma)} \cdot u_v, \quad (7)$$

где $u_v^{(\gamma)}$ – нормальные перемещения за счет обжатия винклеровского слоя с номером γ ,

$\lambda^{(\gamma)}$, $\kappa^{(\gamma)}$ – соответственно характеристики контактной податливости и жесткости ($\kappa\lambda = 1$) винклеровского слоя.

Т. о., для решения возникающей задачи можно использовать и метод конечных элементов [22], и метод граничных элементов (например, в варианте, предложенном в [18,19]). Данные методы и были использованы для получения результатов, описанных далее в работе.

Исследуемые объекты. Рассмотрим, следуя работам [23, 24], напряженно-деформированное состояние элементов пресс-форм с учетом их контактного взаимодействия.

Пресс-формы являются сложными многокомпонентными конструкциями, при проектировании, исследовании и изготовлении которых широко применяются различные CAD/CAM/CAE – системы. В то же время использование универсальных CAD/CAM/CAE – систем затеняет качественный анализ влияния тех или иных факторов на напряженно-деформированное состояние (НДС) элементов пресс-форм. Такие знания очень ценны с точки зрения формирования банка данных о свойствах элементов пресс-форм, являющихся ответственными и нагруженными деталями. Действительно, назначение пресс-форм – формирование деталей из пластиков, сплавов и легкоплавких металлов. При этом в процессе изготовления деталей на элементы конструкции пресс-форм действуют высокие механические нагрузки от давления рабочей жидкости в формирующих полостях и от усилий смыкания пресс-формы за счет усилия закрытия от подвижной плиты термопластавтомата, на котором данная пресс-форма установлена. Это – фактор нагруженности. Фактор ответственности состоит в том, что формируемая в пресс-форме деталь обретает свою окончательную форму в полостях полуматриц пресс-форм, находящихся в центре многокомпонентной структуры типа «сэндвич». Все элементы этой структуры подвергаются механическому воздействию, причем как извне, так и изнутри (см. выше). Соответственно, недостаточно обеспечить номинальную форму рабочей полости только в ненагруженном состоянии (например, за счет высокой точности изготовления сопрягаемых элементов пресс-форм и качества обработки их поверхностей). Важно обеспечить сохранение заданной формы и размеров также и в нагруженном состоянии (например, за счет нераскрытия стыка в сопряжении полуматриц пресс-формы).

Т. о., при обеспечении прочности элементов пресс-форм и требуемого качества выполняемой или технологической операции важны многие факторы. Для исследования их влияния на прочностные и жесткостные свойства пресс-форм разработаны несколько специализированных подсистем (структура – на рис. 1), ориентированных на исследование такого типа конструкций. Эти подсистемы и результаты, полученные с их применением, описаны далее в работе.

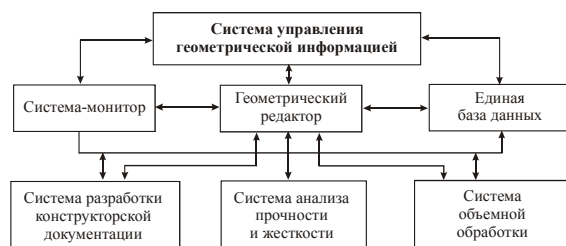


Рис. 1 – Подсистемы комплексной “САПР-ПФ”

Подсистема оперативного анализа жесткости полуматриц пресс-форм. Рассмотрим, следуя работе [24], структуру и результаты исследований с использованием разработанной подсистемы оперативного анализа напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм с учетом их контактного взаимодействия (рис. 2).

Наиболее ответственными элементами пресс-форм являются полуматрицы, в формирующих полостях которых происходит формообразование изделий. Рабочий материал под высоким давлением подается в полость полуматриц. Происходит их деформация. На первых этапах проектирования возникает проблема выбора конструктивных решений, которые обеспечивают нераскрытие стыков в сопряжении полуматриц. Для решения этой задачи создана система оперативного многовариантного анализа НДС полуматриц пресс-форм.

Расчетные схемы полуматриц пресс-форм. Расчетные схемы полуматриц пресс-форм строятся на основе анализа взаимодействия элементов пресс-формы (рис. 3). Полуматрица 8 закреплена на жестком основании (плиты 4, 2) и испытывает по сравнению с полуматрицей 7 значительно меньшие деформации, вследствие чего в дальнейшем при оперативном многовариантном анализе напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм рассматривается напряженно-деформированное состояние только полуматрицы 7. Последняя может закрепляться на подкладной плите различными способами.

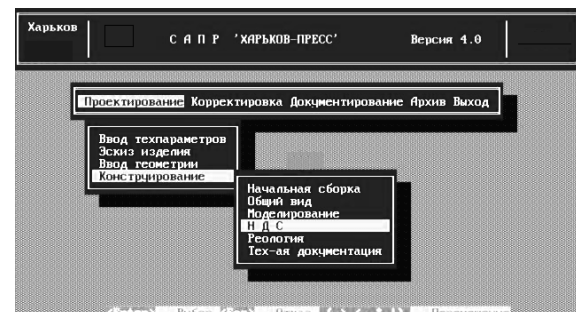


Рис. 2 – Подсистема исследования напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм

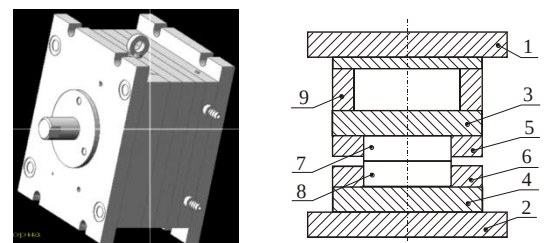


Рис. 3 – Схема взаимодействия элементов пресс-формы:
1 – подвижная плита литейной машины; 2 – неподвижная плита литейной машины; 3 – подкладная плита; 4 – плита; 5, 6 – обойма; 7, 8 – полуматрицы; 9 – опоры

Варианты трех схем закрепления полуматрицы 7 на плите 3 показаны на рис. 4:

- вариант 1 соответствует свободному опиранию полуматрицы 7, зафиксированной обоймой 5, на подкладной плите 3 (см. рис. 3);
- вариант 2 соответствует закреплению полуматрицы при помощи наклонных винтов, расположенных в обойме (по два с каждой стороны) и создающих усилия прижима полуматрицы к плите и усилия ее обжатия;
- вариант 3 соответствует закреплению полуматрицы при помощи обоймы 5, выполненной в виде прижимных планок.

На полуматрицу со стороны подкладной плиты действует равномерно распределенное давление q , внутренняя ее часть находится под действием давления p рабочего тела. По плоскости $z = \gamma_1$ (рис. 5) исследуемая полуматрица взаимодействует с полуматрицей, размещенной на неподвижной жесткой плите. В силу отмеченных особенностей деформирования последней граничные условия на плоскости сопряжения полуматриц имеют вид:

$$u_z \leq 0, \quad (8)$$

где u_z – перемещения точек полуматрицы в направлении оси z . Данное выражение определяет условие непроникновения подвижной полуматрицы в неподвижную.

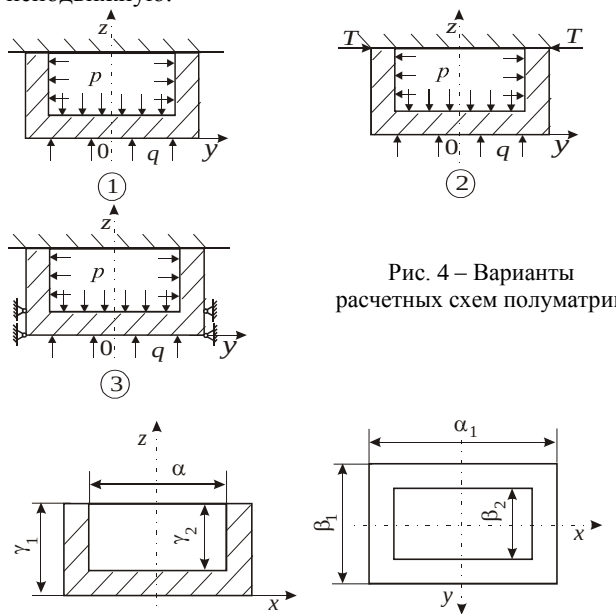


Рис. 4 – Варианты расчетных схем полуматриц

Рис. 5 – Основные конструктивные параметры полуматриц

Указанные нагрузки и граничное условие (1) определяют вариант 1 расчетной схемы полуматрицы. Вариант 2 отличается от варианта 1 приложением обжимающих нагрузок T (по два усилия с каждой стороны). Вариант 3 отличается от варианта 1 наличием ограничений на перемещения закрепленных прижимными планками точек полуматрицы в плоскости Oxy (см. рис. 4). Таким образом, для определения напряженно-деформированного

состояния полуматриц пресс-форм необходимо решить пространственную контактную задачу теории упругости.

Для дискретизации задачи привлечен метод конечных элементов с конечными элементами в форме параллелепипеда. Предложенный алгоритм реализован в виде комплекса программ и использован при решении ряда задач об определении напряженно-деформированного состояния элементов переналаживаемой технологической оснастки [25,26].

Анализ расчетных схем позволяет выделить следующие основные параметры, определяющие прочностные и жесткостные характеристики полуматриц пресс-форм: схема закрепления полуматрицы на подкладной плите; величина обжимаемых усилий (схема 2 закрепления полуматрицы), а в качестве основных задач исследований – определение их влияния на прочность и жесткость полуматриц.

Методика и результаты исследований напряженно-деформированного состояния полуматриц пресс-форм. Предлагается следующий вариант, реализующий предложенную в работе схему расчетно-экспериментальных исследований элементов механических систем и предполагающий следующие этапы.

1. Создание пробной расчетной модель объекта (модель первого уровня) с использованием специализированной или универсальной системы автоматизированного проектирования (см. рис. 1, 2).
2. Проведение численного исследования объекта.
3. Проведение экспериментального исследования объекта. Сравнение результатов численных и экспериментальных исследований и определение значимых факторов модели.
4. Корректировка структуры и параметров расчетных моделей объекта (модель второго уровня).
5. Проведение повторного численного исследования объекта.
6. Корректировка расчетной модели третьего уровня.
7. Проведение численных исследований объекта с различным набором конструктивных и эксплуатационных параметров. Расчет значений параметров, обеспечивающие необходимый уровень прочности и жесткости.
8. Корректировка исходной модели в САПР.
9. Создание конечно-элементных моделей и подсистемы для углубленного анализа напряженно-деформированного состояния пресс-формы как системы взаимодействующих элементов.

Разработанные математические модели и программный комплекс были использованы в процессе многовариантных исследований опытных образцов пресс-форм. Исследовалось влияние конструктивных и технологических факторов на напряженно-деформированное состояние полуматриц пресс-форм. В процессе исследований напряженно-деформированного состояния полуматриц пресс-форм использовались следующие значения их основных конструктивных параметров (см. рис. 5): $\alpha_1 = 240$ мм, $\alpha_2 = 160$ мм, $\beta_1 = 480$ мм, $\beta_2 = 400$ мм, $\gamma_1 = 60$ мм, γ_2

= 20 мм, модуль упругости материала полуматрицы $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,28$. Примеры конечно-элементных моделей полуматриц приведены на рис. 6.

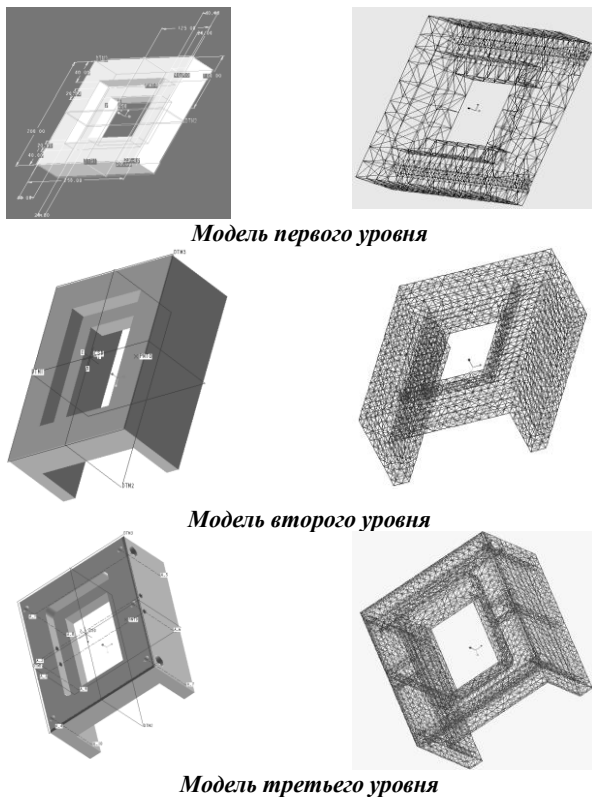


Рис. 6 – Примеры и фрагменты конечно-элементных моделей пресс-форм, построенные с использованием специализированной системы автоматизированного проектирования САПР-ПФ и системы Pro/ENGINEER

Усилие закрытия пресс-формы принималось равным 1,0 МН, давление рабочего тела $p = 100$ МПа. Усилие обжатия полуматрицы пресс-формы T принималось равным 20, 40, 60, 80 кН. Расположение характерных точек полуматрицы пресс-формы показано на рис. 7.

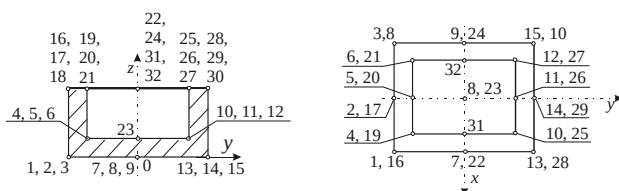


Рис. 7 – Характерные точки полуматрицы

Результаты исследований. На рис. 8, 9 приведены характерные точки полуматрицы и схемы деформирования различных сечений полуматрицы (вариант 1 расчетной схемы). Видно, что максимальный прогиб наблюдается в центральной части полуматрицы (124 мкм). Периферийные точки полуматрицы смещены в направлении плоскости сопряжения с другой полуматрицей пресс-формы (см. рис. 8, 9). Происходит распирание боковых граней

полуматриц, причем максимальные перемещения u_x, u_y достигаются в сечениях $y = 0$ мм и $x = 0$ мм (93 мкм и 105 мкм соответственно).

На рис. 10 представлены схемы деформирования сечения $y = 0$ мм при различных граничных условиях. Здесь схема *a* соответствует варианту 3 граничных условий, *б* - варианту 2 при $T = 20$ кН, в - варианту 2 при $T = 80$ кН. Видно, что данные схемы качественно и количественно соответствуют схеме деформирования сечения $y = 0$ мм полуматрицы при 1-м варианте граничных условий. Небольшое отличие картин деформирования наблюдается только в зоне сопряжения дна и боковых стенок полуматрицы. Количественные характеристики деформированного состояния пресс-форм представлены в табл.2. Здесь Δ_1 – максимальный прогиб дна полуматрицы, Δ_2 – максимальное раскрытие стыка по внутреннему контуру зоны сопряжения полуматриц, Δ_3 – максимальное раскрытие стыка по внешнему контуру зоны сопряжения полуматриц, Δ_4 – максимальное распирание боковой поверхности полуматрицы.

В табл. 1 приведены также параметры напряженно-деформированного состояния полуматрицы высотой 40 мм (параметры $\gamma_1 = 40$ мм, $\gamma_2 = 20$ мм) с вариантом нагружения 1.

Из представленных в табл. 1 и на рис. 8–10 данных видно, что характер деформирования полуматриц пресс-форм ($\gamma_1 = 60$ мм) практически не зависит от варианта расчетной схемы и величины усилий обжатия. Происходит изгиб дна и распирание боковых граней полуматриц. Максимальный прогиб в центральной части – 124–134 мкм для различных вариантов расчетных схем. Влияние усилий обжатия полуматриц сказывается только непосредственно в зоне их приложения. По контуру плоскости разреза полуматриц раскрытая стыка не происходит.

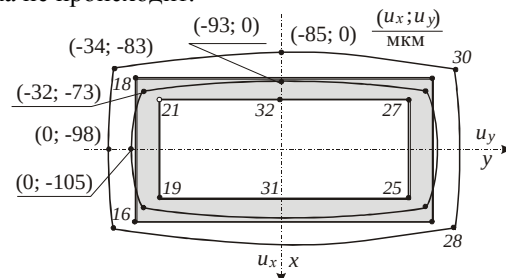


Рис. 8 – Схема деформирования полуматрицы в плоскости $z = \gamma_1$ при 1-м варианте граничных условий

Несколько иная картина деформирования полуматрицы с $\gamma_1 = 40$ мм. Здесь наблюдается раскрытие плоскости разреза по внутреннему контуру на 93 мкм. Максимальный прогиб дна – 285 мкм.

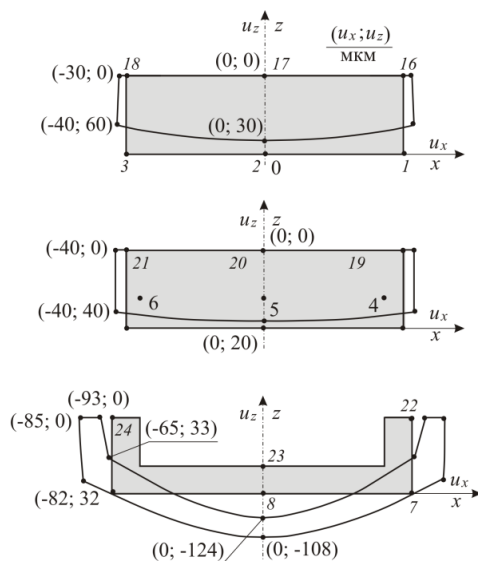


Рис. 9. Схема деформирования сечений полуматрицы при 1-м варианте граничных условий

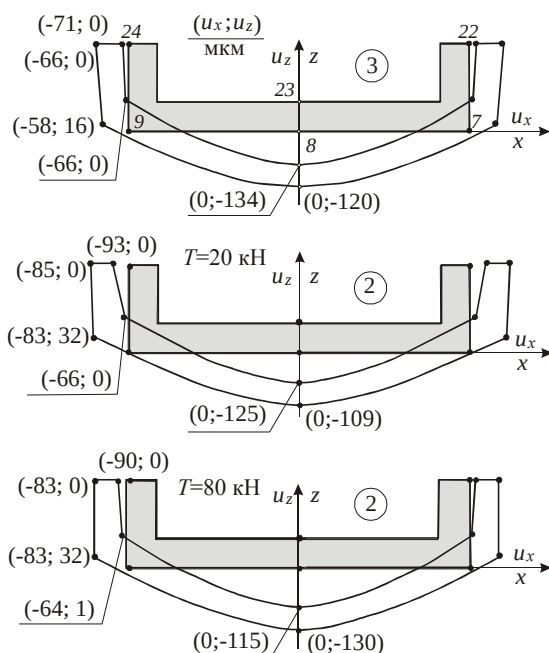


Рис. 10. Схема деформирования сечений полуматрицы при различных вариантах граничных условий

Таблица 1 – Параметры деформированного состояния исследуемых полуматриц, мкм

Варианты расчетной схемы	Δ_1	Δ_2	Δ_3	Δ_4
2 $T=20$ кН	125	0	0	98
2 $T=40$ кН	127	0	0	92
2 $T=60$ кН	128	0	0	91
2 $T=80$ кН	130	0	0	90
3	134	0	0	98
1 $\gamma_1=40$ мм	285	93	0	52
1	124	0	0	105

Таблица 2 – Геометрические характеристики полуматриц пресс-форм, мм

Пресс-форма	α_1	α_2	β_1	β_2	γ_1	γ_2	Граничные условия	T , кН
МДВ 0600.4003	360	280	280	200	60	20	1	-
	360	280	280	200	60	20	2	12
	360	280	280	120	60	20	2	12
	360	280	280	40	60	20	2	12
	360	280	280	200	60	20	2	6
	360	280	280	200	60	20	2	24
	360	280	280	200	60	20	2	36
	360	280	280	200	60	20	3	-
МДВ 0600.4004	440	360	240	160	60	20	2	12
МДВ 0600.4004 двухместная, $\alpha_2 = 40$ мм	440	360	240	160	60	20	2	12

Таким образом, увеличение высоты полуматрицы с 40 до 60 мм привело к уменьшению прогиба и устранению раскрытия стыка по периферии плоскости разреза полуматриц пресс-форм.

Анализ результатов, полученных при исследовании напряженно-деформированного состояния модельных полуматриц пресс-форм ($\gamma_1 = 60$ мм) позволяет сделать следующие выводы:

- величина и характер деформирования полуматриц пресс-форм практически одинаковы для различных вариантов их крепления на подкладной плите;
- раскрытия стыка по периферии плоскости сопряжения полуматриц пресс-форм не происходит;
- увеличение высоты полуматрицы с 40 мм до 60 мм приводит к уменьшению прогиба ее днища примерно в 2,0-2,3 раза.

Предложенная система оперативного анализа прочностных и жесткостных характеристик полуматриц пресс-форм позволяет на основе многовариантных расчетов проводить обоснованный выбор конструктивных схем и рациональных параметров, обеспечивающих нераскрытие стыка в сопряжении полуматриц. Это позволяет обеспечивать высокое качество и точность изготовления деталей.

Обоснованность расчетных схем, принятых при оперативном анализе напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм, подтверждаются результатами экспериментальных исследований. Работоспособность разработанной системы оперативного анализа прочности, жесткости и точности изготовления подтверждена в процессе выполненных исследований модельных объектов. На основе комплекса рекомендаций спроектирован ряд пресс-форм для изготовления конкретных изделий. Данные пресс-формы в процессе изготовления

деталей подтвердили высокие эксплуатационные качества.

Исследование прочностных и жесткостных характеристик полуматриц реальных пресс-форм. С использованием разработанного программного обеспечения проведен расчет напряженно-деформированного состояния полуматриц пресс-форм МДВ 0600.4003.000 и МДВ 0600.4004.000 (Харьковский НИИ технологии машиностроения). В расчетах полагалось: усилие закрывающего пресс-форм $Q = 2,5$ МН; давление впрыска расплавленной пластмассы $p = 30$ МПа; усилие обжатия $T = 12$ кН; модуль упругости материала полуматрицы $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,28$.

Значения геометрических параметров, виды граничных условий для различных вариантов расчетных схем полуматриц сведены в табл. 2. На примере пресс-форм МДВ 0600.4003 проведено исследование влияния вида граничных условий и габаритов изготавливаемой детали, а также усилий обжатия на напряженно-деформированное состояние полуматрицы. При расчетах пресс-форм МДВ 0600.4004 определено влияние промежуточного ребра перегородки между стенками на жесткостные характеристики полуматрицы (на рис. 11 приведена схема двухместной матрицы, отличие расчетной схемы которой от расчетной схемы одноместной заключается в наличии ребра, разделяющего формы для литья деталей).

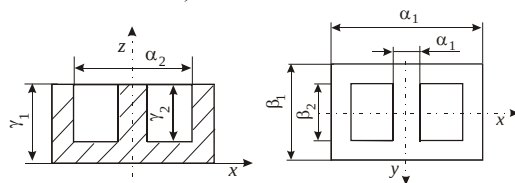


Рис. 11 – Основные конструктивные параметры двухместной полуматрицы

На рис. 12 приведена схема деформирования сечений полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4003 (вариант 2 табл. 2). Видно, что максимальный прогиб полуматрицы достигается в средней части (63 мкм). Периферийные точки полуматрицы смещаются в направлении плоскости разреза полуматриц. В сечении $x = 0$ мм по внутреннему контуру сопряжения полуматриц происходит раскрытие стыка на 5 мкм. Раскрытие стыка по внешнему контуру сопряжения не наблюдается.

На рис. 13 представлены схемы деформирования сечений $x = 0$ мм полуматриц пресс-формы МДВ 0600.4003 с различной толщиной стенки $t = (\alpha_1 - \alpha_2)/2$. Видно, что уменьшение габаритных размеров изготавливаемой детали (увеличение толщины стенки полуматрицы пресс-формы) приводит к изменению характера деформирования полуматрицы: прогибы ее центральной части сначала уменьшаются, а затем меняют знак.

На рис. 14 приведены схемы деформирования сечений $x = 0$ мм полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4003 при варьировании усилия их обжатия

системой наклонных винтов T . Номинальное усилие $T = 12$ кН. Как следует из представленных рисунков, картина деформированного состояния полуматрицы незначительно меняется при приложении усилий обжатия.

Анализ полученных картин деформированного состояния полуматриц позволяет выделить параметры $\Delta_1 \div \Delta_4$, характеризующие их жесткость и аналогичные по смыслу приведенным в табл. 1. В табл. 3 сведены значения параметров $\Delta_1 \div \Delta_4$ для всех вариантов расчетных схем, указанных в табл. 2 (за исключением варианта 10).

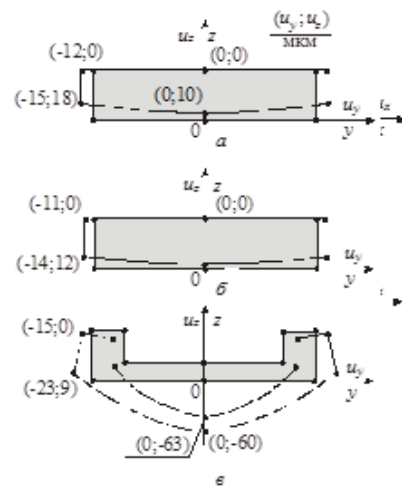


Рис. 12 – Схема деформирования сечений полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4003 (вариант 2 табл. 2): а – $x = -180$ мм; б – $x = -140$ мм; в – $x = 0$ мм

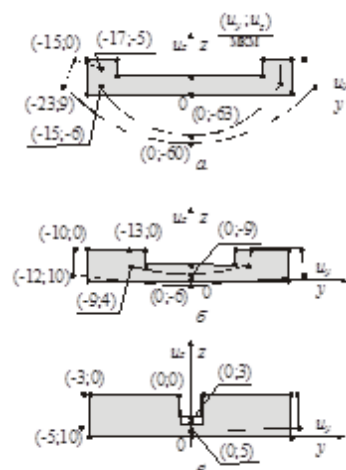


Рис. 13 – Схема деформирования сечений $x = 0$ мм полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4003 с различной толщиной стенки: а – $t = 40$ мм; б – $t = 80$ мм; в – $t = 120$ мм

Уменьшение габаритов изготавливаемой детали резко снижает прогибы днища (с 64 мкм до 3÷9 мкм), величину распирающих боковых стенок (с 25 мкм до 6÷13 мкм), а также приводит к отсутствию раскрытия стыка по всей плоскости сопряжения полуматриц.

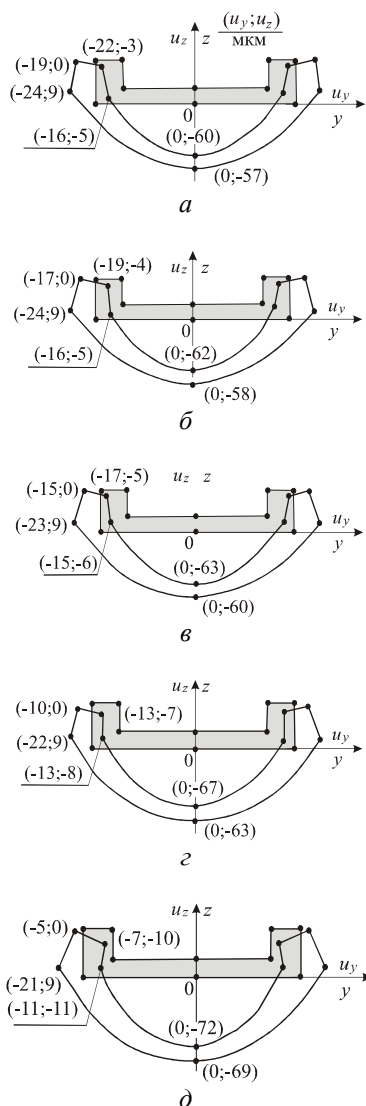


Рис. 14 – Схема деформирования сечений $x=0$ мм полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4003 при варьировании усилия обжатия: а – $T=0$ кН; б – $T=6$ кН; в – $T=12$ кН; г – $T=24$ кН; д – $T=36$ кН

Таблица 3 – Параметры деформированного состояния полуматриц пресс-форм, мкм

Пресс-форма	Δ_1	Δ_2	Δ_3	Δ_4
МДВ 0600.4003	61	3	0	27
	64	5	0	25
	9	0	0	13
	3	0	0	6
	62	4	0	26
	67	7	0	24
	72	10	0	23
МДВ 0600.4004	57	0	0	25

На рис. 15 приведена схема деформирования сечений $x=0$ мм полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4004 (двухместный и одноместный варианты). Видно, что наличие разделяющей перегородки

существенно изменяет характер и наличие прогиба днища. В одноместной полуматрице прогиб днища имеет выраженный максимум в центральной части. В двухместной полуматрице максимумы прогибов наблюдаются в зоне центральных частей формирующих полостей. Максимальный прогиб днища одноместной полуматрицы составляет 57 мкм, двухместной – 20 мкм.

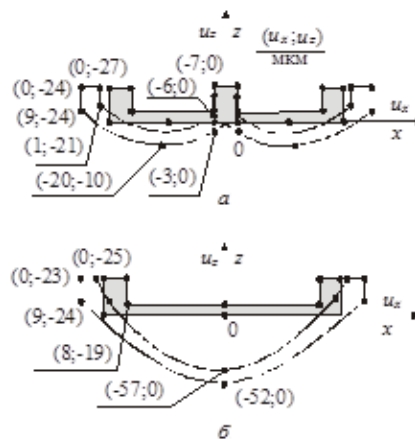


Рис. 15 – Схема деформирования сечений $x=0$ мм полуматрицы пресс-формы МДВ 0600.4004 (двухместный и одноместный варианты)

Для напряженного состояния полуматриц пресс-форм характерно преобладание осевых напряжений. Так, в полуматрице пресс-форм (см. табл. 3, вариант 1 расчетной схемы) максимальные осевые напряжения имеют величины: $\sigma_x = 94$ МПа, $\sigma_y = 74$ МПа, $\sigma_z = 73$ МПа; касательные – $\tau_{xy} = 22$ МПа, $\tau_{yz} = 45$ МПа, $\tau_{zx} = 38$ МПа, а эквивалентные $\sigma_s = 121$ МПа.

Таким образом, напряжения в полуматрицах имеют невысокий уровень по сравнению с допускаемыми для большинства инструментальных сталей, применяемых для их изготовления (Х12М, У8А, У10А и др.), величины которых составляют не менее 250 МПа. В связи с этим требование прочности полуматриц заведомо удовлетворяется, и уровень напряжений не является определяющим для исследованных конструкций.

Анализ описанных выше исследований позволяет выделить следующие характерные особенности их напряженно-деформированного состояния.

1. Величина перемещений и характер деформирования исследованных полуматриц практически одинаковы для различных вариантов их крепления на подкладной плите.

2. Для напряженного состояния полуматриц характерен относительно невысокий уровень напряжений по сравнению с допускаемыми, в связи с чем критерий прочности не является определяющим для гаммы исследованных полуматриц.

3. Усилия обжатия полуматриц до трехкратной (по сравнению с номинальной) величины приводят к незначительному (до 10%) уменьшению распухания

боковых стенок, увеличению примерно на 20% прогибов центральной части днища и росту в 3 раза раскрытия стыка по внутреннему контуру плоскости сопряжения полуматриц.

4. Уменьшение габаритов формующей полости в полуматрице от уровня $(5/7 \div 7/9)$ до $(1/7 \div 1/3)$ габаритных размеров полуматрицы в плане приводит к уменьшению в 21 раз прогибов в центральной части, снижению в 4 раза расpirания боковых стенок и устранению раскрытия стыка по всей плоскости сопряжения полуматриц.

5. Наличие в полуматрице перегородки между формующими полостями приводит к изменению характера ее деформирования и существенному уменьшению прогибов днища. Так, прогиб днища полуматрицы пресс-форм МДВ 0600.4004 (двухместный вариант) в 2,5 раза меньше, чем для одноместного варианта.

6. Раскрытие стыка по периферии плоскости сопряжения полуматриц исследованных пресс-форм не происходит.

Подсистема анализа рабочих процессов при осуществлении технологических процессов в реальных пресс-формах.

Кроме того, для анализа напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм с учетом их контактного взаимодействия была разработана подсистема, ориентированная не на модельные, а на реальные пресс-формы. При этом отличительной особенностью созданной подсистемы является ее приспособленность к анализу не только конечных состояний исследуемых объектов, но и к изучению эволюции их состояний при варьировании проектно-технологических параметров, с одной стороны, а также эксплуатационных усилий, – с другой. Кроме того, созданная система автоматизированного анализа и синтеза пресс-форм «СААС – ПФ» может быть интегрирована с другими подсистемами САПР или универсальными CAD-системами.

На основе комплекса проведенных ранее [24] численных и экспериментальных исследований элементов пресс-форм, возможно выявление значимых факторов пресс-форм с точки зрения определения их прочностных, жесткостных и точностных характеристик, в связи с чем появилась возможность создания качественно новой системы автоматизированного анализа напряженно-деформированного состояния и синтеза рациональных конструктивных и технологических параметров «СААС-ПФ». Данная система является основой создания полноценной комплексной системы моделирования конструкций и физико-механических процессов в пресс-формах. Для нее *характерны*:

- соединение преимуществ специализированной и универсальных CAD/CAM/CAE-систем;
- использование обобщенного

параметрического подхода как основы для описания геометрии, физико-механических процессов и параметров численных моделей;

- расчетно-экспериментальное обоснование используемых количественных и качественных параметров численных моделей элементов пресс-форм;

- полнофункциональность как с точки зрения полноты охвата конструктивных элементов, так и условий их контактного взаимодействия;

- комплексность подхода, который позволяет исследовать и силовое воздействие от литейной машины, и давление рабочего материала в формующих полостях, а также учитывать тепловое воздействие данного материала и системы охлаждения.

Разработанная «СААС-ПФ» является основой для создания отечественной комплексной системы автоматизированного проектирования, исследования и технологической подготовки производства, отличительными характеристиками которой являются:

- широкие возможности моделирования;
- встроенная база данных и знаний;
- учет специфики конструкций, сортамента и свойств используемых материалов;
- учет технологического оборудования и оснастки предприятий отечественного машиностроения.

На рис. 16 и в табл. 5, 6 представлены иллюстрации отдельных этапов моделирования и исследования пресс-форм с использованием «СААС-ПФ».

Анализ представленных параметров дает возможность провести более глубокий анализ протекающих в пресс-формах процессов и реализуемых состояний. В частности, как видно из картин и графиков, собранных в табл. 5, на зависимостях перемещений характерных точек от условного параметра TIME (определяет порядок приложения и величины прикладываемых нагрузок) резко выделяются несколько участков. Участки I, II соответствуют усилиям обжатия наклонными винтами и усилий смыкания. При этом сопряженные точки обеих полуматриц перемещаются согласованно. На этапе III (постепенное нарастание давления впрыскиваемого материала в полости полуматриц) происходит незначительное рассогласование перемещений сопряженных точек полуматриц вплоть до перехода на участок IV. На этом участке начинается процесс резкого нарастания зазора между полуматрицами, т.е. происходит локальное раскрытие стыка. При этом наличие и размеры промежуточной опоры под подвижной полуматрицей пресс-форм положительно сказываются на продлении состояния нераскрытия стыка в сопряжении полуматриц пресс-форм.



Рис. 16 – Структура “СААС-ПФ”

Таблица 5 – Этапы исследования напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм

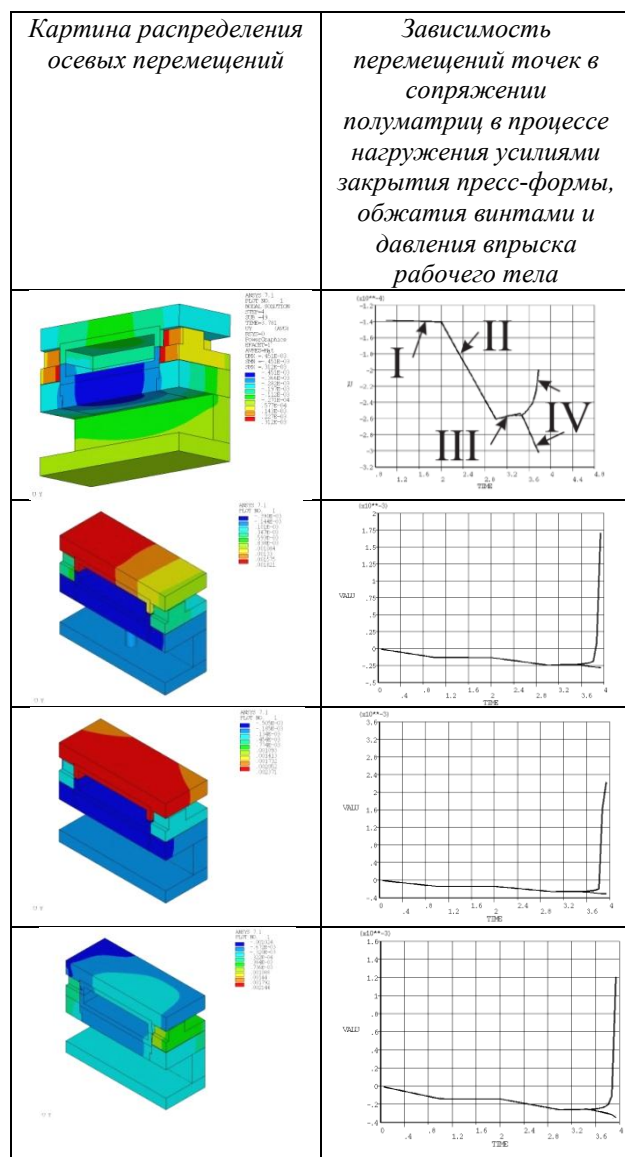


Таблица 6 – Этапы моделирования элементов пресс-форм

Получаемые после выполнения этапа результаты исследований	Название этапа	
	Параметрические геометрические модели	Параметрические конечно-элементные модели

Установленные особенности дают основание для следующих заключений:

1. Стремление обеспечить прочностные характеристики пресс-форм не всегда решает проблему достижения качества выполнения технологических операций, поскольку не всегда удовлетворяются требования по жесткостным характеристикам.
2. Во многих случаях усилие закрытия пресс-формы заведомо выше усилия распиравания из-за давления рабочего материала в формирующей полости полуматриц. Однако это не гарантирует от локального раскрытия стыка по отдельным зонам плоскости разреза пресс-формы. Т. о., условие отсутствия локального раскрытия по плоскости сопряжения подвижной и неподвижной частей пресс-форм является одним из важных критериев при их проектировании.
3. Локальное раскрытие стыка между полуматрицами служит источником не только брака при изготовлении деталей (изменение толщины, размеров или появления на них облоя), но также может привести к запуску прогрессирующего процесса вплоть до прорыва рабочего материала из формирующей полости пресс-форм.

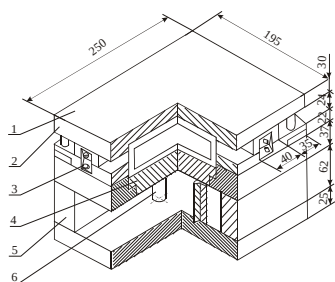


Рис. 17 – Конструкция блока пресс-форм: 1 – матрица;
2 – верхняя плита; 3 – винты для закрепления
формирующей вставки; 4 – подкладная плита; 5 – опоры;
6 – дополнительные опоры

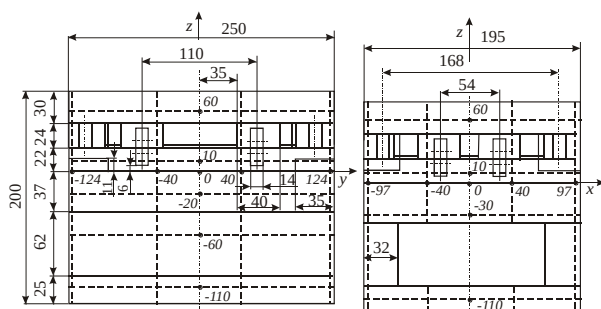


Рис. 18 – Проекции пресс-формы на плоскости zy и zx

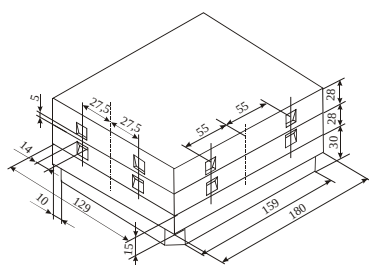


Рис. 19 – Конструкция матрицы

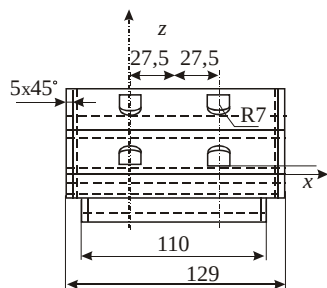
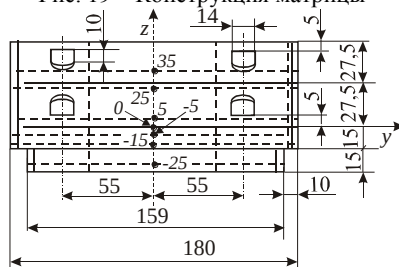


Рис. 20 – Проекции матрицы на плоскости zy и zx

Дело в том, что, как только величина локального раскрытия превысит некоторое пороговое значение

(зависит от свойств материала, заполняющего формующую полость, от его текучести, от температуры подогрева, рабочего давления и т. п.), материал не только начнет заполнять образующиеся таким образом домолнительное пространство, но и расширять область распространения распирающего давления на новые площадки. А это, в свою очередь, как правило, приводит к дальнейшему раскрытию стыка, и т. д. Такой прогрессирующий механизм развития может продолжаться вплоть до выхода материала за пределы зеркала сопряжения полуматриц. В связи с этим отдельного исследования требует выявление характера влияния и детерминированного возмущения, вносимого упругим деформированием в характер контактного взаимодействия элементов пресс-форм, и стохастического (например, попадание на плоскость разъема отдельных твердых посторонних включений, которые вызывают предварительное искажение условий смыкания в локальной области и могут служить инициаторами начала местного покрытия стыка) возмущения на дальнейшее развитие локального раскрытия. Опасным является случай «положительной обратной связи». Т. о., обнаруживается еще один критерий при осуществлении проектных исследований пресс-форм.

Таблица 7 – Варианты сочетания конструктивных и эксплуатационных параметров

№ голо- граммы	Плос- кость записи	Изменения в конструкции	Перепад нагрузки, кН	Внутр. давление, МПа
1	Oy	винты не касаются, опоры отсутствуют	250 ÷ 330	2,45
2	Ox	винты затянуты, установлены две опоры 62,39 мм	1000 ÷ 875	9,80
3	Oy	винты затянуты, установлены две опоры 62,39 мм	1000 ÷ 875	9,80
4 (матрица)	Ox		50 ÷ 20	0

Экспериментальное исследование пресс-форм. Одним из важнейших этапов разработки конструкций и определения работоспособности пресс-форм является экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния наиболее ответственных и нагруженных элементов конструкций (подкладных плит, опор, обойм и полуматриц). Это вызвано тем, что данные детали воспринимают действие значительных по величине усилий закрытия пресс-форм и давления расплавленной пластмассы (рабочего тела), что приводит к их деформации и может приводить к раскрытию стыков в полуматрицах. Последнее может

явиться причиной брака. С использованием предложенных в работе методов, схем измерений и расшифровки было проведено исследование напряженно-деформированного состояния опытных образцов пресс-форм методом спекл-голографической интерферометрии.

Варианты сочетания конструктивных и эксплуатационных параметров при экспериментальном исследовании НДС пресс-форм приведены в табл. 7.

Для определения рациональных геометрических параметров и конструктивных решений блоков пресс-форм (рис. 17, 18) и матриц (рис. 19, 20) методами голографической и спекл-интерферометрии проведено определение картин их деформированного состояния.

При этом в качестве основных варьируемых обобщенных параметров были выбраны способы закрепления формирующей вставки и дополнительных опор, оказывающие влияние на напряженно-деформированное состояние пресс-форм.

На рис. 21 представлены интерферограммы, характеризующие деформированное состояние блока пресс-формы. На рис. 22–24 – картины расшифровки некоторых полученных интерферограмм.

Анализ поведения элементов пресс-формы при варьировании схем нагружения и сопряжения позволяет отметить следующие особенности.

1. В целом деформированное состояние внешних поверхностей пресс-формы достаточно слабо зависит от наличия промежуточных опор и усилий закрепления полуматриц боковыми винтами.

2. По плоскостям сопряжения элементов пресс-форм, в том числе полуматриц, наблюдаются разрывы перемещений, что свидетельствует о необходимости рассмотрения пресс-формы как сложной механической системы контактирующих друг с другом элементов.

3. На картине интерференционных полос отсутствуют зоны резких градиентов, что позволяет создавать конечно-элементные модели элементов пресс-форм без зон резких изменений размеров конечных элементов.

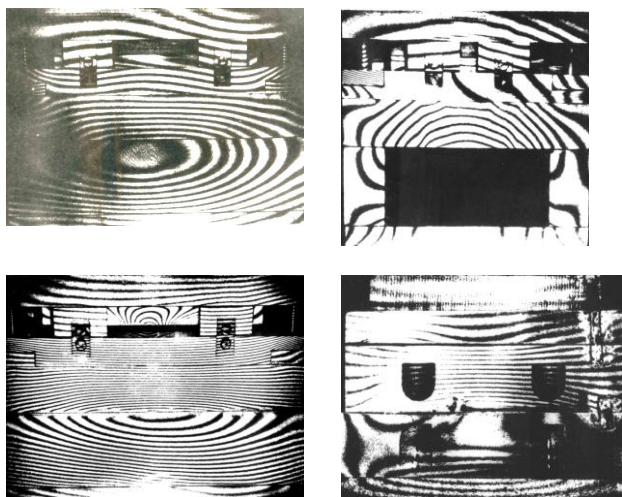


Рис. 21 – Примеры голографических интерферограмм блока пресс-формы

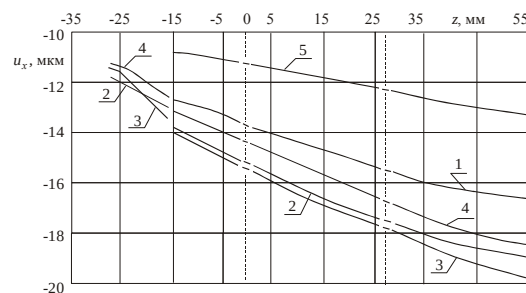


Рис. 22 – Распределение перемещений u_x точек поверхности матрицы вдоль оси z (голограмма № 4 в табл.5):

1 – $x=60$ мм; 2 – $x=20$ мм; 3 – $x=0$ мм; 4 – $x=-20$ мм; 5 – $x=-60$ мм

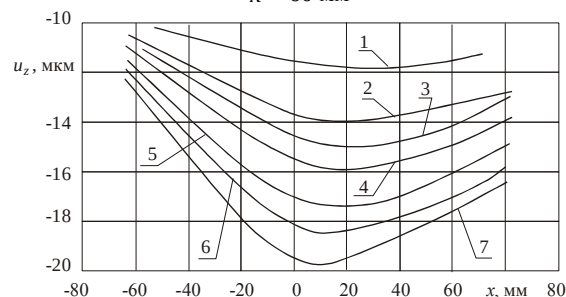


Рис. 23 – Распределение перемещений u_z (б) точек поверхности матрицы вдоль оси z (голограмма № 4 в табл.5):

1 – $x=60$ мм; 2 – $x=20$ мм; 3 – $x=0$ мм; 4 – $x=-20$ мм; 5 – $x=-60$ мм

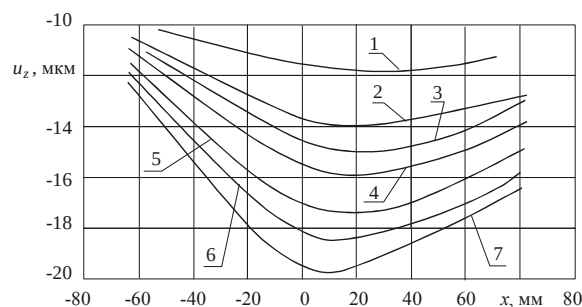


Рис. 24 – Распределение перемещений u_x точек поверхности матрицы вдоль оси x (голограмма № 14 в табл.5): 1 – $z=-25$ мм; 2 – $z=-15$ мм; 3 – $z=-5$ мм; 4 – $z=5$ мм; 5 – $z=25$ мм; 6 – $z=35$ мм; 7 – $z=55$ мм

Предложенная система решает проблему снижения стоимости, повышения оперативности и обеспечения точности изготовления деталей на предприятиях отечественного машиностроения.

Кроме того, углубленный анализ полученных результатов позволил выявить характерные проблемные моменты функционирования пресс-форм, которые вызваны тем, что основой их работы является смыкание по контактным поверхностям и действие внутренних нагрузок в формирующих полостях. Вследствие этого возможно выявление локального раскрытия стыка в сопряжениях

полуматриц пресс-форм. В свою очередь, это может запустить механизм прогрессирующего деформирования и дальнейшего расширения зоны раскрытия стыка. Т. о., сформированы новые критериальные требования при проектировании пресс-форм.

В дальнейшем требуется проведение подробных исследований влияния различных параметров и факторов на напряженно-деформированное состояние элементов пресс-форм с учетом контактного взаимодействия и расширение функциональных возможностей автоматизированной системы их анализа и синтеза, а также обеспечение высоких функциональных свойств проектируемых пресс-форм. Предложенные подходы распространяемы и на другие типы технологической оснастки, а также машиностроительные конструкции, содержащие множество элементов, находящихся в условиях контактного взаимодействия друг с другом.

Заключение. Анализ описанных в работе подходов, моделей, программных модулей и полученных с их помощью результатов свидетельствует о качественном соответствии результатов исследований данным, полученным в ходе экспериментальных исследований. При этом погрешность по перемещениям не превышает 10-15% для различных вариантов сочетания параметров.

Это позволяет заключить, что разработанные подсистемы автоматизированного анализа и синтеза расчетных моделей и элементов конструкций пресс-форм являются эффективным инструментом, позволяющим оперативно и с высокой степенью достоверности решать комплекс задач, возникающих при проектировании пресс-форм. Данные подсистемы впитали в себя результаты огромного числа численных и экспериментальных исследований и отражают важнейшие направления развития CAD/CAM/CAE-систем в отечественном машиностроении: высокая степень интеллектуализации; учет специфики проектируемых изделий; возможность накопления баз знаний; обеспечение работоспособности и точности изготовления изделий; сквозная параметризация и возможность экспорта/импорта в/из различных системы автоматизированного проектирования.

Список литературы

1. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А. С. Кравчук // Доклады АН СССР, 1976. – Т.230. – № 2. – С.308-310.
2. Кравчук А.С., Суряков В.А. Численное решение геометрически нелинейных контактных задач / А. С. Кравчук, В. А. Суряков // Доклады АН СССР, 1981. – Т.259. – №6. – С.1327-1329.
3. Прокопишин І. Методи декомпозиції області для задач про односторонній контакт нелінійно пружних тіл / І. Прокопишин // Фіз.-мат. моделювання та інформ. технології. – 2012. – Вип. 15. – С. 75-87.
4. Prokopyshyn I. I., Dyyak I. I., Martynyak R. M. Numerical analysis of the problems of contact of three elastic bodies by the domain decomposition methods / I. I. Prokopyshyn, I. I. Dyyak, R. M. Martynyak // Mater. Sci. –2013. – 49, No.1. – P. 45-58.
5. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics / J.J. Kalker. – J. Inst. Math. and Appl. – 1977. – Vol. 20. – P. 199-221.
6. Vollebregt E.A.H. 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in “CONTACT” / E.A.H. Vollebregt // Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – China, 2012. – Vol. 96. – P. 201-209.
7. Vollebregt E.A.H. Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms / E.A.H. Vollebregt, S.D. Iwnicki, G. Xie // Vehicle System Dynamics. – 2012. – Vol. 50. – P.1-17.
8. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с.
9. Черноусько Ф.Л., Баничук Н.В. Вариационные задачи механики и управления. – М.: Наука, 1973. – 240 с. 3.
10. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров // Прикл. мат. и мех. – 1977. –Т.41.– Вип.2. – С.329-337.
11. Кравчук А.С., Васильев В.А. Численные методы решения контактных задач для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров // Прикладная механика. – 1980. – Т.16.– Вип.6. – С.9-15.
12. Кравчук А.С., Васильев В.А. Вариационный метод в контактной задаче теории упругости / В кн. Упругость и неупругость. – М.: Наука, 1978. – С.23-31.
13. Кравчук А.С. Постановка задачи о контакте нескольких деформируемых тел как задачи нелинейного программирования // Прикл. мат. и мех. – 1978. – Т.42. – Вип.3. – С.466-474.
14. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. – М.: Наука, 1980. – 536 с.
15. Гловачек И, Ганслингер Я, Нечас И., Ловишек Я. Решение вариационных неравенств в механике. – М.: Мир, 1986. – 270 с.
16. Дюво Г., Лионс Ж.Л. Неравенства в механике и физике. – М.: Наука, 1980. – 384 с.
17. Лионс Ж.Л. Некоторые методы решения нелинейных краевых задач. – М.: Мир, 1972. – 587 с.
18. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203 с.
19. Скрипченко Н. Б. Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхностного слоя: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. –Харьков, 2016. – 178 с.
20. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
21. Биргер И.А. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в трех томах. / Под общей ред. И А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968 – 336 с.
22. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике / О.К. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
23. Ткачук А.Н., Мовшович И.Я., Ткачук Н. А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм (продолжение) / А. Н. Ткачук, И. Я. Мовшович, Н. А. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением – Москва, 2010. – №1. – С. 19-28.
24. Храпцова И.Я., Ткачук А.Н., Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Орлов Е.А., Чепурной А.Д. Специализированная система анализа и синтеза и расчетно-экспериментальное исследование элементов пресс-форм // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР, 2005, №60, с. 151-179.
25. Капустин Н.М., Заярненко Е.И., Капустин А.А., Ткачук Н.А. Исследование прочностных и жесткостных характеристик элементов переналаживаемых приспособлений для станков с ЧПУ. – Отраслевой сборник «Вопросы оборонной техники». Серия 2. – 1987. – вып. 7 (193). – С.42-47.

26. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования напряженно-деформированного состояния элементов транспортных средств и технологических систем / Н.А. Ткачук // Вісник Державного технічного університету сільського господарства. Тематичний випуск: "Механізація сільськогосподарського виробництва". Збірник наукових праць Державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – вип.21. – С.20-29.

Bibliography (transliterated):

1. Kravchuk A.S. K zadache Gertsya dlya lineynoy i nelineynoy uprugih tel konechnykh razmerov / A. S. Kravchuk // Doklady AN SSSR, 1976. – T.230. – No 2. – p.308-310.
2. Kravchuk A. S., Sursyakov V.A. Chislennoe reshenie geometricheski nelineynykh kontaktnykh zadach / A. S. Kravchuk, V. A. Sursyakov // Doklady AN SSSR, 1981. – T.259. – No 6. – P.1327–1329.
3. Prokopishin I. Metodi dekompozitsiyi oblasti dlya zadach pro odnostonnnyy kontakt nelineynoy pruzhnykh til / I. Prokopishin // Fiz.-mat. modelyuvannya ta Inform. tehnologiyi. – 2012. – Vol. 15. – P. 75–87.
4. Prokopyshyn I. I., Dyyak I. I., Martynyak R. M. Numerical analysis of the problems of contact of three elastic bodies by the domain decomposition methods / I. I. Prokopyshyn, I. I. Dyyak, R. M. Martynyak // Mater. Sci. – 2013. – 49, No.1. – P. 45–58.
5. Kalker J. J. Variational principles of contact elastostatics / J.J. Kalker. – J. Inst. Math. and Appl. – 1977. – Vol. 20. – P. 199–221.
6. Vollebregt E.A.H. 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT" / E.A.H. Vollebregt // Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – China, 2012. – Vol. 96. – P. 201–209.
7. Vollebregt E.A.H. Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms / E.A.H. Vollebregt, S.D. Iwnicki, G. Xie // Vehicle System Dynamics. – 2012. – Vol. 50. – P.1–17.
8. Sea Zh. Optimizatsiya. Teoriya i algoritmy. – Moscow: Mir, 1973. – 244 s.
9. Chernousko F.L., Banichuk N.V. Variatsionnyye zadachi mekhaniki i upravleniya. – Moscow: Nauka, 1973. – 240 p. 3.
10. Kravchuk A.S. K zadache Gertsya dlya lineynoy i nelineynoy uprugih tel konechnykh razmerov // Prikl. mat. i meh. – 1977. – T.41. – Vol.2. – P.329–337.
11. Kravchuk A.S., Vasilev V.A. Chislennyye metody resheniya kontaktnykh zadach dlya lineynoy i nelineynoy uprugih tel konechnykh razmerov // Prikladnaya mehanika. – 1980. – T.16. – Vol.6. – P.9-15.
12. Kravchuk A.S., Vasilev V.A. Variatsionnyy metod v kontaktnoy zadache teorii uprugosti / V kn. Uprugost i neuprugost. – Moscow: Nauka, 1978. – P.23–31.
13. Kravchuk A.S. Postanovka zadachi o kontakte neskolkih deformiruemyykh tel kak zadachi nelineynogo programmirovaniya // Prikl. mat. i meh. – 1978. – T.42. – Vol.

3. – P. 466-474.
14. Marchuk G.I. Metody vyichislitelnoy matematiki. – Moscow: Nau-ka, 1980. – 536 p.
15. Glovachek I, Ganslinger Ya, Nechas I., Lovishek Ya. Reshenie variatsionnykh neravenstv v mehanike. – Moscow: Mir, 1986. – 270 p.
16. Dyuvu G., Lions Zh.L. Neravenstva v mehanike i fizike. – Moscow: Nauka, 1980. – 384 p.
17. Lions Zh.L. Nekotoryye metody resheniya nelineynykh kraevykh zadach. – Moscow: Mir, 1972. – 587 p.
18. Tkachuk N.N. Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya slozhnoprofilnykh elementov mashinostroitelnykh konstruktsey s kinematischeski sopryazhennymi poverhnostyami: dis. ... kand. tehn. nauk: spets. 05.02.09. – Harkov, 2011. – 203 p.
19. Skripchenko N. B. Kontaktnoe vzaimodeystvie slozhnoprofilnykh detaley mashinostroitelnykh konstruktsey s uchedom lokalnoy podatlivosti poverhnostnogo sloya: dis. ... kand. tehn. nauk: spets. 05.02.09. – Harkov, 2016. – 178 p.
20. Reshetov D.N. Tochnost metallorazhushchikh stankov / D.N. Reshetov, V.T. Portman. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336 p.
21. Birger I.A. Prochnost. Ustoychivost. Kolebaniya. Spravochnik v trekh tomah. / Pod obschey red. I.A. Birgera i Ya. G. Panovko. – Moscow: Mashinostroenie, 1968 – 336 p.
22. Zenkevich O.K. Metod konechnykh elementov v tekhnike / O.K. Zenkevich. – Moscow: Mir, 1975. – 541p.
23. Tkachuk A. N., Movshovich I.Ya., Tkachuk N. A. Termouprugie kontaktnyye zadachi dlya elementov shtampov i press-form (prodolzhenie) / A. N. Tkachuk, I. Ya. Movshovich, N. A. Tkachuk // Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem – Moscow, 2010. – No 1. – p. 19–28.
24. Hramtsova I. Ya., Tkachuk A. N., Tkachuk N.A., Brul S.T., Orlov E.A., Chepurinov A.D. Spetsializirovannaya sistema analiza i sinteza i raschetno-eksperimentalnoye issledovaniye elementov press-form // Vestnik NTU „HPI”. Tem. vyip.: Mashinovedeniye i SAPR, 2005, No 60, p. 151-179.25.
25. Kapustin N.M., Zayarnenko E.I., Kapustin A.A., Tkachuk N.A. Issledovaniye prochnostnykh i zhestkostnykh kharakteristik elementov perenalazhivaemykh prispособleniy dlya stankov s ChPU. – Otrasevyy sbornik «Voprosy oboronnoy tekhniki». Seriya 2. – 1987. – vol. 7 (193). – S.42-47.
26. Tkachuk N.A. Raschetno-eksperimentalnyy metod issledovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov transportnykh sredstv i tekhnologicheskikh sistem / N.A. Tkachuk // Visnik Derzhavnogo tekhnichnogo univertsitetu sil'skogo gospodarstva. Tematichnyy vipusk: "Mekhanizatsiya sil'skogospodarskogo virobništva". Zbírnik naukovykh prats Derzhavnogo tekhnichnogo univertsitetu sil'skogo gospodarstva. – Kharkiv: HDTUSG, 2003. – vip.21. – P.20-29.

Поступила (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Контактна взаємодія елементів технологічної оснастки: математичне моделювання, комп'ютерний аналіз та експериментальне дослідження / М. М. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, В. І. Кохановський, А. А. Зарубіна, І. Я. Храмцова, О. І. Шейко, М. Л. Белов, А. М. Малакей, С. С. Яцив // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 141–156. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0066.

Контактное взаимодействие элементов технологической оснастки: математическое моделирование, компьютерный анализ и экспериментальные исследования / Н. Н. Ткачук, Н. Б. Скрипченко,

В. И. Кохановский, А. А. Зарубина, И. Я. Храмцова, А. И. Шейко, Н. Л. Белов, А. Н. Малакей, С. С. Яцив // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 141–156. – Библиогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0066.

Contact interaction of elements of production tools: mathematical modeling, computer analysis and experimental research / M. M. Tkachuk, N. B. Skripchenko, V. I. Kokhanovskyi, A. O. Zarubina, I. Y. Khramtsova, O. I. Seyko, M. I. Belov, A. M. Malakei, S. S. Yatsyv // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 141–156. – Bibliogr.: 26. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Ткачук Николай Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», докторант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин» тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

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

Скрипченко Наталія Борисівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», тел.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Скрипченко Наталья Борисовна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Skripchenko Nataliia Borysivna – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", resercher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Кохановський Володимир Ілліч – кандидат технічних наук, керівник відділу впровадження CAD/CAM систем, ПАТ «У.П.Е.К.», тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Кохановский Владимир Ильич – кандидат технических наук, руководитель отдела внедрения CAD/CAM систем, ПАТ «У.П.Е.К.», тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Kokhanovskyi Volodymyr Illich – Ph.D., Head of implementation of CAD/CAM-systems, UPEC Industrial Group, tel.: (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Зарубіна Алла Олександрівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», тел.: (057) 707-69-01.

Зарубина Алла Александровна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», професор кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-69-01.

Zarubina Alla Oleksandrivna – Ph.D., assistant professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor at Theory and systems of mechanisms and machines automated design department; tel.: (057) 707-69-01.

Храмцова Ірина Яківна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», тел.: (057) 707-69-01.

Храмцова Ирина Яковлевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-69-01.

Khramtsova Iryna Yakivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", research associate at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

Шейко Олександр Іванович – головний інженер, ДП «Завод ім. В. О. Малишева», тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Шейко Александр Иванович – главный инженер, ГП «Завод им. В. А. Малишева», тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Seyko Oleksandr Ivanidych – chief engineer at the SE «Zavod im. V. O. Malisheva», tel.: (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Белов Николай Львович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-69-01.

Белов Микола Львович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Belov Mykola Lvovych – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior researcher at Theory and systems of mechanisms and machines automated design department; tel.: (057) 707-69-01.

Малакей Андрій Миколайович – заступник генерального директора з якості ДП "Завод ім. Малишева", Харків; тел. (057) 784-40-08, e-mail: kanc@malyshev.kharkov.ua.

Малакей Андрей Николаевич – зам. генерального директора по качеству ГП "Завод им. Малышева", Харьков; тел. (057) 784-40-08, e-mail: kanc@malyshev.kharkov.ua.

Malakei Andrii – deputy general director for quality at the "Malyshev Plant", Kharkov; tel.: (057) 784-40-08, e-mail: kanc@malyshev.kharkov.ua.

Яцив Степан Степанович – заступник головного інженера ДП «Завод ім. В. О. Малишева», тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Яцив Степан Степанович – заместитель главного инженера ГП «Завод им. В. А. Малышева», тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org

Yatsyv Stepan Stepanovych – deputy of chief engineer at the SE «Zavod im. V. O. Malisheva», tel.: (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, І. В. КОСТЯНИК

СТРАТЕГІЧНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ОБ'ЄКТІВ БРОНЕТЕХНІКИ

Наприкінці 80-х років минулого сторіччя почалася розробка танків четвертого післявоєнного покоління. Ці роботи продовжуються з тією чи іншою мірою інтенсивності практично у всіх країнах світу, що виробляють танки. Підвищення рухомості планується досягти за допомогою підвищення потужності ДВЗ до 1750–2000 к.с.; підвищення захищеності – за рахунок використання достатньо вдосконаленого динамічного захисту; підвищення вогневої могутності – за рахунок використання електромагнітних гармат, підвищення калібру основного озброєння і застосування цифрових систем керування вогнем.

Ключові слова: танки четвертого післявоєнного покоління; рухомість; захищеність; вогнева могутність.

В конце 80-х годов прошлого столетия началась разработка танков четвертого послевоенного поколения. Эти работы продолжаются с той или иной степенью интенсивности практически во всех странах мира, производящих танки. Повышение подвижности планируется достичь с помощью повышения мощности ДВС до 1750–2000 л.с.; повышение защищенности – за счет использования достаточно усовершенствованной динамической защиты; повышение огневое могущество – за счет использования электромагнитных пушек, увеличения калибра основного вооружения и применения цифровых систем управления огнем.

Ключевые слова: танки четвертого послевоенного поколения; подвижность; защищенность; огневое могущество.

In the late 80-s of the last century the development of fourth post-war generation tanks began. These works have been continued with varying intensity in almost all producing tank countries of the world. Higher mobility may be achieved by increasing the power of internal combustion engines up to 1750-2000 HP; enhanced protection – by the use of advanced dynamic protection; improvement of fire power – through the use of electromagnetic guns, the increase of caliber of the main armament and use of digital fire control systems.

Keywords: fourth post-war generation tanks; mobility; protection; fire power.

Постановка проблеми

Науково-технічним прогнозом називається оцінка можливих шляхів і результатів розвитку наукових досліджень і технічних засобів, що складають основу побудови даної технічної системи, а також потрібних для їх досягнення ресурсів і організаційних заходів [1].

В дійсний час прогнозування отримує характер систематичного аналізу тенденцій і уточнюючої оцінки перспектив. Прогнозист, виходячи з історичного аналізу розвитку даного агрегату, з пізнаних об'єктивних закономірностей і тенденцій його розвитку, умов розвитку тих галузей науки і техніки, які безпосередньо зв'язані з даним агрегатом, намагається сформулювати можливі альтернативи розвитку і обґрунтувати вибір подальших його шляхів.

В науково-технічній прогностиці чітко відокремлюються три типових інтервали або ешелони прогнозування. Перший ешелон прогнозування розрахований звичайно на строк 15-20 років. В цей інтервал часу укладаються строки, в які встановлені наукою факти, явища і принципи переходять з фундаментальних наук в прикладні, а звіди – до розробників і через експериментальну перевірку – до стадії виробництва, основаних на них технічних агрегатів.

Суттєвою також являється й та обставина, що за цей період часу на передову лінію науково-технічного прогресу виходить нове покоління спеціалістів, які складають до кінця періоду абсолютну більшість по відношенню до тих, хто приймав участь у роботах на їх початку.

Прогнози цього ешелону виходять звичайно з цілком визначених в дійсний час можливостей науки і техніки. В цих прогнозах присутні не тільки якісні, а, як правило, і кількісні оцінки характеристик нових

зразків техніки.

Прогнози другого ешелону розраховані на строк до 50 років. В прогнозах, що відносяться до цього періоду, кількісні оцінки все більш поступаються якісним. Межами подібних прогнозів вважаються не технічні і економічні можливості, а звичайно лише фундаментальні закони і принципи природознавства, які розробляються в дійсний час.

Прогнози третього ешелону орієнтовані на строк до 100 років. Такі прогнози носять, як правило, чисто гіпотетичний характер. Прогнозист в цьому випадку покладається скоріше на свій світогляд і творчу фантазію, чим на визначену суму знань. Кількісні оцінки тут, як правило, відсутні, а якісні оцінки і припущення обмежуються лише рамками найбільш загальних законів логіки, світогляду і природознавства.

Природно, що в рамках цієї роботи ми обмежувалися лише першим ешелonom прогнозування зі строгими кількісними оцінками прогнозів. Основні шляхи розвитку танкових систем і агрегатів визначалися нами на основі історичного аналізу розвитку таких систем і на основі застосування методів експертних оцінок і мозкового штурму [2,3].

Прогнозування розвитку танків четвертого післявоєнного покоління

Наприкінці 80-х років минулого сторіччя почалася розробка танків четвертого післявоєнного покоління. Але радикальна зміна геополітичної обстановки у світі після розпаду СРСР стала причиною суттєвого зниження рівня фінансування робіт у цьому напрямку. Поруч з тим ці роботи продовжуються з тією чи іншою мірою інтенсивності практично у всіх країнах світу, що виробляють танки.

Результати експертних оцінок і мозкових штурмів дозволяють виявити основні особливості

конструкції танків четвертого покоління – підвищення рухомості і керуємості, підвищення захисту від снарядів і ракет, підвищення вогневої могутності.

Підвищення рухомості та керуємості планується досягти за допомогою:

- підвищення потужності двигунів внутрішнього згоряння до 1750–2000 к.с. з метою підвищення питомої потужності до 35 к.с./т. Українські будівники двигунів працюють над танковим дизелем 6ТД–3 потужністю 1500 к.с. для перспективного танка з питомою потужністю 33 к.с./т;

- застосування гідропневматичної підвіски, що дозволить підвищити швидкість руху і плавність ходу на пересіченій місцевості;

- застосування гідродинамічних і гідрооб'ємних передач в трансмісіях перспективних танків.

Більшість закордонних танків третього післявоєнного покоління містять блокуєму гідродинамічну передачу, сполучену з планетарною коробкою передач, а також гідрооб'ємну передачу у механізмі повороту. Українські танки другого і третього післявоєнних поколінь містять бортові планетарні коробки передач, які одночасно виконують функції механізму повороту. Така конструкція трансмісії дозволила значно зменшити габаритні розміри моторно–трансмісійного відділення. Але показники рухомості і керуємості українських танків з бортовими ступінчастими коробками передач були нижчими, ніж у закордонних танків третього покоління. Для того, щоб забезпечити сучасні показники рухомості та керуємості без збільшення габаритних розмірів моторно–трансмісійного відділення, українські танкобудівники в танках четвертого післявоєнного покоління планують застосування бортових гідрооб'ємно-механічних коробок передач з шаровими поршнями.

Доводка і випробування таких коробок передач здійснюється в ХКБМ ім. О.О. Морозова за участю спеціалістів НТУ «ХПІ» [4].

Підвищення захищеності танків четвертого післявоєнного покоління буде забезпечено як використанням броньового захисту модульної конструкції із застосуванням керамічних та композиційних матеріалів, а також збідненого урану, так і використанням достатньо розробленого динамічного захисту. Елемент динамічного захисту представляє собою сталевий контейнер, в якому між двома металевими пластинами знаходиться заряд вибухової речовини. При попаданні кумулятивного снаряду в такий контейнер здійснюється детонація вибухової речовини, яка знижує бронепробивну дію кумулятивної струї. Танки четвертого покоління будуть оснащені керуємим динамічним захистом, який містить комплект елементів динамічного захисту, розташованих по всій поверхні танка, і керуючу ЕОМ, яка за допомогою датчиків визначає тип снаряду, що рухається у напрямку танка, і місце

його попадання, а також розраховує, скільки і яких елементів динамічного захисту треба підірвати для послаблення вражаючого ефекту снаряду. ЕОМ видає також команди для запобігання детонації і підризу усіх елементів динамічного захисту в результаті електронної дії противника.

Вперше динамічний захист «Контакт» був запроваджений на українському танкові Т–64БВ в 1985 році і містив 179 елементів динамічного захисту кумулятивної струї. В тому ж році для танка Т–64БВ розроблені елементи «Контакт–5», які підвищують захист танка проти бронебійних і підкаліберних снарядів.

На танках четвертого післявоєнного покоління подальший розвиток отримають комплекси активного захисту. Вперше такий комплекс був застосований на російському танкові Т–55АД в 1983 році. Комплекс «Дрозд» містить радіолокаційну станцію, яка виявляє і супроводжує протитанкові засоби, а також систему озброєння у вигляді чотирьох блоків, заряджених двома захисними пострілами кожний. Поразка нападаючого протитанкового засобу здійснюється дією цих пострілів на заданій дистанції. Українські танки третього післявоєнного покоління оснащені активною оптико–електронною системою захисту «Штора–1», яка створює завади протитанковим снарядам з лазерним наведенням. В її складі два індикатора попередження про опромінювання танка променем лазера, два генератора інфрачервоних завад, дві шестиствольні установки для запуску спеціальних аерозольних гранат, а також мікропроцесорний блок керування. Випробування системи «Штора–1» довели, що ймовірність попадання в танк протитанковим снарядом з лазерним самонаведенням знижується майже в 4 рази.

Підвищення вогневої могутності танків четвертого післявоєнного покоління буде здійснюватись за такими напрямками:

- застосування «електромагнітних гармат»;
- підвищення калібру основного озброєння;
- застосування компоновки танка з винесеним озброєнням;
- застосування нових складних алгоритмів наведення і стабілізації танкового озброєння, що підвищить точність стабілізації вісі каналу ствола гармати відносно лінії прицілювання [5].

З метою підвищення вогневої могутності танків на протязі довгого часу ведеться розробка так званих «електромагнітних гармат», в яких постріл здійснюється за рахунок використання електромагнітної взаємодії снаряду з електромагнітним полем високої напруженості. Снаряди цих гармат мають початкову швидкість 4000–5000 м/с, а траєкторія цих снарядів представляє собою практично пряму лінію внаслідок виключно малого часу досягнення цілі. Навіть при існуючих системах наведення і стабілізації ймовірність поразки цілі першим пострілом цієї гармати наближається до 100 %. Основним фактором, що затрудняє запровадження електромагнітної гармати, вважається

її висока енергоємність. Для генерації і збереження необхідної електроенергії в танкові необхідно розташувати складну і нескладну енергосистему з власною вагою лише накопичувача електроенергії майже 10 тон.

З цієї причини на танках четвертого післявоєнного покоління планується також застосування звичайної гармати калібру 140 мм. У порівнянні із 120–125 мм гарматою, гармата калібром 140 мм має майже удвічі більшу дульну енергію, що забезпечує значне зростання початкової швидкості підкаліберних снарядів і значне підвищення їх бронепробитості і дальності ефективної стрільби. Але установка на танкові нескладної гармати викликає необхідність перегляду його компоновки. Так, в перспективному американському танкові FCS передбачається відсутність башти і зовнішнє розташування гармати на обертальній платформі. Танк такої компоновки буде мати значно зменшені габарити, а його бойова маса приблизно на 30 % менше маси танка М1 «Абрамс». Суттєвим недоліком зовнішньої установки гармати вважається необхідність автомата заряджання, який і досі не застосовується в американських танках. Німецькі спеціалісти в перспективному танкові «Леопард-3» застосували схему розташування гармати в нерухомій башті казематного типу, як в самохідних артилерійських установках часів другої світової війни. Наведення гармати у горизонтальній площині здійснюється за рахунок повороту усього корпусу танка, у зв'язку з чим можливості маневру вогнем значно обмежуються у порівнянні з конструкцією танка з винесеним основним озброєнням.

Слід зауважити, що авторство компоновки танка з винесеним озброєнням, яке світова преса віддає американським конструкторам, насправді належить українським танкобудівникам. Ще на початку 70-х років минулого сторіччя в Харківському конструкторському бюро з машинобудування під керівництвом і при безпосередній участі О.О. Морозова був розроблений проект перспективного танка Т-74, який розглядався і був схвалений в Міністерстві оборонної промисловості СРСР. Проект передбачав застосування винесення основного озброєння калібром 152 мм. Про нелегку долю цього проекту розповів у статті [6] син Головного конструктора танків, полковник Є.О. Морозов.

Вогнева могутність танків четвертого покоління буде значно підвищена за рахунок застосування танкової інтегрованої інформаційно-керуючої системи, яка містить кругову багатодатчикову систему виявлення, розпізнавання та ідентифікації цілей та системи керування вогнем. Ця система здатна виявляти і контролювати 15–20 рухомих і нерухомих цілей одночасно та автономно. Автоматичне виявлення, розпізнавання та ідентифікація наземних та повітряних цілей здійснюється за допомогою тепловізійних приладів, радіолокаційної станції міліметрових хвиль і оптичних прицілів. Вони забезпечують також ранжировку за ступенем

небезпеки і автоматичне слідкування за ними на полі бою.

Система керування вогнем, як складова частина танкової інтегрованої інформаційно-керуючої системи, містить складні алгоритми наведення і стабілізації основного озброєння, які мають підвищену швидкість наведення і точність стабілізації.

Результати експертних оцінок і мозкових штурмів в галузі прогнозування розвитку систем наведення і стабілізації основного озброєння танків почали з'являтися в журналі «Вестник бронетанковой техники», що видавався Всесоюзним науково-дослідним інститутом транспортного машинобудування із середини 70-х років. Так, в 1980 році з'явилася стаття [7], результати якої були покладені в основу розробки цифрового балістичного обчислювача танків Т-80 (Росія) і Т-80УД (Україна). На основі експертних оцінок автори цієї статті визначили параметри, які повинні обов'язково враховуватись при створенні танкового балістичного обчислювача:

- точність вимірювання дальності до цілі;
- боковий вітер;
- початкова швидкість снаряду;
- крен вісі цапф танкової гармати.

В статті [8] автори визначають основні напрямки розвитку танкової зброї на найближчі 20 років. Такими напрямками являються:

- підвищення могутності снаряду;
- підвищення точності стабілізації вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль;
- підвищення скорострільності танкової гармати;
- застосування головки самонаведення на кінцевій ділянці траєкторії ракет комплексу керуемого озброєння.

В статті [9] автори прогнозують появу в системах наведення і стабілізації основного озброєння вітчизняних танків бортових цифрових обчислювальних машин, які здатні реалізувати складні оптимальні алгоритми наведення і стабілізації.

Точність стабілізації вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль суттєвим чином залежить від точності вимірювання куту розходження. Таке вимірювання здійснюється за допомогою гіроскопічного датчика куту, в основі якого покладений трьохступеневий гіроскоп. Але подовжньо-кутові і поперечно-кутові коливання підресованої частини корпусу танка викликають значні похибки у вимірюванні куту розходження за допомогою трьохступеневого гіроскопу. В роботі [10] вперше запропоновано використання безплатформеної інерціальної навігаційної системи (БІНС) для обчислення куту розходження вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль при умові застосування бортової ЕОМ. У подальшому ця ідея була розвинута у винаходах [11, 12]. В останні роки з'явилося багато робіт, де прогнозується використання

БНС в системах наведення і стабілізації танкового озброєння.

Також в останні роки в розвинених країнах світу з'явилося багато публікацій про застосування генетичних алгоритмів із самонавчанням для керування рухомими об'єктами і технологічними процесами. З'явилися і перші прогнози про застосування таких алгоритмів для підвищення точності наведення і стабілізації танкової гармати [13]. Перші результати дозволяють зробити висновок про значне підвищення точності стабілізації при застосуванні генетичних алгоритмів.

Висновок

Результати експертних оцінок і мозкових штурмів дозволяють виявити основні особливості конструкції танків четвертого покоління - підвищення рухомості і керуємості, підвищення захисту від снарядів і ракет, підвищення вогневої могутності.

Підвищення рухомості та керуємості планується досягти за допомогою: підвищення потужності двигунів внутрішнього згорання до 1750–2000 к.с. з метою підвищення питомої потужності до 35 к.с./т.; застосування гідропневматичної підвіски, що дозволить підвищити швидкість руху і плавність ходу на пересіченій місцевості; застосування гідродинамічних і гідрооб'ємних передач в трансмісіях перспективних танків.

Підвищення захищеності танків четвертого післявоєнного покоління буде забезпечено як використанням броньового захисту модульної конструкції із застосуванням керамічних та композиційних матеріалів, а також збідненого урану, так і використанням достатньо розробленого динамічного захисту.

Підвищення вогневої могутності танків четвертого післявоєнного покоління буде здійснюватись за такими напрямками: застосування «електромагнітних гармат»; підвищення калібру основного озброєння; застосування компоновки танка з винесеним озброєнням; застосування нових складних алгоритмів наведення і стабілізації танкового озброєння, що підвищить точність стабілізації вісі каналу ствола гармати відносно лінії прицілювання.

Список літератури

1. Добров Г. М. Прогнозирование науки и техники / Г. М. Добров. – М.: Наука, 1977. – 210 с.
2. Лисичкин В. А. Отраслевое научно-техническое прогнозирование / В. А. Лисичкин. – М.: Экономика, 1971. – 231 с.
3. Фесенко Р. А. Прогнозирование научно-технического прогресса / Р. А. Фесенко, В. А. Лисичкин. – М.: Информстандартелектро, 1968. – 204 с.
4. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко, А. Т. Лебедев, В. А. Перегон, В. Б. Самородов, А. Н. Туренко. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
5. Александров Е. Е. Параметрический синтез системы наведения и стабилизации танковой пушки / Е. Е. Александров, Т. Е. Александрова // Проблемы управления и информатики. – 2015. – №6. – С. 5–20.

6. Морозов Е. А. Забытые страницы истории (проект танка Т-74) / Е. А. Морозов // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2001. – № 1,2. – С. 300–304.
7. Иванов И. К. Основные факторы, влияющие на точность стрельбы / И. К. Иванов, Б. П. Лаврищев, Э. К. Потемкин // Вестник бронетанковой техники. – 1980. – № 2. – С. 7–9.
8. Лукьянов Н. А. Направления развития танкового оружия / Н. А. Лукьянов, В. Я. Соколов // Вестник бронетанковой техники. – 1989. – № 8. – С. 25–27.
9. Гинзбург Б. И. Пути развития систем управления огнем / Б. И. Гинзбург, Г. Г. Голуб, О. А. Добисов // Вестник бронетанковой техники. – 1989. – № 8. – С. 27–31.
10. Вешиганов А. В. Особенности разработки современных танковых систем управления огнем с гидроцентральной / А. В. Вешиганов // Вестник бронетанковой техники. – 1988. – № 7. – С. 9–11.
11. Александров Е. Е. Посвідчення на винахід – № 10А від 25 березня 1997 р. Спосіб стабілізації танкової гармати // Е. Е. Александров, М. Д. Борисюк, В. О. Кононенко та ін. Заявка – № 96062552 від 27 червня 1996 р. (таємно).
12. Александров Е. Е. Посвідчення на винахід – № 11А від 25 березня 1997 р. Система стабілізації танкової гармати // Е. Е. Александров, М. Д. Борисюк, В. О. Кононенко та ін. Заявка – № 96062553 від 27 червня 1996 р. (таємно).
13. Никонов О. Я. Анализ точности нейростабилизатора танковой пушки с учетом внешних возмущений / О. Я. Никонов, А. Е. Истомина // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2005. – № 1. – С. 228–232.

References (transliterated)

1. Dobrov G. M. Prognozirovanie nauki i tehniki / G. M. Dobrov. – Moscow: Nauka, 1977. – 210 P.
2. Lisichkin V. A. Otrasleye nauchno-tehnicheskoe prognozirovanie / V. A. Lisichkin. – Moscow: Ekonomika, 1971. – 231 P.
3. Fesenko R. A. Prognozirovanie nauchno-tehnicheskogo progressa / R. A. Fesenko, V. A. Lisichkin. – Moscow: InformstandartElektro, 1968. – 204 P.
4. Aleksandrov E. E. Dinamika transportno-tyagovyih kolesnyih i gusenichnyih mashin / E. E. Aleksandrov, D. O. Volontsevich, V. A. Karpenko, A. T. Lebedev, V. A. Peregon, V. B. Samorodov, A. N. Turenko. – Kharkov: HGADTU, 2001. – 642 P.
5. Aleksandrov E. E. Parametricheskiiy sintez sistemyi navedeniya i stabilizatsii tankovoy pushki / E. E. Aleksandrov, T. E. Aleksandrova // Problemyi upravleniya i informatiki. – 2015. – № 6. – P. 5–20.
6. Morozov E. A. Zabyityie stranitsyi istorii (proekt tanka T-74) / E. A. Morozov // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkiv: NTU „KhPI”. – 2001. – № 1,2. – P. 300–304.
7. Ivanov I. K. Osnovnyie faktoryi, vliyayushchie na tochnost strelbyi / I. K. Ivanov, B. P. Lavrishev, E. K. Potemkin // Vestnik bronetankovoy tehniki. – 1980. – № 2. – P. 7–9.
8. Lukyanov N. A. Napravleniya razvitiya tankovogo oruzhiya / N. A. Lukyanov, V. Ya. Sokolov // Vestnik bronetankovoy tehniki. – 1989. – № 8. – P. 25–27.
9. Ginzburg B. I. Puti razvitiya sistem upravleniya ognem / B. I. Ginzburg, G. G. Golub, O. A. Dobisov // Vestnik bronetankovoy tehniki. – 1989. – № 8. – P. 27–31.
10. Veshiganov A. V. Osobennosti razrabotki sovremennyih tankovyih sistem upravleniya ognem s gidrotsentraly / A. V. Veshiganov // Vestnik bronetankovoy tehniki. – 1988. – № 7. – P. 9–11.
11. Aleksandrov E. E. Posvldchennya na vinahid – № 10A vld 25 bereznaya 1997 r. Sposlb stablilzatsiyi tankovoyi garmati // E. E. Aleksandrov, M. D. Borisuyk, V. O. Kononenko ta In. Zayavka – № 96062552 vld 27 chervnya 1996 r. (taEmno).
12. Aleksandrov E. E. Posvldchennya na vinahid – № 11A vld 25 bereznaya 1997 r. Sistema stablilzatsiyi tankovoyi garmati // E. E. Aleksandrov, M. D. Borisuyk, V. O. Kononenko ta In. Zayavka – № 96062553 vld 27 chervnya 1996 r. (taEmno).
13. Nikonov O. Ya. Analiz tochnosti neyrostabilizatora tankovoy pushki s uchetoм vneshnih vozmushcheniy / O. Ya. Nikonov, A. E. Istomin // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkiv: NTU „KhPI”. – 2005. – № 1. – P. 228–232.

Надійшла (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Стратегічні напрямки розвитку об'єктів бронетехніки / Є. Є. Александров, І. В. Костяник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 157–161. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Стратегические направления развития объектов бронетехники / Е. Е. Александров, И. В. Костяник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 157–161. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

Strategic directions of development of armored vehicles / E. E. Alexandrov, I. V. Kostyanik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 157–161. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Александров Євген Євгенович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (050) 625-68-40; e-mail: alexandrov.ye@mail.ru.

Александров Евгений Евгеньевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (050) 625-68-40; e-mail: alexandrov.ye@mail.ru.

Alexandrov Yevgeny Yevgenievich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor of the Department of Information Technologies and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; phone: (050) 625-68-40; e-mail: alexandrov.ye@mail.ru.

Костяник Ірина Віталіївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (066) 988-66-60; e-mail: kostyanik-irina@ukr.net.

Костяник Ирина Витальевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (066) 988-66-60; e-mail: kostyanik-irina@ukr.net.

Kostyanik Irina Vitalievna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information Technologies and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (066) 988-66-60; e-mail: kostyanik-irina@ukr.net.

**Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, Е. А. ВЕРЕТЕННИКОВ, А. И. ЕФРЕМОВА, А. С. ЯРЕМЧЕНКО,
М. И. ПРОКОПЬЕВ**

ТЯГОВЫЙ БАЛАНС ПЕРСПЕКТИВНОГО ГУСЕНИЧНОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО ТРАНСПОРТЕРА–ТЯГАЧА С БОРТОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Пропонується оцінка потужності тягового електроприводу для реалізації заданих характеристик рухливості гусеничного багатоцільового транспортера-тягача МТ-ЛБ і проводиться аналіз можливості побудови бортової електромеханічної трансмісії для зазначеної машини із одноступінчастими і двоступінчастими бортовими передачами. Зроблено висновок про неможливість обійтися без розширення діапазону зміни крутного моменту на механічній двоступінчастій бортовій передачі в разі використання двох тягових електродвигунів на борт типу EMRAX 348 (Словенія) або M73 (Німеччина).

Ключові слова: гусеничний транспортер-тягач, електромеханічна трансмісія, тяговий баланс, рухливість, динамічні характеристики.

Предлагается оценка мощности тягового электропривода для реализации заданных характеристик подвижности гусеничного многоцелевого транспортера-тягача МТ-ЛБ и проводится анализ возможности построения бортовой электромеханической трансмиссии для указанной машины с одноступенчатыми и двухступенчатыми бортовыми передачами. Сделан вывод о невозможности обойтись без расширения диапазона изменения крутящего момента на механической двухступенчатой бортовой передаче в случае использования двух тяговых электродвигателей на борт типа EMRAX 348 (Словения) или M73 (Германия).

Ключевые слова: гусеничный транспортер-тягач, электромеханическая трансмиссия, тяговый баланс, подвижность, динамические характеристики.

It is proposed evaluation of the power of the traction electric drive for the implementation of the specified characteristics of the mobility of a tracked multipurpose carrier-truck MT-LB. The values of the required power were determined for the implementation of each requirement to mobility separately. As a result the rational value of the mechanical power output on driving wheels was chosen, which able to satisfy the requirements of machine mobility. Analysis of the feasibility of developing an electromechanical transmission for a tracked multipurpose carrier-truck MT-LB with a single-stage and two-stage final drives was conducted. It is concluded that using two traction motors EMRAX 348 (Slovenia) or M73 (Germany) on one side can not use single-stage final drives without derating mobility of machine. The value of the required coefficient adaptability for torque of the traction motor to be able to use it with single-stage wheel gearboxes was determined.

Keywords: tracked carrier-truck, electromechanical transmission, traction balance, mobility, dynamic performance.

Введение. Актуальность задачи.

Электрические трансмиссии в последнее время находят все более широкое распространение не только в гражданской, но и в военной технике [1–4]. Это связано с тем, что электрические трансмиссии для гусеничных машин позволяют обеспечить:

- бесступенчатое изменение скорости, тягового усилия и радиуса поворота;
- легкость автоматизации трансмиссии и обеспечения управления машиной любым членом экипажа и дистанционного управления;
- расширенные возможности по рекуперации энергии замедления, поворота, колебаний подрессоренных масс и т.д.;
- возможность кратковременного движения без работающего ДВС;
- возможность кратковременного суммирования мощности генераторной установки и накопителей энергии;
- отсутствие жестких механических связей между основными агрегатами, облегчающее компоновку.

За два последних десятилетия произошел революционный скачок в развитии накопителей электроэнергии, резко сократились габариты и вес управляющей аппаратуры, а также были созданы тяговые электродвигатели (ТЭД) с показателями, позволяющими на их основе создать конкурентоспособную электрическую трансмиссию для гусеничных машин как по центральной, так и по бортовой схемам [5].

Все это сделало задачу проектирования электро-механических трансмиссий для военных гусеничных машин актуальной и своевременной.

Краткий анализ проблемы, цель и постановка задачи.

Характеристики современных асинхронных ТЭД с частотным регулированием позволяют получать гиперболическую характеристику постоянной мощности близкую к идеальной, однако ее, как правило, все равно не хватает для получения электропривода с бесступенчатым регулированием во всем диапазоне, который требуется для машин, перемещающихся не только по дорогам с твердым покрытием, но и по бездорожью. Это связано с ограничением максимального крутящего момента ТЭД, которое диктуется ограничением по силе тока в обмотках и перегреву. В существующих зарубежных конструкциях обычно для решения этой проблемы используют ТЭД с большим запасом мощности, которая вообще не может быть обеспечена даже суммарной мощностью генератора и накопителя. Это приводит к неоправданному увеличению веса и габаритов такой трансмиссии и снижает в совокупности те преимущества, которые можно было бы получить при внедрении электропривода для колесной бронетехники.

Целью представленной работы является определение рациональных характеристик ТЭД, которые смогли бы обеспечить требуемые параметры подвижности гусеничного многоцелевого транспортера-тягача на примере транспортера-тягача МТ-ЛБ.

Задачи, решаемые для достижения поставленной цели:

- определение суммарной мощности ТЭД, необходимой для обеспечения требуемых параметров подвижности транспортера-тягача при постоянном передаточном отношении бортовых передач на примере характеристик современных ТЭД ведущих западных производителей;
- определение возможности построения электро-механической трансмиссии для транспортера-тягача МТ-ЛБ на базе ТЭД EMRAX 348 (Словения) или М73 (Германия) с одноступенчатыми бортовыми передачами.

Основная часть.

Исходные данные для расчетов представлены в табл. 1 [6, 7].

Таблица 1 – Исходные данные для расчетов

Наименование показателя		Значение
Вес машины G_M , Н		156960
Максимальная скорость движения по шоссе $V_{\max}$, км/ч		72
Средняя скорость движения, км/ч	по шоссе $V_{\text{ср}}$	45
	по грунтовой дороге $V_{\text{ср}}^*$	30
Максимальный угол подъема по грунту $\alpha_{\max}^0$		35
Скорость на подъем с уклоном 30^0 не менее, км/ч		5
Высота машины H , м		2,035
Ширина колеи B , м		2,5
Клиренс h , м		0,4
Радиус ведущего колеса $R_{\text{вк}}$, м		0,265
Коэффициент обтекаемости k , (Н·с ²)/м ⁴		0,65
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более) до скорости 72 км/час		60
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более) до скорости 45 км/час		15
Расчетное время разгона по грунтовой дороге, с (не более) до скорости 30 км/час		10
Максимальное значение динамического фактора (не менее)		0,8

Для удовлетворения заданным параметрам подвижности были проведены расчеты, позволяющие определить минимально необходимую суммарную механическую мощность всех ТЭД, обеспечивающую реализацию каждого из параметров.

Так для получения мощности ТЭД $N_{v_{\max}}$, обеспечивающей максимальную скорость движения $v_{\max}$ по горизонтальным дорогам с различным коэффициентом сопротивления движению f для гусеничной машины весом G_M была построена графическая зависимость, представленная на рис. 1. Для ее вычисления использовалась формула из [8]:

$$N_{v_{\max}} = \frac{P_{v_{\max}} v_{\max}}{\eta_{\text{БП}} \eta_{\text{ГД}}} = \frac{(G_M f + k F v_{\max}^2) v_{\max}}{\eta_{\text{БП}} \eta_{\text{ГД}}},$$

где k – коэффициент обтекаемости корпуса машины ($k = 0,65 \text{ Н·с}^2/\text{м}^4$); F – площадь лобовой проекции машины ($F = 4,0875 \text{ м}^2$); $\eta_{\text{БП}}$ – КПД планетарной бортовой передачи ($\eta_{\text{БП}} \approx 0,97$); $\eta_{\text{ГД}}$ – КПД гусеничного движителя, который при максимальной скорости вычисляется по формуле $\eta_{\text{ГД}} = a_1 - a_2 v_{\max}$. Здесь коэффициенты a_1 и a_2 зависят от типа шарнира и в нашем случае для закрытого металлического шарнира (ЗМШ) равны $a_1 = 0,95$ и $a_2 = 0,018 \text{ с/м}$.

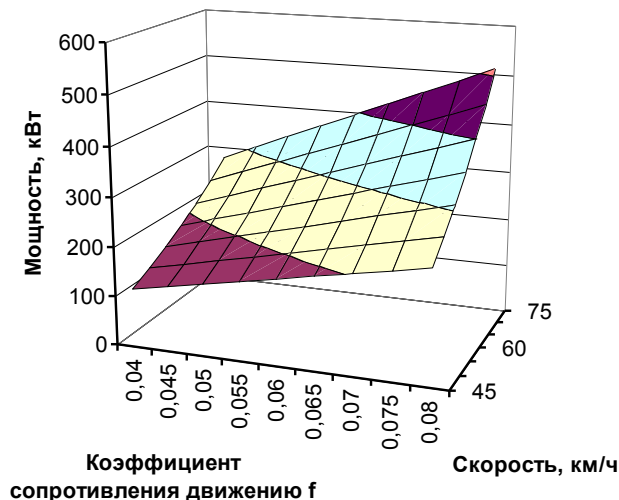


Рис. 1 – Зависимость суммарной мощности привода от максимальной скорости и качества дороги при использовании ЗМШ

Если при проведении модернизации перейти в гусеничном движителе на резинометаллический шарнир (РМШ), то коэффициенты a_1 и a_2 примут значения $a_1 = 0,98$ и $a_2 = 0,012 \text{ с/м}$, а мощность будет иметь значения, представленные на рис. 2.

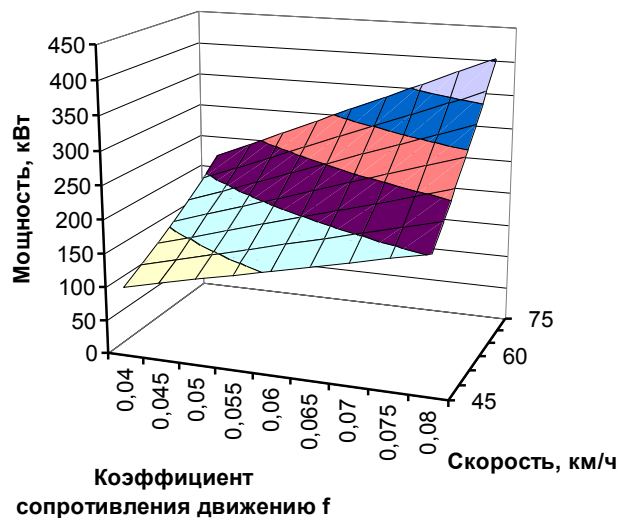


Рис. 2 – Зависимость суммарной мощности привода от максимальной скорости и качества дороги при использовании РМШ

В нашем случае для достижения скорости $v_{\max}=72$ км/ч по дороге с коэффициентом сопротивления $f=0,045$ при весе машины $G_M=156960$ Н необходима суммарная мощность $N_{v_{\max}}=284$ кВт при использовании ЗМШ и $N_{v_{\max}}=226$ кВт при использовании РМШ.

Потребление мощности для обеспечения средних скоростей движения по шоссе составляет 133 кВт для ЗМШ и 116 кВт для РМШ ($f=0,045$ и $v_{CP}=45$ км/ч), по грунтовым дорогам 111,5 кВт для ЗМШ и 101 кВт для РМШ ($f=0,065$ и $v_{CP}^*=30$ км/ч).

Для получения мощности ТЭД N_α , обеспечивающей движение на подъем под углом $\alpha=35^\circ$ с заданной скоростью движения v_α по склонам с различным коэффициентом сопротивления движению f для гусеничной машины весом G_M , были построены графические зависимости, представленные на рис. 3 для ЗМШ рис. 4 для РМШ. Коэффициент сцепления движителя с дорогой при этом не анализировался. Для их вычисления использовалась формула из [8]:

$$N_\alpha = \frac{P_\alpha v_\alpha}{\eta_{БП}\eta_{ГД}} = \frac{(G_M f \cos \alpha + G_M \sin \alpha + k F v_\alpha^2) v_\alpha}{\eta_{БП}\eta_{ГД}}.$$

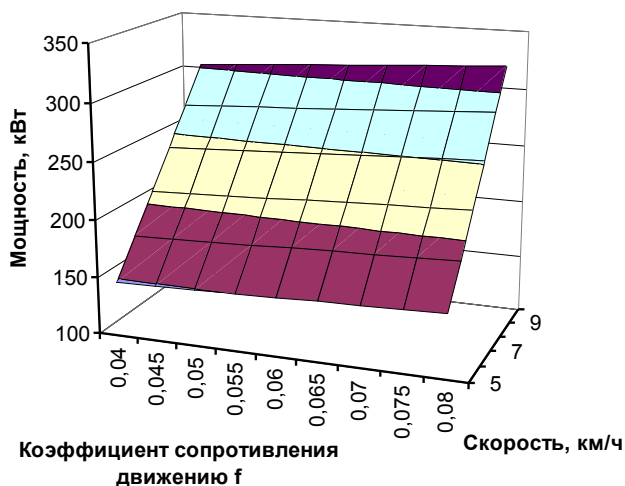


Рис. 3 – Зависимость мощности привода от скорости движения на склон 35° и качества дороги при использовании ЗМШ

В нашем случае для достижения скорости $v_\alpha=5$ км/ч по дороге с коэффициентом сопротивления $f=0,065$ при весе машины $G_M=156960$ Н необходима мощность $N_{v_{\max}}=152,3$ кВт для ЗМШ и $N_{v_{\max}}=146,2$ кВт для РМШ.

Для получения мощностей ТЭД N_i , обеспечивающих разгон тягача до заданных скоростей v_i по шоссе ($f=0,045$) и сухой грунтовой дороге ($f=0,065$) были построены графики

зависимости времени разгона t_i от достигаемой скорости и суммарной мощности ТЭД для ЗМШ (рис. 5 и 6). Расчет разгонных характеристик и построение графиков проводилось по методике [8] с учетом сохранения постоянной мощности привода во всем скоростном диапазоне с ограничением по коэффициенту сцепления гусеничного движителя с дорогой: $\varphi=0,8$.

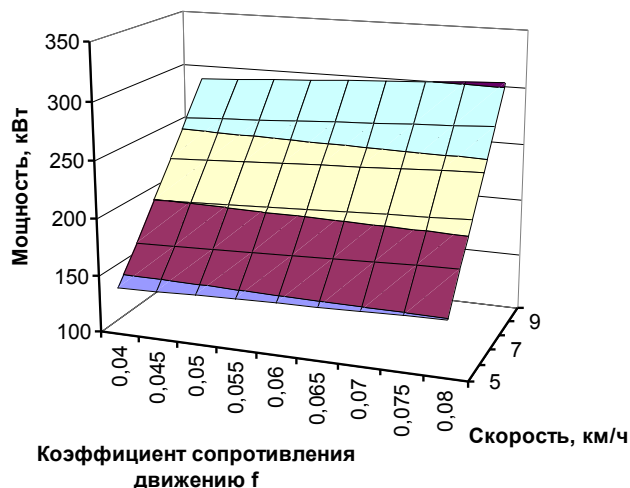


Рис. 4 – Зависимость мощности привода от скорости движения на склон 35° и качества дороги при использовании РМШ

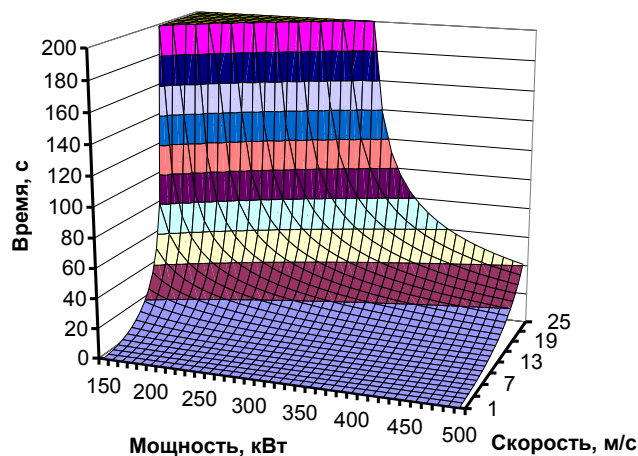


Рис. 5 – Зависимость времени разгона от скорости и мощности привода для шоссе при РМШ

В нашем случае для достижения средней скорости $v_1=45$ км/ч за время меньшее, чем 15 с при движении машины весом $G_M=156960$ Н по шоссе с коэффициентом сопротивления $f=0,045$ необходима суммарная мощность не менее 280 кВт при ЗМШ и 240 кВт при РМШ.

Для достижения максимальной скорости $v_2=72$ км/ч в аналогичных условиях за время меньшее, чем 60 с необходима мощность не менее 344 кВт при ЗМШ и 282 кВт при РМШ.

Для достижения средней скорости $v_3 = 30$ км/ч по грунтовой дороге за время меньшее, чем 10 с необходима мощность не менее 210 кВт при ЗМШ и 190 кВт при РМШ.

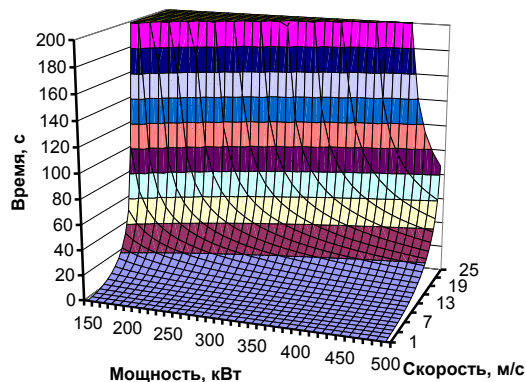


Рис. 6 – Зависимость времени разгона от скорости и мощности привода для шоссе при ЗМШ

Обобщенные результаты оценки необходимой суммарной механической мощности ТЭД приведены в табл. 2 (числитель ЗМШ, знаменатель – РМШ).

Таблица 2 – Обобщенные результаты расчетов для ЗМШ

Параметр	Требуемая мощность, кВт	Принимаемая мощность, кВт	Теоретически ожидаемые значения параметра
$v_{\max} = 72$ км/ч	284/226	344/282	80 км/ч; 65 км/ч при $f = 0,065$
$v_a = 5$ км/ч	152/146		$v_a = 11/9,6$ км/ч
v_1 за 15 с	280/240		за 11,5/13 с
v_2 за 60 с	344/282		за 60 с
v_3 за 10 с	210/190		за 9,5 с

Однако, как уже было сказано в кратком анализе проблемы, ТЭД на своей внешней характеристике в зоне малых скоростей имеют горизонтальную полку по крутящему моменту, связанную с ограничениями по силе тока в обмотках. Так для ТЭД М73 (Германия), характеристики которого приведены в табл. 3, график зависимости крутящего момента от частоты вращения якоря представлен на рис. 7.

Таблица 3 – Характеристики ТЭД М73

Показатель	Значение
Масса ТЭД, кг	88
Габариты (диаметр х длина), мм	483 х 232
Максимальная мощность ТЭД, кВт	150
Максимальная длительная мощность ТЭД, кВт	120
Максимальная частота вращения, об/мин	3100
Максимальный длительный момент, Нм	1050
Максимальный кратковременный момент (менее минуты), Нм	2050

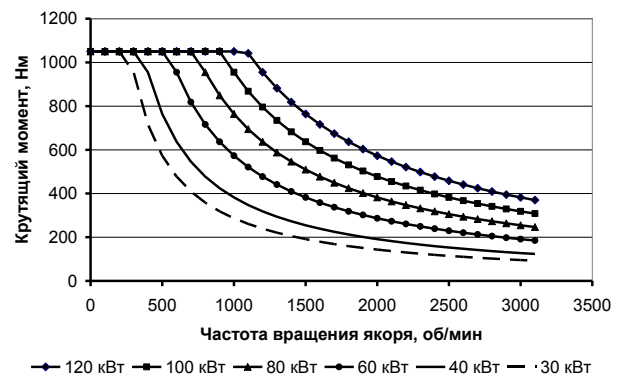


Рис. 7 – Зависимость крутящего момента ТЭД М73 от частоты вращения якоря для полного и частичных режимов использования мощности

Если проанализировать табл. 2 и рис. 7, то будет понятно, что для обеспечения максимальной скорости при движении тягача по шоссе ($f = 0,045$) с учетом сопротивления воздуха и переменного КПД гусеничного движителя нужна та же тяга, что для движения по дороге ($f = 0,083$), но без сопротивления воздуха и прогрессивных потерь в движителе.

Одновременно для уверенного преодоления искусственных препятствий и труднопроходимой местности на малых скоростях необходим динамический фактор не менее 0,8. Соответственно, ТЭД должен обеспечить коэффициент приспособляемости привода по крутящему моменту

$$k_M = \frac{0,8}{0,083} = 9,6.$$

Рассматриваемый ТЭД М73 (Германия) в режиме максимальной частоты вращения якоря выдает крутящий момент, равный 370 Нм, что всего в 2,84 раза меньше максимального длительного момента 1050 Нм, который способен выдать ТЭД.

Выводы.

1. Для реализации заданных характеристик подвижности гусеничного тягача МТ-ЛБ при переходе на электромеханическую трансмиссию без учета ограничения в ТЭД крутящего момента по величине силы тока в обмотках достаточно обеспечить на каждый борт механическую мощность не менее 172 кВт для ЗМШ и 141 кВт для РМШ.

2. Для реальных ТЭД типа EMRAX 348 (Словения) и М73 (Германия), имеющих коэффициент приспособляемости по крутящему моменту 1,5 – 3, невозможно обойтись без расширения диапазона изменения крутящего момента на механическом двухступенчатом редукторе в бортовой передаче.

3. Для реализации заданных характеристик подвижности гусеничного тягача МТ-ЛБ при одноступенчатых бортовых передачах необходимо обеспечить на каждом ТЭД длительно действующий суммарный крутящий момент 3552 Нм или закладывать возможность достижения максимальной скорости при использовании 25–27% от номинальной мощности ТЭД.

Список литературы

1. Electric transmission progress in Germany. / P. M. Ogorkevich // International defense review, 1992. no. 2, pp. 153–154. – Режим доступа : http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. – Дата обращения : 04 января 2017.
2. Elektrische Kraftübertragung - Technologie und praktische Anwendung / P. Erkhart // Soldat und Technik, – Mai, 2003, – P. 22–27. – Режим доступа http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. – Дата обращения: 03 марта 2016.
3. Hybrid and electric power drive combat vehicles. / Je. Walentynowicz // Journal of KONES Powertrain and Transport, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 471–478.
4. Электрические трансмиссии для современных боевых машин / Рон Хэр, Алан Лосе, представители группы "Деренс Системз" фирмы FMC. – Режим доступа http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. – Дата обращения: 04 января 2017.
5. Теорія електроприводу транспортних засобів: підручник / А. В. Гнатів, Ш. В. Аргун, І. С. Трунова. – Х. : ХНАДУ, 2015. – 292 с.
6. Технические характеристики тягача МТ-ЛБ. – Режим доступа <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9C%D0%A2-%D0%9B%D0%91>. – Дата обращения: 15 января 2017.
7. Харьковский тракторный завод имени С. Орджоникидзе // Предприятия оборонно-промышленного комплекса России и стран СНГ. Справочник. изд. 4-е, пер. – М., 2008. – С. 398.
8. Александров Е. Е. Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин. / Е. Е. Александров, В. В. Епифанов, Н. Г. Медведев, А. В. Устиненко. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2007. – 124 с.
- at : http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. (accessed 04.01.2017).
2. Erkhart P. Elektrische Kraftübertragung – Technologie und praktische Anwendung, Soldat und Technik, Mai, 2003, pp. 22–27. – Available at : http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. (accessed 03.03.2016).
3. Walentynowicz Je. Hybrid and electric power drive combat vehicles. Journal of KONES Powertrain and Transport, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 471–478.
4. Elektricheskie transmissii dlja sovremennyh boevykh mashin [Electrical transmissions for modern combat vehicles] / Ron Hjer, Alan Lose, representatives of the group "Derens Systems" FMC company. – Available at : http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. (accessed 04.01.2017).
5. Gnatov A. V., Argun Shh. V., Trunova I. S. Teoriya elektropri`vodu transportny`x zasobiv: pidruchny`k [The theory of electric vehicles: a textbook] / Kharkiv, Kharkiv National Automobile and Highway University publ., 2015, 292 p.
6. Tehnicheskie harakteristiki tjachacha MT-LB [Specifications of tracked multipurpose carrier-truck MT-LB]. – Available at : <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9C%D0%A2-%D0%9B%D0%91>. (accessed 15.01.2017).
7. Har'kovskij traktornyj zavod imeni S. Ordzhonikidze // Predpriyatiya oboronno-promyshlennogo kompleksa Rossii i stran SNG. Spravochnik. izd. 4-e, per. [Kharkov Tractor Plant named after S. Ordzhonikidze // Enterprises of military-industrial complex in Russia and CIS. Reference book]. M., 2008. P. 398.
8. E. E. Aleksandrov, V. V. Epifanov, N. G. Medvedev, A. V. Ustinenko Tjagovo-skorostnye harakteristiki bystrohodnyh gusenichnyh i polnoprivodnyh kolesnyh mashin [Trailer-speed characteristics of high-speed track and four-wheel drive wheeled vehicles]. Kharkiv, NTU "KhPI" publ., 2007, 124 p.

References (transliterated)

1. Ogorkevich R. M. Electric transmission progress in Germany. International defense review, 1992. no. 2, pp. 153–154. – Available

Поступила (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Тяговий баланс перспективного гусеничного багатоцільового транспортера-тягача з електромеханічною трансмісією / Д. О. Волонцевич, Є. О. Веретенников, Г. І. Єфремова, А. С. Яремченко, М. І. Прокоп'єв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227) – С. 162–167. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

Тяговый баланс перспективного гусеничного многоцелевого транспортера-тягача с бортовой электромеханической трансмиссией / Д. О. Волонцевич, Е. А. Веретенников, А. И. Ефремова, А. С. Яремченко, М. И. Прокопьев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 162–167. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

Traction balance for perspective tracked multipurpose carrier-truck with electromechanical transmission is located on the sides / D. O. Volontsevich, E. A. Veretennikov, A. I. Yefremova, A. S. Yaremchenko, M. I. Prokop'ev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 162–167. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Волонцевич Дмитро Олегович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Волонцевич Дмитрий Олегович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Volontsevich Dmitry Olegovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Веретенников Євгеній Олександрович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (050) 970-91-17; e-mail: eugen-tankist@mail.ru.

Веретенников Евгений Александрович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (050) 970-91-17; e-mail: eugen-tankist@mail.ru.

Veretennikov Evgeniy Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (050) 970-91-17; e-mail: eugen-tankist@mail.ru.

Єфремова Ганна Ігорівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (099) 638-11-42; e-mail: aiyefremova@yandex.ua.

Ефремова Анна Игоревна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (099) 638-11-42; e-mail: aiyefremova@yandex.ua.

Yefremova Anna Igorevna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", graduate student at the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (099) 638-11-42; e-mail: aiyefremova@yandex.ua.

Яремченко Анатолій Сергійович – Державне підприємство «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова», інженер – конструктор; тел.: (097) 520-71-55; e-mail: yarmas11@gmail.com.

Яремченко Анатолий Сергеевич – Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова», инженер – конструктор; тел.: (097) 520-71-55; e-mail: yarmas11@gmail.com.

Yaremchenko Anatoliy Sergeevich – The State Enterprise «Kharkov Design Bureau of Machine Building named after A.A. Morozov, the engineer – designer; tel.: (097) 520-71-55; e-mail: yarmas11@gmail.com.

Прокоп'єв Михайло Іванович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (095) 852-43-93; e-mail: prokorev_90@mail.ua.

Прокопьев Михаил Иванович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (095) 852-43-93; e-mail: prokorev_90@mail.ua.

Prokop'ev Mikhail Ivanovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (095) 852-43-93; e-mail: prokorev_90@mail.ua.

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, Е. А. ВЕРЕТЕННИКОВ, Я. М. МОРМИЛО, А. С. ЯРЕМЧЕНКО, В. О. КАРПОВ

ТЯГОВЫЙ БАЛАНС ПЕРСПЕКТИВНОГО КОЛЕСНОГО БРОНЕТРАНСПОРТЕРА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Пропонується оцінка потужності тягового електропривода для реалізації заданих характеристик рухливості колісного бронетранспортера БТР-4 і проводиться аналіз можливості побудови електромеханічної трансмісії для зазначеної машини із одноступінчастими і двоступінчастими колісними редукторами. Зроблено висновок про неможливість обійтися без розширення діапазону зміни крутного моменту на механічному двоступінчастому колісному редукторі в разі використання тягових електродвигунів типу EMRAX 348 (Словенія).

Ключові слова: бронетранспортер, електромеханічна трансмісія, тяговий баланс, рухливість, динамічні характеристики.

Предлагается оценка мощности тягового электропривода для реализации заданных характеристик подвижности колесного бронетранспортера БТР-4 и проводится анализ возможности построения электромеханической трансмиссии для указанной машины с одноступенчатыми и двухступенчатыми колесными редукторами. Сделан вывод о невозможности обойтись без расширения диапазона изменения крутящего момента на механическом двухступенчатом колесном редукторе в случае использования тяговых электродвигателей типа EMRAX 348 (Словения).

Ключевые слова: бронетранспортер, электромеханическая трансмиссия, тяговый баланс, подвижность, динамические характеристики.

It is proposed evaluation of the power of the traction electric drive for the implementation of the specified characteristics of the mobility of a wheeled armored personnel carrier BTR-4. The values of the required power were determined for the implementation of each requirement to mobility separately. As a result the rational value of the mechanical power output on wheels was chosen, which able to satisfy the requirements of machine mobility. Analysis of the feasibility of developing an electromechanical transmission for wheeled armored personnel carrier BTR-4 with a single-stage and two-stage wheel gearboxes was conducted. It is concluded that using traction motor EMRAX 348 (Slovenia) can not use single-stage wheel gearboxes without derating machine mobility. The value of the required coefficient adaptability for torque of the traction motor to be able to use it with single-stage wheel gearboxes was determined.

Keywords: armored personnel carrier, electromechanical transmission, traction balance, mobility, dynamic performance.

Введение. Актуальность задачи.

Электрические трансмиссии в последнее время находят все более широкое распространение не только в гражданских автомобилях, но и в военной технике [1–4]. Это связано с тем, что электрические трансмиссии позволяют обеспечить:

- бесступенчатое изменение скорости и тягового усилия;
- легкость автоматизации трансмиссии и обеспечения управления машиной любым членом экипажа и дистанционного управления;
- расширенные возможности по рекуперации энергии замедления, поворота, колебаний подрессоренных масс и т.д.;
- возможность кратковременного движения без работающего ДВС;
- возможность кратковременного суммирования мощности генераторной установки и накопителей энергии;
- простоту реализации системы поддержания курсовой устойчивости и регулирования тяги для исключения буксования;
- отсутствие жестких механических связей между основными агрегатами, облегчающее компоновку;
- высокую блочную унификацию между машинами различных видов и классов;
- более высокую надежность за счет дублирования и быстрота замены при повреждениях (для мотор-колес);
- возможность повысить минную стойкость корпуса и увеличить динамический ход подвески (для мотор-колес).

За два последних десятилетия произошел

революционный скачок в развитии накопителей электроэнергии, резко сократились габариты и вес управляющей аппаратуры, а также были созданы тяговые электродвигатели (ТЭД) с показателями, позволяющими на их основе создать электрическую трансмиссию для колесных бронетранспортеров не только по мостовой схеме, но и по принципу мотор-колес [5].

Кроме того, классические ступенчатые механические трансмиссии с гидродинамическими передачами практически полностью выбрали свой технический потенциал по повышению удельной мощности и подвижности полноприводных машин. Неоправданная сложность реализации на многоосных полноприводных машинах функций системы поддержания курсовой устойчивости и регулирования тяги для исключения буксования без участия энергетически невыгодного использования тормозной системы и АБС снижает их функциональные возможности.

Все это сделало задачу проектирования электромеханических трансмиссий для колесных бронетранспортеров актуальной и своевременной.

Краткий анализ проблемы, цель и постановка задачи.

Характеристики современных асинхронных ТЭД с частотным регулированием позволяют получать гиперболическую характеристику постоянной мощности близкую к идеальной, однако ее, как правило, все равно не хватает для получения электропривода с бесступенчатым регулированием во всем диапазоне, который требуется для машин, перемещающихся не только по дорогам с твердым покрытием, но и по бездорожью. Это связано с ограничением максимального крутящего момента ТЭД, которое диктуется

ограничением по силе тока в обмотках и перегреву. В существующих зарубежных конструкциях обычно для решения этой проблемы используют ТЭД с большим запасом мощности, которая вообще не может быть обеспечена даже суммарной мощностью генератора и накопителя. Это приводит к неоправданному увеличению веса и габаритов такой трансмиссии и снижает в совокупности те преимущества, которые можно было бы получить при внедрении электропривода для колесной бронетехники.

Целью представленной работы является определение рациональных характеристик ТЭД, которые смогли бы обеспечить требуемые параметры подвижности колесного бронетранспортера на примере бронетранспортера БТР-4.

Задачи, решаемые для достижения поставленной цели:

- определение суммарной мощности ТЭД, необходимой для обеспечения требуемых параметров подвижности бронетранспортера при постоянном передаточном отношении механических редукторов на примере характеристик современных ТЭД ведущих западных производителей;

- определение возможности построения электро-механической трансмиссии для БТР-4 на базе ТЭД EMRAX 348 (Словения) с одноступенчатыми колесными редукторами.

Основная часть.

Исходные данные для расчетов представлены в табл. 1 [6, 7].

Таблица 1 – Исходные данные для расчетов

Наименование показателя		Значение
Вес машины G_M , Н		245250
Колесная формула		8x8
Максимальная скорость движения по шоссе $V_{\max}$, км/ч		110
Средняя скорость движения, км/ч	по шоссе $V_{\text{ср}}$	60
	по грунтовой дороге $V_{\text{ср}}^*$	45
Максимальный угол подъема по грунту $\alpha_{\max}^0$		30
Скорость на подъем с уклоном 30^0 не менее, км/ч		5 (10)
Высота машины H , м		2,36
Ширина колеи B , м		2,4
Клиренс h , м		0,5
Статический радиус колеса $R_{\text{вк}}$, м		0,53
Коэффициент обтекаемости k , (Н·с ²)/м ⁴		0,65
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более)	до скорости 30 км/час	5
	до скорости 70 км/час	25
	до скорости 110 км/час	75
Максимальное значение динамического фактора (не менее)		0,8

Для удовлетворения заданным параметрам подвижности были проведены расчеты, позволяющие определить минимально необходимую суммарную механическую мощность всех ТЭД, обеспечивающую реализацию каждого из параметров.

Так для получения мощности ТЭД $N_{v_{\max}}$, обеспечивающей максимальную скорость движения $v_{\max}$ по горизонтальным дорогам с различным коэффициентом сопротивления движению f для колесной машины весом G_M была построена графическая зависимость, представленная на рис. 1. Для ее вычисления использовалась формула из [8]:

$$N_{v_{\max}} = \frac{P_{v_{\max}} v_{\max}}{\eta_{\text{КР}}} = \frac{(G_M f + k F v_{\max}^2) v_{\max}}{\eta_{\text{КР}}},$$

где k – коэффициент обтекаемости корпуса машины ($k=0,65 \text{ Н·с}^2/\text{м}^4$); F – площадь лобовой проекции машины ($F=4,48 \text{ м}^2$); $\eta_{\text{КР}}$ – КПД планетарного колесного редуктора ($\eta_{\text{КР}} \approx 0,97$).

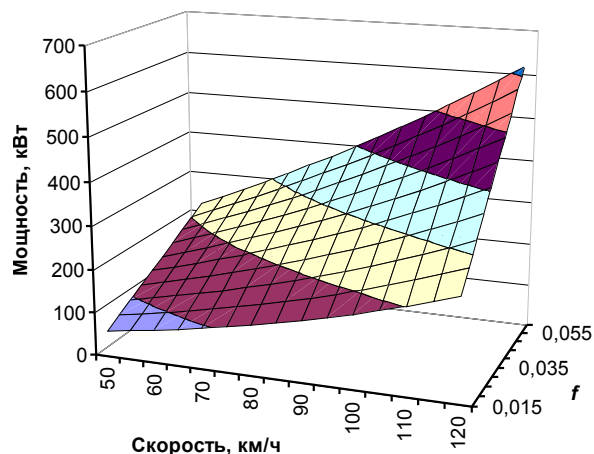


Рис. 1 – Зависимость мощности привода от максимальной скорости и качества дороги

В нашем случае для достижения скорости $v_{\max}=110 \text{ км/ч}$ по дороге с коэффициентом сопротивления $f=0,02$ при весе машины $G_M=245250 \text{ Н}$ необходима мощность $N_{v_{\max}}=240 \text{ кВт}$, то есть минимальная мощность одного ТЭД может составлять 30 кВт.

Потребление мощности для обеспечения средних скоростей движения по шоссе составляет 98 кВт ($f=0,02$ и $v_{\text{ср}}=60 \text{ км/ч}$), по грунтовым дорогам 132 кВт ($f=0,04$ и $v_{\text{ср}}^*=45 \text{ км/ч}$).

Для получения мощности ТЭД N_{α} , обеспечивающей движение на подъем под углом $\alpha=30^0$ с заданной скоростью движения v_{α} по склонам с различным коэффициентом сопротивления движению f для колесной машины весом G_M , была построена графическая зависимость, представленная на рис. 2. Коэффициент сцепления движителя с дорогой при

этом не анализировался. Для ее вычисления использовалась формула из [8]:

$$N_{\alpha} = \frac{P_{\alpha} v_{\alpha}}{\eta_{\text{КР}}} = \frac{(G_M f \cos \alpha + G_M \sin \alpha + k F v_{\alpha}^2) v_{\alpha}}{\eta_{\text{КР}}}$$

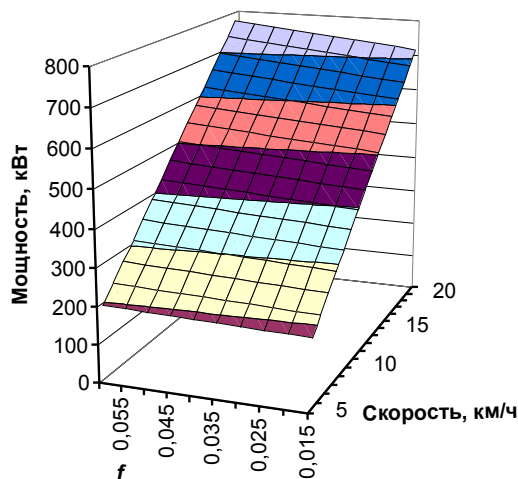


Рис. 2 – Зависимость мощности привода от скорости движения на склон 30° и качества дороги

В нашем случае для достижения скорости $v_{\alpha}=5$ км/ч по дороге с коэффициентом сопротивления $f=0,04$ при весе машины $G_M=245250$ Н необходима мощность $N_{v_{\max}}=188$ кВт, а для скорости $v_{\alpha}=10$ км/ч – 376 кВт, то есть минимальная мощность одного ТЭД может составлять соответственно 23,5 и 47 кВт.

Для получения мощностей ТЭД N_i , обеспечивающих разгон бронетранспортера до заданных скоростей v_i по шоссе ($f=0,02$) и сухой грейдерной грунтовой дороге ($f=0,04$) были построены графики зависимости времени разгона t_i от достигаемой скорости и суммарной мощности ТЭД (рис. 3 и 4). Расчет разгонных характеристик и построение графиков проводилось по методике [8] с учетом сохранения постоянной мощности привода во всем скоростном диапазоне с ограничением по коэффициенту сцепления колесного движителя с дорогой: $\varphi=0,8$ для шоссе и $\varphi=0,5$ для грунтовой дороги.

В нашем случае для достижения скорости $v_1=30$ км/ч за время меньше, чем 5 с при движении машины весом $G_M=245250$ Н по шоссе с коэффициентом сопротивления $f=0,02$ необходима мощность не менее 260 кВт (32,5 кВт на один ТЭД).

Для достижения скорости $v_2=70$ км/ч в аналогичных условиях за время меньше, чем 25 с необходима мощность не менее 300 кВт (37,5 кВт на один ТЭД).

Для достижения скорости $v_3=110$ км/ч в аналогичных условиях за время меньше, чем 75 с

необходима мощность не менее 340 кВт (42,5 кВт на один ТЭД).

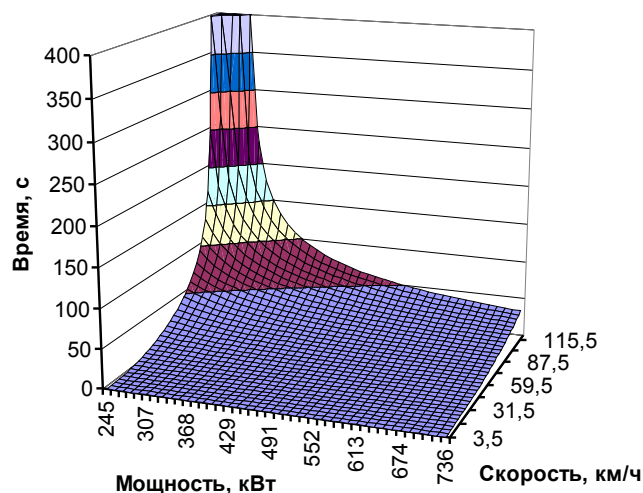


Рис. 3 – Зависимость времени разгона от скорости и мощности привода для шоссе

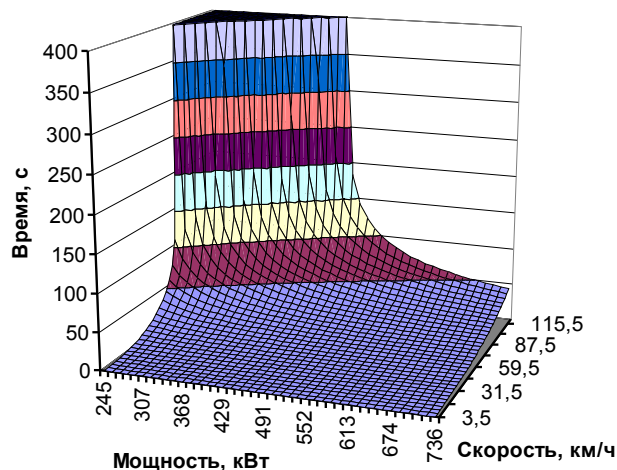


Рис. 4 – Зависимость времени разгона от скорости и мощности привода для грунтовой дороги

Обобщенные результаты оценки необходимой суммарной механической мощности ТЭД приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Обобщенные результаты расчетов

Параметр	Требуемая мощность, кВт	Принимаемая мощность, кВт	Теоретически ожидаемые значения параметра
$v_{\max}=110$ км/ч	240	340 (42,5)	> 120 км/ч; 110 км/ч при $f=0,032$
$v_{\alpha}=5(10)$ км/ч	188 (376)		$v_{\alpha}=9$ км/ч
v_1 за 5 с	260		за 3,5 с
v_2 за 25 с	300		за 21 с
v_3 за 75 с	340		за 75 с

Однако, как уже было сказано в кратком анализе проблемы, ТЭД на своей внешней характеристике в зоне малых скоростей имеют горизонтальную полку по крутящему моменту, связанную с ограничениями по силе тока в обмотках. Так для ТЭД EMRAX 348 (Словения), характеристики которого приведены в табл. 3, график зависимости крутящего момента от частоты вращения якоря представлен на рис. 5.

Таблица 3 – Характеристики ТЭД EMRAX 348

Показатель	Значение
Масса ТЭД, кг	41
Габариты (диаметр х длина), мм	348 х 105
Максимальная мощность ТЭД, кВт	150
Максимальная длительная мощность ТЭД, кВт	120
Максимальная частота вращения, об/мин	3350
Максимальный длительный момент, Нм	500
Максимальный кратковременный момент (менее минуты), Нм	1000

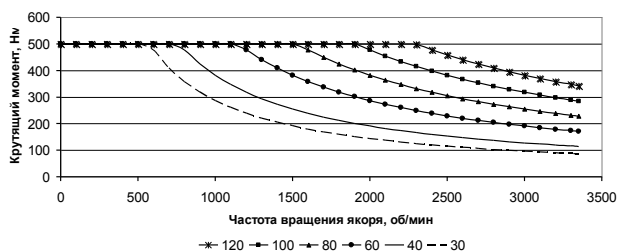


Рис. 5 – Зависимость крутящего момента ТЭД от частоты вращения якоря для полного и частичных режимов использования мощности

Если проанализировать табл. 2 и рис. 5, то будет понятно, что для обеспечения максимальной скорости при движении бронетранспортера по шоссе ($f = 0,02$) с учетом сопротивления воздуха нужна та же тяга, что для движения по дороге ($f = 0,032$), но без сопротивления воздуха.

Одновременно для уверенного преодоления искусственных препятствий и труднопроходимой местности на малых скоростях необходим динамический фактор не менее 0,8. Соответственно, ТЭД должен обеспечить коэффициент приспособляемости привода по крутящему моменту

$$k_M = \frac{0,8}{0,032} = 25.$$

Исходя из табл. 2, для движения с максимальной скоростью по шоссе нам достаточно мощности одного ТЭД, равной 30 кВт. Рассматриваемый ТЭД EMRAX 348 (Словения) в режиме максимальной частоты вращения якоря выдает крутящий момент, равный 85,5 Нм, что всего в 5,85 раза меньше максимального длительного момента 500 Нм, который способен выдать ТЭД.

Выводы.

1. Для реализации заданных характеристик подвижности колесного бронетранспортера БТР-4 при переходе на электромеханическую трансмиссию без учета ограничения в ТЭД крутящего момента по

величине силы тока в обмотках достаточно обеспечить на каждом колесе механическую мощность не менее 42,5 кВт.

2. Для реальных ТЭД типа EMRAX 348 (Словения), имеющих коэффициент приспособляемости по крутящему моменту 1,5 – 3, невозможно обойтись без расширения диапазона изменения крутящего момента на механическом двухступенчатом редукторе.

3. Для реализации заданных характеристик подвижности колесного бронетранспортера БТР-4 при одноступенчатых колесных редукторах необходимо обеспечить на ТЭД длительно действующий крутящий момент 2137,5 Нм.

Список литературы

1. Electric transmission progress in Germany. / P. M. Ogorkevich // International defense review, 1992. no. 2, pp. 153–154. – Режим доступа : http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. – Дата обращения : 04 января 2017.
2. Elektryczne Kraftübertragung - Technologie und praktische Anwendung / P. Erkhart // Soldat und Technik, – Mai, 2003, – P. 22–27. – Режим доступа http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. – Дата обращения: 03 марта 2016.
3. Hybrid and electric power drive combat vehicles. / Je. Walentynowicz // Journal of KONES Powertrain and Transport, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 471–478.
4. Электрические трансмиссии для современных боевых машин / Рон Хэр, Алан Лосе, представители группы "Деренс Системз" фирмы FMC. – Режим доступа http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. – Дата обращения: 04 января 2017.
5. Теорія електроприводу транспортних засобів: підручник / А. В. Гнатів, Ш. В. Аргун, І. С. Трунова. – Х. : ХНАДУ, 2015. – 292 с.
6. Технические характеристики бронетранспортера БТР-4. – Режим доступа <http://www.morozov.com.ua/rus/body/btr4.php>. – Дата обращения: 04 января 2017.
7. Технические характеристики бронетранспортера БТР-4. – Режим доступа <http://kolleksiya.ru/tanki/632-btr-4-butsefal-sovremennyj-ukrainskij-bronettrans-porter.html>. – Дата обращения: 04 января 2017.
8. Александров Е. Е. Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин. / Е. Е. Александров, В. В. Епифанов, Н. Г. Медведев, А. В. Устищенко. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2007. – 124 с.

References (transliterated)

1. Ogorkevich R. M. Electric transmission progress in Germany. International defense review, 1992. no. 2, pp. 153–154. – Available at : http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. (accessed 04.01.2017).
2. Erkhart P. Elektryczne Kraftübertragung – Technologie und praktische Anwendung, Soldat und Technik, Mai, 2003, pp. 22–27. – Available at : http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. (accessed 03.03.2016).
3. Walentynowicz Je. Hybrid and electric power drive combat vehicles. Journal of KONES Powertrain and Transport, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 471–478.
4. Elektryczne transmissii dla sovremennyh boevykh mashin [Electrical transmissions for modern combat vehicles] / Ron Hjer, Alan Lose, representatives of the group "Derens Systems" FMC company. – Available at : http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. (accessed 04.01.2017).
5. Gnatov A. V., Argun Shh. V., Trunova I. S. Teoriya elektropri`vodu transportny`x zasobiv: pidruchny`k [The theory of electric vehicles: a textbook] / Kharkiv, Kharkiv National Automobile and Highway University publ., 2015, 292 p.
6. Technicheskie harakteristiki bronettransportera BTR-4 [Specifications of wheeled armored personnel carrier BTR-4]. – Available at : <http://www.morozov.com.ua/rus/body/btr4.php>. (accessed 04.01.2017).

7. *Tekhnicheskie karakteristiki bronetransportera BTR-4* [Specifications of wheeled armored personnel carrier BTR-4]. – Available at : <http://kolleksiya.ru/tanki/632-btr-4-butsefal-sovremennyj-ukrainskij-bronetrans-porter.html>. (accessed 04.01.2017).
8. *E. E. Aleksandrov, V. V. Epifanov, N. G. Medvedev, A. V. Ustinenko* Tjagovo-skorostnye karakteristiki bystrohodnyh gusenichnyh i polnoprivodnyh kolesnyh mashin [Trailer-speed characteristics of high-speed track and four-wheel drive wheeled vehicles]. Kharkiv, NTU "KhPI" publ., 2007, 124 p.

Поступила (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Тяговий баланс перспективного колісного бронетранспортера з електромеханічною трансмісією / Д. О. Волонцевич, Є. О. Веретенников, Я. М. Мормило, А. С. Яремченко, В. О. Карпов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 168–172. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией / Д. О. Волонцевич, Е. А. Веретенников, Я. М. Мормило, А. С. Яремченко, В. О. Карпов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 168–172. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

Traction balance for perspective wheeled armored personnel carrier with electromechanical transmission / D. O. Volontsevich, E. A. Veretennikov, Ya. M. Mormilo, A. S. Yaremchenko, V. O. Karpov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 168–172. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Волонцевич Дмитро Олегович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Волонцевич Дмитрий Олегович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Volontsevich Dmitry Olegovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Веретенников Євгеній Олександрович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (050) 970-91-17; e-mail: eugen-tankist@mail.ru.

Веретенников Евгений Александрович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (050) 970-91-17; e-mail: eugen-tankist@mail.ru.

Veretennikov Evgeniy Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (050) 970-91-17; e-mail: eugen-tankist@mail.ru.

Мормило Яков Михайлович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (099) 926-93-16; e-mail: morozov@morozov.com.ua.

Мормило Яков Михайлович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (099) 926-93-16; e-mail: morozov@morozov.com.ua.

Mormilo Yakov Mihaylovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", graduate student at the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (099) 926-93-16; e-mail: morozov@morozov.com.ua.

Яремченко Анатолій Сергійович – Державне підприємство «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова», інженер – конструктор; тел.: (097) 520-71-55; e-mail: yarmas11@gmail.com.

Яремченко Анатолий Сергеевич – Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова», инженер – конструктор; тел.: (097) 520-71-55; e-mail: yarmas11@gmail.com.

Yaremchenko Anatoliy Sergeevich – The State Enterprise «Kharkov Design Bureau of Machine Building named after A.A. Morozov, the engineer – designer; tel.: (097) 520-71-55; e-mail: yarmas11@gmail.com.

Карпов Вадим Олегович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (093) 905-37-27; e-mail: darksnow125@gmail.com.

Карпов Вадим Олегович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (093) 905-37-27; e-mail: darksnow125@gmail.com.

Karpov Vadim Olegovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (093) 905-37-27; e-mail: darksnow125@gmail.com.

В. В. ДУЩЕНКО, А. О. МАСЛІСВ

ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРУЮЧОГО МАГНІТНОГО ПОЛЯ ТА ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ ПРУЖНОГО ШАРНІРА З ВТУЛКОЮ ІЗ МАГНІТОРЕОЛОГІЧНОГО ЕЛАСТОМІРУ ПІДВІСКИ КОЛІСНОГО БРОНЕТАНСПОРТЕРА

Розглянуто питання використання магнітореологічних еластомерів, які змінюють свій модуль пружності під дією керуючого магнітного поля, у якості матеріалу пружних втулок шарнірів важелів підвіски колісного бронетранспортера. Керування жорсткістю даних втулок дає можливість керувати і жорсткістю підвіски у цілому. За допомогою середовища "Femm" (Finite element method magnetics) досліджено розподіл керуючого магнітного поля у пружних втулках шарнірів та розглянуто можливі варіанти їх конструкції. Обрано перспективний варіант конструкції та матеріал наповнювача магнітореологічного еластомеру, що в найбільшій мірі задовольняють умовам отримання необхідної індукції та рівномірного її розподілу у пружній втулці шарніра.

Ключові слова: колісний бронетранспортер, підвіска, пружна втулка шарніра, магнітореологічний еластомер, модуль пружності, жорсткість підвіски, керуюче магнітне поле, магнітна індукція.

Рассмотрены вопросы использования магнитореологических эластомеров, которые изменяют свой модуль упругости под действием управляющего магнитного поля, в качестве материала упругих втулок шарниров рычагов подвески колесного бронетранспортера. Управление жесткостью данных втулок дает возможность управлять и жесткостью подвески в целом. С помощью среды "Femm" (Finite element method magnetics) исследовано распределение управляющего магнитного поля в упругих втулках шарниров и рассмотрены возможные варианты их конструкции. Выбран перспективный вариант конструкции и материал наполнителя магнитореологического эластомера, которые в наибольшей степени удовлетворяют условиям получения необходимой индукции и равномерного ее распределения в упругой втулке шарнира

Ключевые слова: колесный бронетранспортер, подвеска, упругая втулка шарнира, магнитореологический эластомер, модуль упругости, жесткость подвески, рулевое магнитное поле, магнитная индукция.

Considered problems of using magnitorealogichal elastomers that change their modulus under the action of the controlling magnetic field, as a material of the elastic hinge sleeves wheeled armored vehicle suspension arm. Bushing stiffness data management allows you to control and stiffness of the suspension as a whole. With the help of the environment "Femm" (Finite element method magnetics) studied the distribution of the control of the magnetic field in elastic sleeves hinges and considered options for their designs. Selected promising embodiment of the filler material and magnitorealogichal elastomers that best satisfy the conditions of obtaining the necessary induction and its uniform distribution in the elastic hinge sleeve.

Keywords: wheeled armored vehicle, suspension, elastic hinge sleeve magnitorealogichal elastomers, elastic modulus, stiffness of the suspension, steering magnetic field, the magnetic induction.

Вступ. У відповідності із законом стадійного розвитку техніки, подальше удосконалення підвіски колісних і гусеничних машин іде шляхом застосування керування характеристиками її пружних елементів та демпфіруючих пристроїв. Однак, цей процес стримується необхідністю використання надто складних технічних рішень, що робить керувану підвіску ненадійною, високовартісною, з поганою ремонтпридатністю та недостатньою довговічністю. Найбільш пристосованою для керування на сьогоднішній день вважається гідропневматична підвіска. Також застосовуються керовані гідроциліндри (активна підвіска), які на додачу до згаданих недоліків мають надто велике (до 30% потужності двигуна) енергоспоживання. Таким чином, актуальною проблемою є пошук та застосування нетрадиційних технічних рішень та альтернативних матеріалів, з метою усунення недоліків, що стримують впровадження керованих підвісок на колісних і гусеничних машинах.

Одним з можливих напрямків вирішення даної актуальної проблеми є використання так званих інтелектуальних матеріалів, а саме магнітореологічних еластомерів (МРЕ). Завдяки їх властивостям є можливість забезпечити легке керування характеристиками підвіски з необхідною швидкістю та незначним енергоспоживанням

Для реалізації керування жорсткістю торсійної

підвіски колісного бронетранспортера було запропоновано пружні шарніри важелів з гумовими втулками замінити на спеціальні шарніри, що мають втулки з МРЕ. Процес керування відбувається шляхом створення у даних втулках магнітного поля, завдяки чому змінюється модуль пружності МРЕ, а отже й жорсткість підвіски у цілому.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботах [1,2] представлено методологію пошуку нових фізичних принципів дії і технічних рішень вузлів підвіски транспортних засобів, розроблену на основі проведених функціонально-фізичного і речовинно-польового аналізів. Зроблено висновок, що подальший розвиток вузлів підвіски має перспективу у переході від механічного поля до більш керованого електромагнітного поля та розробці нової «основної речовини» або введення «додаткової речовини», чутливої до керуючого електромагнітного поля. У роботі [3] розглянуто можливі напрямки використання електромагнітного поля для керування характеристиками вузлів систем підресорювання. У роботах [4,5,6] представлено результати досліджень по використанню інтелектуальних матеріалів (сплавів з ефектом пам'яті форми та речовин, які поглинають і речовин що поглинаються) для регулювання кліренсу та положення підресореного корпусу транспортного засобу. У роботах [7,8] проведено аналіз властивостей і характеристик МРЕ та доведено можливість їх

використання у вузлах керованої підвіски транспортних засобів в якості пружних елементів і демпфіруючих пристроїв. При цьому, у першу чергу, оцінювалися діапазони можливого керування величинами модулів пружності, зсуву та втрат (в'язкості) МРЕ, а також енергоємність і швидкодія та наявність можливих побічних ефектів.

Мета дослідження, постановка задачі.

Дослідити керуюче магнітне поле, визначити раціональну конструкції шарніру важеля торсійної підвіски та вибрати матеріал наповнювача МРЕ його втулки, що задовольняють умові рівномірного розподілу магнітного поля та досягнення максимально можливої індукції у цій втулці

Матеріали досліджень. Щоб забезпечити рівномірний розподіл магнітного поля у втулці та досягти якомога більшої величини магнітної індукції, що дозволить отримати більший діапазон регулювання жорсткості, було розглянуто різні варіанти конструкцій шарніру.

Для дослідження магнітного поля, що створюється у втулках шарнірів з МРЕ, та вибору раціональної конструкції цих шарнірів, було застосовано середовище "Femm" (Finite element method magnetics). Дослідження магнітного поля у цьому середовищі проводиться за методом кінцевих елементів. Вихідними даними для дослідження є креслення об'єкту, фізичні характеристики матеріалів складових магнітного ланцюга, та магніторухливі сили (МРС, ампер-витки). Відносні магнітні проникності частин встановлюються за обраним матеріалом згідно відповідної кривої намагнічування. Відносна магнітна проникність втулки з МРЕ варіювалася в межах $\mu = 12 \dots 2300$ [9]. Менше значення відповідає наповнювачу еластомеру порошком карбонільного заліза до 40 % від загального об'єму зразка. Більше - відповідає альтернативним наповнювачам, наприклад нікель, або пермаллой. МРС варіювалася для досягнення необхідного результату, що полягає у отриманні найбільшої можливої величини індукції у втулці з МРЕ та її рівномірного розподілу у межах втулки [10]. Обмеження полягають у відсутності магнітних містків у магнітному ланцюзі та у щільності струму у дроті котушки, що не повинен перевищувати 10 А/мм^2 , для запобігання перегріву.

Середовище "Femm" дозволяє створювати кінцево-елементну сітку у автоматичному режимі з можливістю корегування її для уточнення результатів досліджень.

На рис. 1 наведено об'єкт дослідження – шарнір важеля підвіски колісного бронетранспортеру.

Усі складові шарніру утворюють магнітний ланцюг. Кінцево-елементна сітка для дослідження магнітного поля у шарнірі методом кінцевих елементів у середовищі "Femm", представлена на рис. 2, де позначено матеріали складових магнітного ланцюга: Air – немагнітна частина, 1020 steel –

ферромагнітний матеріал, МРЕ – магнітореологічний еластомер, circuit 1 – котушка із струмом. Результати досліджень формулювалися у вигляді таблиць, що містили параметри магнітного поля для усієї множини точок складових магнітного ланцюга.

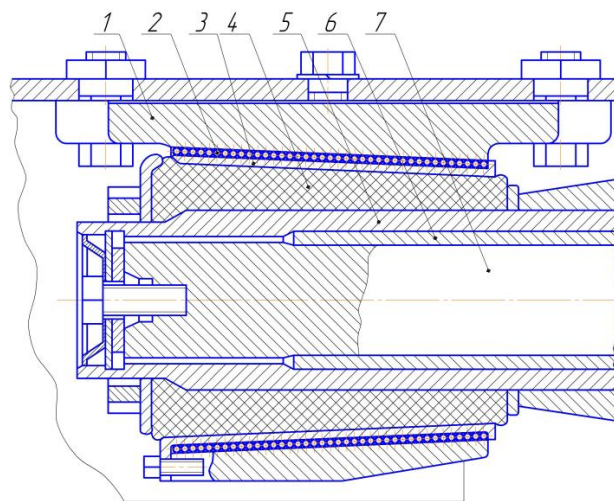


Рис. 1 – Шарнір важеля торсійної підвіски бронетранспортеру: 1 – кронштейн, який закріплено до корпусу машини, 2 – соленоїд, 3 корпус котушки, 4 – пружна втулка, 5 – труба, 6 – ферромагнітна втулка, 7 – торсійний вал

Дослідження варіантів конструкції шарніра довело, що для кращого спрямування магнітних силових ліній у напрямку втулки з МРЕ, доцільно торцеві частини шарніру виконати із немагнітних матеріалів.

Варіант 1: МРС $F = 10000$ ампер-витків. В якості наповнювача втулки із МРЕ використано карбонільне залізо (40 % від об'єму втулки).

Результати досліджень представлено на рис. 3. Індукція B збільшується від $0,1 \text{ Тл}$ у центрі втулки до $0,6 \text{ Тл}$ на малих за довжиною ділянках, біля її торцевих частин, тобто її розподіл вкрай не рівномірний. Середня індукція, при цьому складає $0,25 \text{ Тл}$. Щільність струму у дроті котушки $J = 7,5 \text{ А/мм}^2$, тобто менша за припустиму.

Варіант 2. Для досягнення більш рівномірного розподілення магнітної індукції у втулці було досліджено варіант з розділенням котушки на дві у аксіальному напрямку із зустрічним напрямком струму у них. МРС задаємо $F = 7250$ ампер-витків у обох котушках.

Індукція у втулці з МРЕ розподілена все ще нерівномірно, але дещо краще, ніж у 1-му варіанті. Її середнє значення складає $0,35 \text{ Тл}$. Щільність струму у дроті котушки $J = 10 \text{ А/мм}^2$. В якості наповнювача втулки із МРЕ використано карбонільне залізо (40 % від об'єму втулки). Результати досліджень 2-го варіанту наведено на рис. 4.

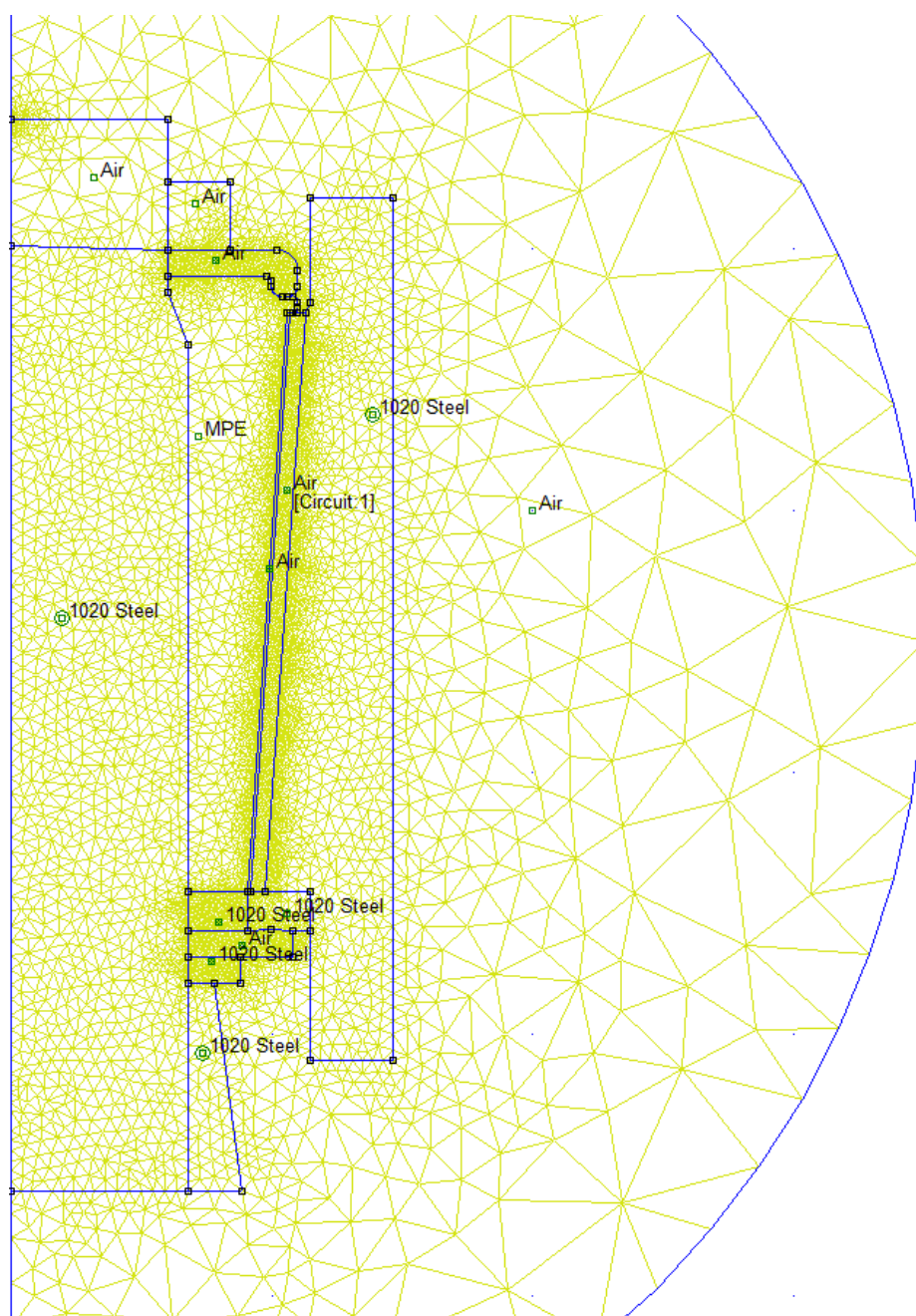


Рис. 2 – Кінцево-елементна сітка для дослідження магнітного поля

Варіант 3. Для подальшого збільшення індукції та рівномірності її розподілу у матеріалі втулки, досліджено варіант, у якому, в якості наповнювача МРЕ, використано феромагнетик із підвищеною відносною магнітною проникністю ($\mu=2300$). МРС задавалася $F = 10\,000$ ампер-витків.

Результати досліджень представлені на рис. 5. Індукція у втулці з МРЕ розподілена достатньо

рівномірно, а її усереднене значення досягає $B = 1$ Тл, що значно краще попередніх варіантів. Щільність струму у дроті не перевищує $j=7,5$ А/мм², тобто перегріву відбуватися не буде. Таким чином, даний варіант конструкції шарніру та наповнювача МРЕ є найбільш прийнятними.

За результатами проведених досліджень подано дві заявки на патент.

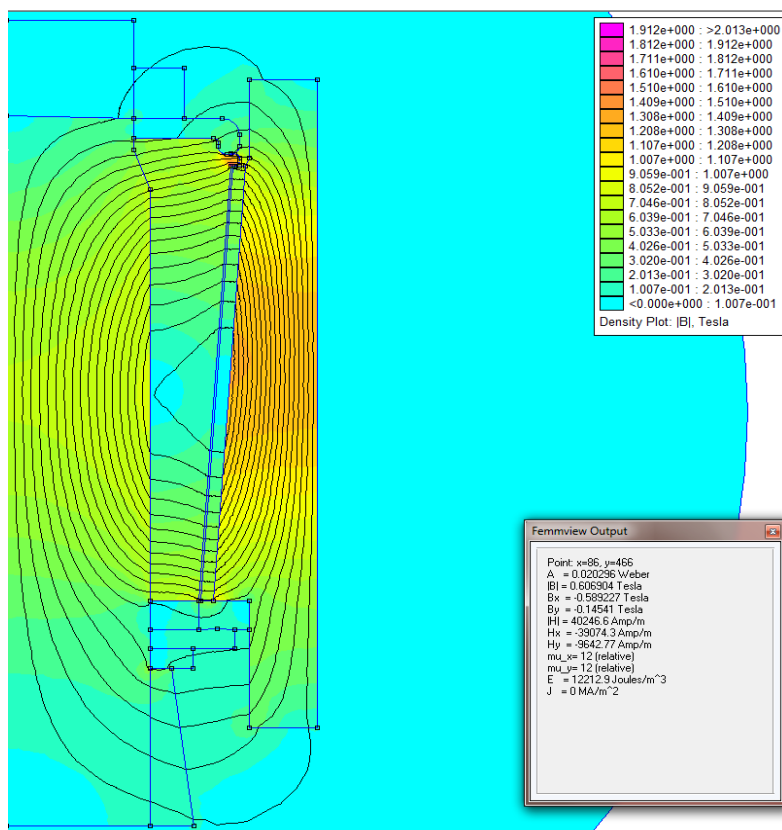


Рис. 3 – Результати дослідження за допомогою методу кінцевих елементів (варіант 1)

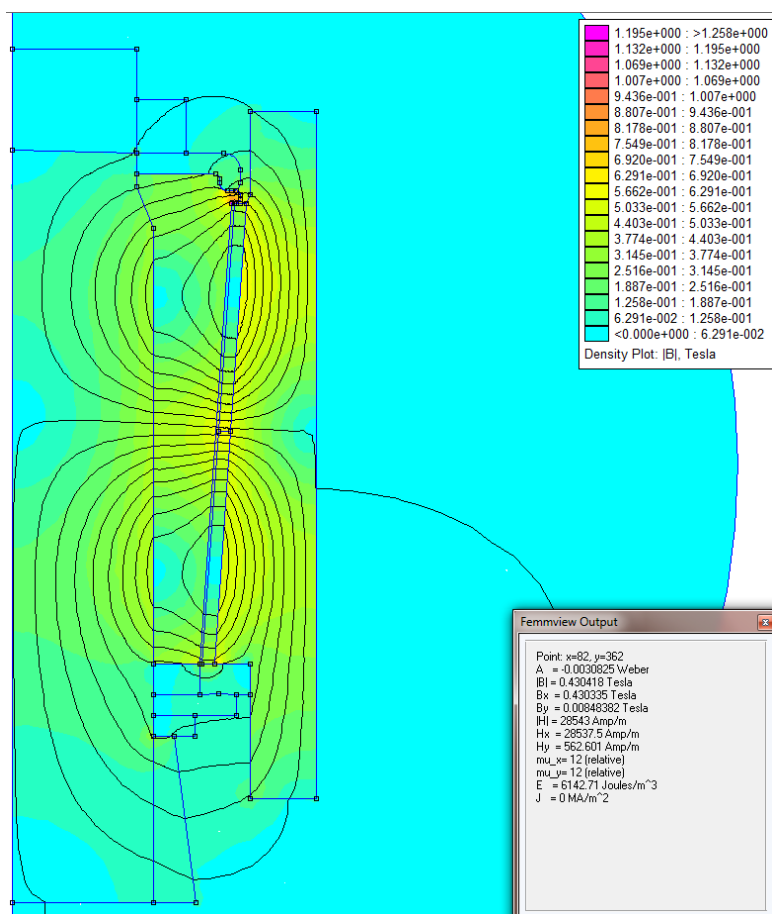


Рис. 4 – Результати дослідження за допомогою методу кінцевих елементів (варіант 2)

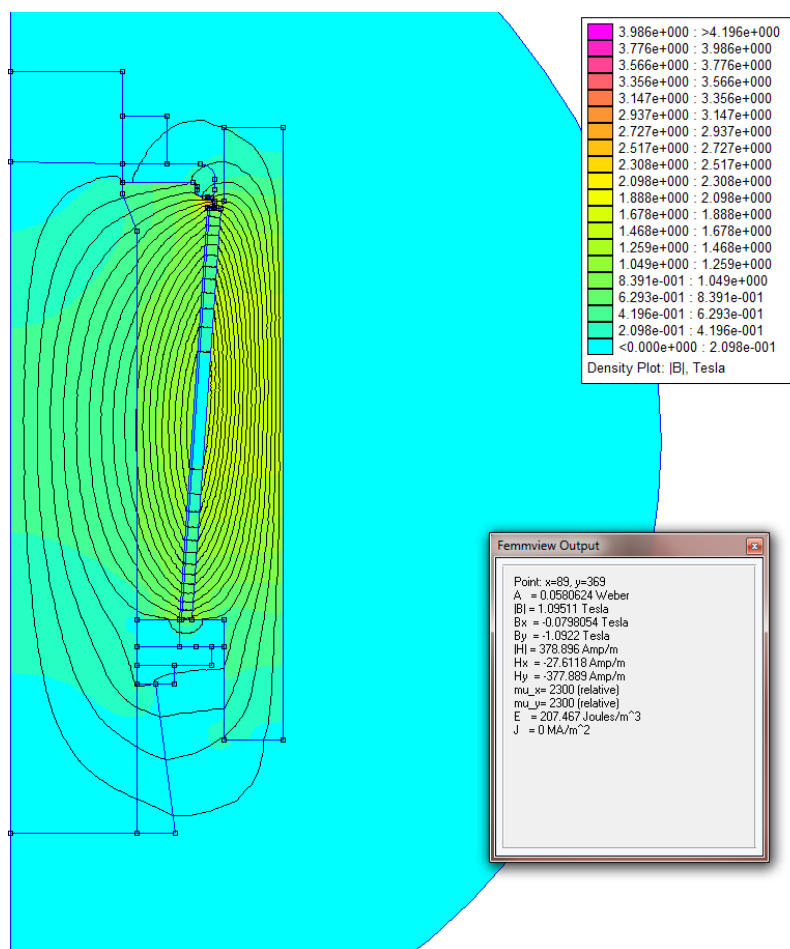


Рис. 5 – Результати дослідження за допомогою методу кінцевих елементів (варіант 3)

Висновки.

1. Розглянуто декілька варіантів конструкції шарнірів важелів торсійної підвіски з пружними втулками із МРЕ та досліджено магнітні поля необхідні для керування їх властивостями, зокрема модулем пружності. У якості матеріалу наповнювача МРЕ розглянуто карбонільне залізо та матеріали з високою відносною магнітною проникністю.

2. В якості перспективного, обрано варіант конструкції шарніра з одним соленоїдом з МРС 10 000 ампер-витків. В якості матеріалу наповнювача МРЕ пропонується матеріал з відносною магнітною проникністю не меншою, ніж $\mu=2300$. За таких умов магнітна індукція у втулці з МРЕ буде розподілена достатньо рівномірно. Її осереднене значення досягає $B = 1$ Тл, що значно краще інших варіантів. Щільність струму у дроті соленоїду не перевищує $J = 7,5 \text{ А/мм}^2$, тобто перегріву втулки відбуватися не буде.

Список літератури

1. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дуценко [и др.]; – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2012. – 354 с.
2. Дуценко В.В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підтримання військових гусеничних і колісних машин / В.В. Дуценко // Військово-технічний збірник

- Академії сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного. Львів, – 2012. – Вип. 1. – С. 26–32.
3. Дуценко В.В. Использование электромагнитного поля для управления характеристиками узлов подвески транспортных средств / В.В. Дуценко, Н.И. Кумосин // Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2011. – Вип. 28. – С. 27–31.
4. Пат. 37869 на корис. мод., Україна, МПК B60G 17/015. Система регулювання положення корпусу транспортного засобу / Дуценко В.В., Щербина О.О.; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т „Харків-й політехн. ін-т”. – № у 200809281; заявл. 16.07.08; опубл. 10.12.08, Бюл. № 23.
5. Дуценко В.В. До питання використання ефекту адсорбції у системах регулювання положення піднесеного корпусу транспортних засобів / В.В. Дуценко, О.М. Коц // Вісник НТУ „ХПИ”. Сб. наук. праць. Транспортне машинобудування. – 2010. – Вип. 39. – С. 38–43.
6. Дуценко В.В. Попередній розрахунок енергоспоживання системи регулювання положення корпусу транспортного засобу на основі використання ефекту адсорбції / В.В. Дуценко, І.В. Мусницька, О.М. Коц // Механіка та машинобудування. – 2010. – №1. – С. 108–113.
7. Дуценко В.В. Оцінка можливості використання магніторологічних еластомерів в якості пружних елементів підвіски транспортних засобів / В.В. Дуценко, О.М. Агапов // Вестник НТУ „ХПИ”. Сб. науч. трудов. Автомобиле-і тракторобудування – 2015. – Вип. . 8. – С. 121–126.
8. Дуценко В.В. До питання використання магніторологічних еластомерів в якості демпфуючих пристроїв підвіски транспортних засобів / В.В. Дуценко, О.М. Агапов // Вестник НТУ „ХПИ”. Сб. науч. трудов. Автомобиле-і тракторобудування – 2015. – Вип. 9. – С. 108–113.
9. Chen L. Microstructures and viscoelastic properties of anisotropic magnetorheological elastomers / L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li // Smart Material and Structures. – 2007. – № 16. – pp. 1–6.

10. Böse H. Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes // 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57.

References (transliterated)

1. Matematicheskoe modelirovanie protsessov vozmushchennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoy tehniki / E.E. Aleksandrov, D.O. Volontsevich, V.V. Duschenko [i dr.]; – Kharkov: NTU «HPI». – 2012. – 354 p.
2. Duschenko V.V. Pitannya udoskonalennya metodologiyi analizu ta sintezu sistem pidresoryuvannya vlyskovih gusenichnih i kollsnihi mashin / V.V. Duschenko // VIyskovo-tehnichnyi zbirnik Akademiyi suhoputnih vlysk Im. getmana P. Sagaydachno. Lviv, – 2012. – Vol. 1. – P. 26–32.
3. Duschenko V.V. Ispolzovanie elektromagnitnogo polya dlya upravleniya harakteristikami uzlov podveski transportnykh sredstv / V.V. Duschenko, N.I. Kumosin // Avtomobilnyi transport. Sb. nauch. tr. HNADU. – 2011. – Vol. 28. – P. 27–31.
4. Pat. 37869 na koris. mod., Ukraina, MPK B60G 17/015. Sistema reguluyuvannya polozhennya korpusu transportnogo zasobu / Duschenko V.V., Scherbina O.O.; zayavnik i patentovlasnik Nats. Tehn. Un-t „Harkiv-y politehn. In-t“. – # u 200809281; zayavl. 16.07.08; opubl. 10.12.08, Byul. No 23.
5. Duschenko V.V. Do pitannya vikoristannya efektu adsorbtitsiyi u sistemah reguluyuvannya polozhennya pidresorenogo korpusu transportnih zasobiv / V.V. Duschenko, O.M. Kots // Visnik NTU „HPI“. Sb. nauk. prats. Transportne mashinobuduvannya. – 2010. – Vol. 39. – P. 38–43.
6. Duschenko V.V. Poperednly rozrahunok energospozhivannya sistemi reguluyuvannya polozhennya korpusu transportnogo zasobu na osnovi vikoristannya efektu adsorbtitsiyi / V.V. Duschenko, I.V. Musnitska, O.M. Kots // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2010. – No 1. – P. 108–113.
7. Duschenko V.V. Otsinka mozhlivosti vikoristannya magnitnoreologichnih elastomiriv v yakosti pruzhnihi elementiv pidviski transportnih zasobiv / V.V. Duschenko, O.M. Agapov // Vestnik NTU „HPI“. Sb. nauch. trudov. Avtomobile-I traktorobuduvannya – 2015. – Vol. 8. – P. 121–126.
8. Duschenko V.V. Do pitannya vikoristannya magnitnoreologichnih elastomiriv v yakosti dempfluyuchih pristroyiv pidviski transportnih zasobiv / V.V. Duschenko, O.M. Agapov // Vestnik NTU „HPI“. Sb. nauch. trudov. Avtomobile-I traktorobuduvannya – 2015. – Vol. 9. – P. 108–113.
9. Chen L. Microstructures and viscoelastic properties of anisotropic magnetorheological elastomers / L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li // Smart Material and Structures. – 2007. – No 16. – pp. 1–6.
10. Böse H. Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes // 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57.

Надійшло (received): 01.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження керуючого магнітного поля та вибір конструкції пружного шарніра з втулкою із магнітореологічного еластомеру підвіски колісного бронетранспортера / В.В. Дущенко, А.О. Маслієв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 173–178. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Исследование управляющего магнитного поля и выбор конструкции упругого шарнира с втулкой из магнитореологического эластомера подвески колесного бронетранспортера / В.В. Дущенко, А.О. Маслиев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 173–178. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Research of the magnetic field and the choice of the construction of an elastic joint with the sleeve of the magnetorheological elastomer suspension of wheeled armored vehicle / V.V. Duschenko, A.O. Masliev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 173–178 – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Дущенко Владислав Васильович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин», м Харків, роб. тел. 70-76-299, моб. тел. 096-82-78-133, E-mail: dushchenko@ukr.net

Дущенко Владислав Васильевич - доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин», г. Харьков, раб. тел. 70-76-299, моб. тел. 096-82-78-133, E-mail: dushchenko@ukr.net

Duschenko Vladislav Vasilievitch – professor, National technical university «Kharkiv Polytechnic Institute », professor of the department "Information technologies and systems of wheeled and tracked vehicles», city Kharkiv, tel. 70-76-299, mob. tel. 096-82-78-133, E-mail: dushchenko@ukr.net

Маслієв Антон Олегович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», викладач-стажер кафедри «Інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин», м. Харків, Роб. тел. 70-76-355, моб. тел. 050-68-94-699, E-mail: tonny-posha@ukr.net

Маслиев Антон Олегович - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», преподаватель-стажер кафедры «Информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин», г. Харьков, роб. тел. 70-76-355, моб. тел. 050-68-94-699, E-mail: tonny-posha@ukr.net

Masliyev Anton Olegovich - National technical university «Kharkiv Polytechnic Institute », teacher-trainee Department "Information technologies and systems of wheeled and tracked vehicles ", c. Kharkiv, tel. 70-76-355, mob. tel. 050-68-94-699, E-mail: tonny-posha@ukr.net

В. В. ЕПИФАНОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЗОН ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЕРХНЕЙ ВЕТВИ УПРУГОГО ГУСЕНИЧНОГО ОБВОДА

Представлена математическая модель поперечных колебаний верхней ветви упругого гусеничного обвода быстроходных гусеничных машин. Учтены следующие нелинейные факторы: упругость, обусловленная продольной жесткостью гусеницы; инерционность, связанная с приведенной к ведущему колесу инерционной массой двигателя и трансмиссии; демпфирование, связанное с гистерезисными потерями в шарнире, а также с проскальзыванием гусеницы относительно поддерживающих катков; отрыв гусеницы от поддерживающих катков и провисание участков. Предложенный метод определения резонансных зон поперечных колебаний гусеничного обвода согласуется с результатами стендовых и натурных испытаний и может быть использован при проектировании быстроходных гусеничных машин.

Ключевые слова: упругий гусеничный обвод, поперечные колебания, резонансные зоны.

Представлено математичну модель поперечних коливань верхньої гілки пружного гусеничного обводу швидкохідних гусеничних машин. Враховано наступні не лінійні фактори: пружність, обумовлена поздовжньою жорсткістю гусениці; інерційність, що пов'язана з приведеною до ведучого колеса інерційною масою двигуна і трансмісії; демпфірування, пов'язане з гістерезисними втратами в шарнірі, а також з ковзанням гусениці щодо підтримуючих катків; відрив гусениці від підтримуючих катків і провисання ділянок. Запропонований метод визначення резонансних зон поперечних коливань гусеничного обводу узгоджується з результатами стендових і натурних випробувань і може бути використаний при проектуванні швидкохідних гусеничних машин.

Ключові слова: пружний гусеничний обвід, поперечні коливання, резонансні зони.

A mathematical model of transverse vibrations of the upper branch of the elastic crawler-pass high-speed tracked vehicles is shown. Flexibility, due to the longitudinal stiffness of the caterpillar; the inertia associated with the above to the drive wheel inertial mass of the engine and transmission; damping associated with the hysteresis loss at the joint, and the creep relatively caterpillar supporting rollers; tracks lead over the support rollers and sagging areas are taken into account. The proposed method for determining the resonance zones transverse vibrations tracked bypass is consistent with the results of bench and field tests and can be used in the design of high-speed tracked vehicles.

Keywords: bouncy track rim, transverse vibrations, resonance zone

Введение. Опыт эксплуатации быстроходных гусеничных машин и стендовые испытания показали, что на определенных режимах движения в гусеничном обводе возникают поперечные колебания участков верхней ветви. Эти колебания вызываются колебаниями корпуса и звенчатостью гусеницы и приводят к увеличению потерь мощности в гусеничном двигателе и его вибронегативности. Вопросам исследования колебаний верхней ветви гусеничного обвода в линейной постановке посвящена работа [1].

Постановка задачи. Для более полного исследования этих колебаний необходимо учитывать следующие нелинейные факторы:

- упругость, обусловленную продольной жесткостью гусеницы;
- инерционность, связанную с приведенной к ведущему колесу инерционной массой двигателя и трансмиссии;
- демпфирование, связанное с зависимостью гистерезисных потерь в резинометаллическом шарнире от амплитуды и частоты колебаний, а также с проскальзыванием гусеницы относительно поддерживающих катков при колебаниях;
- отрыв участков верхней ветви от поддерживающих катков и провисание этих участков.

Методы исследования. С учетом перечисленных факторов рассмотрим колебания верхней ветви гусеничного движителя (рис. 1).

Считаем, что вертикальная ось O_y остается неподвижной, а начало системы координат xO_1y , в которой рассматриваются поперечные колебания

участка верхней ветви гусеничного обвода длиной l относительно корпуса машины, совпадает с точкой контакта гусеницы с поддерживающим катком.

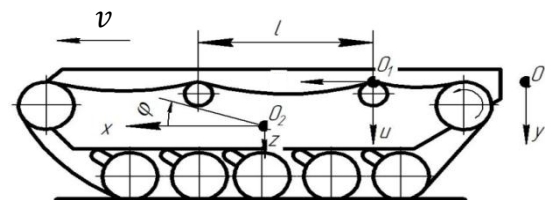


Рис. 1 - Схема для расчета колебаний верхней ветви гусеничного движителя

Отклонения положения корпуса при его колебаниях заданы координатами Z (вертикальное отклонение вдоль оси, проходящей через центр масс O_2) и φ (угловое отклонение вокруг центра масс). Уравнение свободных поперечных колебаний рассматриваемого участка ветви может быть представлено в виде

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{\alpha EI}{\mu} \cdot \frac{d^5 y}{dt dx^4} + \frac{EF}{\mu} \cdot \frac{d^4 (y+y_0)}{dx^4} - \frac{(T_0 + \Delta T_y - \Delta T_u)}{\mu} \cdot \frac{d^2 (y+y_0)}{dx^2} + 2v \frac{d^2 y}{dt dx} = 0, \quad (1)$$

где $y = y(x, t)$ – поперечные перемещения точки участка с продольной координатой x в момент времени t ; α – коэффициент, характеризующий рассеяние энергии при колебаниях; EI , μ , EF , v – соответственно приведенная изгибная жесткость, погонная масса, приведенная жесткость на растяжение и скорость продольного движения

гусеницы относительно корпуса; $y_0 = y_0(x)$ – функция, задающая поперечные координаты точек участка в положении, относительно которого осуществляются колебания; T_0 – натяжение верхней ветви обвода, соответствующие положению, когда поперечные координаты точек участка заданы функцией y_0 ; ΔT_y – изменение натяжения при колебаниях, обусловленное нелинейной упругостью; ΔT_n – изменение натяжения, связанное с нелинейной инерционностью.

Вынужденные поперечные колебания описываются уравнением (1) при неоднородных граничных условиях на концах участка:

$$y(0, t) = \psi_1(t); \quad y(l, t) = \psi_2(t);$$

$$\left. \frac{d^2 y}{dx^2} \right|_{x=0} = \left. \frac{d^2 y}{dx^2} \right|_{x=l} = 0.$$

При этом $y = u + w$, (2)
где $u(x, t)$ определяет положение участка относительно корпуса машины; $w(x, t)$ характеризует переносное движение участка вместе с корпусом и может быть представлено в виде

$$w = \psi_1 + \frac{(\psi_2 - \psi_1)x}{l}, \quad (3)$$

где $\varphi_1 = Z - d_1 \varphi$; $\varphi_2 = Z - d_2 \varphi$ – перемещения поддерживающих катков, вызванные колебаниями корпуса, d_1 и d_2 – горизонтальные координаты осей поддерживающих катков в системе XO_2Z .

$Z = Z_0 \sin \omega t$, $\varphi = \varphi_0 \sin(\omega t + \gamma)$, (4)
где Z_0 и φ_0 – амплитудные значения вертикальных и угловых колебаний корпуса; γ – сдвиг фазы; ω – частота колебаний корпуса.
В соответствии с [2]

$$\Delta T_y = \frac{FF}{2S} \int_0^l \left\{ \left[\frac{\partial(u+u_0)}{\partial x} \right]^2 - \left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \right)^2 \right\} dx, \quad (5)$$

$$\Delta T_n = -M \partial^2 l_1 / \partial t^2,$$

где S – длина гусеничного обвода, за исключением опорной ветви; M – приведенная к ведущему колесу инерционная масса двигателя и трансмиссии; l_1 – продольное перемещение точек гусеницы, расположенных на ведущем колесе, обусловленное колебаниями рассматриваемого участка.

Для участков верхней ветви гусеничного обвода наиболее характерна первая форма поперечных колебаний и можно записать

$$u = A \sin(\pi x / l), \quad u_0 = A_0 \sin(\pi x / l), \quad (6)$$

где A_0 – стрела провисания участка в положении, относительно которого осуществляются колебания; $A=A(t)$ – приращение стрелы провисания при колебаниях.

В общем случае $0 < A_0 \leq A_c$, где A_c – стрела провисания участка под действием статического натяжения T_c , соответствующего скорости v , и для колебательных систем, описываемых уравнением типа (1), A_0 определяется по методике,

приведенной в [3]. После подстановки (2) – (6) в уравнение (1), приведения к каноническому виду и применения метода Галеркина решение может быть найдено асимптотическим методом. Произведя замену $A=A_m \cos \omega t$, где A_m – максимальное приращение стрелы провисания при колебаниях, и проделав операции согласно методу, получим в первом приближении:

$$[A_m(\omega + \omega_0)]^2 [(\omega - \omega_e)^2 + \alpha_0^2] = B^2, \quad (7)$$

$$\text{где } B=B(\varphi_0, Z_0, \gamma, v, d_1, l, \omega); \quad \omega_e = \omega_0 \left[1 - \frac{\beta 22 A 0 2 + A m 2 + 1/2 \omega 0 \varepsilon 3 4 A m 2 + 2 A 0 2 - a v \Phi}{\Phi} \right];$$

$$\omega_0 = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{T_0}{\mu} + \frac{\pi^2 E I}{\mu l^2}}; \quad \varepsilon_1 = \frac{\pi^2 E F}{4 S \mu l};$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \left(\frac{\pi}{l} \right)^2; \quad \beta_1 = \frac{M}{2 \mu}; \quad \beta = \beta_1 \frac{\pi^4}{4 l^3};$$

$$\alpha_v = \left(\frac{\pi v}{l} \right)^2; \quad b_v = \alpha_v v^2; \quad C_v = k^2 + v^2;$$

$$k^2 = T_0 / \mu; \quad T_0 = T_c - \varepsilon_1 \mu (A_c^2 + A_0^2).$$

Коэффициент демпфирования α_0 , входящий в уравнение (7), определяется, как отмечалось выше, не только внутренним рассеиванием энергии в шарнирах колеблющегося участка, но и трением, возникающим между поддерживающим катками и гусеницей при их относительном проскальзывании. Тогда в соответствии с [2] $\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_2 A_m^2 / 4$, где α_1 и α_2 – коэффициенты.

Представленная математическая модель может быть распространена на случай колебаний с отрывом гусеницы от поддерживающих катков. Отрыв имеет место, когда суммарное усилие, действующие со стороны гусеницы на поддерживающий каток, становится отрицательным. При этом происходит поднятие участка верхней ветви, сопряженного с рассматриваемым, т.е. увеличивается длина участка, совершающего поперечные колебания. Для определения максимального отклонения колеблющегося участка его кинетическая и потенциальная энергия в момент отрыва приравняется потенциальной энергии в верхнем положении.

Результаты численного моделирования и экспериментальных исследований

Амплитудно-частотные характеристики поперечных колебаний участка верхней ветви гусеничного обвода в зависимости от $f = \omega / (2\pi)$ (рис. 2) можно определить в соответствии с уравнением (7).

При расчете в качестве исходных данных взяты параметры гусеничного обвода экспериментальной стендовой установки [4], являющейся геометрически подобной моделью движителя быстроходной гусеничной машины Т-

64А [5](масштаб 1:4) : $EJ = 0,223 \text{ Н} \cdot \text{м}^2 / \text{рад}$; $\mu = 13,4 \text{ кг/м}$; $EF = 245 \text{ кН}$; $l = 0,83 \text{ м}$; $S = 3 \text{ м}$; $M = 50 \text{ кг}$. Коэффициенты α_1 и α_2 определяются экспериментально методом затухающих колебаний [2].

Амплитудно-частотные характеристики построены для предварительного статического натяжения обвода $T_{co} = 430 \text{ Н}$; $v = 3,35 \text{ м/с}$ при различных амплитудах колебаний корпуса. Характерный излом кривых на рис. 2 соответствует началу резонансных колебаний с отрывом гусеницы от поддерживающих катков.

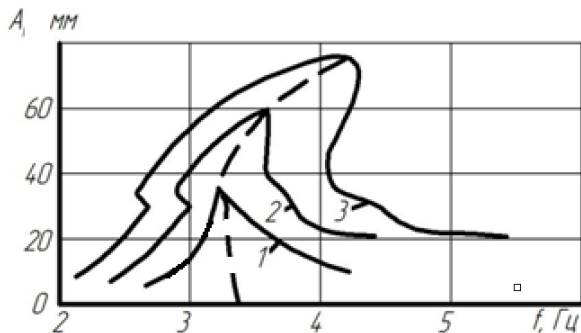


Рис. 2. Амплитудно частотные характеристики поперечных колебаний участка верхней ветви гусеничного обвода на стенде:

1 – при $Z_0 = 2 \text{ мм}$; 2 – $Z_0 = 6 \text{ мм}$; 3 – $Z_0 = 10 \text{ мм}$

Экспериментальная проверка полученных теоретических результатов осуществлена на стенде. Эксперимент проводился следующим образом: с помощью устройства для регулирования натяжения гусеничного обвода задавалось предварительное натяжение, устанавливались скорость продольного движения обвода и амплитуда вертикальных колебаний корпуса. Затем плавно увеличивалась частота колебаний корпуса. При резонансной частоте f'_c и соответствующей амплитуде A'_c происходил «срыв» колебаний участка. Частота колебаний корпуса и скорость движения гусеничного обвода фиксировались с помощью индукционных датчиков, сигналы с которых записывались на осциллограф. Для определения амплитуд поперечных колебаний участка, а также моментов отрыва от поддерживающих катков использовалась видеосъемка. Экспериментальные результаты, полученные при исходных данных, соответствующих кривой 2 (рис.2), хорошо согласуются с расчетными. Расчетные и экспериментальные значения резонансных амплитуд и частот поперечных колебаний гусеничного обвода для различных предварительных натяжений T_{co} , скоростей продольного движения гусениц v и амплитуд вертикальных колебаний корпуса Z_0 (таблица1) также достаточно близки.

Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования показывают, что участок обвода представляет собой колебательную

систему с изменяющимся в зависимости от интенсивности возмущающего воздействия характером нелинейности. При малых амплитудах преобладает нелинейная инерционность и система ведет себя как «мягкая». С увеличением амплитуды все более сказывается нелинейная упругость и система становится «жесткой». Проверка зависимости резонансной частоты поперечных колебаний гусеничного обвода от предварительного натяжения проводилась на Т-64А при равномерном прямолинейном движении машины по ровному укатанному участку грунтовой дороги. Вынужденные колебания вызывались естественным возмущением, обусловленным звенчатостью гусеницы, а резонансная частота шагового возмущения задавалась соответствующей скоростью движения. Анализ экспериментальной и теоретической зависимости резонансной частоты поперечных колебаний от предварительного натяжения для участка ветви гусеничного обвода, премыкающего к ведущему колесу, показал, что они достаточно близки (рис.3.).

Таблица 1 - Расчетные A_c и f'_c и экспериментальные A'_c и f'_c значения резонансных амплитуд и частот поперечных колебаний гусеничного обвода на стендовой установке

$Z_0, \text{ мм}$	$T_{co}, \text{ Н}$	$v, \text{ м/с}$	$A_c / A'_c, \text{ мм}$	$f_c / f'_c, \text{ Гц}$
2	430	2,15	33/35	3,41/3,95
2	430	2,85	34/40	3,31/3,70
2	260	2,10	35/39	3,74/3,45
2	260	2,75	40/47	3,66/3,2
2	210	2,75	42/42	3,54/3,4
6	430	3,35	59/53	3,69/3,65
6	260	2,15	55/51	3,25/3,75
6	260	2,80	56/56	3,34/3,6
6	210	2,10	53/60	3,37/3,48
6	210	2,80	57/66	3,42/3,22
10	210	2,00	70/65	3,76/3,86
10	210	2,80	71/72	3,72/3,38

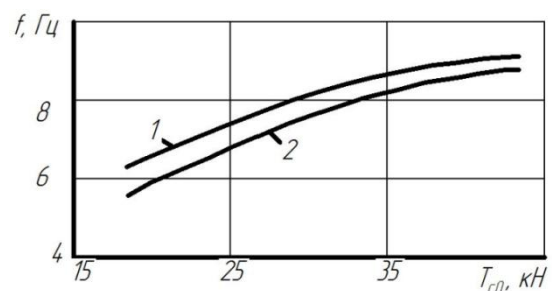


Рис. 3. Зависимость резонансной частоты поперечных колебаний участка верхней ветви гусеничного обвода от предварительно напряжения:
1 – экспериментальная; 2 – расчетная

Выводы. Предложенный метод определения резонансных зон поперечных колебаний верхней ветви упругого гусеничного обвода согласуется с результатами стендовых и натурных испытаний и может быть использован при проектировании быстроходных гусеничных машин.

Список литературы

1. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя/В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
2. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем/ В.В. Болотин. – М.: Гостехиздат, 1956. – 606 с.
3. Крюков В.И. Вынужденные колебания существенно нелинейных систем / В.И. Крюков. – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.
4. Патент 69063 Україна, МПК G 01 M 17/03. Стенд для дослідження гусеничного рушія/ Єпіфанов В.В.; Воронцов С.М.; заявник і власник патенту Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут". – **У** 2011 09408; заявл. 27.07.11; опубл. 25.04.12, Бюл. №8.
5. Александров Е.Е. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития/Е.Е.

Александров, В.В. Епифанов. – Х: НТУ"ХПИ", 2001. – 376 с.

References (transliterated)

1. Platonov V.F. Dynamics and reliability of caterpillar tracks / V.F. Platonov. – Moscow: Mechanical engineering, 1973. – 232 p.
2. V.V. Bolotin Dynamic stability of elastic systems / V.V. Bolotin. – Moscow: Gostekhizdat, 1956. – 606 p.
3. V. Kryukov Forced oscillations of strongly nonlinear systems / V.I. Kryukov. – Moscow: Engineering, 1984. – 216 p.
4. No. 69063 UKRAINE, IPC G 01 M 17/03. Stand for doslidzhennya caterpillar rushiya / Єпіфанов В.В.; S.M. Vorontsov; zayavnik i vlasnik patent Natsionalny tehniczny University "Harkivsky politechnichny institut". – 2011 09408; appl. 27.07.11; publ. 25.04.12, Bul. No 8.
5. Aleksandrov E.E. The fast tracked and wheeled military machines: a brief history of the development / E.E. Aleksandrov, V.V. Epifanov. – X: NTU "KPI", 2001. – 376 p.

Поступила (received) 03.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення резонансних зон поперечних коливань верхньої гілки пружного гусеничного обводу/ В.В. Єпіфанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 179–182. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079 0066.

Определение резонансных зон поперечных колебаний верхней ветви упругого гусеничного обвода/ В.В. Епифанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 5 (1227). – С. 179-182. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079 0066.

Definition rezonansnyh zones poperechnykh oscillations top vetvy elastic crawler contours / V.V. EPYFANOV // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 179–182. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Єпіфанов Віталій Валерійович – кандидат технічних наук, професор, декан факультету транспортного машинобудування., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м Харків, роб. тел. 70-76-299, моб. тел. (057)-707-68-59, E-mail: tm@kpi.kharkov.ua

Епифанов Виталий Валерьевич - кандидат технических наук, профессор, декан факультета транспортного машиностроения., Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, раб. тел. 70-76-299, моб. тел. (057) -707-68-59, E-mail: tm@kpi.kharkov.ua

Epifanov Vitaly Valerevich - candidate of Science, Professor, Dean of the Faculty of Transport Engineering., National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute ', Kharkiv, Rob. Tel. 70-76-299, mob. Tel. (057) -707-68-59, E-mail: tm@kpi.kharkov.ua

Е. И. ЗИНЧЕНКО, Г. А. КРОТЕНКО

СТАНОВЛЕНИЕ ВЫСШЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ В ХАРЬКОВСКОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ

Національний Технічний Університет "Харківський Політехнічний інститут" (НТУ «ХПІ») є прямим спадкоємцем вищого технічного навчального закладу - Харківського практичного технологічного інституту, який розпочав свою діяльність в 1885 році. Славної історії нашого вузу, його високий вітчизняний і міжнародний авторитет, зросли завдяки багатьом поколінням учених і педагогів. За всю свою історію існування, з моменту утворення Харківського практичного технологічного інституту, наукові та освітні традиції збереглися в сучасному НТУ «ХПІ»). Пропонується дослідження становлення технічної освіти у Харківському технологічному інституті: становлення і розвитку лабораторій і майстерень, курсів лекцій на відділеннях і практичних частин курсів. Досвід вітчизняної вищої технічної школи є актуальним, тому він повинен бути вивчений і широко використовуватися для покращення системи вищої освіти в наш час.

Ключові слова: Харківський технологічний інститут, механічне та хімічне відділення, лабораторії, майстерні, лекції.

Национальный Технический Университет "Харьковский Политехнический институт" (НТУ «ХПИ») является прямым наследником высшего технического учебного заведения - Харьковского практического технологического института, который начал свою деятельность в 1885 году. Славной истории нашего вуза, его высокий отечественный и международный авторитет, выросли благодаря многим поколениям ученых и педагогов. За всю свою историю существования, с момента образования Харьковского практического технологического института, научные и образовательные традиции сохранились в современном НТУ «ХПИ». Предлагается исследование становления технического образования в Харьковском технологическом институте: становления и развития лабораторий и мастерских, курсов лекций на отделениях и практических частей курсов. Опыт отечественной высшей технической школы является актуальным, поэтому он должен быть изучен и широко использоваться для улучшения системы высшего образования в наше время.

Ключевые слова: Харьковский технологический институт, механическое и химическое отделения, лаборатории, мастерские, лекции.

The National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" is the direct heir of the higher technical educational institution - the Kharkov Practical Technological Institute, which began its activity in 1885. The glorious history of our university, its high domestic and international authority, have grown thanks to many generations of scientists and educators. Contrary to numerical reorganizations during its history of existence, the scientific and educational traditions are preserved in the modern National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". These traditions laid down by teaching staff and personally by professor V. L. Kyrpychov from the time of the formation of the Kharkov Practical Technological Institute. It is proposed to study the formation of technical education in the Kharkiv Technology Institute: formation and development of laboratories and workshops, courses of lectures on departments and practical parts of courses. The history of formation of higher technical education is considered, supported by V. L. Kyrpychov, the first rector of the Kharkiv Technological Institute. The experience of the national higher technical school is of current interest, therefore it should be studied and widely used to improve the system of higher education in our time. In the experience of development of culture of the past, including the pre-revolutionary period, there are such forms that are quite applicable even now when the reform of higher education is implementing.

Keywords: Kharkiv Technological Institute, mechanical and chemical departments, laboratories, workshops, lectures.

Вступление. Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт" является прямым наследником высшего технического учебного заведения – Харьковского практического технологического института, который начал свою деятельность в 1885 году.

Основы высшего технического образования в нашей стране были заложены еще в дореволюционный период, ВТУЗы приобрели значительную автономию, отработали рациональные методы преподавания, дисквалифицировали программы логически связанными дисциплинами. Опыт отечественной высшей технической школы представляет актуальный интерес, поэтому должен изучаться и широко использоваться для совершенствования системы высшего образования в наше время.

В опыте развития культуры прошлого, в том числе дореволюционного периода, есть такие формы, которые вполне применимы и сейчас при реализации реформы высшей школы.

Основная часть. Главное место в ряду принципов развития высшего технического образования отводилось разграничению университетского и высшего технического образования.

В 1868 году было создано Русское техническое общество (РТО), которому в начале 80-х годов было поручено разработать основы положения о высших

учебных заведениях нового типа. Суть предложений Постоянной комиссии по техническому образованию при РТО относительно программы развития высшего технического образования в стране сводилась к следующим положениям: наиболее целесообразной формой учебного заведения признать политехнический институт, в котором возможно было бы готовить специалистов различного профиля с достаточно широкой базовой подготовкой в области фундаментальных наук; срок учебы в институте определить в четыре года, причем четвертый год отвести для практической работы студентов на заводах и промышленных предприятиях; продолжительность учебного года свести к 30-32 неделям при 38 учебных часах в неделю; усилить значение практических занятий в лабораториях, кабинетах, мастерских, самостоятельных проектных разработок студентов [1]. Эти предложения комиссии в определенной степени были использованы при основании новых высших технических учебных заведений, в частности Харьковского практического технологического института (ХПТИ).

В.Л. Кирпичев полагал, что цель, характер и способы преподавания в университете не имеют ничего общего с целью, характером и способами преподавания в высших технических учебных заведениях, хотя и в тех, и в других преподаются общенаучные дисциплины. Тем не менее, способы преподавания существенно различаются. Поскольку цель университета – фундаментальная наука, здесь главное внимание

должно быть направлено не столько на результаты науки, сколько на методы. В университетах следует стремиться к обучению методам научных исследований, абстрагируясь в определенной степени от результатов. Во ВТУЗах изучение физики, механики, химии составляет теоретическое основание для овладения техническими науками. Фундаментальные науки образуют, по словам В. Л. Кирпичева, дух образования, но функции и роль их в высшей технической школе принципиально иные, нежели в университете, и преподавание должно вестись по-иному [2].

В. Л. Кирпичев был наиболее последовательным сторонником организации технических высших учебных заведений, утверждавший следующее: “поскольку различие между высшей технической школой и университетом заключается в том, что первая выпускает инженеров, подготавливая их для практического дела, то, имея в виду эту цель, нужно с самого начала строить систему технического образования”. Для инженера фундаментальная наука играет важную, но не исключительную роль, и поэтому следует начинать преподавание технических дисциплин с первых курсов. Крупнейший математик П.Л. Чебышев также отстаивал идею создания специальных технических вузов.

В 70-х годах министерство финансов разработало проект создания технологического института в Харькове. В 1881 г. общественность Харькова подняла вопрос об открытии в городе политехнического учебного заведения. В архиве сохранилось только название дела по описи. В том же году государственный совет снова слушал вопрос об учреждении в Харькове института [2]. Началось строительство учебных корпусов. Однако отстроенные здания пустовали вплоть до 1885 г., поскольку из-за русско-турецкой войны 1877–1878 гг. государственная казна не могла выделить средства для создания института. Только в 1885 г. министерство народного просвещения и финансов сообща решили вопрос об открытии Харьковского технологического института (ХТИ), в котором 16 апреля 1885 г. начались занятия. Первым ректором института был назначен В. Л. Кирпичев. Учебный курс на двух факультетах – механическом и химическом – был рассчитан на 5 лет.

В связи с необходимостью обеспечения кадрами машиностроительных заводов Украины при ХТИ в 1895 г. открылись кафедра сельскохозяйственного машиностроения и запланирована подготовка инженеров сельскохозяйственного машиностроения. В 1897 г. была учреждена должность профессора кафедры сельскохозяйственного машиностроения. Ведущие преподаватели и профессора Харьковского технологического института настаивали на создании при институте агрономического отделения.

В 1893 г. в учебный план был введен курс прикладной электротехники, а через пять лет открылась соответствующая кафедра. В 1898 г. в связи с потребностью в специалистах-электротехниках институт обратился в министерство народного просвещения с

просьбой образовать особое электротехническое отделение, которая осталась без внимания.

В 1898 г. была проведена некоторая реорганизация института: расширены помещения и увеличены затраты на научно-вспомогательные учреждения – лаборатории и мастерские. Однако из-за нехватки средств многие кафедры и лаборатории открыть так и не удалось. Долгое время при институте не учреждались, невзирая на ходатайства профессоров и студентов, кафедра аэродинамики и лаборатория при ней.

Постоянно действующая контора железозаводчиков предложила создать горный факультет при Харьковском технологическом институте. Понимая необходимость создания горного института, ученые Харькова в 1896 г. обратились с соответствующими предложениями в государственный совет, напоминая, что горный факультет предусматривался еще проектом организации Харьковского технологического института и не был открыт только потому, что горная промышленность тогда была еще в зародыше. Дирекция института направила в министерство народного просвещения подробный проект организации горного отделения, подсчитав все расходы. Для содержания нового факультета требовалось ежегодно 44 750 руб. (по данным архива). Харьковская городская дума выделила для этого 10 дес. земли и 30 тыс. руб. (по данным архива). Для подготовки программы учебного заведения была создана соответствующая подкомиссия из профессоров Петербургского горного института, которая разработала проект штатного расписания института. Однако старания общественности Харькова не увенчались успехом. Высшее горное учебное заведение было решено открыть в Екатеринославе, наиболее приближенном к промышленным районам [2].

В 1907 г. по постановлению совета ХТИ было возбуждено ходатайство о подготовке специалистов на кафедре морских машин, которую предполагали открыть в институте. Этот вопрос живо обсуждался общественностью после поражения российского флота в русско-японской войне 1904 г. Курс лекций по судостроению и судовому оборудованию, который вводился в учебный план с 1 сентября 1910 г., было поручено читать бывшему стипендиату министерства народного просвещения Воротинцеву.

Текстильной промышленности требовались специалисты-технологи. 18 декабря 1910 г. члены учебного комитета ХТИ обсуждали вопрос о преподавании курса обработки льна. Институт, «следуя требованиям жизни», расширил курс по технологии волокнистых веществ.

Учебный процесс в ХТИ обеспечивался такими основными кафедрами: физики, химии, механики, технологии минеральных веществ, технологии органических веществ, технологии волокнистых веществ, машиностроения, электротехники и др.

На рис. 1 приведено расписание лекций в Харьковском практическом технологическом институте в

1887-1888 учебном году для студентов первого, второго и третьего курсов двух отделений [3, Л.15].

С 1910 года на вторых курсах механических, химических отделений технических вузов читались: органическая химия, минералогия, прикладная механика, черчение техническое и архитектурное. Студенты, окончившие второй курс двух отделений, сдавали экзамены по физике, химии, прикладной механике, строительному искусству, а также по интегральному исчислению, теоретической механике и минералогии.

Для студентов третьего курса химического и механического отделений курс электротехники читался совместно. На механическом отделении в первом и втором полугодиях проводились лекции по

теоретической механике, гидравлике и теории гидравлических двигателей, термодинамике и теории паровых машин, построению паровых котлов, подъемных машин, деталям машин и сооружений, металлургии, механической технологии, проектированию по механике.

Студенты четвертого курса химического и механического отделений продолжали слушать теоретические курсы лекций по специальности, изучали механическую технологию и другие предметы [4].

В ХТИ длительное время велась дискуссия о введении в план занятия курса фабричной гигиены и фабричного законодательства.

10 15

**Распределение лекций в Харьковском Практическом Технологическом Институте
на 1887-8 учебный год.**

Дни недели.	Часы отъ. до	I курс.		II курс.		III курс.	
		Общ.	Механическое отделение.	Химическое отделение.	Механическое отделение.	Химическое отделение.	
Понедельник.	9—10	Дифференциальное исчисление. (Ауд. № 1).	Решения.	Решения.	Проектирование.	Органическая химия. (Хим. ауд.)	
	10—11	Дифференциальное исчисление. (Ауд. № 1).	Решения.	Решения.	Проектирование.	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	
	11—12	Черчение.	Решения.	Решения.	Проектирование по архитектур. I гр.	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	
	12—1	Черчение.	Черчение.	Черчение.	Проектирование по архитектур. I гр.	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	
	1—2	Химия. (Хим. ауд.)	Черчение.	Черчение.	Графическая статика. (Ауд. № 5).	Занятия с микроскопом.	
Вторник.	2—3	Начертательная геометрия. (Ауд. № 1).	Черчение.	Черчение.		Занятия с микроскопом.	
	9—10	Аналитическая геометрия. (Ауд. № 1).	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Механическая теория теплоты. (Ауд. № 9).	Механическая теория теплоты. (Ауд. № 9).	
	10—11	Аналитическая геометрия. (Ауд. № 1).	Геометрия. (Ауд. № 5).	Геометрия. (Ауд. № 5).	Механическая теория теплоты. (Ауд. № 9).	Механическая теория теплоты. (Ауд. № 9).	
	11—12	Восстановление. (Ауд. № 1).	Геометрия. (Ауд. № 5).	Геометрия. (Ауд. № 5).	Паровые котлы. (Ауд. № 9).	Паровые котлы. (Ауд. № 9).	
	12—1	Химия. (Хим. ауд.)	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Паровые котлы. (Ауд. № 9).	Паровые котлы. (Ауд. № 9).	
Среда.	1—2	Механика. (Ауд. № 1).	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Паровые котлы. (Ауд. № 9).	Паровые котлы. (Ауд. № 9).	
	2—3	Механика. (Ауд. № 1).	Химия. (Хим. ауд.)	Химия. (Хим. ауд.)	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	
	9—10	Дифференциальное исчисление. (Ауд. № 1).	Интегральное исчисление. (Ауд. № 9).	Интегральное исчисление. (Ауд. № 9).	Графическая статика. (Ауд. № 5).	Органическая химия. (Хим. ауд.)	
	10—11	Дифференциальное исчисление. (Ауд. № 1).	Интегральное исчисление. (Ауд. № 9).	Интегральное исчисление. (Ауд. № 9).	Графическая статика. (Ауд. № 5).	Органическая химия. (Хим. ауд.)	
	11—12	Ныски.	Физика. (Физ. ауд.)	Физика. (Физ. ауд.)	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	
Четверг.	12—1	Ныски.	Физика. (Физ. ауд.)	Физика. (Физ. ауд.)	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	Технология минеральных веществ. (Хим. ауд.)	
	1—2	Рисование.	Химия. (Хим. ауд.)	Химия. (Хим. ауд.)	Проектирование по механике.	Практические занятия в лаборатории.	
	2—3	Рисование.	Химия. (Хим. ауд.)	Химия. (Хим. ауд.)	Проектирование по механике.	Практические занятия в лаборатории.	
	3—4						
	9—10	Физика. (Физ. ауд.)	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Металлургия. (Ауд. № 5).	Занятия с микроскопом.	
Пятница.	10—11	Физика. (Физ. ауд.)	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Прикладная механика. (Ауд. № 9).	Металлургия. (Ауд. № 5).	Занятия с микроскопом.	
	11—12	Химия. (Хим. ауд.)	Строительное искусство. (Ауд. № 9).	Строительное искусство. (Ауд. № 9).	Технология металлов. (Физ. ауд.)	Технология металлов. (Физ. ауд.)	
	12—1	Восстановление. (Ауд. № 1).	Строительное искусство. (Ауд. № 9).	Строительное искусство. (Ауд. № 9).	Технология металлов. (Физ. ауд.)	Технология металлов. (Физ. ауд.)	
	1—2	Черчение.	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Проектирование по архитектур. I гр.	Проектирование по архитектур. I гр.	
	2—3	Черчение.	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Проектирование по архитектур. I гр.	Проектирование по архитектур. I гр.	
Суббота.	3—4						
	9—10	Физика. (Физ. ауд.)	Архитектура. (Ауд. № 9).	Архитектура. (Ауд. № 9).	Подъемные машины. (Ауд. № 5).	Подъемные машины. (Ауд. № 5).	
	10—11	Механика. (Ауд. № 1).	Архитектура. (Ауд. № 9).	Архитектура. (Ауд. № 9).	Подъемные машины. (Ауд. № 5).	Подъемные машины. (Ауд. № 5).	
	11—12	Черчение.	Физика. (Физ. ауд.)	Физика. (Физ. ауд.)	Паровые котлы. (Ауд. № 5).	Паровые котлы. (Ауд. № 5).	
	12—1	Черчение.	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Паровые котлы. (Ауд. № 5).	Паровые котлы. (Ауд. № 5).	
	1—2	Начертательная геометрия. (Ауд. № 1).	Черчение.	Черчение.			
	2—3	Начертательная геометрия. (Ауд. № 1).	Черчение.	Черчение.			
	3—4						
	9—10	Решения.	Интегральное исчисление. (Ауд. № 9).	Минералогия. (Ауд. № 6).	Сухаревка. (Ауд. № 5).	Анатомия и физиология растений.	
	10—11	Решения.	Интегральное исчисление. (Ауд. № 9).	Минералогия. (Ауд. № 6).	Сухаревка. (Ауд. № 5).	Анатомия и физиология растений.	
	11—12	Решения.	Ныски.	Ныски.	Проектирование по архитектур. I гр.	Проектирование по архитектур. I гр.	
	12—1	Решения.	Ныски.	Ныски.	Проектирование по архитектур. I гр.	Проектирование по архитектур. I гр.	
	1—2	Рисование.	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Сопоставление материалов. (Физ. ауд.)	Проектирование по механике.	Проектирование по механике.	
	2—3	Рисование.	Строительное искусство. (Ауд. № 9).	Строительное искусство. (Ауд. № 9).	Проектирование по механике.	Проектирование по механике.	
	3—4						

Рис. 1 – Расписание лекций на отделениях 1887-1888 учебный год

С увеличением числа заводов, фабрик и горных разработок, усилением погони капиталистов за прибылью количество несчастных случаев на заводах и шахтах неуклонно возрастало.

Программа курса предусматривала заботу о здоровье рабочих, учила осторожному обращению с машинами. Студенты должны были научиться делать перевязки, искусственное дыхание и овладеть другими приемами оказания первой медицинской помощи пострадавшим [4].

21 сентября 1913 г. на заседании учебного комитета Харьковского технологического института

обсуждался вопрос о командировке на три месяца одного сотрудника в Петербургский технологический институт для подготовки к преподаванию курса по холодильному делу, но только в 1915 г. преподаватель Г. Р. Скворцов был направлен в Петербург для составления курса лекций по данному предмету (по данным архива). 1 февраля 1914 г. учебным комитетом Харьковского технологического института была утверждена секция холодильного дела. Руководил секцией преподаватель Г. Г. Скворцов (по данным архива).

Целью секции было изучение научно-технического дела, подготовка, чтение и публикация

рефератов и научных работ, организация и проведение экскурсий на предприятия с холодильными установками. Только в 1915/16 учебном году министерство народного просвещения по просьбе учебного комитета ввело в план занятий курс лекций по холодильному делу.

ХТИ нуждался в электротехнической лаборатории, но она была создана только через пять лет после открытия института. Однако необходимые технические приборы – вольтметры, телефоны, зрительные трубы, трансформаторы, сверлильные станки и другие – начали закупаться только с 1893 г.

В 1895 г. с введением курса лекций по сельскохозяйственному машиностроению в ХТИ встал вопрос о создании соответствующих мастерских. В представлении в министерство народного просвещения указывалось, что только в ХТИ преподается этот предмет, но лишь теоретически; что из-за отсутствия мастерских не предлагаются темы для окончательных проектов по сельскохозяйственному машиностроению. На заседании учебного комитета было принято решение об устройстве станции для испытания сельскохозяйственных орудий и машин [4].

Практическая часть курса должна была заключаться в изготовлении и сборке наиболее характерных узлов и орудий, ознакомлении с приемами массового производства машин, проектировании их на специальных механических заводах. Для этого необходимо было расширить литейную мастерскую, приобрести формовочную машину, копировальный станок, приводной штамповочный молот, устроить аппарат для стального литья с плавкой в тиглях и другие орудия. Для переоборудования литейной мастерской с большим трудом удалось добиться выдачи из казны единовременно 66 400 руб. (по данным архива).

При институтской усадьбе была устроена опытная станция с небольшим полем, где, кроме испытания орудий для обработки земли, проводилась пробная вспашка. По желанию предприятий или сельских хозяев, которые покупали машины отечественного производства, проводилось полное испытание каждого земледельческого орудия. Это способствовало распространению среди населения необходимых знаний о сельскохозяйственных машинах и орудиях, внедрению этих машин в хозяйство, лучшей подготовке будущих инженеров-механиков.

ХТИ в 1898 г. отвечал на запросы 15 предприятий, в том числе производил пробу руды, присланную из Криворожских железных рудников [4].

В 1898 г. были оборудованы новые институтские помещения, расширены существующие лаборатории и созданы новые. После введения в учебный план ХТИ занятий по прикладной электромеханике в 1898 г. учебный комитет организовал и соответствующую лабораторию, в которой студенты проводили испытания аккумулятора, изучали плотность тока и др.

5 марта 1903 г. учебный комитет института рассмотрел вопрос о переустройстве инженерно-механической и химико-технической лабораторий и в

1904 г. был открыт кредит на расширение и оборудование этих лабораторий на 4 года (1904-1908 г.г.) (рис. 2) [5, Л. 515]. Хуже обстояло дело с обеспечением лабораторий по механике, где студенты механического отделения испытывали материалы на разрыв, дробление, срез, скручивание, излом. Имевшаяся в ХТИ лаборатория была очень плохо оборудована. В 1903 г. для улучшения состояния мастерской студенты изготовили экспериментальную паровую машину, установку малого газового двигателя и паровой турбины, тормоза для испытания машин и орудий и др. В лаборатории минеральных веществ были изготовлены установки для электролиза и для электрических печей. По данным Государственного архива Харьковской области при подготовке проектов студенты обязательно занимались в лабораториях по литейному и кузнечному делу и др.

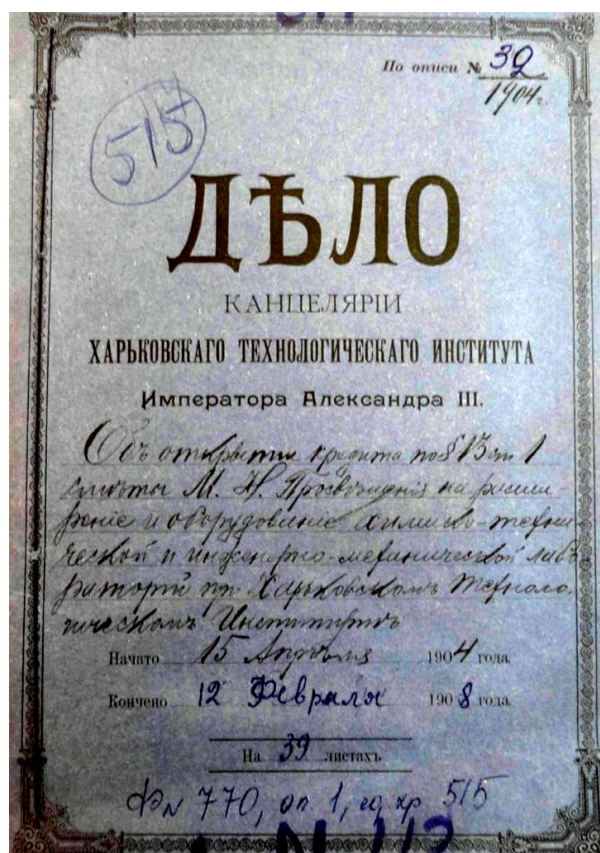


Рис. 2 – Открытие кредита на переустройство лабораторий

Заканчивая четвертый курс, студенты-механики и химики готовили проекты по паровым котлам и специальности, а пятикурсники работали в лабораториях, готовя окончательные проекты по специальности для защиты. Образцы дипломов выпускников института представлены на рис. 3.

В 1905 г. на заседаниях учебного комитета обсуждался вопрос об устройстве в институте металлургической лаборатории для лучшего усвоения курса металлургии на механическом отделении. В 1907 г. в институте открылся музей фабричной гигиены, где были представлены различные экспонаты:

коллекции пыли, лабораторные препараты, защитные очки, респираторы, перевязочные материалы и др. (по данным архива).

После того как по инициативе профессора М. Д. Зуева кафедра технологии питательных веществ была разделена на две, в ХТИ в 1908 г. открылась новая лаборатория сахарного производства.

В том же году на заседании учебного комитета обсуждался вопрос об устройстве при ХТИ самостоятельной станции по испытанию двигателей. Для этого преподаватель Ушаков был направлен за границу. Кроме указанных лабораторий, при институте в 1910 г. действовали еще лаборатории красильных и органических веществ. В том же году учебный комитет разработал проекты создания лабораторий качественного анализа, агрономической и зоотехнической, которые и были переданы в министерство народного просвещения.

Министерство разрешило учредить только одну лабораторию – гидравлическую. Для практических

занятий по новому курсу воздухоплавания, разработанному профессором Г.Ф. Проскурой, возникла необходимость в аэродинамической лаборатории. Но только в 1912 г. после длительной переписки между ХТИ и министерством народного просвещения такое разрешение было получено.

В целом при ХТИ усилиями учебного комитета были созданы такие основные лаборатории: физики, химии, механики, электротехники, электрохимии, инженерно-механическая, химико-технологическая, минеральных веществ, металлургии, деталей машин, по сахарному производству, лаборатория красильных и органических веществ, гидравлическая, технологии волокнистых веществ, станция сельскохозяйственных машин, литейная мастерская и др.

И хотя лаборатории и кабинеты были необходимы, их было все же недостаточно. Несколько лет на стадии планирования находилась лаборатория по испытанию машин.

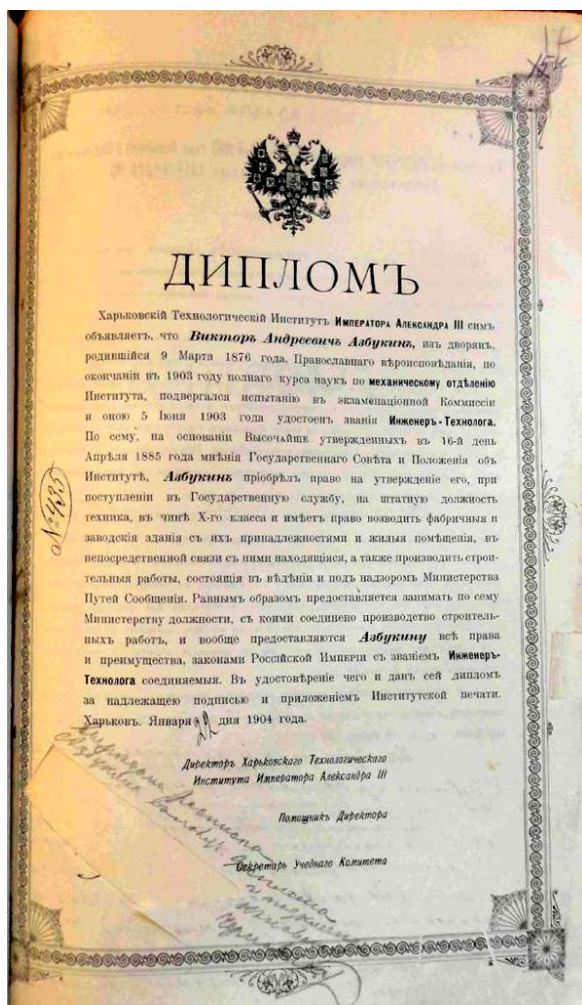


Рис. 3 – Образцы дипломов выпускников института

Необходимо было кардинально улучшить состояние гидравлической лаборатории путем обмена опытом с подобными zahraničnymi лабораториями. Только в 1912 г. профессор В. И. Альбицкий получил разрешение на zahraničnyu командировку, но без

материального пособия из казны. А лаборатории качественного анализа, агрономии, зоотехники, физической химии до 1914 г. так и не были учреждены [4].

В 1910 г. учебный комитет института постановил создать кабинет и лабораторию по технологии волокнистых веществ. Преподаватель Э. Н. Борисенко составил проект и смету будущих учебно-вспомогательных заведений. Со временем были установлены приборы для исследования волокна, пряжи, тканей, а также прядильные машины и ткацкие станки.

Выводы. Славная история нашего университета, его высокий отечественный и международный авторитет выросли благодаря многим поколениям ученых и педагогов, и, вопреки численным реорганизациям за всю историю существования, в современном Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» сохраняются научно-просветительские традиции, заложенные профессорско-преподавательским составом еще с часов образования Харьковского практического технологического института профессором В. Л. Кирпичовым.

Список литературы

1. Труды постоянной комиссии по техническому образованию при Рус. техн. о-ве о высших технических заведениях. – Спб., 1883.
2. Оноприенко В. И. Становление высшего технического образования на Украине / В. И. Оноприенко, Т. Л. Щербань //

АН УССР. Центр исслед. научн.-техн. потенциала и истории науки. – Киев: Наук. думка, 1990. – 140 с.

3. Государственный архив Харьковской области (ГАХО). Ф. 770. Оп. 1. Д. 63. Распределение классных учебных занятий на I, II и III курсах Института на 1887/88 учебный год и распределение вознаграждения за преподавание, Л. 15.
4. Степанович Е. П. Высшая специальная школа на Украине (конец XIX- начало XX в.) / Е. П. Степанович // АН УССР. Ин-т истории Украины. – Киев: Наук. думка, 1991. – 100 с.
5. Государственный архив Харьковской области (ГАХО). Ф. 770. Оп. 1. Д. 63. Дело Харьковского Технологического Института об открытии кредита., Л. 515.

Bibliography (transliterated)

1. Trudy postoyannoy komissii po tehnikeskomu obrazovaniyu pri Rus.tehn. o-ve o vyisshih tehnikeskih zavedeniyah. – Spb., 1883.
2. Onoprienko V. I. Stanovlenie vyisshogo tehnikeskogo obrazovaniya na Ukraine / V. I. Onoprienko, T. L. Scherban T. L. // AN USSR. Tsentr issled. nauchn.-tehn. potentsiala i istorii nauki. – Kiev: Nauk. dumka, 1990. – 140 s.
3. Hosudarstvenniy arkhyv Khar'kovskoy oblasti (HAKhO). F. 770. Op. 1. D. 63. Raspredeleye klassnykh uchebnykh zanyatyuy na I, II y III kursakh Ynstytuta na 1887/88 uchebnyiy hod y raspredeleye vohnahrazhdenyya za prepodavanye, L. 15.
4. Stepanovich E.P. Vyisshaya spetsialnaya shkola na Ukraine (konets XIX- nachalo XX v.) / E.P. Stepanovich // AN USSR. In-t istorii Ukrainyi. – Kiev: Nauk. dumka, 1991. – 100 s.
5. Hosudarstvenniy arkhyv Khar'kovskoy oblasti (HAKhO). F. 770. Op. 1. D. 63. Delo Khar'kovskoho Tekhnolohyetskoho Ynstytuta ob otkrytyy kredyta., L. 515.

Поступила (received) 09.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Становлення вищої технічної освіти в Харківському технологічному інституті / О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 183–188. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0066.

Становление высшего технического образования в Харьковском технологическом институте / Е. И. Зинченко, Г. А. Кротенко / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 183–188. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0066.

Formation of higher technical education in the Kharkiv Technological Institute / O. I. Zinchenko, G. A. Krotenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 5 (1227). – P. 183–188. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зінченко Олена Іванівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (066) 719-99-53; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.

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

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

Кротенко Галина Анатоліївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (066) 764-24-46; e-mail: krotenko.galina@gmail.com.

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

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

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

Агапов О. М., Краснокутський В. М., Павлій Н. В., Галуцьких А. Д. Методика розрахунку динамічних навантажень, які діють на колеса тракторного потягу. Рівняння руху тракторного потягу....	3
Бондаренко А. І., Клец Д. М., Ткачов В. Ю. Наукове обґрунтування використання широтно-імпульсної модуляції при автоматизації процесу гальмування автомобілів.....	8
Кальченко Б. И., Редчиц В. В., Головина Е. В. Моделирование криволинейного движения двухзвенного автопоезда на примере маневра «переставка».....	14
Кожушко А. П., Агапов О. М. Теоретичне дослідження процесу розгону колісного трактора з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією при оранці.....	19
Назаров О. І., Назаров І. О., Назаров В. І., Абрамов Д. В. Стендові дослідження регуляторів гальмівних сил, що забезпечують розподіл гальмівної сили між бортами легкового автомобіля.....	26
Самородов В. Б., Мітцель М. О., Пелипенко Є. С. Обґрунтування розміщення кінематичного розриву в безступеневій гідрооб'ємно-механічній трансмісії колісного трактора.....	33
Самородов В. Б., Шевцов В. М. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі.....	41
Сергиенко Н. Е., Медведева А. В., Сергиенко А. Н. Определение нагруженности гусеничного звена....	47

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Ариан Р., Пылев В. А., Ткаченко С. А. Влияние особенностей учета геометрии поршня дизеля на его расчетную теплонапряженность.....	54
Осетров О. О., Кокуш В. А., Альохін Д. С. Експериментальне дослідження і математичне моделювання механічних втрат в автомобільному двигуні.....	59
Парсаданов І. В., Хиженяк В. О., Горохівський А. С., Артеменко А. К. Фактори та методи підвищення ефективності каталітичного впливу на згоряння в дизелі.....	64
Пильов В. О., Нестеренко І. О. Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования.....	68
Триньов О. В., Карнаухов О. О., Кафтанов Ю. О. Розробка заходів з поліпшення теплонапруженого стану випускного клапана форсованого тепловозного дизеля.....	72

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Маслієв В. Г., Мартинов І. Е., Шовкун В. В. Удосконалення діагностики візків залізничних транспортних засобів.....	81
Петренко О. М. Визначення енергетичних параметрів руху електрорухомого складу з асинхронним тяговим двигуном.....	89

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Гусєв Ю. Б., Шейченко Р. І., Граборов Р. В., Бондаренко М. О., Танченко А. Ю., Ткачук М. А., Набоков А. В., Луньов Є. О. Комп'ютерне моделювання у процесі обґрунтування технічних рішень при проектуванні інноваційних виробів.....	95
Ищенко О. А., Демина Н. А., Ткачук Н. Н., Скрипченко Н. Б., Грабовский А. В., Кротенко Г. А., Ткачук А. В., Зарубина А. А., Кохановская О. В. Компьютерное моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки.....	108
Куценко С. В., Васильєв А. Ю., Мухін Д. С., Васильєв Ю. К. Дослідження міцності індивідуального спорядження шляхом комп'ютерного моделювання НДС, на прикладі карабінів.....	135
Ткачук Н. Н., Скрипченко Н. Б., Кохановский В. И., Зарубина А. А., Храмцова И. Я., Шейко А. И., Белов Н. Л., Малакей А. Н., Яцив С. С. Контактное взаимодействие элементов технологической оснастки: математическое моделирование, компьютерный анализ и экспериментальные исследования	141

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Александров Є. Є., Костяник І. В. Стратегічні напрямки розвитку об'єктів бронетехніки.....	157
Волонцевич Д. О., Веретенников Е. А., Ефремова А. И., Яремченко А. С., Прокопьев М. И. Тяговый баланс перспективного гусеничного многоцелевого транспортера–тягача с бортовой электромеханической трансмиссией.....	162
Волонцевич Д. О., Веретенников Е. А., Мормило Я. М., Яремченко А. С., Карпов В. О. Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией.....	168
Дущенко В. В., Маслієв А. О. Дослідження керуючого магнітного поля та вибір конструкції пружного шарніра з втулкою із магнітореологічного еластомеру підвіски колісного бронетранспортера.....	174
Епифанов В. В. Определение резонансных зон поперечных колебаний верхней ветви упругого гусеничного обвода.....	178

ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

Зинченко Е. И., Кротенко Г. А. Становление высшего технического образования в Харьковском технологическом институте	183
--	-----

Для нотатків

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 5 (1227) 2017

Наукові редактори канд. техн. наук, проф. В. В. Єпіфанов,
канд. техн. наук, доц. Воронцов С.М.
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. Воронцов С.М.

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057) 707-67-62; e-mail: snvorontsov@gmail.com

Підп. до друку 06.03.2017 р. Формат 60×84 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,0.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вил. Фрунзе, 21

Друкарня «ФОП Стеценко І. І.»
Свідоцтво про державну реєстрацію ХК № 82 від 22.04.2003 р.
61019, Харків, пр. Ілліча, 103а, кв. 21, тел. (057) 758-17-35
