

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Транспортне машинобудування

№ 14 (1236) 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. – № 14 (1236). – 188 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. Дмитрисенко, 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.

*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.

УДК 629.30

А. І. БОНДАРЕНКО, В. Ю. ТКАЧОВ

МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС РУХУ НЕ ПІДРЕСОРЕНИХ І ПІДРЕСОРЕНИХ МАС ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ

В роботі на прикладі вантажного автомобіля КрАЗ-6510 наведено математичний опис руху не підресорених і підресорених мас в процесі гальмування з урахуванням взаємодії еластичних коліс з опорною поверхнею (розглянуто багатомасову нелінійну модель). Наведена модель враховує переміщення мас автомобіля, поворот підресореної маси щодо координатних осей, бічні та гальмівні сили, вертикальні переміщення осей автомобіля, зусилля в підвісці, вертикальні реакції (динамічні складові реакції) на колесах, динамічний радіус коліс, навантаження балансиру вантажу, пружну характеристику підвіски.

Ключові слова: вантажний автомобіль, гальмування, підвіска, математичний опис, колесо.

В работе на примере грузового автомобиля КрАЗ-6510 приведено математическое описание движения не поддресоренных и поддресоренных масс в процессе торможения с учетом взаимодействия эластичных колес с опорной поверхностью (рассмотрено многомассовую нелинейную модель). Приведенная модель учитывает перемещение масс автомобиля, поворот поддресоренной массы относительно координатных осей, боковые и тормозные силы, вертикальные перемещения осей автомобиля, усилия в подвеске, вертикальные реакции (динамические составляющие реакций) на колесах, динамический радиус колес, нагрузку балансирующей тележки, упругую характеристику подвески.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, торможения, подвеска, математическое описание, колесо.

The mathematical description of the masses in the interaction of elastic wheels to the supporting surface in the process of braking (considered the motion triaxial machines with dependent suspension with twelve degrees of freedom: 6 - sprung masses, 2 - each axis) has been done in this scientific paper (an example of the truck KrAZ-6510). This model takes into account the movement of the mass of the car, turning the sprung mass on axes, lateral and braking forces, vertical movement axes car effort in the suspension, vertical reaction (dynamic component reactions) on wheels, the dynamic radius of the wheels, the load balancer trolley elastic characteristics of the suspension. Using a design scheme, according to the principle of D'Alembert, was compiled mathematical description of the dynamic system.

Keywords: truck, braking, suspension, mathematical description, wheel.

Вступ. Теоретична оцінка впливу зміни конструктивних параметрів елементів вантажних автомобілів на динаміку процесу гальмування неможлива без використання адекватної математичної моделі.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Дослідженню динаміки руху вантажних автомобілів присвячені численні праці Антонова Д.А., Біленького Ю.Г., Булгакова М.О., Волкова В.П., Генбома Б.Б., Гесслера Н.А., Гредескула А.Б., Грігоряна В.Г., Зімельова Г.В., Іларіонова В.О., Кльопіка М.К., Косолапова Г.М., Литвинова О.С., Машенка О.Ф., Павленка В.А., Павленка В.Н., Певзнера Я.М., Петрова В.А., Петрова М.А., Подригало М.А., Пчеліна І.К., Ревіна О.О., Розанова В.Г., Степанова В.Ю., Фалькевіча Б.С., Фаробіна Я.Є., Фрумкіна А.К., Хачатурова А.А., Чудакова Є.О. та ін. [1 – 5].

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки багатовісного автомобіля: «плоска» модель автомобіля, «просторова» багатомасова нелінійна модель.

Рішення окремих задач динаміки тривісного автомобіля засноване на застосуванні так званої «плоскої» моделі автомобіля, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку трапляється нагода розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку автомобіля. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії

порівняно малих бічних сил [5].

Використання «просторової» [6] багатомасової нелінійної моделі автомобіля дозволяє досліджувати динаміку автомобіля з урахуванням крену кузова автомобіля, зміни розвалу коліс, впливу не підресорених мас і їх розташування, дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників.

Розвиток обчислювальної техніки відкриває широкі можливості для використання «просторових» багатомасових нелінійних моделей в процесі теоретичних досліджень.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є складання математичного опису руху не підресорених і підресорених мас вантажного автомобіля КрАЗ-6510 в процесі гальмування. Для цього необхідно визначити допущення при яких буде складатися модель, розробити фізичну та математичну моделі.

Математичний опис руху не підресорених і підресорених мас вантажного автомобіля в процесі гальмування.

Кожна з математичних моделей, яка входить до загальної моделі, що описує гальмування вантажного автомобіля, складені при деяких допущеннях, які не суттєво впливають на отримані результати, але при цьому дозволяють значно спростити саму модель.

Допущення, при яких було складено модель аналогічні тим, що наведені в літературі [6].

В роботі опис руху не підресорених і підресорених мас відбувається на базі «просторової» моделі тривісного вантажного автомобіля з ресорною підвіскою переднього моста і ресорно-балансируною підвіскою середнього і заднього мостів (прототип

КрАЗ-6510) на прикладі гальмівного режиму.

В роботі [6] автори намагалися описати математично «просторову» багатомасову нелінійну модель автомобіля Урал-4320. Модель, адаптовану для автомобіля КрАЗ-6510 та з деякими уточненнями, наведено нижче.

Для опису руху тривісної машини із залежною

підвіскою прийнята чотирьохмасова модель (рис. 1) з дванадцятьма ступенями свободи (6 – у підресореної маси, по 2 – у кожної осі) аналогічно [6]. Використовуючи рис. 1, згідно принципу Даламбера складений математичний опис динамічної системи, тобто одержані диференціальні рівняння її коливань.

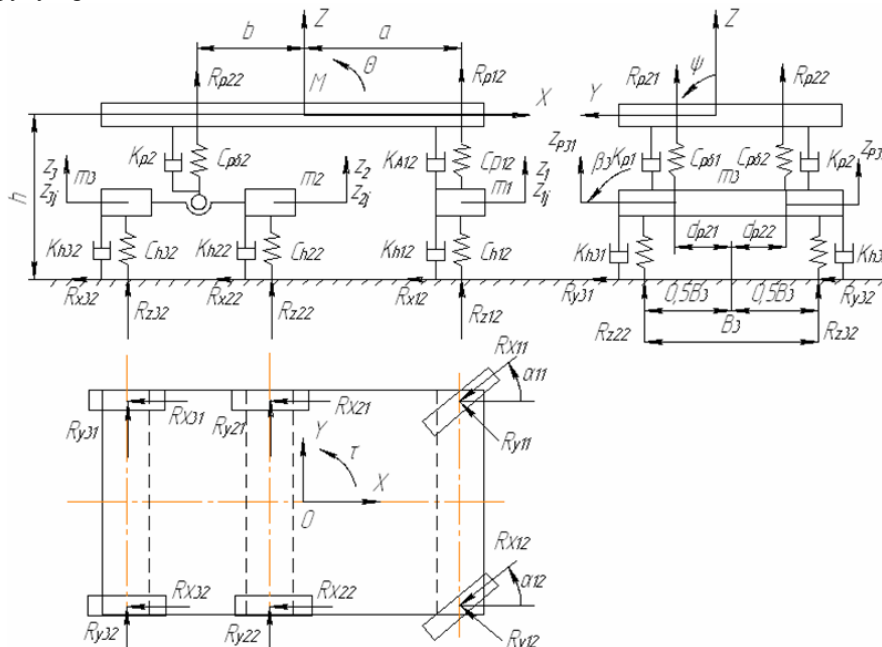


Рис. 1 – Розрахункова схема автомобіля (фізична модель) [6]

Складені диференціальні рівняння руху в рухомій системі координат XYZO, жорстко пов'язаній з автомобілем рис. 1. Рухомі системи координат XYZO пов'язана з кузовом автомобіля, початок системи координат знаходиться в центрі мас кузова. Вісь OX співпадає з подовжньою горизонтальною віссю остову і направлена вперед, вісь OY розташована в горизонтальній площині та направлена вліво по ходу автомобіля, вісь OZ направлена вертикально вгору.

Переміщення підресореної маси автомобіля щодо координатних осей [6]:

$$\ddot{X} = - \sum_{i,j} R_{xij} / (M + m_1 + m_2 + m_3); \quad (1)$$

$$\ddot{Y} = \sum_{i,j} R_{yij} / (M + m_1 + m_2 + m_3); \quad (2)$$

$$\ddot{Z} = \sum_{i,j} R_{zij} / M, \quad (3)$$

де R_{xij} , R_{yij} – реакції з боку дороги на колеса автомобіля в нерухомій системі координат;

i, j – номери осей і бортів автомобіля ($i=1$ – передня вісь, $i=2$ – середня вісь (для вертикального переміщення балансира), $j=1$ – лівий борт, $j=2$ – правий борт);

R_{pij} – сили, що діють від осі на підресорену масу;

M, m_1, m_2, m_3 – маса підресореної частини остову, передньої, середньої та задньої осей автомобіля.

Початкові умови для рівнянь (1 – 3) приймаємо у вигляді:

$$\begin{cases} X(0) = Y(0) = Z(0) = \dot{Y}(0) = \dot{Z}(0) = 0; \\ \dot{X}(0) = V_0. \end{cases} \quad (4)$$

де V_0 – початкова швидкість руху автомобіля.

Поворот підресореної маси щодо координатних осей [6]:

– щодо осі X :

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_x} \left(-d_{p11} \cdot R_{p11} + d_{p12} \cdot R_{p12} - d_{p21} \cdot R_{p21} + \frac{(h+Z)M}{M + m_1 + m_2 + m_3} \sum_{ij} Q'_{\delta ij} \right); \quad (5)$$

– щодо осі Y :

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_y} \left(a(R_{p11} + R_{p12}) - b(R_{p21} + R_{p22}) - \frac{(h+Z)M}{M + m_1 + m_2 + m_3} \sum_{ij} P'_{Tij} \right); \quad (6)$$

– щодо осі Z :

$$\ddot{z} = \frac{1}{J_z} [-(Q'_{\delta 11} + Q'_{\delta 12})a + (Q'_{\delta 21} + Q'_{\delta 22})x + (b - l_{\delta}) + (Q'_{\delta 31} + Q'_{\delta 32})(b + l_{\delta}) + 0,5 \left(\begin{aligned} &P'_{T11}B_1 + P'_{T21}B_2 + P'_{T31}B_3 - \\ &-P'_{T12}B_1 - P'_{T22}B_2 - P'_{T32}B_3 \end{aligned} \right)], \quad (7)$$

де J_x, J_y – моменти інерції підресореної маси автомобіля щодо осей X, Y ;

J_z – моменти інерції автомобіля щодо осі Z ;

B_1, B_2, B_3 – відстань між центрами мас коліс передньої, середньої і задньої осей автомобіля;

$Q'_{\delta ij}$ – бічні сили, що діють з боку дороги на колеса;

ψ, θ, τ – кути повороту підресореної маси автомобіля щодо координатних осей;

a, b, h – координати центру підресореної маси автомобіля;

z – вертикальне переміщення центру підресореної маси автомобіля;

P'_{Tij} – гальмівні сили, що діють на колеса з боку дороги (у системі координат, пов'язаній з автомобілем).

Початкові умови для вирішення рівнянь (5 – 7) прийемо аналогічно (4) у вигляді:

$$\theta(0) = \tau(0) = \psi(0) = \dot{\theta}(0) = \dot{\tau}(0) = \dot{\psi}(0) = 0. \quad (8)$$

Бічні та гальмівні сили в нерухомій системі координат і в системі координат, пов'язаній з автомобілем, зв'язані між собою співвідношеннями:

$$R_{xij} = P'_{Tij} \cos \tau - Q'_{\delta ij} \sin \tau; \quad (9)$$

$$R_{yij} = -Q'_{\delta ij} \cos \tau - P'_{Tij} \sin \tau. \quad (10)$$

Схема навантаження балансира візка представлена на рис. 2.

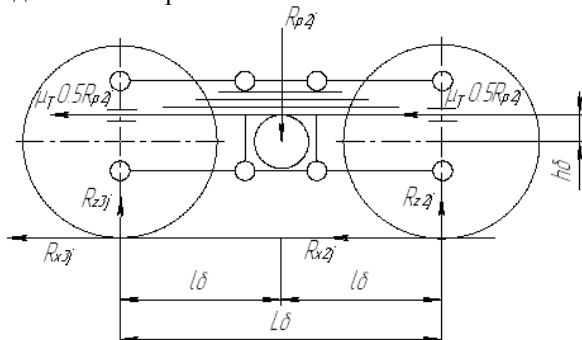


Рис. 2 – Схема навантаження балансира візка [6]

Вертикальні переміщення осей автомобіля описуються рівняннями вигляду:

– для передньої осі:

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} \left(\sum_j R_{z1j} - \sum_j R_{p1j} \right); \quad (11)$$

– для середньої та задньої:

$$\ddot{z}_{2,3} = \frac{1}{m_i} \left(\sum_j R_{zij} - \left(1 \mp \frac{\mu_T \cdot h_{\delta}}{L_{\delta}} \right) \sum_j R_{p2j} \right), \quad (12)$$

де R_{zij} – сума сил, що діють від опори на непідресорену масу;

$\mu_T \cdot R_{p2j}$ – сила тертя в контактї ресори з мостом;

μ_T – коефіцієнт тертя в контактї ресори з мостом.

У рівнянні (12) знак «+» – для задньої осі автомобіля, «-» – для середньої осі автомобіля.

Поворот осей автомобіля щодо осі, паралельної подовжній осі автомобіля, визначається рівняннями:

– для передньої осі автомобіля:

$$\ddot{\beta}_1 = \frac{1}{J_1} \left(-R_{z11} \frac{B_1}{2} + R_{z12} \frac{B_1}{2} + R_{p11} d_{p11} - R_{p12} d_{p12} \right); \quad (13)$$

– для середньої та задньої осі:

$$\ddot{\beta}_i = \frac{1}{2 \cdot J_i} \left(-R_{zi1} B_i + R_{zi2} B_i + R_{p21} d_{p21} - R_{p22} d_{p22} \right), \quad (14)$$

де J_1, J_2, J_3 – моменти інерції передньої, середньої та задньої осі щодо осі, паралельної подовжній осі автомобіля і що проходить через центр мас i -й осі.

Розрахункова схема балансира представлена на рис. 3.

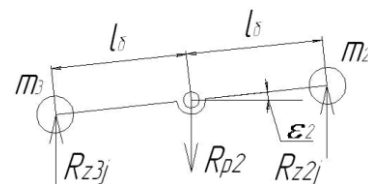


Рис. 3 – Розрахункова схема балансира

Поворот осей щодо осі балансира:

$$\ddot{\varepsilon}_j = \frac{l_{\delta}}{J_{\delta}} (R_{z2j} - R_{z3j}), \quad (15)$$

де J_{δ} – момент інерції балансира щодо осі обертання балансира.

Початкові умови для вирішення рівнянь (11) – (21):

$$z_i(0) = \beta_i(0) = \varepsilon(0) = \dot{z}_i(0) = \dot{\beta}_i(0) = \dot{\varepsilon}(0) = 0. \quad (16)$$

Вертикальні координати центрів коліс і швидкості їх переміщення визначаються з геометричних міркувань:

$$z_{ij} = z_i \pm 0,5B_i \cdot \beta_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \varepsilon_j; \quad (17)$$

$$\dot{z}_{ij} = \dot{z}_i \pm 0,5B_i \cdot \dot{\beta}_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \dot{\varepsilon}_j. \quad (18)$$

Позначивши вертикальні координати точок кріплення пружних елементів підвіски до осей через z_{pij} , одержимо вирази для переміщень і швидкостей:

$$z_{pij} = z_i \pm (0,5B_i - d_{pij}) \beta_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \varepsilon_j; \quad (19)$$

$$\dot{z}_{pij} = \dot{z}_i \pm (0,5B_i - d_{pij}) \dot{\beta}_i + A_\delta \cdot l_\delta \cdot \dot{\varepsilon}_j. \quad (20)$$

У рівняннях (17 – 20) знак «+» – для правого борту автомобіля, «-» – для лівого борту автомобіля, коефіцієнт $A_\delta = 0$ – для передньої осі автомобіля, $A_\delta = 1$ – для середньої осі автомобіля, $A_\delta = -1$ – для задньої осі автомобіля.

Зусилля в підвісці R_{pij} визначаються її жорсткістю C_{pij} , коефіцієнтом опору (демпфування) амортизаторів K_{Aij} і коефіцієнтом сухого тертя в підвісці K_{TPij} . З урахуванням цього, зусилля в підвісці задані рівняннями:

$$R_{p1j} = -F_{pij} - K_{A1j} \cdot \dot{\xi}_{1j} - K_{TP1j} \cdot x \cdot \text{sign} \dot{\xi}_{1j} |R_{p1j} + R_{ZCT1j} - 0,5 \cdot m_1 \cdot g|; \quad (21)$$

$$R_{p2j} = -F_{pij} - K_{TP2j} \cdot x \cdot \text{sign} \dot{\xi}_{2j} |R_{p2j} + R_{ZCT2j} - 0,5 \cdot m_2 \cdot g - 0,5 \cdot m_3 \cdot g|, \quad (22)$$

де F_{pij} – сила, що утворюється пружним елементом підвіски;

R_{ZCTij} – статичне навантаження на колесо;

g – прискорення вільного падіння;

$\dot{\xi}_i, \xi_i$ – відносна швидкість і переміщення точок кріплення амортизатора і пружного елементів підвіски.

$$\xi_{1j} = Z + a \cdot \theta - z_{p1j} \mp d_{p1j} \cdot \psi; \quad (23)$$

$$\xi_{2j} = Z - b \cdot \theta - z_{p2j} \mp d_{p2j} \cdot \psi. \quad (24)$$

У рівняннях (23 – 24) знак «+» – для правого борту автомобіля, «-» – для лівого борту автомобіля.

Пружна характеристика підвіски (рис. 4) задана умовою:

$$F_{pij} = \begin{cases} C_{pij} \cdot \xi_{ij} & \text{if } \xi_{ij2} \leq \xi_{ij} \leq \xi_{ij1}; \\ C_{pij} \cdot \xi_{ij1} + C_{bij} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij1}) & \text{if } \xi_{ij} > \xi_{ij1}; \\ C_{pij} \cdot \xi_{ij2} + C_{bij} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij2}) & \text{if } \xi_{ij} < \xi_{ij2}, \end{cases} \quad (25)$$

де C_{pij} – приведена жорсткість ресори на

робочому ході (приймаємо постійною, нехтуючи нелінійністю ресори на початковій і кінцевій ділянках характеристики, а також явищем гістерезису);

C_{bij} – приведена жорсткість буфера обмежувача ходу підвіски.

При пробіі підвіски, приведена жорсткість C_{pij} і демпфування $K_{Aij} = (K_{TPij})$ підвіски рівні приведений жорсткості C_{hij} і демпфуванню K_{hij} шини.

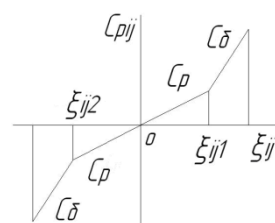


Рис. 4 – Пружна характеристика ресорної підвіски

Вертикальні реакції (динамічні складові реакцій) R_{zij} на колесах (рис. 1) задаються співвідношенням вигляду:

$$R_{zij} = -C_{hij} \cdot z_{ij} - K_{hij} \cdot \dot{z}_{ij}, \quad (26)$$

де C_{hij} – радіальна жорсткість шини, визначається як відношення статичного навантаження на шину до її статичної деформації;

K_{hij} – коефіцієнт демпфування шини [6] приймаємо постійним.

$$C_{hij} = \frac{R_{ZCTij}}{z_{CTij}}. \quad (27)$$

Для розрахунків приймаємо постійною радіальну жорсткість C_{hij} шини, нехтуючи нелінійністю пружної характеристики шини і явищем гістерезису [6].

У разі відриву колеса від опорної поверхні вводиться додаткова умова:

$$R_{zij} < -R_{ZCTij}, \text{ то } R_{zij} = -R_{ZCTij}. \quad (28)$$

Особливості взаємодії коліс з дорожньою поверхнею визначають їх здатність створювати реакції в площині дороги, які обумовлюють гальмівну ефективність, стійкість і керуваність автомобіля.

В роботі використана досить розповсюджена модель колеса [5].

Математичний опис взаємодії еластичних коліс з опорною поверхнею в нижче наведеній формі приведено в роботах [5, 6]. У літературі [5] прийнято оцінювати зчпні можливості колеса у вказаних напрямках за допомогою коефіцієнтів:

$$\varphi_{xij} = R_{xij} / R_{zij}; \quad (29)$$

$$\varphi_{yij} = R_{zij} / R_{zij}, \quad (30)$$

де R_{xij} – реакція у повздовжній площині колеса, що визначає гальмівну ефективність (рис. 5);

R_{yij} — реакція, що визначає здатність колеса сприймати бічні сили без бічного ковзання.

Рух одиночного гальмуючого колеса описується наступними виразами:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = (R_{zij} + R_{zCTij}) \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij} - M_{Tij}, \quad (31)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються;

$\dot{\omega}_{ij}$ – кутове прискорення колеса;

r_{dij} – динамічний радіус колеса.

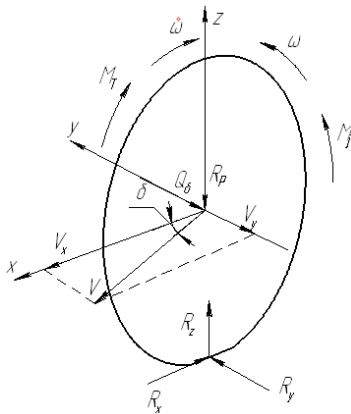


Рис. 5 – Схема навантаження колеса при гальмуванні: R_x, R_y, R_z – реакції у контакті з дорогою; R_p – частина сили ваги автомобіля, що діє на колесо; Q_δ – бічна сила; $\omega, \dot{\omega}$ – кутова швидкість і кутове прискорення колеса; V_x, V_y – повздовжня та поперечна швидкості колеса; V – результуюча швидкість колеса; δ – кут бічного зсуву колеса; M_j – момент сил інерції колеса; M_T – гальмівний момент; j – подовжнє уповільнення колеса (уповільнення центру колеса).

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги R_{zij} і коефіцієнта зчеплення φ_{xij} . Це пов'язано відповідно з перерозподілом ваги автомобіля між осями, а також між правими і лівими колесами (при гальмуванні на повороті) і зміною відносного подовжного (поперечного) ковзання колеса S_{ij} . Зміна реакції R_{zij} може, крім того, відбуватися в результаті дії на колесо дорожніх нерівностей і коливань мас автомобіля.

Динамічний радіус колеса:

$$r_{dij} = r_{CTij} - z_{ij}, \quad (32)$$

де r_{CTij} – статичний радіус колеса.

Коефіцієнт зчеплення в подовжному і поперечному напрямках:

$$\varphi_{xij} = f(S_{ij}); \quad (33)$$

$$\varphi_{yij} = f(S_{ij}). \quad (34)$$

Відносне повздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V_{xij} - \omega_{ij} \cdot r_{dij}}{V_{xij}}, \quad (35)$$

де ω_{ij} – кутова швидкість колеса.

$$\omega_{ij} = \omega_{oij} - \int_0^t \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (36)$$

де ω_{oij} – початкова кутова швидкість колеса.

$$\omega_{oij} = \frac{V_{oij}}{r_{dij}}, \quad (37)$$

де V_{oij} – початкова повздовжня швидкість руху центру колеса автомобіля.

Швидкість поступального руху центру обертання колеса під дією повздовжньої реакції опорної поверхні:

$$V_{ij} = V_{oij} - \int_0^t \gamma_{ij} dt, \quad (38)$$

де γ_{ij} – повздовжнє уповільнення автомобіля ($\gamma_{ij} = \ddot{X}$).

Обрахунок впливу подовжньої швидкості на зчепні властивості шини здійснюється множенням значення коефіцієнта зчеплення в подовжному і поперечному напрямках φ_{xij} і φ_{yij} на коефіцієнт корекції K_{KOPij} , що вираховується за формулою:

$$K_{KOPij} = 1,05 - \frac{1}{60} \cdot V_{pij}, \quad (39)$$

де V_{pij} – повздовжня швидкість центру колеса.

Формула (39) одержана шляхом обробки опублікованих результатів експериментальних досліджень Bernard J.E. [5] і дійсна в діапазоні швидкостей $0 \leq V \leq 30 \text{ м/с}$.

Повздовжня швидкість центру колеса:

$$V_{pij} = \sqrt{V_{xij}^2 + V_{yij}^2} \cdot \cos \delta_{ij}. \quad (40)$$

Проекції швидкості колеса на осі X і Y визначаються з рівнянь:

$$V_{xij} = \dot{X} \pm \dot{z} \cdot \sqrt{(0,5 \cdot B_i)^2 + e^2} \cdot \sin(\tau + \lambda_{ij}); \quad (41)$$

$$V_{yij} = \dot{Y} \pm \dot{\tau} \cdot \sqrt{(0,5 \cdot B_i)^2 + e^2} \cdot \cos(\tau + \lambda_{ij}), \quad (42)$$

де τ – кут повороту автомобіля в нерухомій системі координат;

$\dot{X}, \dot{Y}$ – проекції вектора швидкості центру підресореної маси в нерухомій системі координат;

λ_{ij} – кут в проекції на горизонтальну площину між подовжньою віссю автомобіля і лінією, що сполучає центр підресореної маси з центром ij -го колеса;

У рівняннях (41), (42) $e = a$ – для коліс передньої осі, $e = b - l_{\delta j}$ – для коліс середньої осі, $e = b + l_{\delta j}$ – для коліс задньої осі. У рівнянні (41) знак «–» – для коліс середньої і задньої осі автомобіля, «+» – для коліс передньої осі автомобіля.

У рівнянні (42) знак «–» – для коліс передньої осі автомобіля, «+» – для коліс середньої і задньої осі автомобіля.

$$\lambda_{ij} = \pm \arctg\left(\frac{0,5 \cdot B_i}{e}\right). \quad (43)$$

У рівнянні (42) знак «–» – для лівого колеса передньої осі та правого колеса середньої і задньої осі автомобіля, «+» – для всіх інших.

У разі блокування колеса рівняння (31) замінюється на $\dot{\omega}_{ij} = 0$, а при зниженні M_{Tij} при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max((R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij} - M_{Tij}, 0). \quad (44)$$

Повздовжні та бічні реакції в контактні колеса визначаються з урахуванням наступних міркувань:

– для коліс середнього і заднього мостів величини реакції в системі координат, пов'язаній з колесом, такі ж, як в системі координат, пов'язаній з автомобілем:

$$P'_{T2j} = P_{T2j}, \quad P'_{T3j} = P_{T3j}; \quad Q'_{\delta 2j} = Q_{\delta 2j}, \quad Q'_{\delta 3j} = Q_{\delta 3j}, \quad (45)$$

де $P_{Tij}, Q_{\delta ij}$ – гальмівні та бічні сили в системі координат, пов'язаній з колесом;

– для передніх (керованих) коліс у разі їх повороту щодо подовжньої осі автомобіля на кут α вирази для гальмівних і бічних сил приймуть вигляд:

$$P'_{T1j} = P_{T1j} \cdot \cos \alpha_{1j} - Q_{\delta 1j} \cdot \sin \alpha_{1j}, \quad (46)$$

де α_{1j} – кут повороту керованих коліс.

$$Q'_{\delta 1j} = -Q_{\delta 1j} \cdot \cos \alpha_{1j} - P_{T1j} \cdot \sin \alpha_{1j}. \quad (47)$$

Гальмівні сили, що створюються колесами, задаються рівняннями вигляду:

$$P_{Tij} = \varphi_{xij} \cdot (R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot \text{sign} S_{ij}. \quad (48)$$

Множник $\text{sign}(S_{ij})$ введений при допущенні ізотропності властивостей шини в контакт з опорною поверхнею при гальмуванні та буксуванні з малими

значеннями S_{ij} для того, щоб врахувати зміну напрямку тангенціальної реакції у випадку $S_{ij} < 0$, що можливо при повністю розгальмованому колесі та гальмуванні автомобіля рештою коліс.

Максимально можлива бічна реакція колеса:

$$Q_{\delta ij \max} = \varphi_{yij} \cdot (R_{zij} + R_{ZCTij}). \quad (49)$$

Оскільки бічний зсув колеса може відбуватися як унаслідок його пружного бічного відведення, так і з-за бічного ковзання, дійсне значення бічної реакції на колесі визначається з умови:

$$Q_{\delta ij} = \min\left(Q_{\delta ij \max}, \frac{K_{ybij}}{\delta_{ij}}\right) \text{sign} \delta_{ij}, \quad (50)$$

де K_{ybij} – коефіцієнт опору бічному відведенню.

Значення коефіцієнта K_{ybij} у шин легкових автомобілів складає 15...40 кН/рад, а у шин вантажних автомобілів і автобусів 60...120 кН/рад.

Значення кута уводу, при якому починається бічне ковзання, залежить від конструкції шини, навантаження на неї, коефіцієнта зчеплення і ряду інших чинників. На сухій твердій опорній поверхні цей кут знаходиться в межах 10 - 15 градусів.

У разі блокування колеса (при $S_{ij} > 0,999$) вводиться додаткова умова:

$$P_{\alpha j} = \sqrt{P_{\alpha j}^2 + Q_{\delta j}^2} \cos \delta_{ij}; \quad (51)$$

$$Q_{\delta j} = \sqrt{P_{\alpha j}^2 + Q_{\delta j}^2} \sin \delta_{ij}. \quad (52)$$

Якщо $\omega_{ij} < 0$, то $\omega_{ij} = 0$, якщо $\omega_{ij} = 0$ та $\dot{\omega}_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$.

Введемо параметр χ_{ij} :

$$\chi_{ij} = \arctg \frac{V_{yij}}{V_{xij}}. \quad (53)$$

Кути відведення коліс автомобіля визначаються з умови відсутності переміщень центрів коліс щодо підресореної маси в горизонтальній площині по наступних виразах:

– для коліс передньої осі:

$$\delta_{11} = \chi_{11} - \tau - \alpha_{11}; \quad (54)$$

$$\delta_{12} = \chi_{12} - \tau + \alpha_{12}; \quad (55)$$

– для коліс середньої осі:

$$\delta_{2j} = \tau - \chi_{2j}; \quad (56)$$

– для коліс задньої осі:

$$\delta_{3j} = \chi_{3j} - \tau. \quad (57)$$

Висновки. Наведена комплексна просторова математична модель процесу гальмування вантажного

автомобіля КрАЗ-6510 дозволяє досліджувати динаміку автомобіля з урахуванням впливу не підресорених і підресорених мас, їх розташування, дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників. Розроблена модель може бути використана як на етапі попереднього проектування, так і завершальних робіт автомобіля в цілому і окремих його систем.

Список літератури

1. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2002. – 403 с.
2. Бондаренко А.І. Математична модель процесу гальмування колісного трактора / А.І. Бондаренко // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – 2011. – № 43. – С. 78 – 83.
3. Бондаренко А.І. Просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора FENDT 926 VARIO / А.І. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 5/4 (53). – С. 47 – 51
4. Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля/ Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко. – Киев: “Высшая школа”, 1978. – 168 с.
5. Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харьков, 2010. – 203с.
6. Постный В.А. Пространственная математическая модель трехосного автомобиля / В.А. Постный, А.С. Струков, С.Г.

Селевич, М.В. Жадан // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. научн. трудов. Тематический выпуск. “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2005. – № 10. – С. 87-101.

References (transliterated)

1. Manevrennost' i tormoznye svojstva kolesnyh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchaty V.I., Boboshko A. A. – Kharkov: Izd-vo HNADU, 2002. – 403 p.
2. Bondarenko A.I. Matematichna model' procesu gal'muvannya kolisnogo traktora / A.I. Bondarenko // Visnik nacional'nogo tekhnichnogo universitetu “Harkivs'kij politekhnichnij institut”: zb. nauk. prac'. Tematichnij vipusk: Novi rishennya v suchasnih tekhnologiyah. – 2011. – No 43. – P. 78 – 83.
3. Bondarenko A.I. Prostorova matematichna model' procesu gal'muvannya kolisnogo traktora FENDT 926 VARIO / A.I. Bondarenko // Vostochno-Evropskij zhurnal peredovyh tekhnologij. – 2011. – No 5/4 (53). – P. 47 – 51
4. Bezborodova G.B. Modelirovanie dvizheniya avtomobilya/ G.B. Bezborodova, V.G. Galushko. – Kiev: “Vysshaya shkola”, 1978. – 168 p.
5. Bondarenko A.I. Udoshkalennya procesiv modulyacii tisku v pnevmatichnomu gal'mivnomu privodi avtomobiliv: dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spec. 05.22.02 “Avtomobili ta traktori” / Bondarenko Anatolij Igorovich. – Kharkov, 2010. – 203p.
6. Postnyj V.A. Prostranstvennaya matematicheskaya model' trekhosnogo avtomobilya / V.A. Postnyj, A.S. Strukov, S.G. Selevich, M.V. Zhadan // Vestnik NTU “HPI”: sb. nauchn. trudov. Tematicheskij vypusk. “Avtomobile- i traktorostroenie”. – 2005. – No 10. – p. 87-101.

Надійшла (received) 07.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математичний опис руху не підресорених і підресорених мас вантажного автомобіля в процесі гальмування / А. І. Бондаренко, В. Ю. Ткачов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 3–9. – Бібліогр.: 6 Назв. – ISSN 2079-0066.

Математическое описание движения не поддресоренных и поддресоренных масс грузового автомобиля в процессе торможения / А. И. Бондаренко, В. Ю. Ткачев // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 14 (1236). - С. 3-9. - Библиогр. : 6 Названий. - ISSN 2079 0066.

The mathematical description of the motion is not sprung and sprung mass of the truck during braking / A.I. Bondarenko, V. Y Tkachev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 3–9. – Bibliogr.: 6. – 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 Анатолий Игоревич - 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.

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

УДК 629.113+656.3.44.083

В. П. ВОЛКОВ, І. В. ГРИЦУК, Ю. В. ГРИЦУК, Г. К. ШУРКО, Ю. В. ВОЛКОВ

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ЗАСТОСУВАННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В ІНФОРМАЦІЙНИХ УМОВАХ ITS

Розглядаються особливості методики використання класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS. Розглядаються особливості використання інфраструктури автомобільних доріг та моніторингу транспортних засобів. Система дозволяє здійснювати збір, обробку та оперативне представлення інформації з бортової частини ITS у складі бортового інформаційного комплексу, аналіз стану автомобільних доріг, прилеглої території та їх інфраструктури. Наведено можливості моніторингу в додатку до тестового автомобіля та ділянки автомобільної дороги.

Ключові слова: транспортний засіб, умови експлуатації, методика, моніторинг, технічний стан, інфраструктура автомобільної дороги, корегування, параметри технічного стану.

Рассматриваются особенности методики использования классификации условий эксплуатации транспортных средств у информационных условиях ITS. Рассматриваются особенности использования инфраструктуры автомобильных дорог и мониторинга транспортных средств. Система позволяет осуществлять сбор, обработку и оперативное представление информации с бортовой части ITS в составе бортового информационного комплекса, анализ состояния автомобильных дорог, прилегающей территории и их инфраструктуры. Показаны возможности мониторинга в приложении к тестовому автомобилю и участку автомобильной дороги.

Ключевые слова: транспортное средство, условия эксплуатации, методика, мониторинг, техническое состояние, инфраструктура автомобильных дорог, корректировка, параметры технического состояния.

The peculiarities of usage technique of the classification of vehicle service conditions in the information conditions of ITS are considered. The features of usage of road infrastructure and the monitoring of the vehicles are shown. A mechanism for receiving and generating the information about the state and the conditions of a vehicle in terms of ITS is developed. The scheme of information exchange between the elements of ITS of a vehicle and the transport infrastructure in the processes of monitoring the parameters of technical state under operating conditions. The generated technique allows to collect, process, correct and report the information from board part of the ITS in the composition of board information complex, also to analyze the state of roads, surrounding area and their infrastructure. The possibilities of monitoring in the annex to the test vehicle and the road section are shown.

Keywords: the vehicle operating conditions, the technique, the monitoring, the technical condition, the infrastructure of roads, correction, the parameters of technical condition.

Вступ. Суттєва просторова протяжність, складність і розподіленість умов експлуатації транспортних засобів (ТЗ) та транспортної інфраструктури зі своїми особливостями і різноманіттям можуть вважатися об'єктом автоматизації сучасних інформаційних систем в умовах інтелектуальних транспортних систем (ITS).

Знання основ теорії експлуатації транспортних засобів є фундаментом при розробці прогресивних систем нормування і планування на транспорті за допомогою сучасних інформаційних систем [1].

Більшість завдань в процесі удосконалення методів оперативного управління працездатності автомобіля, які вирішують технічні служби експлуатації ТЗ, мають інформаційну складову оцінювання: дорожніх умов експлуатації ТЗ в частині висоти дороги над рівнем моря, поперечного профілю (рельєфу місцевості), типу і стану дорожнього покриття; ремонту, будівництва і обслуговування об'єктів дорожньої інфраструктури; їх моніторинг; прогнозування можливих аварійних ситуацій, транспортних умов в частині насиченості і інтенсивності руху ТЗ, особливостей вантажу, режиму і швидкості руху; атмосферно-кліматичних умов, культури експлуатації ТЗ тощо [2, 3]. Перераховані та подібні їм завдання поки в основному вирішуються застарілими методами, які вже не забезпечують необхідної якості і ефективності [2]. Оцінка умов експлуатації, аналіз планів і профілів автомобільних доріг, як правило, складаються вручну в паперовому вигляді, оновлення карт і схем здійснюється вкрай

рідко, дані про стан більшості об'єктів не систематизовані і, відповідно, важкодоступні. Така ситуація ускладнює завдання керування класифікацією умов експлуатації ТЗ в інформаційних умовах ITS.

Аналіз останніх досліджень. На основі виконаних в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті досліджень розроблена єдина експлуатаційна класифікація умов роботи ТЗ, що базується на офіційних документах. Класифікація успішно використовується для любых експлуатаційних розрахунків і має пряме відношення до технічної експлуатації автомобілів, тому що визначає навантажувальні, швидкісні і температурні режими роботи агрегатів ТЗ [1, 3]. Тому висвітлення цього питання при дистанційному визначенні умов експлуатації ТЗ в реальному часі в умовах ITS можливо вважати доцільним.

Постановка задачі. Для здійснення дистанційного моніторингу і визначення умов експлуатації транспортних засобів у складі бортового інформаційного комплексу, доцільно адаптувати методику застосування класифікації умов експлуатації ТЗ до інфраструктури автомобільних доріг і інформаційних умов ITS. Для цього необхідно визначити, узагальнити наявні відомості, обґрунтувати особливості, функції і зв'язки основних елементів для здійснення дистанційного інформаційного обміну при виконанні моніторингу і визначення умов експлуатації ТЗ у відповідності до розроблених структур і систем, що працюють в

умовах ITS. У зв'язку з цим, виникає важлива науково-технічна задача створення інформаційної системи моніторингу параметрів стану ТЗ для керування класифікацією умов експлуатації ТЗ в інформаційних умовах ITS.

Основний матеріал. В ХНАДУ на кафедрі ТЕСА проводяться роботи щодо дослідження можливості дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS. Однією із складових цієї роботи є формування і дослідження методики застосування класифікації умов експлуатації ТЗ. Розглянемо основні питання створення методики застосування класифікації умов експлуатації в інформаційних умовах ITS на прикладі руху окремого ТЗ при взаємодії з інфраструктурою автомобільних доріг в реальних умовах експлуатації.

Моніторинг параметрів технічного стану транспортних засобів автомобільного транспорту - це постійне і синхронізоване спостереження за їх технічним станом за множиною фіксованих технічних параметрів. Сучасні бортові системи моніторингу параметрів технічного стану в умовах ITS дозволяють здійснювати ідентифікацію ТЗ, безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують технічний стан ТЗ, діагностування, а саме контроль справності ТЗ і його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку – забезпечення функціонування системи ТО і ремонту ТЗ за технічним станом [4 - 8].

Система моніторингу умов експлуатації в частині дорожніх і транспортних умов повинна відстежувати кожну несправність шляху з прив'язкою до місця розташування і в її розвитку, включаючи аналіз всіх можливих причин її виникнення, періодичність виникнення, повторюваність тощо, а також особливості розташування об'єктів інфраструктури автомобільних доріг.

Моніторинг і аналіз умов експлуатації ТЗ неможливо повноцінно забезпечити без формування системної взаємодії із інфраструктурою автомобільних доріг. Функціонування системи моніторингу умов експлуатації ТЗ неможливо без використання існуючих і розробки спеціального програмного забезпечення сучасних інформаційно-програмних комплексів. Для вирішення поставленої задачі потрібно забезпечення системного поєднання: інформаційної структури моніторингу технічного стану ТЗ, дослідження умов експлуатації ТЗ і розробка предметної області інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану і умов експлуатації ТЗ в процесах дистанційного моніторингу в умовах ITS. Означені системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних та програмних засобів. Створена система моніторингу з використанням інформаційних технологій дозволяє здійснювати дистанційний збір, обробку та надання оперативної інформації в реальному часі, відображати стан шляху на карті, використовувати статистичні дані всіх проїздів, автоматично виявляти і відзначати критичні місця,

що дозволяє швидко приймати рішення і оперативно реагувати на нештатні ситуації тощо (рис. 1).

Інформаційна система моніторингу стану і умов експлуатації ТЗ. Інформаційна система моніторингу (ІСМ) стану і умов експлуатації ТЗ включає в себе сукупність стаціонарних і мобільних (бортових щодо ТЗ) систем збору і передачі інформації. Схема інформаційного обміну між елементами ITS, а саме ТЗ і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації показана на рис. 2.

Система збору є телекомунікаційною мережею обміну даними, яка може використовувати всі способи передачі даних. Стаціонарні пости виконують комунікаційні функції і найпростіші функції контролю. Ці функції забезпечують отримання контрольовано-вимірювальної і технологічної інформації від бортових систем, контроль часу руху ТЗ в заданих пунктах, збір інформації про комунікації і споруди, передачу даних в інформаційний програмний комплекс (ІПК) [2].

Ядром розподіленої ІСМ є робоче місце мережі моніторингу ТС, яке будується на базі інформаційно-обчислювальної системи з використанням розробленого інформаційного програмного комплексу з використанням базового і розробленого програмного забезпечення.

Основний принцип інформаційного обміну між елементами ITS, а саме ТЗ і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації та побудови ІСМ полягає в тому, що в ній ТЗ є не тільки об'єктом контролю і управління, але також джерелом постійно поновлюваної інформації про стан умов його експлуатації. Тобто вона є сучасною контрольовано-вимірювальною системою, яка накопичує і зберігає інформацію про технічний стан ТЗ, умови його експлуатації в межах ділянки руху, а також приймає рішення при виявленні небезпечної, аварійної ситуації або несправності ТЗ.

Загальне інформаційне забезпечення системи. До складу інформаційного забезпечення системи входять наступні складові:

- система збору, накопичення і розповсюдження інформації про технічний стан ТЗ в умовах експлуатації;
- автоматизовані інструментальні засоби діагностики технічного стану ТЗ і автомобільних доріг;
- база географічних даних про стан дороги та об'єкти інфраструктури автомобільних доріг;
- система збору та передачі даних;
- комплекс завдань контролю стану і планування умов експлуатації ТЗ;
- засоби візуалізації результатів моніторингу шляху і зв'язку з водієм і іншими учасниками руху.

Загальна задача формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS, як

складної системи, базується на отриманні інформації про фактичний технічний стан, методи і засоби її реалізації при вирішенні конкретних науково-технічних задач, оцінки, перевірки відповідності

встановленим обмеженням, засобам для його забезпечення, критеріям оцінювання отриманих показників та визначення взаємозв'язку між ними.

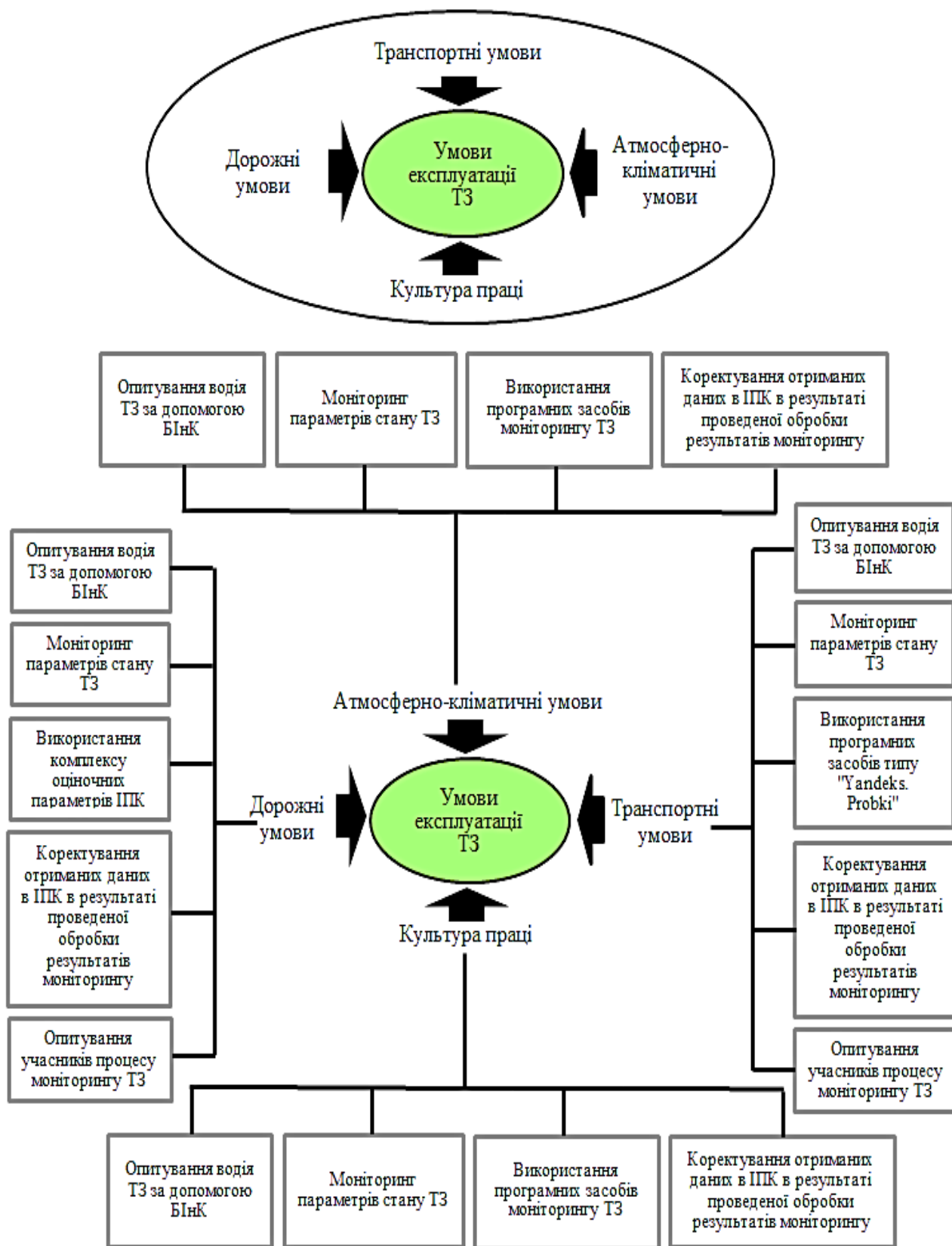


Рис. 1 – Загальна схема способів отримання і формування інформації про стан і умови експлуатації ТЗ в умовах ІТС

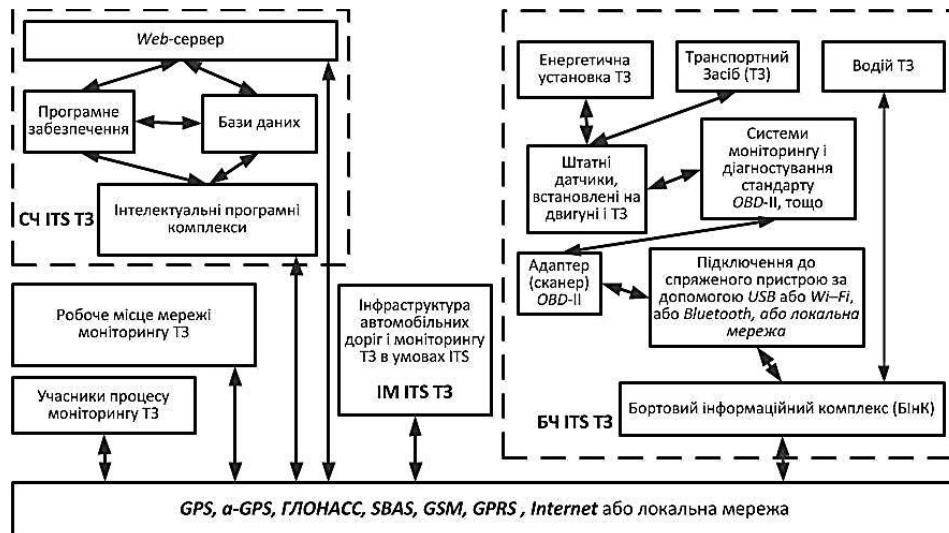


Рис. 2 - Схема інформаційного обміну між елементами ITS транспортного засобу і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації, де СЧ ITS ТЗ – серверна частина ITS ТЗ; ІМ ITS ТЗ – інфраструктура моніторингу ITS ТЗ; БЧ ITS ТЗ – бортова частина ITS у складі бортового інформаційного комплексу (БІНК) ТЗ

Задачу забезпечення формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS на основі інформації про фактичні параметри їх технічного стану можливо виразити як побудову

функції:

а) в процесах моніторингу і діагностування параметрів технічного стану

$$\left\{ \begin{aligned} &F_{ts}(\bar{H}_t, t, \Delta t, \bar{X}_i(t), \bar{X}_i(t - \Delta t), \dots, \bar{X}_i(t - n\Delta t), DTC_{S_i} K_{t_i}) \Rightarrow S_{y.e.T3} \\ &\Omega_l^{m_i}(e_{y.e.T3}, r)^J = \Omega_l^{m_i} \left(\begin{pmatrix} e_{y.e.T3,тр} \\ e_{y.e.T3,дор} \\ e_{y.e.T3,а.к} \\ e_{y.e.T3,ке} \end{pmatrix}, r \right)^J = S_{y.e.T3} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

б) в процесах прогнозування параметрів технічного стану

$$\left\{ \begin{aligned} &F_{(t+k\Delta t)} \left(\bar{H}_{(t+k\Delta t)}, t, \Delta t, k, \bar{X}_i(t + k\Delta t), \bar{X}_i(t + (k - 1)\Delta t), \dots, \right. \\ &\quad \left. \bar{X}_i(t + (k - n)\Delta t), DTC_{S_i} K_{t_i(t+k\Delta t)} \right) \Rightarrow S_{y.e.T3}(t + k\Delta t) \\ &\Omega_l^{m_i}(e_{y.e.T3(t+k\Delta t)}, r)^J = \Omega_l^{m_i} \left(\begin{pmatrix} e_{y.e.T3,тр(t+k\Delta t)} \\ e_{y.e.T3,дор(t+k\Delta t)} \\ e_{y.e.T3,а.к(t+k\Delta t)} \\ e_{y.e.T3,ке(t+k\Delta t)} \end{pmatrix}, r \right)^J = S_{y.e.T3}(t + k\Delta t) \end{aligned} \right. \quad (2)$$

де F_{ts} – інформація про параметри технічного стану ТЗ у відповідних умовах експлуатації у відповідний момент часу; $\bar{H}_t$ – вектор органа(ів) керування енергетичної установки ТЗ (координата задатчика(ів) органа керування) в часі t ; t – поточний час процесу моніторингу; Δt – інтервал часу між вимірюваннями в процесах моніторингу; $\bar{X}_i(t)$ при $i = 1, \dots, m$ – характеристики технічного стану ТЗ в умовах експлуатації, що виміряні і входять в перелік

ретроспективних впливових факторів (основні параметри технічного стану ТЗ в умовах експлуатації); n – кількість інтервалів (число вимірювань) у минулі періоди моніторингу; m – кількість вимірюваних характеристик (параметрів) технічного стану ТЗ; $DTC_{S_i} K_{t_i}$ – результати моніторингу кодів (DTCs (діагностичних кодів) несправностей ТЗ; Ω – оператор відображення; $S_{y.e.T3}$ – система визначення (забезпечення) умов експлуатації

ТЗ (в представленому випадку система $S_{y.e.TЗ}$ являє собою відображення властивостей підоб'єктів визначення (забезпечення) умов експлуатації $e_{y.e.TЗ}$ та їх відношень r для m_i по J в I); m_i – кількість засобів отримання інформації (засобів спостереження) в (для) ТЗ; I – зв'язки між засобами спостереження і підоб'єктами визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ; $e_{y.e.TЗ}$ – множина підоб'єктів визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ ($e_{y.e.TЗ,тр}$ – транспортні; $e_{y.e.TЗ,дор}$ – дорожні; $e_{y.e.TЗ,ак}$ – атмосферно-кліматичні; $e_{y.e.TЗ,ке}$ – культура експлуатації); r – множина відношень між основними умовами експлуатації ТЗ; J – завдання визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ; $F_{(t+k\Delta t)}$ – прогнозована інформація про параметри технічного стану ТЗ у відповідний момент часу в процесі

виконання своїх функцій (в процесі роботи ТЗ за призначенням) в майбутньому на інтервалі упередження довжиною $(t + k\Delta t)$ в залежності від відомих значень у минулому, в заданому інтервалі прогнозування δ з заданою довірчою ймовірністю p ; k – кількість (число) інтервалів прогнозованих значень параметрів технічного стану у майбутньому, визначає тип прогнозу – короткотерміновий, середотерміновий тощо при прогнозованих умовах експлуатації відповідно ($e_{y.e.TЗ(t+k\Delta t)}$).

Загальне інформаційне забезпечення системи $S_{y.e. \Sigma TЗ_i}(t)_i$ побудовано на основі серверних рішень $S_{y.e. TЗ_i}(t)_i$ за положеннями М.Я.Говорущенко [1, 3], локального джерела інформації $S_{y.e. v d_i}(t)_i$ і мережних баз даних $S_{y.e. Net_i}(t)_i$:

$$S_{y.e. \Sigma TЗ_i}(t)_i = (S_{y.e. TЗ_i}(t)_i, S_{y.e. v d_i}(t)_i, S_{y.e. Net_i}(t)_i) \quad (3)$$

Це забезпечує можливість створення єдиного централізованого сховища розподіленої у просторі інформації, підтримки багатокористувацької середовища отримання інформації (редагування), можливість доступу віддалених користувачів, систематизації інформації та її наочного відображення в єдиному комплексі.

В процесі розробки інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації були зібрані наявні джерела інформації в частині координат ТЗ на

місцевості в реальному часі, модель автомобільної дороги, моделі об'єктів інфраструктури доріг, територіальних природних і техногенних систем, отримані результати трекінгу ТЗ. Для більш зручної візуалізації результатів аналізу в систему додані фрагменти растрів досліджуваних ділянок автомобільних шляхів. Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації представлені в табл. 1.

Таблиця 1 - Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації

№	Параметр	Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації
1	Параметри стану і положення ТЗ на мапі	http://view.torque-bhp.com/
2	Транспортні умови експлуатації ТЗ з урахуванням геолокації	http:// yandex.ua/maps.ru/kharkov.htm
3	Атмосферно-кліматичні умови експлуатації ТЗ (після визначення на треку часу і координат положення ТЗ)	http://meteoco.ru/ http://ready.arl.noaa.gov/READYcmet.php
4	Дорожні умови експлуатації ТЗ	http://view.torque-bhp.com/ https://yandex.ua/maps (приклад: https://yandex.ua/maps/147/kharkiv/?lang=ru&ll=36.231202%2C49.990175&z=13)

Основні робочі вікна ІПК для дослідження і оцінки умов експлуатації в процесах моніторингу параметрів технічного стану ТЗ показані на рис. 3.

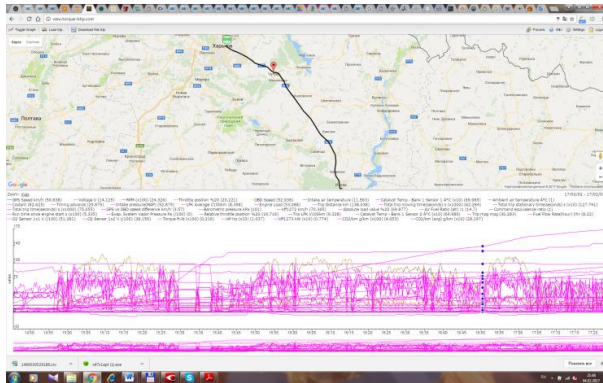
В процесі дослідження і оцінки умов експлуатації ТЗ використовувалась географічна

модель автомобільної дороги в Torque, Yandex.Maps, яка була основою системи аналізу і являє собою шар лінійних об'єктів з параметрами інформаційної взаємодії:

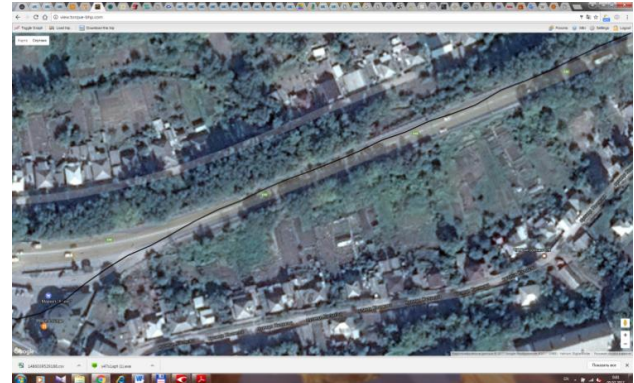
$$F_{ts}(RV_{Road})_i = (Ident_{RV_i}, Cat_{RV_i}, Cod_{Dil_i}, Distanse_{Descr_i}, Type_{RVn_i}, Type_{Roadn_i}, Track_{V_i}) \quad (4)$$

де $F_{ts}(RV_{Road})_i$ - інформація аналогічна відповідним параметрам технічного стану ТЗ у відповідних умовах експлуатації у відповідний момент часу для інформаційної системи автомобільної дороги; $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; Cat_{RV_i} -

категорія i автомобільної дороги; Cod_{Dil_i} - код ділянки автомобільної дороги, $Distance_{Descr_i}$ - опис ділянки автомобільної дороги, $Type_{RVn_i}$ - кількість полос руху, $Type_{Roadn_i}$ - тип дорожнього покриття, $Track_{V_i}$ - ширина полоси руху.



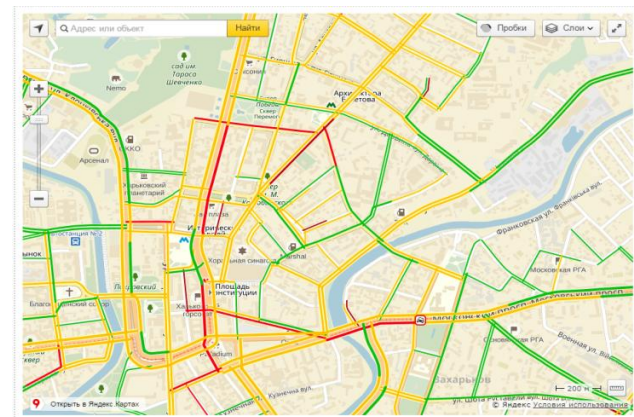
а



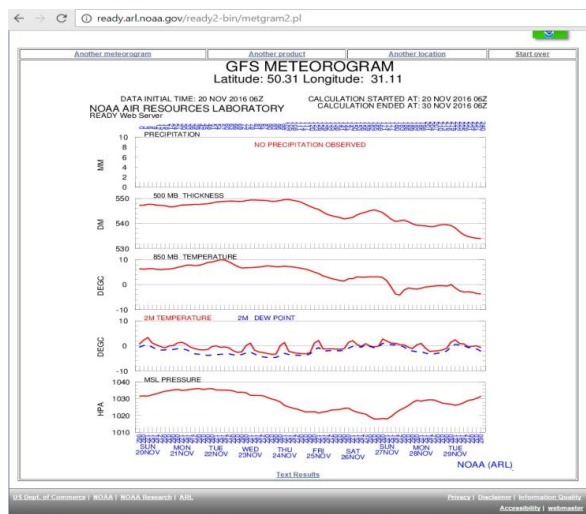
б



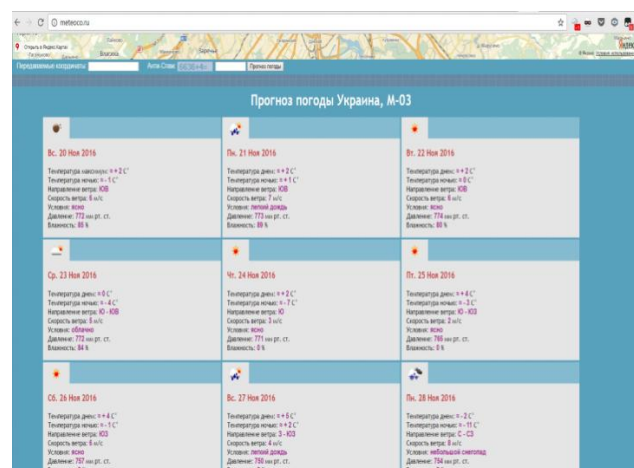
в



г



д



ж

Рис. 3 - Робочі вікна ПК для дослідження і оцінки умов експлуатації в процесах моніторингу параметрів технічного стану ТЗ: а – моніторингу параметрів стану і положення ТЗ на мапі (Torque); б, в – визначення транспортних і дорожніх умов експлуатації ТЗ на основі мережових даних (Torque, Yandex.maps, Google.maps); г – визначення (моніторинг) транспортних умов експлуатації ТЗ з урахуванням геолокації на основі мережових даних (yandex.maps); д, ж – визначення атмосферно-кліматичних умов експлуатації ТЗ на основі мережових даних (Meteoco, ready.arl.noaa.gov/READYcmet)

На основі географічної моделі автомобільної дороги була розроблена *інформаційна модель положення ТЗ* на автомобільній дорозі. Кожна ділянка моделі описується наступним вектором параметрів:

$$F_{ts}(RV_{Traffic})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{PRoute_i}) \quad (5)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Ident_{PRoute_i}$ - ідентифікатор ділянок маршруту руху ТЗ.

З ділянок маршруту інформаційної моделі положення ТЗ на автомобільній дорозі формується маршрут руху. Він являє собою певний (конкретний)

$$F_{ts}(RV_{RouteProperties})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}, Route_{Property_i}, Ident_{SR_i}, CoordinateFirst_i, CoordinateEnd_i, ValueV_i, Date_i, BaseSpeed_i)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Ident_{Route_i}$ - ідентифікатор маршруту руху ТЗ; $Route_{Property_i}$ - тип маршруту руху ТЗ; $Ident_{SR_i}$ - ідентифікатор ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Coordinate_{First_i}$ - початок ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Coordinate_{End_i}$ - кінець ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $ValueV_i$ - встановлена допустима швидкість руху ТЗ; $Date_i$ - дата встановлення швидкості руху ТЗ; $BaseSpeed_i$ - встановлена (базова) швидкість на ділянці руху ТЗ.

Поряд з моделлю автомобільної дороги існує можливість в інформаційній моделі описувати координати об'єктів дорожньої інфраструктури. За допомогою мапи ICM можливо зафіксувати координати і особливості впливу на рух ТЗ в умовах експлуатації мостів, переїздів, світлофорів тощо. Також на особливості умов експлуатації мають вплив наявні прилеглі техногенні об'єкти (із зазначенням типу і виду виробництва) або природні територіальні системи. Всі перераховані вище об'єкти типізовані за характеристиками і містять параметр оцінки впливу на процеси руху ТЗ і умови експлуатації ТЗ.

В процесах дослідження умов експлуатації ТЗ у взаємодії з водієм ТЗ і ІПК можливо вирішувати задачі транспортних, дорожніх, атмосферно-кліматичних умов тощо. При цьому відбувається оцінка стану автомобільної дороги, об'єктів інфраструктури автомобільної дороги та об'єктів прилеглої території.

Оцінка типу і стану дорожнього покриття за допомогою локального джерела інформації формується в результаті обробки даних дистанційного опитування водія за допомогою БНК в процесі експлуатації ТЗ і отримання інформації. Параметри, які характеризують дорожні умови, за якими встановлюються (класифікаційні ознаки) обмеження допустимої швидкості або закриття руху ТЗ, є: повздовжній профіль дороги, висота над рівнем моря, ширина проїзної частини і стан покриття, зчеплення коліс з дорогою тощо [1, 3].

шлях руху ТЗ, реалізований у вигляді лінійного об'єкта і супроводжуваний наступним вектором параметрів:

$$F_{ts}(RV_{Marshrut})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}) \quad (6)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Ident_{Route_i}$ - ідентифікатор маршруту руху ТЗ.

Швидкісна модель режимів руху ТЗ є таблицею лінійних подій, що накладається на маршрут руху, і має наступну структуру:

Дані про типи і величини дефектів порівнюються з нормативними показниками за швидкістю руху ТЗ [1, 3], визначається ступінь відхилення і формується бальна оцінка стану дорожніх умов (за станом дорожнього покриття):

$$O_p(t)_i = (O_{p1}, O_{p2}, O_{p3}) \quad (8)$$

де O_{p1} - відмінний і добрий стан, O_{p2} - задовільний стан, O_{p3} - незадовільний стан.

Для визначення значення оцінки в ІПК для аналізованої ділянки дорожнього покриття формується таблиця точкових подій, що містить бальну оцінку стану дорожніх умов експлуатації для кожного виявленого дефекту, такого вигляду:

$$F_{ts}(Event_{Point})_i = (Ident_{RV_i}, Date_i, Distanse_i, Defect_i, Discribe_i) \quad (9)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Date_i$ - дата встановлення швидкості руху ТЗ; $Distanse_i$ - відстань від початкової точки маршруту (лінійна координата); $Defect_i$ - бальна оцінка дефекту; $Discribe_i$ - вид дефекту.

Об'єднання оцінок стану дорожнього покриття за виявленими дефектами здійснюється для ділянок швидкісної моделі режимів руху ТЗ відповідно до виразу виду:

$$O_{pi}(t)_i = \max_{j=1..N} O_{pij}(t)_i \quad (10)$$

де $O_{pij}(t)_i$ - бальна оцінка j -го дефекту на i -й ділянці моделі режимів швидкостей руху ТЗ, N - кількість виявлених на ділянці дефектів, t - фактор часу.

Оцінка стану об'єктів транспортної інфраструктури визначається в результаті оглядів і перевірок. При цьому встановлюється, чи впливають виявлені дефекти на безпеку руху ТЗ і чи потрібно звернути особливу увагу на стан цих об'єктів. Оцінку

здійснюють водії в процесах руху ТЗ, інші учасники моніторингу ТЗ і учасники руху ТЗ. Результати оглядів і перевірок заносяться до бази даних виміряних параметрів і об'єктів ICM. Кожен об'єкт

транспортної інфраструктури характеризується вектором параметрів:

$$F_{ts}(RV_{TransInfluence})_i = (Ident_{RV_i}, Type_i, Discribe_j, Objectid_i, Objectld_i, DateUpdate_i) \quad (11)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Type_i$ - тип об'єкту транспортної інфраструктури (транспортний переїзд, транспортні споруди, споруди при автомобільних дорогах тощо); $Discribe_j$ - опис об'єкту транспортної інфраструктури; $Objectid_i$ - ідентифікатор об'єкта транспортної інфраструктури; $Objectld_i$ - оцінка стану (показника впливу) об'єкта транспортної інфраструктури; $DateUpdate_i$ - дата оцінки.

Оцінка стану об'єктів транспортної інфраструктури відповідно до нормативних документів здійснюється за трибальною системою:

$$O_c(t)_i = (O_{c_1}, O_{c_2}, O_{c_3}) \quad (12)$$

де O_{c_1} - нормальний стан, O_{c_2} - вимагає уваги, O_{c_3} - потребує ремонту.

Фрагмент мапи, що відображає можливість ідентифікації об'єктів транспортної інфраструктури за допомогою ІПК на основі ICM і дозволяє виділяти об'єкти, які здійснюють безпосередній вплив, представлений на рис. 3.

Об'єднання оцінок стану об'єктів транспортної інфраструктури за результатами впливу здійснюється по ділянках швидкісної моделі режимів руху ТЗ відповідно до виразу виду:

$$O_{ci}(t)_i = \max_{j=1..N} O_{cij}(t)_i \quad (13)$$

де $O_{cij}(t)_i$ - бальна оцінка j -го об'єкту на i -й ділянці

$$F_{ts}(RV_{TerritoryInfluence})_i = (Ident_{RV_i}, Type_i, Discribe_j, Objectid_i, Ident - Sr_i, Objectld_i, DateUpdate_i), \quad (15)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Type_i$ - тип об'єкта прилеглої території (природний, техногенний); $Discribe_j$ - опис об'єкту транспортної інфраструктури; $Objectid_i$ - ідентифікатор об'єкта транспортної інфраструктури; $Ident - Sr_i$ - ідентифікатор приналежності ділянці швидкісної моделі; $Objectld_i$ - оцінка стану (показника впливу) об'єкта транспортної інфраструктури; $DateUpdate_i$ - дата оцінки.

Підсумкова оцінка впливу природних та техногенних об'єктів будується на основі таких параметрів як кількість і показники впливу природних і техногенних об'єктів, зафіксованих в «буферній» зоні автомобільної дороги за ділянками швидкісної моделі режимів руху ТЗ відповідно до виразу виду:

$$O_{ti}(t)_i = \max_{j=1..N} O_{tij}(t)_i \quad (16)$$

моделі режимів швидкостей руху ТЗ, N - кількість виявлених на ділянці об'єктів, t - фактор часу.

Оцінка стану прилеглої території автомобільної дороги здійснюється в результаті аналізу рівня небезпеки природних і техногенних об'єктів на стан дорожнього покриття і руху ТЗ з урахуванням їх віддаленості від автомобільної дороги. Рівень небезпеки здійснюють водії в процесах руху ТЗ, інші учасники моніторингу ТЗ і учасники руху ТЗ в результаті періодичних перевірок, при цьому оцінка впливу формується трибальною шкалою:

$$O_t(t)_i = (O_{t_1}, O_{t_2}, O_{t_3}) \quad (14)$$

де O_{t_1} - малий вплив, O_{t_2} - середній вплив, O_{t_3} - високий вплив.

Третя категорія присвоюється для небезпечних виробництв, розташованих поблизу автомобільної дороги, які потребують проведення ремонтних робіт або реконструкції, які з великою ймовірністю можуть викликати надзвичайні ситуації на дорозі в умовах експлуатації ТЗ. Це також можуть бути надзвичайні ситуації природного походження (обвали, зсуви, селі). Наявність таких об'єктів вимагає коригування швидкісного режиму на ділянці шляху.

Результати аналізу впливу природних і техногенних об'єктів заносяться до бази даних виміряних параметрів і об'єктів ICM. Кожен об'єкт транспортної інфраструктури і прилеглої території характеризується вектором параметрів:

де $O_{tij}(t)_i$ - бальна оцінка j -го об'єкту на i -й ділянці моделі режимів швидкостей руху ТЗ, N - кількість територіальних об'єктів ділянки, t - фактор часу.

Оцінка економії палива ТЗ в умовах експлуатації. Дані про економію палива ТЗ в умовах експлуатації визначається (рис. 2) на основі серверних рішень і локального джерела інформації (ТЗ) в процесі порівняння з лінійними нормами витрати палива ТЗ, що встановлені нормативними показниками [1, 3] і визначають ступінь відхилення:

$$O_{Gt_i}(t)_i = \max_{j=1..N} O_{Gtij}(t)_i \quad (17)$$

де $O_{Gtij}(t)_i$ - найбільша витрати палива Gt_{ij} j -го об'єкту моніторингу (ТЗ) на i -й ділянці моделі режимів швидкостей руху ТЗ, N - кількість визначених витрат палива на відповідних ділянках, t - фактор часу.

Коригування швидкості руху ТЗ в залежності від сформованих умов експлуатації. Для забезпечення безпеки руху ТЗ у відповідних умовах експлуатації та енергоефективного управління ТЗ пропонується проводити коригування швидкості руху ТЗ в залежності від сформованих умов експлуатації. При цьому пріоритет, безумовно, віддається забезпеченню безпеки і економії палива.

Коригування швидкості руху ТЗ здійснюється за ділянками швидкісної моделі автомобільної дороги відповідно до матриці подій:

$$A_{ik}(t)_i = (O_{pi}(t)_i, O_{ci}(t)_i, O_{ti}(t)_i, O_{Gti}(t)_i), \quad (18)$$

$$K = 1, 8$$

де $O_{pi}(t)_i$ - оцінка типу і стану дорожнього покриття; $O_{ci}(t)_i$ - оцінка стану об'єктів транспортної інфраструктури; $O_{ti}(t)_i$ - оцінка рівня небезпеки природних і техногенних об'єктів; $O_{Gti}(t)_i$ - оцінка економії палива ТЗ в умовах експлуатації на основі серверних рішень і локального джерела інформації (ТЗ) в процесі порівняння з лінійними нормами витрати палива ТЗ, що встановлені нормативними показниками [1, 3].

Таблиця 2 – Запропоновані критерії оцінювання аварійності (небезпечності) руху в залежності від умов експлуатації ТЗ

№	Позначення варіанту	Ступені аварійності (небезпечності) в залежності від умов експлуатації ТЗ
1	A_1	відмінний стан (безаварійний)
2	A_2	добрий стан з незначним ступенем небезпеки
3	A_3	добрий стан з низьким ступенем небезпеки
4	A_4	задовільний стан з низьким ступенем небезпеки
5	A_5	задовільний стан із середнім ступенем небезпеки
6	A_6	задовільний стан з високим ступенем небезпеки
7	A_7	незадовільний стан з пересуванням з мінімальною швидкістю в надзвичайних випадках
8	A_8	незадовільний стан із заборону руху

Висновок. Розроблена методика застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS в процесі формування загального інформаційного забезпечення системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, побудованого на основі серверних рішень, локального джерела інформації (транспортного засобу, водія тощо) і мережевих баз даних. Система загального інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів забезпечує повноцінний збір і обробку інформації в реальному часі від бортової інформаційної системи моніторингу, розміщеної на транспортному засобі, і від системи збору інформації, що працює у взаємодії із водієм та інфраструктурою транспорту на основі поточного стану дорожніх, транспортних, кліматичних умов експлуатації і технічних споруд, в процесах порівняння з нормативними даними і даними попереднього контролю; відображення обстановки на ділянці руху автомобіля і результатів аналізу в реальному часі і за відповідними запитамі; ідентифікацію предаварійного і аварійного станів шляху; архівування результатів моніторингу;

Матриця подій встановлює відповідність між значеннями оцінок і ступенем аварійності i -ї ділянки швидкісної моделі руху ТЗ. Пропонується використовувати 8 ступенів аварійності (небезпечності) руху в залежності від умов експлуатації ТЗ [2, 9, 10] (табл. 2).

Для кожної ситуації $A_{ik}(t)_i$ повинна бути визначена коригування швидкості руху ТЗ відповідно реального маршруту руху при мінімальній витраті палива на маршруті в залежності від умов експлуатації.

Тоді швидкість руху ТЗ $V_i(t)_i$ на i -й ділянці може бути визначена наступним чином:

$$V_i(t)_i = F(V_{ib}(t)_i, V_i(t - \tau)_i, A_{ik}(t - \tau)_i), \quad (19)$$

де $V_{ib}(t)_i$ - рекомендована (базова) швидкість ТЗ, $V_i(t - \tau)_i$ - встановлена швидкість ТЗ, $A_{ik}(t - \tau)_i$ - встановлена аварійність (небезпечність) руху в залежності від умов експлуатації ТЗ

Відповідно до отриманих оцінок здійснюється коригування швидкісного режиму руху ТЗ у відповідних умовах експлуатації.

розроблення рекомендацій щодо швидкісного режиму на ділянках руху транспортних засобів за результатами аналізу.

Список літератури

1. Говоруценко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говоруценко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
2. Алексеев В.В. ГИС мониторинга транспортных сетей / В.В. Алексеев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова, А.А. Минина // Data+. Геоинформационные системы для бизнеса и общества. №2 (69). 2014 [Електронний ресурс] // Режим доступу: https://www.dataplus.ru/news/arcview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058.
3. Говоруценко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / [Н.Я. Говоруценко]. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 2084. – 312 с.
4. Волков В.П. Особенности мониторингу и визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В.П. Волков, І.В. Гришук, А.П. Колов, Ю.В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 30. – С. 51–62.
5. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е. Финкель / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 138 – 164.

6. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А. - Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 398с.
7. Ахмедов Т.Н. Принципы определения статусов неисправностей в телематической системе контроля технического состояния автомобиля в реальном времени / Т.Н. Ахмедов / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 165 – 180.
8. Волков В.П. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). с.138-144.
9. Алексеев В.В. Информационно-измерительные и управляющие системы мониторинга состояния распределенных технических и природных объектов/ В.В. Алексеев, П.Г. Королев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова //Приборы.-2009.-№10. С.28-42.
10. Алексеев В.В. Информационно-телекоммуникационная система мониторинга участка обращения локомотивов с применением ГИС-технологий для осуществления безопасного и энергоэффективного управления локомотивом (ИТС-ГИС)/ В.В. Алексеев, П.Г. Королев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова, А.А. Минина // Сборник материалов международной научно-практической конференции «ИнтеллектТранс-2012» СПб., ПГПС, 28-31 марта 2012. С.118-124.
1. Govorushhenko N.Ya. *Systemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta)* [System engineering of transport (on the example of road transport)]/ N.Ya. Govorushhenko, A.N. Turenko – Kharkov: RYO XGADTU, 1999. – 468 p.
2. Alekseev V. V. *GIS monitoryng transportnykh setey* [GIS of monitoring the transport networks]/ V.V. Alekseev, N.Y. Kurakyna, N.V. Orlova, A.A. Mynyna // Data+. Geoinformatsionnye systemy dlya byznosa y obshchestva. no 2 (69). 2014 [Elektronnyy resurs] // Rezhym dostupu: https://www.dataplus.ru/news/arcview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058.
3. Govorushhenko N.Ya. *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley* [Technical operation of the vehicles]/ [N.Ya.Govorushhenko]. - Kharkov: Vysshaya shkola. Yzd-vo pry Xar'k. un-te, 2084. – 312 p.
4. Volkov V. P. *Osoblyvosti monitoryngu i vyznachennya statusu nespravnostey transportnogo zasobu u skladi bortovogo informatsijno-dagnostychnogo kompleksu* [The peculiarities of monitoring and determining the status of repairs of a vehicle as a part of board information and diagnostic complex] / V.P. Volkov, I.V. Grytsuk, A.P. Komov, Yu.V. Volkov // Visnyk Nacional'nogo transportnogo universytetu. – 2014. – Vol. 30. – P. 51–62.
5. Ahmedov T. N. *Osnovy systemy kontrolya sostoyaniya transportnogo sredstva v processe vypolneniya perevozok* [Fundamentals of control system of a vehicle state during the execution of transportation]/ T.N. Ahmedov, S.V. Zhankazyev, A.E. Fynkel' / Nauchnye aspekty razvitiya transportno-telematicheskyy system - Moscow: MADY, 2010 - p. 138 – 164.
6. Volkov V. P. *Yntegratsiya tekhnicheskoy ekspluatatsiy avtomobiley v struktury y processy yntellektual'nykh transportnykh system. Monografiya* [The integration of technical operation of vehicles in the structures and processes of intellectual transport systems]/ Pod redaktsiyey Volkova V.P. / Volkov V.P., Mateychyk V.P., Nykonov O.Ya., Komov P.B., Grytsuk Y.V., Volkov Yu.V., Komov E.A. - Donetsk: Yzd-vo «Noulydzh», 2013.– 398 p.
7. Ahmedov T. N. *Pryntsyipy opredeleniya statusov neyspravnostey v telematicheskoy systeme kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya avtomobilya v real'nom vremeni* [The principles for determining the status of faults in the telematic control system of technical condition of a car in real time] / T.N. Ahmedov / Nauchnye aspekty razvitiya transportno-telematicheskyy system - Moscow: MADY, 2010 - p. 165 – 180.
8. Volkov V. P. *Organizatsiya tekhnichnoyi ekspluatatsiyi avtomobiliv v umovax formuvannya intelektual'nykh transportnykh system* [The organization of technical exploitation of vehicles in conditions of formation of intellectual transport systems]/ V.P. Volkov, V.P. Mateychyk, P.B. Komov, O.B. Komov, I. V. Grytsuk // Visnyk Nacional'nogo tekhnichnogo universytetu «XPI». Zbirnyk naukovykh prac'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov : NTU «XPI». – 2013. – No 29 (1002). p.138-144.
9. Alekseev V. V. *Ynformatsionno-ymerytel'nye y upravlyayushhye systemy monitorynga sostoyaniya raspredelennykh tekhnicheskyykh y pryrodnykh ob'ektov* [Information-measuring and control monitoring system of the state of distributed technical and natural objects]/ V.V. Alekseev, P.G. Korolev, N.Y. Kurakyna, N.V. Orlova //Prybory.-2009.-no 10. p.28-42.
10. Alekseev V. V. *Ynformatsionno-telekommunikatsionnaya sistema monitorynga uchastka obrashcheniya lokomotyvov s pryimeneniyem GYS-tekhnologiy dlya osushchestvleniya bezopasnogo y energoefektyvnogo upravleniya lokomotyvom (YTS-GYS)* [Information and telecommunication system of monitoring the condition of site handling of locomotives using GIS technologies for safe and energy efficient management of the locomotive (ITS-GIS)]/ V.V. Alekseev, P.G. Korolev, N.Y. Kurakyna, N.V. Orlova, A.A. Mynyna // Sbornik materiyalov mezhdunarodnoy nauchno-praktycheskoj konferentsiy «YntellektTrans-2012» SPb., PGPS, 28-31.03.2012. p.118-124.

Надійшла (received) 10.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Особливості формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS / В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Г. К. Шурко, Ю. В. Волков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 10–20. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0023.

Особенности формирования методики применения классификации условий эксплуатации транспортных средств в информационных условиях ITS / В. П. Волков, И. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Г. К. Шурко, Ю. В. Волков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 10–20. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0023.

The formation features of method of usage of classification of operation conditions of the vehicles in informational terms of ITS / V. P. Volkov, I. V. Grytsuk, Yu. V. Grytsuk, H. K. Shurko, Yu. V. Volkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 10–20. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Волков Володимир Петрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків; тел.: (067) 747-21-77; e-mail: volf949@mail.ru.

Волков Владимир Петрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической эксплуатации и сервиса автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков; тел.: (067) 747-21-77; e-mail: volf949@mail.ru.

Volkov Volodymyr Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (067) 747-21-77; e-mail: volf949@mail.ru.

Грицук Ігор Валерійович – доктор технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків; тел.: (066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Грицук Игорь Валериевич – доктор технических наук, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков; тел.: (066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Grytsuk Igor Valeriyovich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Грицук Юрій Валерійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальної інженерної підготовки, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Краматорськ; тел.: (050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.

Грицук Юрий Валериевич – кандидат технических наук, доцент кафедры общей инженерной подготовки, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, г. Краматорск; тел.: (050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.

Grytsuk Yurii Valeriyovich – Candidate of Technical Sciences (PhD), Associate Professor at the Department of general engineering training, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture, Kramators'k; tel.: (050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.

Шурко Геннадій Костянтинович – кандидат фізико-математичних наук, доцент, Донецький національний університет; тел.: (050) 557-36-69; e-mail: gennady.shurko@mail.ru.

Шурко Геннадий Константинович – кандидат физико-математических наук, доцент, Донецкий национальный университет; тел.: (050) 557-36-69; e-mail: gennady.shurko@mail.ru.

Shurko Hennadii Kostyantinovich – Candidate of Physical and Mathematical Sciences (PhD), Associate Professor, Donetsk National University; tel.: (050) 557-36-69; e-mail: gennady.shurko@mail.ru.

Волков Юрій Володимирович – аспірант кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків; тел.: (098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

Волков Юрий Владимирович – аспирант кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков; тел.: (098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

Volkov Yurii Volodymyrovich – Postgraduate Student at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

Б. И. КАЛЬЧЕНКО, В. В. РЕДЧИЦ, Е. В. ГОЛОВИНА, С. В. РЕДЧИЦ

КИНЕМАТИКА КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРЕХЗВЕННОГО АВТОПОЕЗДА

Розглянуто кінематика криволінійного руху триланкового автопоїзда, що складається з трьохосного тягача, двовісного напівприцепа і двовісного прицепа. Запропоновані аналітичні залежності і спосіб побудови траєкторії руху автопоїзда дозволяють визначати положення всіх ланок автопоїзда в будь-який момент часу при вході в поворот і виході з нього при будь-якому законі зміни кута повороту рульового колеса. Запропоноване розрахунково аналітичне визначення положення кожної ланки триланкового автопоїзда враховує час запізнювання реакції повороту поздовжньої осі кожної ланки, без урахування дії зовнішніх сил і моментів, і дозволяє задавати або змінювати конструктивні параметри керованої осі або керованих коліс ще на стадії проектування.

Ключові слова: триланковий автопоїзд, криволінійний рух, траєкторія, кут складання, час запізнювання.

Рассмотрена кинематика криволинейного движения трехзвенного автопоезда, состоящего из трехосного тягача, двухосного полуприцепа и двухосного прицепа. Предлагаемые аналитические зависимости и способ построения траектории движения автопоезда позволяют определять положение всех звеньев автопоезда в любой момент времени при входе в поворот и выходе из него при любом законе изменения угла поворота рулевого колеса. Предложенное расчетно-аналитическое определение положения каждого звена трехзвенного автопоезда учитывает время запаздывания реакции поворота продольной оси каждого звена, без учета действия внешних сил и моментов, и позволяет задавать или изменять конструктивные параметры управляемой оси или управляемых колес еще на стадии проектирования.

Ключевые слова: трехзвенный автопоезд, криволинейное движение, траектория, угол складывания, время запаздывания.

At this work was consider the kinematics of the curvilinear motion of a tri-axle road train consisting of a triaxial tractor, a two-axle semitrailer and a two-axle trailer. The proposed analytic dependence and the method of constructing the trajectory of a road train allow one to determine the position of all the links of the road train at any time during entry into and out of the turn with any law of steering angle variation. The proposed calculation-analytical determination of the position of each axle of a three-axle road train taking into account the delay time of the rotation reaction of the longitudinal axis of each axle, without taking into account the action of external forces and moments, and allows defining or changing the design parameters of the steered axle (steered wheels) even at the design stage

Ключевые слова: tri-axle road train, curvilinear motion, trajectory, angle of folding delay time.

Введение. Существует много способов повышения эффективности автомобильных перевозок, один из них это использование многозвенных автопоездов. Проектирование таких транспортных средств сложный процесс, связанный с различными дополнительными трудностями. Одна из проблем, которую приходится решать, обусловлена ухудшением маневренности при увеличении количества звеньев автопоезда, так как при движении по криволинейной траектории происходит относительный сдвиг траекторий прицепных звеньев, что увеличивает необходимую для маневра ширину проезжей части. Поэтому, конструктору еще на стадии технического проекта важно знать, как будут влиять параметры многозвенного автопоезда на величину габаритного коридора при совершении различных маневров, а для этого необходимо установить положение каждого звена автопоезда в любой момент времени при выполнении криволинейного движения. Эти знания позволят оценить вписываемость транспортного средства в габаритный коридор еще на стадии технического проекта, а также задавать, или изменять еще на стадии проектирования конструктивные параметры управляемой оси или управляемых колес.

Анализ публикации. С повышением актуальности использования многозвенных автопоездов вопросу кинематики их движения в последнее время стало уделяться все больше внимания. Хочется отметить работы [1-8]. В указанных работах исследователи уделяют много внимания моделированию криволинейного движения многозвенных автопоездов, изучению и улучшению их маневренности и устойчивости, а

также предлагают использовать программные комплексы для проведения виртуальных испытаний. В работе предлагается при определении положения каждого звена трехзвенного автопоезда учитывать, в отличие от предыдущих исследований, время запаздывания реакции поворота продольных осей прицепных звеньев, что позволит повысить точность построения траектории движения и точность определения величины габаритного коридора при совершении различных маневров транспортным средством.

Постановка задачи. Целью исследования является расчетно-аналитическое определение положения каждого звена трехзвенного автопоезда в любой момент времени с учетом времени запаздывания реакции поворота продольной оси тягача ($t_{3Т}$), полуприцепа ($t_{3ПЛ}$) и прицепа ($t_{3П}$). Для достижения указанной цели необходимо составить аналитические зависимости для определения положения выбранных точек звеньев автопоезда, рассчитать величины параметров, определяющих месторасположение звеньев и построить траекторию криволинейного движения трехзвенного автопоезда.

Основная часть. В работе рассмотрена кинематика криволинейного движения трехзвенного автопоїзда на примере транспортного средства состоящего из трехосного тягача, двухосного полуприцепа и двухосного прицепа с передней управляемой осью, рис. 1.

На схеме выделены четыре точки, положение которых будет определять положение прицепных звеньев: A – середина тележки на продольной оси тягача; A_n – середина тележки на продольной оси полуприцепа; A_2 – середина первой оси прицепа;

A_3 – середина второй оси прицепа; и введены обозначения: $\rho_1 = (C_0A)$; $\rho_2^* = (C_1A_{II})$; $\rho_2 = (C_2A_{II})$; $\rho_3 = (C_2A_2)$; $\rho_4 = (C_3A_3)$; $l_1 = (l_d + l_3)$; l_3 – расстояние от оси буксирного прибора до оси тележки полуприцепа; l_d – длина дышла; l_2 – база прицепа.

Для того, чтобы получить кинематические зависимости трехзвенного автопоезда более простыми способами, без ущерба точности, шарнир сцепки прицепа с полуприцепом мысленно перенесен в точку A_{II} .

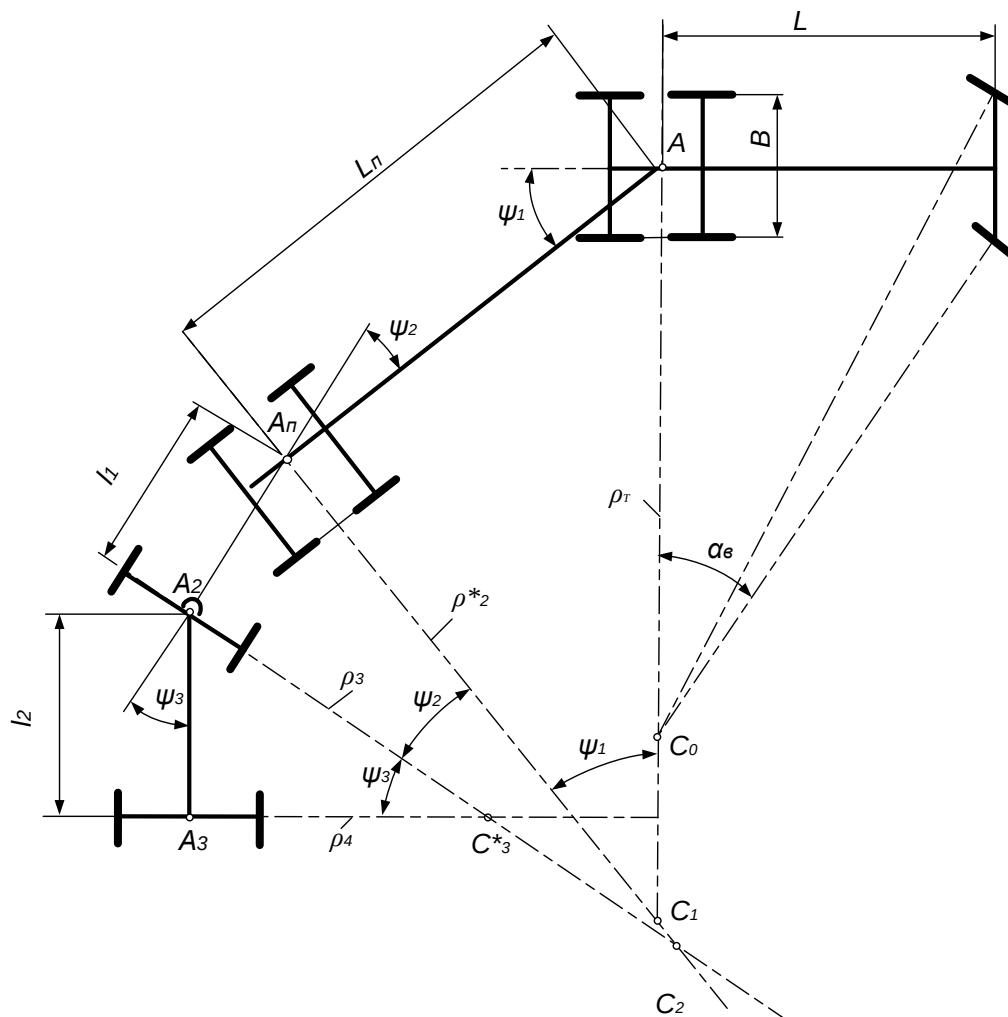


Рис. 1 – Схема трехзвенного автопоезда

Тогда дышло с передней поворотной осью прицепа становится как дополнительное кинематическое звено автопоезда и по отношению к продольной оси полуприцепа (AA_{II}) образует угол складывания ψ_2 , а продольная ось дышла (A_2A_{II}) по отношению к продольной оси прицепа (A_3A_2) может образовывать угол ψ_3 , который при входе в поворот не является устойчивым. Положение продольной оси (A_3A_2) прицепа (рис. 2) в общем случае определяется расположением мгновенного центра поворота в т. C_3^* и углом складывания ψ_3 .

В этом случае положение оси (A_3A_2) неустойчиво и прицеп будет совершать относительный поворот («виляние») вокруг шарнира

« A_2 » до тех пор, пока мгновенный центр из т. C_3^* не переместится в т. C_3 (рис. 2). В этом случае продольная ось прицепа совпадает с направлением оси дышла (A_2A_{II}). Как только точки « A_3 », « A_2 », « A_{II} » будут находиться на одной линии, тогда положение прицепа (A_3A_2) будет более устойчивым, поскольку в этом положении прицеп имеет наименьшее сопротивление криволинейному движению, а значит и наименьшие затраты энергии, что является условием устойчивости.

При любом отклонении от этого положения, т.е. при $\psi_3 > 0$, прицеп будет стремиться занять устойчивое положение на пути $S = V_{A_2} \cdot (\Delta t)$.

При этом условии $\angle A_2C_2A_{II} = \angle A_3C_3A_{II} = \psi_2$, как углы с взаимно параллельными сторонами.

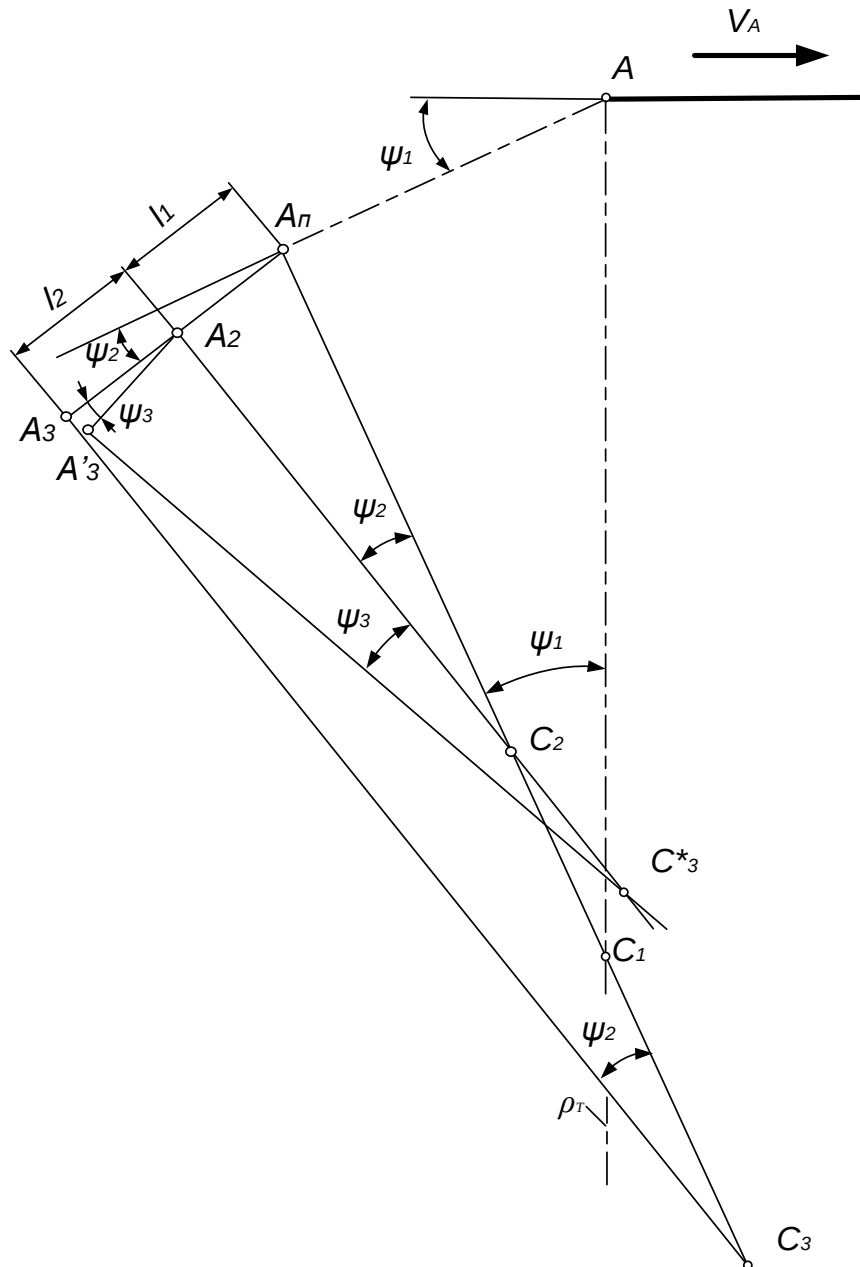


Рис. 2 – Взаимное положение звеньев автопоезда при устойчивом движении прицепа

Следовательно, положение оси прицепа (A_3A_2) на плоскости дороги будет определяться углом складывания ψ_2 и параметрами траектории т. A_2 поворотной оси, которые определяются:

$$\rho_{\pi} = (C_0A) = \frac{L}{\dot{\psi}_1 \cdot \tan(\alpha_{\pi} \cdot t_i)} + \frac{B}{2}, \quad (1)$$

$$\rho_2^* = \frac{L_{\pi}}{\dot{\psi}_1 \tan \psi_1}, \quad (2)$$

$$\rho_2 = (C_2A_{\pi}) = \frac{l_1}{\sin \psi_2}, \quad (3)$$

$$\rho_3 = (C_2A_2) = \frac{l_1}{\tan \psi_2}, \quad (4)$$

$$\rho_4 = (C_3A_3) = \frac{l_1 + l_2}{\tan \psi_2}. \quad (5)$$

Угловые скорости складывания звеньев автопоезда:

$$\dot{\psi}_1 = \frac{V_A}{\rho_{\pi}}, \quad (6)$$

$$\dot{\psi}_2 = \frac{V_A \cdot \cos \psi_1}{\rho_2^*}. \quad (7)$$

Угловую скорость поворота внутреннего управляемого колеса можно определять зависимостью:

$$\dot{\alpha}_B = \frac{(\omega_{pk} \cdot u_{mp})}{i_{PM}}. \quad (8)$$

где $u_{mp} = var$ - передаточное число рулевой трапеции, при правом повороте.

Исходя из физической возможности водителя, для угловой скорости поворота рулевого колеса должно быть, выполнено условие:

$$\frac{\dot{\alpha}_B \cdot u_{mp}}{i_{PM}} \leq 7 \dots 9 \text{ рад/с.}$$

Для построения более точной траектории движения автопоезда необходимо знать время запаздывания t_3 реакции поворота продольной оси каждого звена на поворот рулевого колеса.

Время запаздывания тягача t_{3T} определяется [10]:

$$t_{3T} = \frac{a_i + 2V_A \cdot (\Delta t)}{V_A}. \quad (9)$$

Время запаздывания полуприцепа (второго звена) $t_{3ПП}$ [10]:

$$t_{3ПП} = \frac{t_{3T}}{\cos \psi_1} = \frac{t_{3T}}{\cos \left(\sum_1 \frac{V_{Ai} \cdot (\Delta t)}{\rho_{\Pi}} \right)}. \quad (10)$$

Поскольку ось прицепа управляемая (поворотная), то время запаздывания прицепа на поворот рулевого колеса будет определяться зависимостью:

$$\begin{aligned} t_{3П} &= \frac{a_{\Pi} + 2V_A \cdot (\Delta t)}{V_{A2}} = \\ &= \frac{a_{\Pi} + 2V_A \cdot \cos \psi_1 \cdot \cos \psi_2 \cdot (\Delta t)}{V_A \cdot \cos \psi_1 \cdot \cos \psi_2} \end{aligned} \quad (11)$$

где a_{Π} - продольная ось контактного отпечатка шины поворотной оси.

Полученные зависимости было решено проверить при определении положения прицепных звеньев трехзвенного автопоезда при совершении маневров «поворот R=35м» и «переставка».

Нормативные требования для трехзвенных автопоездов на выполнение маневров пока отсутствуют, поэтому стандартные разметки для рассматриваемого маневра были скорректированы: увеличены участки разгона на длину равную сумме базы прицепа и длины дышла ($l_1 + l_2$), (рис. 2).

Длина пути при совершении маневра «поворот R=35м»:

$$S_M = 15 + h_3 + L - V_A \cdot t_3, \quad (12)$$

где 15 метров длина участка разгона;

h_3 – шаг установки ограничителей участка;

L – колесная база тягача.

Время совершения маневра:

$$t_M = \frac{S_M}{V_A}. \quad (13)$$

Угловая скорость поворота внутреннего управляемого колеса тягача при совершении маневра:

$$\dot{\alpha}_B = \arctg \left(\frac{L}{\rho_M - 0,5B} \right) \cdot \frac{1}{t_M}, \quad (14)$$

где ρ_M – задаваемый радиус кривизны траектории, до которого тягач должен вписаться в поворот за время t_M .

Для того, чтобы полуприцеп (звено 2) вписался в габаритный коридор должно быть выполнено условие:

$$\rho_2^* = (C_1 A_{\Pi}) = \frac{L_{\Pi}}{\tg \psi_1} = 33,05 \text{ м.} \quad (15)$$

Тогда угол складывания ψ_1 равен:

$$\psi_1 = \arctg \frac{L_{\Pi}}{33,05}. \quad (16)$$

Угол ψ_1 - это тот максимальный угол складывания, при котором полуприцеп впишется в габаритный коридор маневра «поворот», определяемый из начальных условий маневра. Он зависит от скорости движения и радиуса кривизны траектории тягача.

Вписываемость полуприцепа и тягача в составе трехзвенного автопоезда будет обеспечена при условии:

$$\psi_1 = \psi_1^*. \quad (17)$$

Условие $\psi_1 < \psi_1^*$ будет указывать на то, что угловую скорость поворота рулевого колеса ω_{pk} необходимо уменьшить, а при условии $\psi_1 > \psi_1^*$ - увеличить.

Результаты исследования. Поскольку нормативные документы на выполнение маневров трехзвенным автопоездом отсутствуют, то условия выполнения этих маневров, а именно линейная скорость автопоезда, угловая скорость вращения рулевого колеса, были заданы из опыта прохождения поворотов водителями-испытателями ХК «АвтоКрАЗ». Линейная скорость автопоезда, согласно рекомендациям, не превышает 30 км/ч при выполнении маневров: вход в круг заданного радиуса, «поворот», разворот на 90 и 180°, «переставка». На рис. 3, 4 представлены расчетные траектории движения трехзвенного автопоезда в составе которого двухзвенный седельный автопоезд 10×10 КрАЗ-6010 и двухосный прицеп МА3-8950, при выполнении маневра «поворот R=35м» и «переставка».

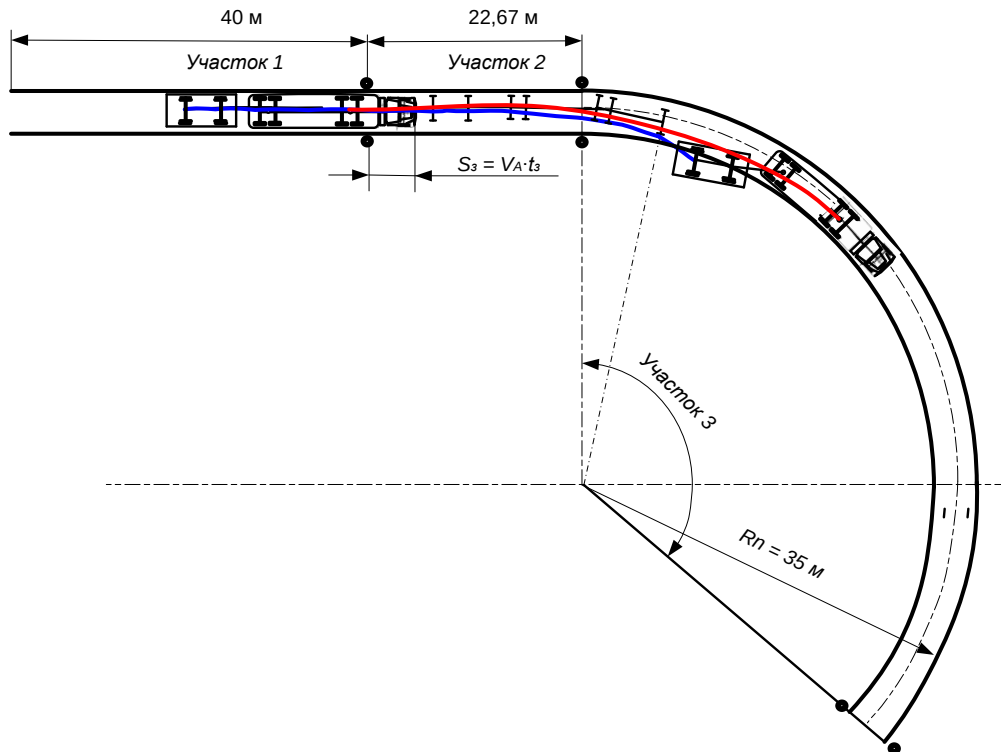


Рис. 3 – Траектория движения трехзвенного автопоезда при выполнении маневра «поворот R=35м»

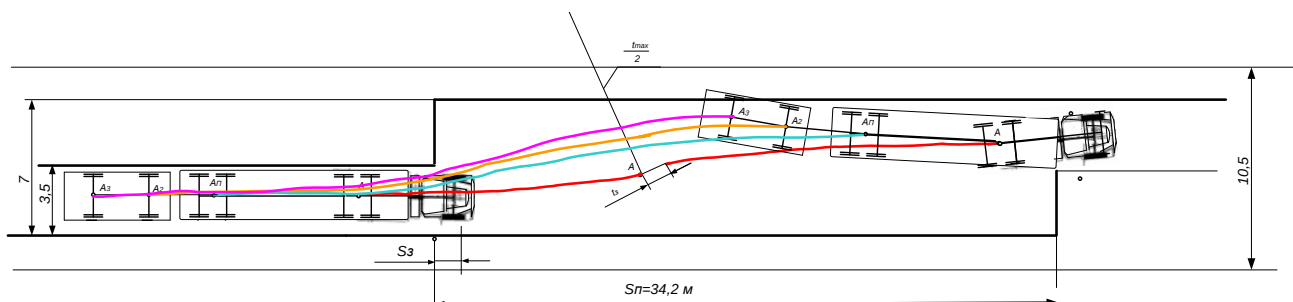


Рис. 4 – Траектория движения трехзвенного автопоезда при выполнении маневра «переставка»

Условия выполнения маневра «поворот R=35м»: $V_A = 35$ км/ч; $S_M = 22,668$ м; $\omega_{pk} = 1,5$ рад/с; выполнения маевра «переставка»: $V_A = 42$ км/ч; $S_M = 34,2$ м; $\omega_{pk} = 2$ рад/с;

Траектория строилась способом, предложенном авторами статьи в работе [9] где траектория рассматривалась как сумма малых дуг, каждую из которых автомобиль проходит за малый промежуток времени.

На рис. 3 видно, что автопоезду не хватает величины габаритного коридора для выполнения маневра. Чтобы обеспечить вписываемость при заданных условиях в заданные габариты рассматриваемому автопоезду необходимо изменить условия выполнения маневра или изменить конструктивные параметры третьего прицепного звена или сцепного устройства для увеличения скорости прохождения поворота. На рис. 4 автопоезд

не может вписаться в габариты полосы 7 м. Если ширина полосы будет равна 10,5 м (эта величина предусмотрена в нормативных документах), то автопоезд сможет выполнить маневр.

Выводы. Предложенное расчетно-аналитическое определение положения каждого звена трехзвенного автопоезда, которое учитывает время запаздывания реакции поворота продольной оси тягача, полуприцепа и прицепа, можно использовать, еще на стадии технического проекта, для оценки влияния параметров многозвенного автопоезда на величину габаритного коридора при совершении различных маневров. Это даст возможность вносить изменения в конструкцию автопоезда, корректировать конструктивные параметры звеньев и сцепных устройств на стадии проектирования, что в свою очередь позволит добиться повышение показателей эффективности эксплуатации трехзвенных автопоездов.

Список литературы

1. *Закин Я.Х.* Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин – М.: Транспорт, 1967. – 255 с.
2. *Сахно, В. П.* Результаты исследования устойчивости автопоездов разных компоновочных схем / В. П. Сахно, В. М. Поляков // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2013. – Вып. 61-62. – С. 185-189.
3. *Горелов В.А.* Математическая модель криволинейного движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию / В.А. Горелов, С.Л. Тропин // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – №5(70) – С. 18-22.
4. *А.А. Васильев.* Моделирование условий криволинейного движения автопоезда в программном комплексе ADAMS/CAR / А.А. Васильев, С.Ю. Костин, С.А. Сергиевский, Е.В. Степанов, А.В. Тумасов □ // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. – 2013. – № 5(102) – С. 239-245.
5. *Сахно В.П.* До визначення показників маневреності триланкового причіпного автопоїзда / В.П. Сахно, А.Є. Бондаренко, В.М. Глінчук, І.С. Мурований // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2006. – С. 102-108.
6. *Высоцкий, М. С.* Методы компьютерной механики в проектировании перспективных машин / М. С. Высоцкий, С. В. Харитончик // Теоретическая и прикладная механика : международный научно-технический сборник. – Вып. 25. – 2010. – С. 6-18
7. *Гладов Г.И.* Оценочные показатели и расчет маневренности полуприцепного автопоезда: учеб. пособие / Г.И. Гладов, Л.В. Демидов. – М.: МАДИ, 2016. – 124 с.
8. *Малиновский М.П.* Метод повышения активной безопасности путем предупреждающего управления движением автопоезда: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / М.П. Малиновский – Москва, 2009. – 21 с.
9. *Редчиц В.В.* Исследование управляемости трехосных автомобилей при маневре «переставка». / В.В. Редчиц, Е.В. Головина, А.Ф. Кораблев // Нові технології. – 2011. – №4 (34). – с.80–87.
10. *Кальченко Б.И.* Моделирование криволинейного движения двухзвонного автопоезда на примере маневра «переставка» / Б.И. Кальченко, В.В. Редчиц, Е.В. Головина // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – №5 (1227). – С. 14-18.

References (transliterated)

1. *Zakin Y.H. Prikladnaya teoriya dvizheniy avtopoezda.* [Applied theory of road-train movement] Moscow: Transport, 1967, 255 p.
2. *Sakhno, V.P. Results of research on the stability of road trains of different layout schemes / V.P. Sakhno, V.M. Polyakov // Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University. – 2013. – Issue. 61-62. – P. 185-189.*
3. *Gorelov V.A. Matematicheskaya model krivolineynogo dvizheniya avtopoezda po nedeformiruyemomu opornomu osnovaniyu / V.A. Gorelov, S.L. Tropin // Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov. – 2011. – No 5(70) – P. 18-22.*
4. *A.A. Vasilyev. Modelirovaniye usloviy krivolineynogo dvizheniya avtopoezda v programnom komplekse ADAMS/CAR / A.A. Vasilyev, S.Yu. Kostin, S.A. Sergiyevskiy, E.V. Stepanov, A.V. Tumasov ? // Trudy Nizhegorodskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. R.E. Alekseyeva. – 2013. – No 5(102) – P. 239-245.*
5. *Sakhno V.P. Do viznachennya pokaznikov manevrenosti trilankovogo prichipnogo avtopoizda / V.P. Sakhno, A.E. Bondarenko, V.M. Glinchuk, I.S. Murovaniy // Avtozshlyahovik Ukraini. Okremiy vipusk. Visnik Pivnichnogo naukovoogo tsentru TAU. – 2006. – P. 102-108.*
6. *Vysotskiy, M. S. Metody kompyuternoy mekhaniki v proyektirovani perspektivnykh mashin / M. S. Vysotskiy, S. V. Kharitonchik // Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika : mezhdunarodnyy nauchno-tekhnicheskyy sbornik. – Vol. 25. – 2010. – P. 6-18*
7. *Gladov G.I. Otsenochnyye pokazateli i raschet manevrennosti polupritsepnogo avtopoezda: ucheb. posobiye / G.I. Gladov, L.V. Demidov. – Moscow: MADI. 2016. – 124 p.*
8. *Malinovskiy M. P. Metod povysheniya aktivnoy bezopasnosti putem preduprezhdayushchego upravleniya dvizheniyem avtopoezda: avtoreferat dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets 05.05.03 «Kolesnyye i gusenichnyye mashiny» / M.P. Malnovskiy – Moscow. 2009. – 21 p.*
9. *Redchits V. V. Issledovaniye upravlyayemosti trekhosnykh avtomobiley pri manevre «perestavka». / V.V. Redchits, E.V. Golovina, A.F. Korablev // Novi tekhnologii. – 2011. – No 4 (34). – p. 80–87.*
10. *Kalchenko B. I. Modelirovaniye krivolineynogo dvizheniya dvukhzvennogo avtopoezda na primere manevra «perestavka» / B. I. Kalchenko, V. V. Redchits, E.V. Golovina // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universite tu «KhPI». Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – 2017. – no 5 (1227). – P. 14-18.*

Поступила (received) 10.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Кінематика криволінійного руху триланкового автопоїзда / Б. І. Кальченко, В. В. Редчиц, О. В. Головіна, С.В. Редчиц // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 21–27. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Кінематика криволинейного движения трехзвонного автопоезда / Б. И. Кальченко, В. В. Редчиц, Е. В. Головина, С.В. Редчиц // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 21–27. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

The kinematics of the curvilinear motion of a three section road-train / V. V. Redchits, B. I. Kalchenko, E. V. Golovina, S. V. Redchits // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 21–27. – Bibliogr.: 10. – 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 Automobile 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; тел.: (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; тел.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

Редчиць Сергій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, головний інженер «Гипрокаучук», Россия; e-mail: elenholz@gmail.com.

Редчиць Сергей Владимирович – кандидат технических наук, доцент, главный инженер «Гипрокаучук», Россия; e-mail: elenholz@gmail.com.

Redchits Sergey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, Chief Engineer of “Giprokauchuk”, Russia; e-mail: elenholz@gmail.com.

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

МЕТОДИ ТА АЛГОРИТМИ РІШЕННЯ РІВНЯНЬ РУХУ ТРАКТОРНОГО ПОТЯГУ

Запропонований метод рішення рівняння руху при розрахунку коливань тракторного потягу з використанням тракторів МТЗ-102, Т-150К-09, John Deere, Challenger та причепів 2ПТС-4, напівпричепів вантажопід'ємністю 10т та 12т та алгоритм його виконання. Розглянутий розрахунок динамічних крутих моментів на ведучих колесах тракторного потягу та приведений опис тензометричної мобільної станції для проведення експерименту.

Ключові слова: трактор, причеп, напівпричеп, тракторний потяг, коливання, рівняння руху, тензометрична мобільна станція

Предложенный метод решения уравнения движения при расчете колебаний тракторного поезда с использованием тракторов МТЗ-102, Т-150К-09, John Deere, Challenger и прицепов 2ПТС-4, полуприцепов грузоподъемностью 10т и 12т и алгоритм его выполнения. Рассмотренный расчет динамических крутящих моментов на ведущих колесах тракторного поезда и приведенное описание тензометрической мобильной станции для проведения эксперимента.

Ключевые слова: трактор, причеп, полуприцеп, тракторный поезд, колебание, уравнение движения, тензометрическая мобильная станция.

Offered method of decision of equalization of motion at the calculation of vibrations of tractor train with the use of tractors of MTZ-102, T-150K-09, John Deere, Challenger and trailers of 2PTC-4, semitrailers by the carrying capacity of 10t and 12t and algorithm of his implementation. Considered calculation of dynamic twisting moments on anchorwomen wheels of tractor train and the brought description over of the mobile station for realization of experiment.

Keywords: tractor, trailer, semitrailer, tractor train, oscillation, equalization of motion, mobile station

Вступ. В продовження праці [1] розглядаються рішення рівнянь, які визначають рівняння руху двох та трьох ланкових тракторних потягів при виконанні транспортних робіт як у сільському господарстві так і на виробництві.

Мета досліджень – розвинути запропоновані раніш методи рішення рівнянь руху автомобільного потягу для тракторного багатоланкового потягу та визначення алгоритму їх рішення.

Основна частина

Рівня руху тракторного потягу, які представлені в праці [1] нелінійні. Суттєву не лінійність вносить рівняння кінематичного зв'язку [1] для визначення закручення шин потягу α_2 . Нелінійними є коефіцієнти жорсткості та демпфірування шин K_1 , K_2 , K_3 , $K_{\alpha 2}$, C_1 , C_2 , $C_{\alpha 2}$, які пов'язані з кутовою частотою коливань шин залежності [2, 3]:

$$K_i = \frac{K_{0i}T}{1+T_i^2\omega^2}, \quad (1)$$

$$C_i = C_0 + \frac{K_{0i}T}{1+T_i^2\omega^2}, \quad (2)$$

де K_i , C_i ($i=1, 2, 3$) – відповідно коефіцієнт демпфірування та жорсткості шини пр. радіальному (1, 2, 3) та кільцевому ($i=\alpha 2$) демпфіруванні.

C_{0i} , K_{0i} , T_i – параметри, які характеризують пружні та дисипативні сили опору демпфіруванню шин.

Нелінійні диференціальні рівняння вирішуються численними методами [4], з яких найбільш розповсюджений метод Рунге-Кутта четвертого порядку. При цьому вхідний вплив шляху повинен бути заданий гармонічною функцією або числовим масивом.

В даний час накопичений великий статистичний матеріал по опису мікрорельєфу шляхів та полів спектральної щільності впливу на колеса тракторного потягу та її дисперсії. При такому опису вхідного

впливу задачі визначення параметрів коливань тракторного потягу вирішуються методами спектральної теорії підресорювання [5]. В цьому випадку диференціальні рівняння руху повинні бути лінійними, при цьому можливо вирішення цим методом лінійних диференціальних рівнянь (1) та (2).

У зв'язку з цим можливо прийняти наступну методику вирішення диференціальних рівнянь:

Розглядаємо вертикальні та повздовжньо-кутові коливання корпусів тракторного потягу без обліку впливу на них крутих моментів.

Диференціальні рівняння, які спрощенні з урахування цих допущень, вирішуємо методом спектральної теорії підресорювання на ЕОМ. (Обчислюємо дисперсії, спектральні щільності та фазово-частотні характеристики прогинів шин, апроксимуємо зміни прогинів шин).

Методом Рунге-Кутта вирішуємо рівняння коливань коліс трансмісії, двигуна та повздовжніх коливань тракторного потягу згідно динамічної моделі, яка приведена в праці [1].

Рівняння руху перетворені таким чином, що координати кутів часу коліс приведені до осі коліс, а кутів обертання колінчатого валу двигуна – до осі колінчатого валу. Початком відліку кутів обертання коліс і колінчатого валу двигуна вважають їх значення в даний момент часу, які вони прийняли б при рівномірному обертанні, інакше при інтеграції кута обертання швидко прагнутимуть до машинної нескінченності; початком відліку зроблених кутів обертання коліс і колінчатого вала вважають їх початкові кутові швидкості; початком відліку подовжніх переміщень трактора вважається положення трактора в даний момент часу у разі рівномірного руху, і, нарешті, початком відліку похідної подовжніх переміщень вважається початкова швидкість руху трактора. Таким чином, розрахунком

на ЕОМ визначаються динамічні складання переміщень і швидкостей згаданих вище елементів, нижче приведені перетворені таким чином рівняння динаміки і рівняння кінематичного і силового зв'язку.

Рівняння руху двигуна Д-240 з регулятором прийняті

$$M_g = 61 - 0,303(\omega_{g0} + \phi_g) + 0,013(\omega_{g0} + \phi_g)^2 \\ + [82,612 - 0,0005517(\omega_{g0} + \phi_g)^2] h_p h \\ - [14,132 - 0,00419(\omega_{g0} + \phi_g)^2] h_p h \\ m_n \ddot{Z} + V \dot{Z} + E = A \omega_p^2$$

де M_g - рушійний момент на колінчатому валу двигуна в кг·м;

$h_p = (3,55 - Z)$ мм - координати, що визначає положення муфти регулятора;

E - відновлююча сила регулятора, кг·м;

A - інерційний коефіцієнт вантажів кг·с²;

V - коефіцієнт в'язкого тертя в регуляторі, кг/мм;

Оскільки розглядається рух трактора з напівприцепом або з причепами робота двигуна здійснюється на регуляторній гілці і відновлююча сила визначається

$$E = 3,877 - 0,117X_p + 0,6235Z - 0,01848X_p Z - \\ - 0,004967X_p^2 + 0,001567X_p^2 Z \\ A = 0,0000805 + 0,00000617Z$$

де X_p - координата, що визначає натягнення пружини регулятора.

Рівняння подовжніх коливань тракторного потягу а також крутильних коливань трансмісії і коліс трактора мають вид:

$$\ddot{X} = \left\{ \frac{K_{\alpha 2} \alpha_2 + C_{\alpha 2} \dot{\alpha}_2}{r_g} - f \left[\begin{array}{l} C_1(Z_1 - h_1) + \\ C_2(Z_2 - h_2) + \\ C_3(Z_3 - h_3) + \\ K_1(Z_1 - h_1) + \\ K_2(Z_2 - h_2) + \\ K_3(Z_3 - h_3) \end{array} \right] \right\} 2/(m_r + m_n); \\ \ddot{\phi}_2 = \frac{[iK_T(\phi_g - i\phi_k) - 2K_{\alpha 2} \alpha_2 + iC_T(\phi_g - i\phi_k) - 2C_{\alpha 2} \dot{\alpha}_2]}{I_2}; \\ \ddot{\phi}_g = [-K_T(\phi_g - i\phi_2) - C_T(\phi_g - i\phi_2) + \Delta M_g]/I_g$$

Рівняння кінематичного зв'язку з отриманим фоном

$$\alpha_2 = \frac{w_0}{i} - V_0/[r_k(1 - \delta_2)]$$

де δ_2 - буксування ведучого колеса трактора, визначуваного по формулі

$$\delta_2 = 1/B[1 - 0,43429 \ln(D - \frac{P_2}{Q})]$$

де P_2 і Q_2 - відповідно поточні значення крутного моменту і вертикального навантаження, що діє на ведуче є колесо трактора.

$$Q_2 = Q_{02} - K_2(Z_2 - h_2) - C_2(Z_2 - h_2);$$

$$P_2 = K_{\alpha 2} \alpha_2 + C_{\alpha 2} \dot{\alpha}_2 + M_{02};$$

$$M_{02} = (Q_{01} + Q_{02} + Q_{03})f r_g;$$

$$r_g = r_2 - (Z_2 - h_2)$$

Таким чином рівняння не є звичайним диференціальним рівнянням, оскільки воно нерозв'язне відносно α_2 . Це не дозволяє застосувати для вирішення системи рівнянь методи спектральної теорії підресорювання, ні стандартні програми чисельної інтеграції диференціальних рівнянь.

Для проведення експериментальних досліджень та реєстрування необхідних параметрів створена мобільна тензометрична станція на базі тракторного потягу МТЗ-102+2ПТС-4+2ПТС-4.

Тензометрична мобільна станція складається з двох паралельно працюючих восьми каналних АЦП та ноутбук, з відповідним програмним забезпеченням. Це дозволить одночасно перетворювати сигнали, які поступають з аналогових датчиків та записувати їх у вигляді цифрових табличних даних у пам'ять комп'ютера.

В схему тензометричної установки входить тахогенератор, акселерометр вертикальних коливань, акселерометр продовжніх коливань, акселерометр поперечних коливань, тензометрична полувісь, фіксуючий прибор частоти обертань колеса, динамометричні ланки, акумуляторні батареї, з'єднувальні проводи.

В ході проведення експериментальних досліджень будуть визначатися та реєструватися наступні змінні стану тракторного потягу:

- Величина тягового зусилля на кріюку трактора;
- Швидкість руху тракторного потягу;
- Подовжні, поперечні та вертикальні складові прискорення;
- Гальмівний момент на ведучих полувісях;
- Частота обертання ведучих полувісей;
- Час рушання та розгону;
- Маса перевози мого вантажу;
- Номер передачі коробки передач.

Для виміру тягового зусилля використано кільцева тягова динамометрична ланка.

Для реєстрування подовжніх, поперечних та вертикальних складових прискорення використані три акселерометра АВЕ-213. Робочу швидкість транспортного потягу вимірюємо з допомогою тахогенератора 4ТІ-3,2, який обертається від переднього колеса трактора.

Гальмівний момент на ведучих колесах трактора вимірюємо за допомогою тензорезисторів, які наклеєні на полувісь.

В якості вантажу використовуються бетонні блоки масою 500кг та баласт з піском, масою по 100кг.

Висновок. Для експериментальної перевірки методики розрахунку коливань тракторного потягу планується натурний експеримент з використанням тракторів МТЗ-102, Т-150К-09, John Deere, Challenger та причепів 2ПТС-4, напівпричепів Обухівського заводу «Обухівсьільмаш», вантажопід'ємністю 10т та 12т, які знаходяться у фермерському господарстві «Альфа» Золочівського району Харківської області.

Список літератури

1. 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. Вісник НТУ «ХПІ». Серія транспортне машинобудування. С.4-9, Харків-2017.
2. В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА. Журнал Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле-та тракторобудування». Номер 58.
3. Ребров О.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива. Журнал Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. Номер 19.
4. Г.Корн, Т. Корн. Справочник по математике. Перевод с американского. М. «Наука», 1974, с.695-709.
5. Силаев А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972, с.192.

References (transliterated)

1. Ahapov O. M., Krasnokutskiy V. M., Paul N., Halutskyh A. D. Methodology of calculation of the dynamic loading, that operate on the wheels of tractor train, equalization of motion of tractor train. Announcer NTU "KPI". Series: transport engineer. p.4-9.
2. V. B. Samorodov, Y. Rebrov. Development of the classical methods of hauling the tractor of calculation taking into account the basic technical and economic indicators of the AIT. Magazine Announcer NTU "KhPI". Series of: «of Avtomobile-ta of tractorobuduvannya. No 58
3. Rebrov O. Yu. The mathematical model of a diesel engine in dimensionless quantities, taking into account its loading and fuel supply. Journal of the National Technical University "Kharkiv Polytechnical Institute": Sciences. Prac. Subject: The transport is machine-driven, no 19.
4. G. Corn, T. Korn. Handbook of Mathematics. Translation from the American. Moscow: "Science", 1974, p.695-709.
5. Silaev A. A. Spectral theory of suspension of transport vehicles. Moscow: "Mechanical Engineering", 1972, p.192.

Надійшла (received): 13.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Методи та алгоритми рішення рівнянь руху тракторного потягу/ В. М. Краснокутський, Н. В. Павлій, О. М. Агапов, А. Д. Галуцьких// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 28–30. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0066.

Методы и алгоритмы решения уравнений движения тракторного поезда / В. Краснокутский, Н. В. Павлов А. Н. Агапов, А. Д. Галуцьких // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 14 (1236). - С. 28-30. - Библиогр.: 5 назв. - ISSN 2079 0066.

The methods and algorithms for solving the equations of motion of the tractor train / V. M. Krasnokutskiy, Paul N., A. Agapov, A. D. Halutskyh // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 28–30. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0066.

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.

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.

УДК 338.45

Л. В. КУЗЬМЕНКО

СУЧАСНІ ЗАВДАННЯ МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ В УМОВАХ ВІДТВОРЕННЯ ОСНОВНИХ ЗАСОБІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ

Представлена характеристика функціональних сфер та структурних секторів агропромислового комплексу країни. Відмічена актуальність проблеми відтворення основних засобів сільськогосподарських підприємств, особливо для господарств сектору малих та середніх виробників. Підкреслено особливо важливу роль машинобудівних підприємств в процесі відтворення основних засобів аграрних підприємств. Сформульовані необхідні умови для успішного розвитку вторинного ринку та визначені, в найбільш загальній формі, критерії оцінки зацікавленості його учасників в цьому процесі.

Ключові слова: агропромисловий комплекс, відтворення основних засобів, машинобудівні підприємства, вторинний ринок, критерії оцінки.

Представлена характеристика функциональных сфер и структурных секторов агропромышленного комплекса страны. Отмечена актуальность проблемы воспроизводства основных средств сельскохозяйственных предприятий, особенно для хозяйств сектора малых и средних производителей. Подчеркнуто особенно важную роль машиностроительных предприятий в процессе воспроизводства основных средств аграрных предприятий. Сформулированы необходимые условия для успешного развития вторичного рынка и определены, в наиболее общей форме, критерии оценки заинтересованности его участников в этом процессе.

Ключевые слова: агропромышленный комплекс, воспроизводство основных средств, машиностроительные предприятия, вторичный рынок, критерии оценки.

Presented description of functional spheres and structural sectors of agroindustrial complex of country. Noted actuality of problem of recreation of capital assets of agricultural enterprises, especially for the sector of small and middle producers economic. Underline especially important role of machine-building enterprises in the recreation process of the fixed assets of agrarian enterprises. It is shown that currently the main form of reproduction of fixed assets for the sector is restored using technology that has been in operation for 4-5 years, that the use of the secondary market. Formulated necessary conditions for the successful development of the secondary market - a mutually beneficial partnership participants. Defined in the most general terms, evaluation criteria of interest partners market in the process, the profitability recovery process technology, which has been in operation - for engineering companies and unit cost resources in different variants of state agricultural machines (new, renewed and and running for some time from date of purchase) - for agricultural enterprises. Emphasized that the active participation of engineering companies, given their current state in the process of reproduction of fixed assets of agricultural enterprises is crucial not only for the development of agriculture as a whole, but also to play, in fact, of the agricultural machinery.

Keywords: agroindustrial complex, recreation of the fixed assets, machine-building enterprises, secondary market, criteria of estimation.

Вступ. Агропромисловий комплекс (АПК) являється однією з основних складових вітчизняної економіки, роль якої постійно зростає. Відомо [1], що АПК: поєднує виробництво й переробку сільськогосподарської продукції та їх матеріально-технічне забезпечення; включає три функціональні сфери: забезпечувальну, виробничу та переробну. Перша – випускає засоби виробництва для виробничої та переробної сфери і містить в собі: машинобудування (тракторне, сільськогосподарське та для харчової промисловості); агрохімію (мінеральні добрива, мікробіологічні препарати та засоби захисту рослин); комбікормову промисловість; систему матеріально-технічного обслуговування сільського господарства; меліоративне і сільське будівництво. Виробнича сфера поєднує: рослинництво, тваринництво, рибальство, бджільництво тощо. Третя сфера – харчова промисловість та вся інфраструктура (транспортне, складське, холодильне господарство, підприємства торгівлі та суспільного харчування), що забезпечує переробку сільгосппродукції та доведення кінцевого продукту до споживача.

З точки зору масштабів підприємств АПК, рівня їх технічного та фінансового забезпечення й обслуговування станом на 2011 рік розрізняли три сектори: особисті селянські господарства (використовують 28,9% усіх посівних площ); сектор МСВ (малі та середні виробники), який використовує 38,8% посівних площ в Україні та сектор великих

господарств і агрохолдингів (господарств розміром від десятків до сотень тисяч гектарів, що поєднують в собі всі три функціональні сфери), який використовує близько 32,3% усіх посівних площ [2]. В подальшому наші дослідження будуть стосуватися, в основному, господарств сектору МСВ. Господарства першого сектору занадто малі, не об'єднані в товариства для механізованого способу виробництва, а третього сектору – мають усі можливості як для матеріально-технічного забезпечення шляхом імпорту зарубіжної сільгосптехніки та технологій, так і для одержання державної підтримки.

Актуальність теми. АПК забезпечує не тільки основну статтю експорту (зерно та продукція переробки олійних культур), а також наповнення внутрішнього ринку та продовольчу безпеку суспільства, причому, в значній мірі, за рахунок першого та другого сектору. Враховуючи, що матеріально-технічна база цих двох секторів – знаходиться в критичному стані, проблема відтворення основних засобів є надзвичайно актуальною. Актуальною в цьому процесі є також роль машинобудівних підприємств, які самі потребують відродження.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблемою створення ефективної системи матеріально-технічного забезпечення аграрних підприємств займалася значна кількість вчених та керівних осіб. Окремі аспекти цієї проблеми знайшли своє відображення в роботах багатьох вчених та

економістів, таких як: Аверчева Н.О., В.Я. Амбросов, Л.М. Анічин, В.Г. Білецький, Я.К. Білоусько, С.В. Васильчак, В.В. Вітвіцький, С.М. Войт, О.Б. Звягінцева, П.М. Макаренко, Г.М. Підлісецький, О.В. Ульянченко, В.Й. Шиян, Г.В. Черевко та ін. Проте, незважаючи на вагомість їх наукового вкладу, питання, пов'язані з організацією та удосконаленням економічного механізму технічного забезпечення аграрних підприємств, враховуючи сучасні умови, потребують подальших досліджень.

Мета і завдання дослідження. Мета даної роботи – аналіз шляхів відтворення основних засобів сільськогосподарських підприємств за рахунок використання відновленої техніки та визначення ролі вітчизняних машинобудівних підприємств у цьому процесі на сьогодні.

Виклад основного матеріалу. Відтворення основних засобів для підприємств третього сектору (великих господарств та агрохолдингів) не представляє труднощів [3], оскільки вони володіють достатнім обсягом ресурсів. Це дозволяє їм не тільки формувати високопродуктивний машино-тракторний парк за рахунок нової зарубіжної техніки, в тому числі на умовах пільгового лізингу та кредитування, а й застосовувати високоінтенсивні технології вирощування сільськогосподарських культур, що базуються на втіленні прогресивних інноваційних рішень (елітні сорти насіння, новітні хімічні засоби захисту та живлення рослин, передові агротехнічні методи). Це забезпечує вказаним підприємствам конкурентні переваги над господарствами сектору МСВ.

Для малих та середніх сільськогосподарських виробників (МСВ) такі шляхи відтворення – в меншій мірі доступні, а залишається, в основному, інший – використання старих машин, які вже були в експлуатації у попереднього власника. Враховуючи незадовільний стан машино-тракторного парку, недостатню державну підтримку, конкурентні переваги агрохолдингів, господарства МСВ дуже зацікавлені в розвитку вторинного ринку машин. Відмітимо ряд аргументів на користь розвитку вторинного ринку підержаної сільськогосподарської техніки:

1) згідно [4], ще в 2010 р. близько 60% сільгоспмашин в Україні експлуатувалося з повністю виробленим моторесурсом, що не забезпечувало своєчасного дотримання агротехнічних строків проведення сільськогосподарських робіт, а значить негативно впливало на рентабельність виробництва;

2) ефективна система реалізації відновлених машин дозволить, в значній мірі, прискорити оновлення і поліпшити якісний склад машино-тракторного парку, а також заощадити значні обсяги грошових коштів, оскільки вартість старої техніки з відновленням ресурсу до рівня 80-90% становить 40-60% від вартості нової [5];

3) вторинний ринок широко використовується в США, Канаді, Японії, країнах Європи, де старих тракторів продається в 2-3 рази більше ніж нових. Техніка по закінченні терміну 4-5 років експлуатації

реалізується через дилерську систему після якісного технічного сервісу за вартістю 30-40% від ціни нової [6].

Відмітимо, що успіхи розвитку вторинного ринку в Україні залежать від дотримання інтересів кожного з його учасників, тобто трьох сторін: продавці підержаної техніки; підприємства, що займаються її відновленням та продажем; підприємства, що купують відновлену техніку.

Агрохолдингам є сенс вчасно оновлювати машино-тракторний парк, здаючи частково зношену морально та фізично після 4-5 років експлуатації техніку на вторинний ринок, а не в утилізацію. І на це ідуть крупні імпортери техніки.

Доречно зауважити, що згідно з [7], за часів СРСР українське сільськогосподарське машинобудування представляло собою комплекс з майже ста заводів, що виготовляли трактори, комбайни, сільгоспмашини та обладнання для виробництва кормів і ведення тваринництва. На сьогодні переважна більшість цих заводів припинили своє існування, а ті що залишилися, знаходяться в дуже скрутному фінансовому стані. Вони не можуть конкурувати з підприємствами аналогічного призначення, що знаходяться в Білорусії та Росії, не говорячи вже про країни далекого зарубіжжя. А тому участь у відновленні старої техніки для них – дуже важлива. Вона є рентабельнішою ніж виробництво нової техніки [5], як відмічено вище, та надає їм можливість активно пережити важкі часи, зберегти інженерно-технічний склад та перспективу відродження:

а) можливість збереження і розвитку виробничої та ремонтної бази;

б) можливість освоєння складального виробництва за модулями (двигун, коробка передач, ходова частина) в процесі виготовлення нової та відновлення старої техніки;

с) в меншій мірі обтяжує процесами розробки та освоєння виробництва нової конкурентоспроможної продукції, тим самим спрощує структуру підприємства, підвищує його мобільність, гнучкість та рентабельність.

Покупці оновленої техніки зможуть прискорити поліпшення якісного складу машино-тракторного парку та суттєво заощадити грошові кошти.

На розвиток вторинного ринку сільськогосподарської техніки впливає ряд факторів, що обумовлені як державною політикою в сфері забезпечення АПК, так і результативністю фінансово-господарської діяльності агропромислових підприємств. Загалом, ринок матеріально-технічних ресурсів формується на основі попиту та пропозиції. Попит визначається як технологіями вирощування сільськогосподарських культур, так і економічними можливостями аграрних підприємств сектору МСВ. Згідно [8] купівельна спроможність українських підприємств на придбання техніки щороку становить лише 5–7 млрд. грн за щорічної ємності ринку 22–28 млрд. грн. Тобто технологічна потреба покривається лише на 15–20%. Більшість аграрних підприємств

придбати сучасну техніку та комбіновані машини, практично, не має змоги.

Разом з тим, як відмічено в [8], протягом останнього десятиріччя в Україні прогресує стійка тенденція до зростання обсягів імпорту сільськогосподарської техніки, що є досить тривожним сигналом для вітчизняної галузі сільськогосподарського машинобудування та економіки країни в цілому. На сьогодні вітчизняне сільськогосподарське машинобудування потребує відповідного системного переоснащення й державної підтримки.

Отже, роль вітчизняних підприємств сільськогосподарського машинобудування у відтворенні основних засобів аграрних підприємств сектору МСВ теоретично зростає. На практиці таке зростання стане реальністю, як це відмічалось вище, при умові забезпечення зацікавленості всіх учасників ринку сільськогосподарської техніки. Основними критеріями зацікавленості можуть служити:

1) рівень рентабельності процесу відновлення уживаної сільськогосподарської техніки – для машинобудівних підприємств;

2) собівартість одиниці ресурсу при різних варіантах придбання сільгоспмашини (нова, відновлена і та що працює вже певний час з моменту придбання) – для аграрних підприємств.

Відомо, що рівень рентабельності відновлення визначається так:

$$p = \frac{P \cdot 100}{CB} = \frac{(PB - CB) \cdot 100}{CB}, \% \quad (1)$$

де: P, PB, CB – валовий прибуток, реалізаційна вартість та собівартість відновленого виробу, відповідно.

До собівартості CB включаються: вартість старої машини, що придбана машинобудівним підприємством для відновлення $\Pi_{\text{зал}}$; виробничі витрати по її відновленню B_B ; вартість матеріалів, комплектуючих виробів, енергії, трудових витрат і вартість інших залучених ресурсів. Тобто:

$$CB = \Pi_{\text{зал}} + B_B, \quad (2)$$

де B_B – виробничі витрати.

На нашу думку, в ринкових умовах реалізаційна вартість відновленого виробу PB повинна визначатися ринком, тобто попитом. Наприклад, ціна відновленого виробу PB не перевищує 70% від ціни нового виробу Π_n

аналогічного типу ($PB \leq 0,7 \Pi_n$) при умові, що підприємство гарантує ресурс відновленого виробу на рівні (не менше 80%) від ресурсу нового.

При цьому підприємство-гарант може планувати собі величину валового прибутку Π . В такій ситуації собівартість CB буде визначатися як цільова або така, що забезпечує заплановану ціль (величину валового прибутку Π) при визначеній ринком ціні відновленого виробу PB :

$$CB = PB - \Pi. \quad (3)$$

Порівнюючи (2) і (3), відмітимо, що запланований рівень валового прибутку Π (або рентабельності p) буде досягнуто при виконанні умови:

$$\Pi_{\text{зал}} + B_B = PB - \Pi. \quad (4)$$

Для виконання умови (4) необхідно мінімізувати суму величин $\Pi_{\text{зал}}$, B_B за таких обмежень:

а) ціна реалізації відновленої одиниці техніки повинна бути не більшою від ринкової PB ;

б) ресурс роботи відновленої одиниці техніки повинен бути не меншим заданого рівня.

Таким чином, задача визначення цільової собівартості, що забезпечує заданий рівень рентабельності відновлення уживаної сільськогосподарської техніки, може бути представлена на далі в математичній формі.

Для споживачів критерієм доцільності придбання оновленої техніки може бути собівартість одиниці роботи (один гектар умовної оранки) або одиниці ресурсу (мото-години) для різних варіантів стану трактора: новий, оновлений та той, що працює вже певний час з моменту придбання. Аналогічний підхід описано в роботі [9].

Висновки. На підставі аналізу функціональних сфер та структурних секторів АПК, встановлено, що відтворення основних засобів, сільськогосподарських підприємств, особливо для господарств сектору МСВ, є актуальною проблемою.

Показано, що на сьогодні основною формою відтворення основних засобів для даного сектору є використання відновленої техніки, що була в експлуатації протягом 4-5 років, тобто використання вторинного ринку.

Відмічено, що агрохолдинги та великі господарства, які зацікавлені в безперервному розширеному відтворенні своїх засобів виробництва та мають фінансові можливості для цього, являються основним постачальником подержаної техніки на вторинний ринок.

Підкреслено особливо важливу роль машинобудівних підприємств в процесі відтворення основних засобів підприємств АПК.

Сформульовані необхідні умови для успішного розвитку вторинного ринку. Визначені в найбільш загальній формі критерії оцінки зацікавленості його учасників в цьому процесі: рівень рентабельності – для машинобудівних підприємств та собівартість одиниці ресурсу при різних варіантах стану сільгоспмашин – для аграрних підприємств.

Наголошено, що активна участь машинобудівних підприємств, враховуючи їх нинішній стан, в процесі відтворення основних засобів аграрних підприємств має вирішальне значення не тільки для розвитку АПК в цілому, а й для відтворення, власне, самого сільськогосподарського машинобудування.

Список літератури

References (transliterated)

- Кузьменко Л.В. Актуальні проблеми агропромислового комплексу / Кузьменко Л.В. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць, тематичний випуск «Технічний прогрес і ефективність виробництва». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – №65(1107) – С. 105-111.
- Аналітичний огляд поточного стану агрокредитування малих і середніх сільськогосподарських виробників. Posted by admin on 12 марта 2013 in АПК, Финансы. – Режим доступу: <http://zet.in.ua/zakonoproekt/apk/analitichnij-oglyad-potochnogo-stanu-agrokredituvannya-malix-i-serednix-silskogospodarskix-virobnikiv-kredituvannya-silskogospodarskix-pidpriyemstv>.
- Губін В.В. Шляхи відтворення основних фондів сільськогосподарських підприємств / Губін В.В. // Глобальні та національні проблеми економіки. Електронне видання. Миколаївський нац. ун-т ім. В.О. Сухомлинського. – Миколаїв, 2015. – Вип. 4. – С. 136-140. Режим доступу: <http://global-national.in.ua/issue-4-2015/12-vipusk-4-berezen-2015-r/1370-gubin-v-v-shlyakhi-vidtvorennia-osnovnikh-fondiv-silskogospodarskikh-pidpriemstv>.
- Шнаревич О.І. Статистична оцінка стану формування та ефективності використання матеріально-енергетичних ресурсів / Шнаревич О.І. // Вісник Хмельницького національного університету 2010, № 1, Т. 2. – С. 189-192.
- Андрийчук В.Г. Фінансовий лізинг у розвитку матеріально-технічної бази аграрних підприємств / В.Г. Андрийчук // Економіка АПК. – 2003. – 3(101). – С. 66-69.
- Андрийчук В.Г. Економіка аграрних підприємств: підручник / Андрийчук В.Г. 2-ге вид., доповн. і перероб. – К.: КНЕУ, 2002. – 624 с.
- Сельскохозяйственное машиностроение Украины. Posted by admin on 16 января 2013 in АПК. – Режим доступу: <http://zet.in.ua/zakonoproekt/apk/selskoxozyajstvennoe-mashinostroenie-ukrainy>.
- А. Кужелюк, М. Грицишин, Н. Перепелиця. Ринок сільгосптехніки в Україні / А. Кужелюк, М. Грицишин, Н. Перепелиця // Пропозиція. Головний журнал з агробізнесу. 12.09.2013. Режим доступу: <http://propozitsiya.com.ua/rinok-silgospstehniki-v-ukrayini>.
- Репин, С.В. Методология совершенствования эксплуатации строительных машин. Монография. – СПб.: СПбГАСУ. – 2005. – 172 с.
- Kuz'menko L.V. Aktual'ni problemy ahropromyslovoho kompleksu / Kuz'menko L.V. // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI»: zbirnyk naukovykh prats', tematychnyy vypusk «Tekhnichnyy prohres i efektyvnist' vyrobnystva». – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – No 65(1107) – P. 105-111.
- Analitichnyy ohlyad potochnoho stanu ahrokyredituvannya malykh i serednikh sil'skohospodars'kykh vyrobnykiv. Posted by admin on 12 marta 2013 in APK, Fynansy. – Rezhym dostupu: <http://zet.in.ua/zakonoproekt/apk/analitichnij-oglyad-potochnogo-stanu-agrokredituvannya-malix-i-serednix-silskogospodarskix-virobnikiv-kredituvannya-silskogospodarskix-pidpriyemstv>.
- Hubin V. V. Shlyakhy vidtvorennia osnovnykh fondiv sil'skohospodars'kykh pidpriyemstv / Hubin V. V. // Hlobal'ni ta natsional'ni problemy ekonomiky. Elektronne vydannya. Mykolayivs'kyi nats. un-t im. V. O. Sukhomlyns'koho. – Mykolayiv, 2015. – Vol. 4. – P. 136-140. Rezhym dostupu: <http://global-national.in.ua/issue-4-2015/12-vipusk-4-berezen-2015-r/1370-gubin-v-v-shlyakhi-vidtvorennia-osnovnikh-fondiv-silskogospodarskikh-pidpriemstv>.
- Shnarevych O. I. Statystychna otsinka stanu formuvannya ta efektyvnosti vykorystannya material'no-enerhetychnykh resursiv / Shnarevych O.I. // Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu 2010, No 1, Vol. 2. – P. 189-192.
- Andriychuk V. H. Finansovy lizynh u rozvytku material'no-tekhnichnoyi bazy ahrarnykh pidpriyemstv / V.H. Andriychuk // Ekonomika APK. – 2003. – 3(101). – p. 66-69.
- Andriychuk V. H. Ekonomika ahrarnykh pidpriyemstv: pidruchnyk / Andriychuk V.H. 2-he vyd., dopovn. i pererob. – Kyev: KNEU, 2002. – 624 p.
- Sel'skokhozyaystvennoe mashynostroenie Ukrainy. Posted by admin on 16 yanvarya 2013 in APK. – Rezhym dostupu: <http://zet.in.ua/zakonoproekt/apk/selskoxozyajstvennoe-mashynostroenie-ukrainy>.
- A. Kuzhelyuk, M. Hrytsyshyn, N. Perepelytsya. Rynok sil'hosp tekhniki v Ukraini / A. Kuzhelyuk, M. Hrytsyshyn, N. Perepelytsya // Propozytsiya. Holovnyy zhurnal z ahrobyznesu. 12.09.2013. Rezhym dostupu: <http://propozitsiya.com.ua/rinok-silgospstehniki-v-ukrayini>.
- Repin S.V. Metodolohyya sovershenstvovannya ekspluatatsyy stroytel'nykh mashyn. Monohrafiya. – Sankt- Peterbkrh: Sankt-Peterbkrh HASU. – 2005. – 172 p.

Поступила (received) 14.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Сучасні завдання машинобудівних підприємств в умовах відтворення основних засобів сільськогосподарських підприємств / Л. В. Кузьменко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 31–34. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Современные задачи машиностроительных предприятий в условиях воспроизводства основных средств сельскохозяйственных предприятий / Л. В. Кузьменко // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 31-34. – Библиогр.: 9 назв.. – ISSN 2079 0066.

Modern tasks of machine-building enterprises are in the conditions of recreation of the fixed assets of agricultural enterprises / L. V. Kuzmenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 31 –34. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кузьменко Леонід Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри економічного аналізу та обліку, тел.: (057) 707-62-74; e-mail: leokuz48@gmail.com.

Кузьменко Леонид Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры экономического анализа и учета, тел.: (057) 707-62-74; e-mail: leokuz48@gmail.com.

Kuzmenko Leonid Vladimirovich – Ph.D., Associate Professor, National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute', Associate Professor at the Department of Economic Analysis and Accounting, tel.: (057) 707-62-74; e-mail: leokuz48@gmail.com.

А. Г. МАМОНТОВ

ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРОВ, ОБОРУДОВАННЫХ ПНЕВМОРЕССОРНОЙ И СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ГРУНТОВОЙ ДОРОГЕ

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті проведення порівняльних експериментальних досліджень плавності руху машино-тракторного агрегату на базі колісного трактора, оснащеного різними типами систем піддресорювання переднього мосту, а саме серійною ресорною підвіскою, пневморесорною підвіскою з додатковими резервуарами без амортизаторів і пневморесорною підвіскою з додатковими резервуарами з амортизаторами, при русі по дорозі з ґрунтовим покриттям. Установлено залежності зміни середньоквадратичних прискорень сидіння водія, середньоквадратичних вертикальних і горизонтальних прискорень підлоги кабіни, середньоквадратичних прискорень рами над переднім мостом, середньоквадратичних прискорень переднього й заднього мосту, а також середньоквадратичних відносних переміщень рами й переднього мосту в октавних смугах, що відповідають середньгеометричним частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц і 16 Гц при русі на передачах транспортного ряду.

Ключові слова: машино-тракторний агрегат, плавність руху, система піддресорювання, сидіння водія, середньоквадратичне прискорення, відносні переміщення.

Проведен анализ численных данных, полученных в результате проведения сравнительных экспериментальных исследований плавности хода машинотракторного агрегата на базе колёсного трактора, оснащённого различными типами систем поддресоривания переднего моста, а именно серийной ресорной подвеской, пневморесорной подвеской с дополнительными резервуарами без амортизаторов и пневморесорной подвеской с дополнительными резервуарами с амортизаторами, при движении по дороге с ґрунтовым покрытием. Установлены зависимости изменения среднеквадратических ускорений сиденья водителя, среднеквадратических вертикальных и горизонтальных ускорений пола кабины, среднеквадратических ускорений рамы над передним мостом, среднеквадратических ускорений переднего и заднего моста, а также среднеквадратических относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц при движении на передачах транспортного ряда.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, плавность хода, система поддресоривания, сидение водителя, среднеквадратические ускорения, относительные перемещения.

The analysis of the numeral data, got as a result of realization of comparative experimental researches of smoothness of motion of tractor unit on the base of the wheeled tractor equipped by different types of the suspension systems of front bridge, as follows a serial spring suspension, air spring suspension with additional reservoirs without shock absorbers and air spring suspension with additional reservoirs with shock absorbers when moving on road with dirt covering. Dependences of change of root-mean-square accelerations of seat of driver, root-mean-square vertical and horizontal accelerations flap booths, root-mean-square accelerations of the frame on front bridge, root-mean-square accelerations of the speedups front and back bridge as well root-mean-square of the relative moving the frame and front bridge are set in octave stripes, corresponding to geometric mean frequencies 1 Hz, 2 Hz, 4 Hz, 8 Hz and 16 Hz at motion on transport number gear box.

Keywords: tractor unit, smoothness of motion, suspension system, seat of driver, root-mean-square accelerations, relative movements.

Введение. Использование тракторов для выполнения транспортных работ связано с расширением их эксплуатационных возможностей за счёт увеличения мощности двигателя и роста скоростей движения. Однако это приводит к ухудшению плавности хода обусловленного виброзащитными свойствами системы поддресоривания. Увеличение колебаний масс трактора, вызванное воздействием неровностей дороги, оказывает вредное воздействие на водителя, перевозимые грузы, а также нарушает условия работы агрегатов трактора, таким образом, приводя к снижению его эксплуатационно-технических качеств, в результате чего возникает необходимость повышения виброзащитных свойств подвески.

Анализ последних достижений и публикаций.

Колебания тракторов при их движении вызывают переуплотнение почв [1], что ухудшает условия произрастания растений и приводит к снижению плодородия почв [2, 3]. Так же интенсивные колебания вызывают снижения тягово-сцепных свойств, приводят к потере производительности и снижении экономичности эксплуатации [4].

Как видно из работ [4, 5, 6], посвящённых изучению и исследованию влияния колебаний на технологические свойства самоходных машин, проектирование подвесок с эффективной системой виброзащиты обеспечивает повышение

производительности, высокие технические показатели, повышает надёжность и долговечность тракторов.

Известно, что ґрунтовая дорога является наиболее тяжёлым фоном воздействия микропрофиля на трактор. Возникающие вибрации существенно влияют на утомляемость и заболеваемость операторов [7, 8]. Поэтому соответствие современных тракторов международным требованиям по показателям безопасности труда повышает конкурентоспособность тракторной техники, а повышение уровня виброзащиты самоходных машин представляет актуальную народнохозяйственную задачу.

Цель и постановка задачи. Целью испытаний было определение величин среднеквадратических ускорений в характерных точках трактора и величин относительных перемещений рамы и переднего моста в октавных полосах частот, при движении трактора по ґрунтовой дороге на передачах транспортного ряда.

Постановка эксперимента.

Для исследования колебаний проведены испытания трактора Т-150КМ оборудованного серийной ресорной подвеской, а также пневморесорной подвеской с амортизаторами и без амортизаторов с дополнительными объёмами резервуаров. На основании результатов полученных в ходе проведения испытаний [9,10] были выбраны основные конструктивные параметры

обеспечивающие оптимальное воздушное демпфирование при сечении дросселя $9 \cdot 10^{-3}$ м. Экспериментальные исследования проводились при движении трактора по грунтовой дороге, что позволяет наилучшим образом провести оценку различных систем поддрессирования колёсного трактора в реальных условиях движения агрегата.

Результаты анализа экспериментальных исследований плавности хода и относительных перемещений рамы и моста трактора.

По результатам экспериментальных исследований построены графические зависимости изменения среднеквадратических ускорений в

октавных полосах частот (рис. 1...6), а также относительные перемещения рамы и переднего моста трактора (рис. 7...8).

На рисунке 1 представлены графики изменения среднеквадратических отклонений ускорений на сиденье водителя в октавных полосах частот при движении на 5...8 передачах. Из графиков видно, что среднеквадратические отклонения ускорений при серийном поддрессировании возрастают с ростом скорости и достигают наибольших значений, равных $0,93 \text{ м/с}^2$, при движении на 8 передаче. При движении на 5 передаче значение этой величины было в 2 раза меньше.

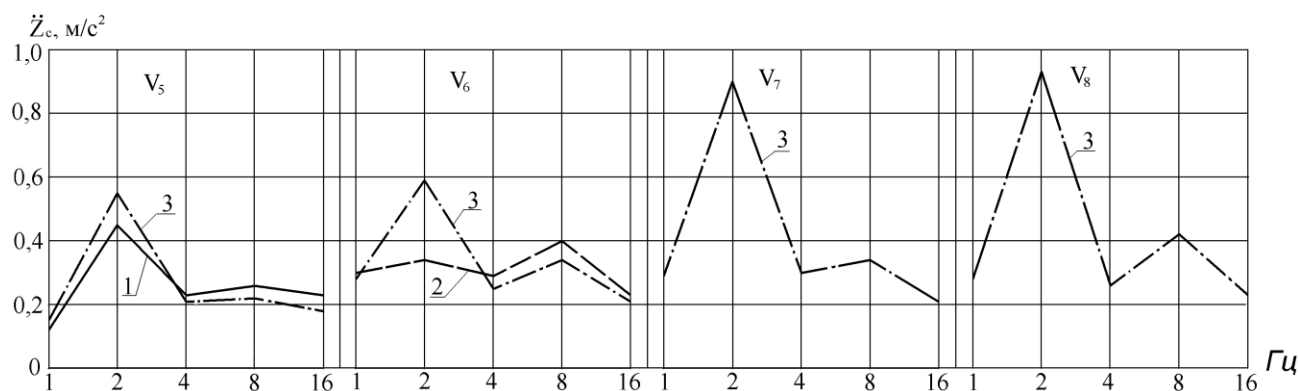


Рис. 1 – Изменения среднеквадратических ускорений сиденья в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда
1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

При установке пневморессорной подвески с амортизатором значения среднеквадратических отклонений ускорений на сиденье во второй резонансной полосе частот снижаются при движении трактора на 5 и 6 передачах соответственно на 17 и 43%.

Известно, что допустимые уровни вибрации на рабочих местах подвижных транспортных средств при их движении по местности, агрофонам и дорогам для воздействия в течении 480 мин при частотном анализе в октавных полосах не должны превышать следующих значений (м/с^2):

1,10 – в 1 октаве;

0,79 – во 2 октаве;

0,57 – в 3 октаве;

0,60 – в 4 октаве;

1,14 – в 5 октаве.

Из графиков (см. рис. 1) видно, что при движении на 7 и 8 передачах среднеквадратические отклонения ускорений на сиденье водителя во второй октавной полосе частот превышают допустимые уровни при серийном поддрессировании.

На рисунке 2 и 3 представлены графики среднеквадратических отклонений вертикальных и горизонтальных ускорений пола кабины при движении трактора на 5...8 передачах.

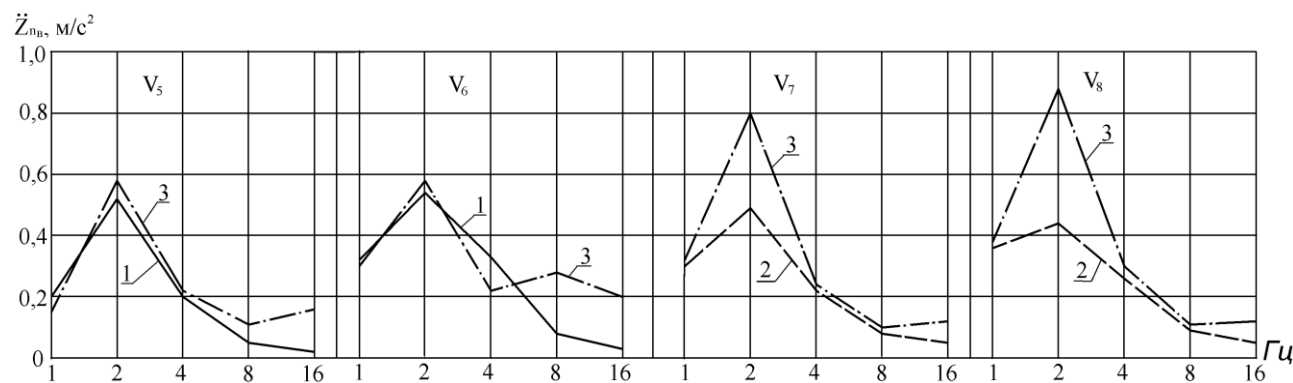


Рис. 2 – Изменения среднеквадратических вертикальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда
1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

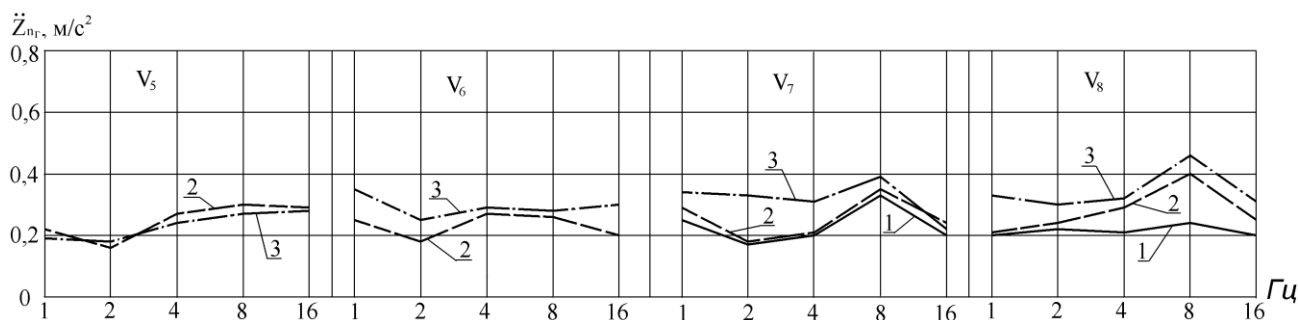


Рис. 3 – Изменения среднеквадратических горизонтальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

Из графиков видно, что с ростом скорости движения возрастают среднеквадратические отклонения ускорений пола кабины в резонансной полосе частот для серийного поддрессоривания.

Они достигают максимальных значений, равных $0,88 \text{ м/с}^2$ при движении на 8 передаче. При установке пневморессорной подвески с амортизатором графики среднеквадратических отклонений ускорений пола кабины располагаются ниже, чем при серийной. Если для 5 и 6 передач разница величин незначительна, то для 7 и 8 передач она составляет соответственно $0,32$ и $0,46 \text{ м/с}^2$.

Следует отметить, что при пневморессорной подвеске с амортизатором с повышением скорости движения трактора среднеквадратические отклонения ускорений пола кабины несколько понижаются, в то время как при серийной подвеске они значительно возрастают.

Так, максимальные среднеквадратические отклонения ускорений пола кабины при серийном поддрессоривании увеличиваются в 1,7 раза при движении на 8 передаче в сравнении с 5 передачей.

В резонансной полосе частот среднеквадратические отклонения ускорений пола кабины и сиденья практически совпадают при серийном поддрессоривании. Это говорит о том, что подвеска сиденья имеет плохие виброзащитные свойства.

На рисунке 4 представлены графики среднеквадратических отклонений ускорений рамы трактора над передним мостом. Из графиков видно, что для всех видов подвесок резонансной остаётся вторая октава со среднегеометрическим значением частоты 2 Гц .

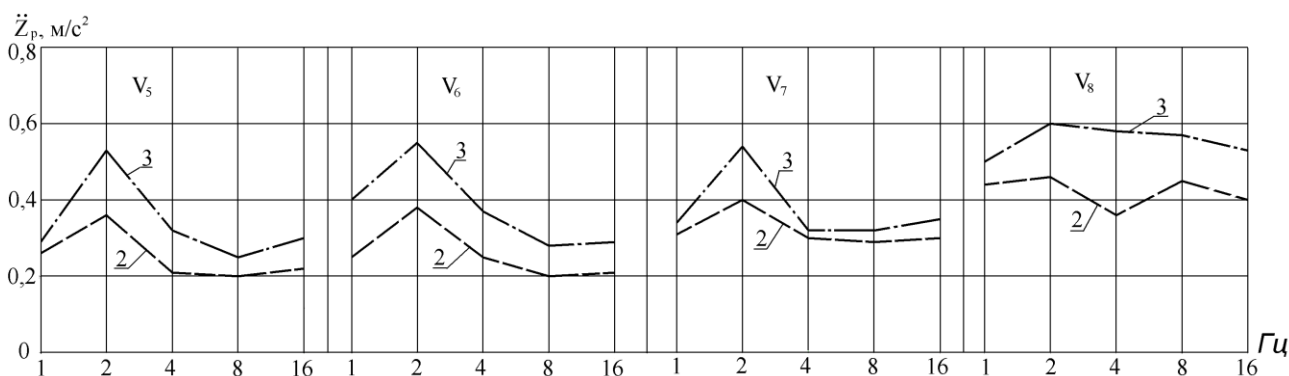


Рис. 4 – Изменения среднеквадратических ускорений рамы над передним мостом в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда: 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

Для 8 передачи начинает проявляться вторая резонансная зона в четвёртой полосе со среднегеометрическим значением частоты 8 Гц . Наибольшее среднеквадратическое отклонение ускорений рамы наблюдается для трактора с серийной подвеской во всех октавных полосах частот при движении агрегата на всех передачах транспортного ряда. Как правило, наибольшая разница среднеквадратических отклонений ускорений приходится на резонансную вторую полосу частот. В этой полосе отмечается снижение на $25...30\%$ среднеквадратических отклонений ускорений на раме

трактора при пневморессорной подвеске по сравнению с серийной.

На рисунке 5 приведены графики среднеквадратических отклонений ускорений переднего мота трактора при движении агрегата на транспортных передачах. Из этих графиков следует, что для переднего моста при движении на 6 передаче и выше резонанс смещается в сторону третьей октавной полосы со среднегеометрической частотой 4 Гц . Отмечая общую тенденцию к возрастанию среднеквадратических отклонений ускорений переднего моста с ростом скорости движения

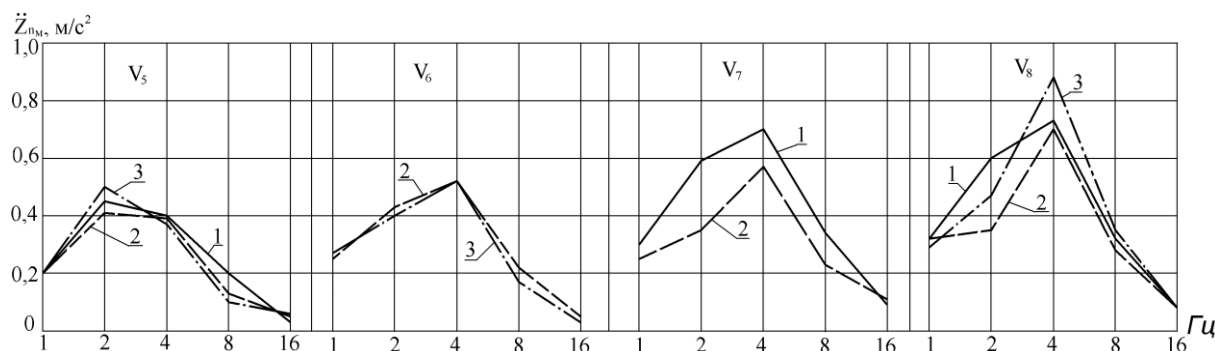


Рис. 5 – Изменения среднеквадратических ускорений переднего моста в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда: 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

агрегата, можно сказать, что вид подвески не оказывает существенного влияния на колебания переднего моста.

На рисунке 6 представлены графики среднеквадратических отклонений ускорений заднего неподдресоренного моста трактора в октавных полосах частот при движении по грунтовой дороге на передачах транспортного ряда. При движении агрегата на 5, 6, и 7 передачах транспортного ряда

отмечено проявление резонанса во второй октавной полосе частот для подвесок серийной и пневморессорной с амортизатором. На 8 передаче при серийно подвеске резонанс проявляется, на ряду со второй, и для третьей октавной полосы частот, а при пневморессорной подвеске резонанс полностью смещается в третью октавную полосу частот.

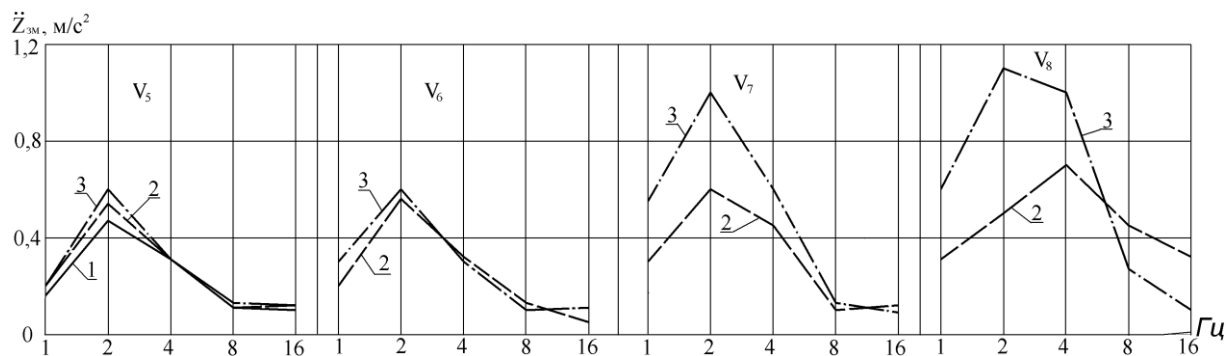


Рис. 6 – Изменения среднеквадратических ускорений заднего моста в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда: 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

С ростом скорости движения значения среднеквадратических отклонений возрастают как при серийной, так и при пневморессорной подвесках. Однако, если на 5 и 6 передачах для разных подвесок их величина практически совпадает, то на седьмой и восьмой передачах среднеквадратические величины ускорений заднего моста при серийной подвеске переднего значительно возрастают по сравнению с аналогичными ускорениями пневморессорной подвески переднего моста. Так, при 7 передаче в резонансной полосе частот среднеквадратические отклонения ускорений заднего моста при пневморессорной подвеске с амортизатором на 40% ниже, чем при серийной. Максимальные значения среднеквадратических отклонений ускорений заднего моста для пневморессорной подвески с амортизатором достигают 0,7 м/с, а для серийной подвески – 1,1 м/с².

На рисунках 7 и 8 представлены среднеквадратические относительные перемещения

переднего моста трактора и рамы в октавных полосах частот при движении по грунтовой дороге на 5, 6, 7 и 8 передачах. Относительные перемещения левой стороны рамы и моста обозначены через h_1 , правой – h_2 .

Из этих графиков видно, что наибольшее значение среднеквадратических отклонений относительных перемещений переднего моста и рамы для всех систем поддресоривания приходится на первую октавную полосу со среднегеометрической частотой 1 Гц. В более высоких октавных полосах частот среднеквадратические отклонения относительных перемещений моста и рамы снижаются. Для первой октавной полосы частот при всех скоростях движения на транспортном ряду характерным является то, что наибольшие среднеквадратические отклонения относительных перемещений моста и рамы соответствуют пневморессорной подвеске. Это объясняется, видимо,

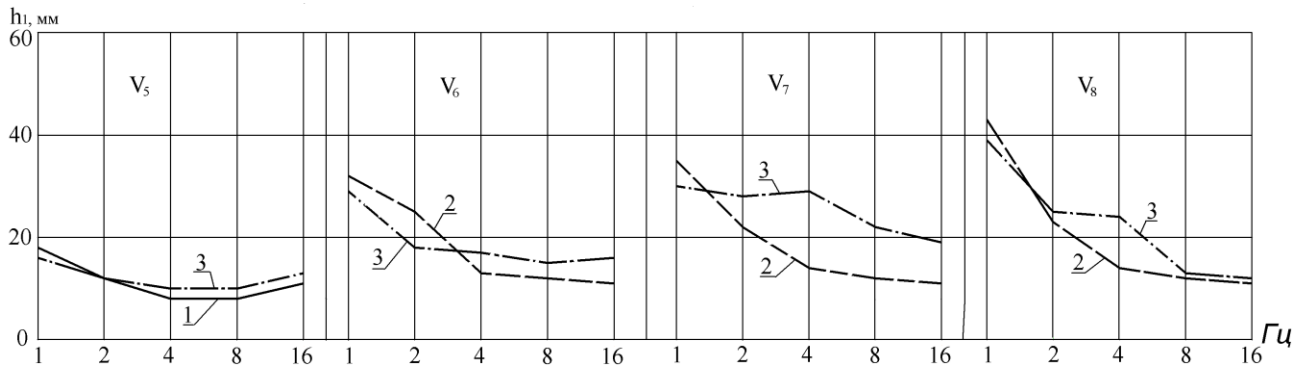


Рис. 7 – Изменения среднеквадратических относительных перемещений рамы и переднего моста (левая сторона) в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда: 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

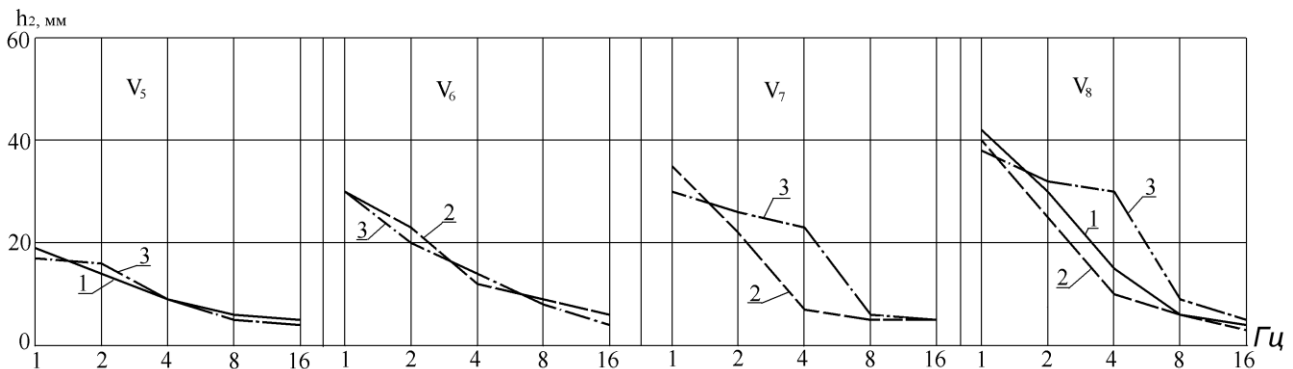


Рис. 8 – Изменения среднеквадратических относительных перемещений рамы и переднего моста (правая сторона) в октавных полосах частот на передачах транспортного ряда: 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

меньшей жёсткостью пневморессорной подвески, что вызывает большие перемещения при частоте менее 2 Гц. С ростом частоты пневморессорная подвеска способна лучше отфильтровать колебания и в меньшей степени пропускает их на раму трактора, поэтому среднеквадратические отклонения относительных перемещений рамы и моста снижаются для этой подвески в большей мере, чем при серийной.

С ростом скорости движения наблюдается возрастание среднеквадратических отклонений относительных перемещений в первой октавной полосе частот. Так, при движении на 5 передаче они составляют 14 мм для серийной подвески, а на 8 передаче – 38 мм. Для пневморессорной подвески эти величины имеют соответственно значения 17 мм, 43 мм, т.е. возрастают более чем в 2 раза.

Выводы.

Для трактора оборудованного серийной и пневморессорной подвеской без амортизатора и с амортизатором, при движении на передачах транспортного ряда, ярко выражена резонансная зона, соответствующая второй октавной полосе со среднегеометрической частотой 2 Гц. С ростом скорости движения трактора, возрастают и величины среднеквадратических отклонений ускорений в характерных точках трактора, однако для пневморессорной подвески с амортизатором,

увеличение значений среднеквадратических отклонений ускорений гораздо меньше, чем при серийной системе поддрессирования. Это позволяет сделать вывод о лучших виброзащитных свойствах такой подвески.

Список литературы

1. Золотаревская Д.И. Основы теории и методы расчета уплотняющего воздействия на почву колесных движителей мобильной сельскохозяйственной техники: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М.: ВИСХОМ, 1997. – 49 с.
2. Золотаревская Д. И. Оценка влияния основных факторов на колебания колесного трактора с вязкоупругой передней подвеской / Д. И. Золотаревская // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2013. №10-3.
3. Ксенович И. П., Скотников В. А., Ляско М. И. Ходовая система – почва – урожай. / И. П. Ксенович, В. А. Скотников, М. И. Ляско – М.: Агропромиздат, – 1985. – 304.
4. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
5. Кравченко В. А. Повышение динамических и эксплуатационных показателей сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: монография / В. А. Кравченко. – М.: ФГОУ ВПО АЧГАА. – 2010. – 224 с.
6. Шарипов В. М. Конструирование и расчет трактора. / В. М. Шарипов – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
7. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.
8. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.: ил.
9. Великодний В. М., Мамонтов А. Г. Экспериментальные

исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины. / В. М. Великодний, А. Г. Мамонтов // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 1, – 166с.

10. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с.

References (transliterated)

1. Zolotarevskaya D. I. Osnovy teorii i metody rascheta uplotnyayushchego vozdeystviya na pochvu kolesnykh dvizhiteley mobilnoy selskhozaystvennoy tekhniki: avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk. – Moscow: VISHOM, 1997. – 49 p.
2. Zolotarevskaya D. I. Ocenka vliyaniya osnovnykh faktorov na kolebaniya kolesnogo traktora s vjaskouprugoy peredney podveskoj / D. I. Zolotarevskaya // Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy. – 2013. No 10-3.
3. Ksenevich I. P., Skotnikov V. A., Ljasko M. I. Hodovaya sistema – pochva – urozhaj. / I. P. Ksenevich, V. A. Skotnikov, M. I. Ljasko –

Moscow: Agropromizdat, – 1985. – 304.

4. Kut'kov G. M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tehnologicheskie svoystva / G. M. Kut'kov – Moscow: KolosS, 2004. – 504 p.
5. Kravchenko V. A. Povyshenie dinamicheskikh i jekspluatatsionnykh pokazatelej sel'skhozajstvennykh mashinno-traktornykh agregatov: monografija / V. A. Kravchenko. – Zernograd: FGOU VPO AChGAA. – 2010. – 224 p.
6. Sharipov V. M. Konstruirovaniye i raschet traktora. / V. M. Sharipov – Moscow: Mashinostroeniye, 2009. – 752 p.
7. Jacenko N. N., Prutchikov O. K. Plavnost' hoda gruzovykh avtomobilej. – Moscow: Mashinostroeniye, 1969. – 220p.
8. Silaev A. A. Spektral'naya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin / A. A. Silaev. – Moscow: Mashinostroeniye, 1972. – 192 p.
9. V. M. Velikodnyj, A. G. Mamontov // Vestnik NTU «HPI». Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskij vypusk «Avtomobile-i traktorostroeniye». – Kharkov: NTU «HPI». – 2010. – No 1, – 166 p.
10. Issledovanie plavnosti hoda, dinamicheskoy nagruzhennosti jelementov sistemy traktora T-150KM i obosnovanie shemy podveski: Otchjot kafedry «Traktorostroeniye» Har'k. politehn. In-ta, №76050198. Kharkov: 1977. – 165 p.

Поступила (received) 17.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження коливань тракторів, обладнаних пневморессорною та серійною підвісками при русі по ґрунтовій дорозі / А. Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 35–40. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Исследования колебаний тракторов, оборудованных пневморессорной и серийной подвесками при движении по грунтовой дороге / А. Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 35–40. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Studies of the fluctuations tractor equipped with pneumatic and serial suspension system when moving on road with soil covering / A. G. Mamontov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 35–40. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мамонтов Анатолій Геннадійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- і тракторобудування; тел.: (099) 787-74-33; e-mail: monkhoktar@gmail.com.

Мамонтов Анатолий Геннадьевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения; тел.: (099) 787-74-33; e-mail: monkhoktar@gmail.com.

Mamontov Anatoliy Gennadevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior lecturer teacher at the Department of automobiles and tractors engineering tel.: (099) 787-74-33; e-mail: monkhoktar@gmail.com.

И. А. НАЗАРОВ, Н. Е. СЕРГИЕНКО

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Анализируются результаты теоретических исследований изменения тормозных свойств легковых автомобилей, оснащенных приводами, обеспечивающими межбортовое распределение тормозных сил. Предложены коэффициенты для оценки изменения величины нормальных реакций на колесах, тормозных сил и моментов, бортовой неравномерности их распределения, реализуемого замедления и тормозного пути в процессе экстренных торможений, а также их значения для автомобилей Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo и Forza.

Ключевые слова: легковой автомобиль, коэффициент динамического изменения осевых реакций, коэффициент недоиспользования тормозной силы, коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил, коэффициент изменения замедления и тормозного пути.

Аналізуються результати теоретичних досліджень зміни гальмівних властивостей легкових автомобілів, оснащених приводами, що забезпечують міжбортний розподіл гальмівних сил. Запропоновано коефіцієнти для оцінки зміни величини нормальних реакцій на колесах, гальмівних сил і моментів, бортової нерівномірності їх розподілу, уповільнення й гальмівного шляху, що реалізуються в процесі екстрених гальмувань, а також їх значення для автомобілів Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo і Forza.

Ключові слова: легковий автомобіль, коефіцієнт динамічної зміни осевих реакцій, коефіцієнт недовикористання гальмівної сили, коефіцієнт бортової нерівномірності гальмівних сил, коефіцієнт зміни уповільнення й гальмівного шляху.

The results of theoretical studies of changes in braking properties are analyzed using the example of Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo and Forza cars equipped with brake force regulators, which provide the distribution of braking force between the sides. Dependences are obtained for estimating the change in the magnitude of normal reactions on wheels, braking forces and moments, onboard unevenness of their distribution in the process of performing emergency braking, as well as the real slowing down and braking distance.

Keywords: car, the coefficient of dynamic change in axial reactions, the coefficient of underutilization of the braking force, the coefficient of onboard unevenness of the braking forces, the coefficient of change in the deceleration and stopping distance.

Постановка проблемы. В технической классической литературе [1–6] известен факт, когда совершается экстренное торможение легкового автомобиля, который до этого двигался с ускорением по ровной горизонтальной дороге, значения нормальных реакций на колесах задней оси увеличиваются на 5-12 % в сравнении с их статическим распределением.

Широко используемые методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей, рассматриваемые в классической литературе [1, 2], не учитывают влияние эксплуатационных условий [3–5], при которых выполняются экстренные торможения.

Кроме того, как установлено [3] на величину осевых нормальных реакций влияют фазы процесса торможения (периоды заблокированных и неблокированных колес).

Это приводит к тому, что в результате тормозные свойства легковых автомобилей снижаются из-за того, что имеет место недоиспользование предельной тормозной силы на колесах задней оси легкового автомобиля, которое в ряде случаев может достигать весомых значений, что создает условия для реализации в начальный момент торможения большего замедления и меньшего тормозного пути.

Повышение тормозных свойств легковых автомобилей возможно за счет реализации большей величины предельного тормозного момента на колесах задней оси в каждом из конкретных эксплуатационных случаев торможения. Однако, отслеживание последнего является возможным по бортам автомобиля, что в свою очередь требует бортовой схемы присоединения контуров тормозного привода вместо используемой диагональной.

Работа выполнялась на основании договора от 01.09.2015 о творческом сотрудничестве между

Харьковским национальным автомобильно-дорожным университетом и конструкторско-экспериментальным отделом Запорожского автомобилестроительного завода.

Анализ последних исследований и публикаций. Анализ последних исследований и публикаций показывает, что в случаях экстренного торможения легковых автомобилей в эксплуатационных условиях нормальные реакции, приходящиеся на колеса, определяемые по классическим методикам [1, 2], отличаются от тех же реакций, определяемых по уточненным [7–10].

Установлено [7, 8, 10], что при выполнении экстренных торможений без блокирования колес легковыми автомобилями Lanos со снаряженной массой при начальной скорости 80 км/час на горизонтальной дороге с сухим асфальтобетонным покрытием, с учетом аэродинамического фактора величина реализованного тормозного момента на колесах задней оси может быть увеличена до 32 %, на горизонтальной дороге с поперечным уклоном 3,5 % – до 44 % с фиксированным радиусом кривизны 300 м – до 39 %, а на дороге, имеющей продольный уклон 10 %, величина реализованного тормозного момента на колесах задней оси может быть увеличена: на подъеме до 28 %, а на спуске до 24 %.

Следовательно, с учетом эксплуатационных условий, фаз процесса торможения и аэродинамического фактора появляется возможность в начальный момент выполнения экстренного торможения легковых автомобилей реализовать большую по величине тормозную силу на колесах задней оси, чем по классической теории.

Таким образом, классическая методика оценки тормозной эффективности легковых автомобилей, пренебрегающая эксплуатационными условиями,

действием аэродинамического фактора и фазами процесса экстренного торможения, не способна выявить и учесть долю увеличения нормальных реакций на колесах задней оси в каждом из эксплуатационных случаев и требует уточнения.

Цель и задачи исследования. Целью работы является усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей за счет учета эксплуатационных условий, аэродинамического фактора и фаз процесса экстренного торможения.

Задача исследования: с учетом эксплуатационных условий, аэродинамического фактора и первой фазы процесса экстренного торможения (без блокирования колес) оценить:

- относительный рост нормальных реакций и предельных тормозных сил на осях и бортах легкового автомобиля;

- оценить изменение замедления и тормозного пути легковых автомобилей.

Методы исследования. В работе используются методы теоретического анализа, классической механики и математического моделирования.

Оценка нормальных реакций и предельных тормозных сил на колесах легкового автомобиля при торможении в эксплуатационных условиях.

Влияние эксплуатационных условий легкового автомобиля автор предлагает учитывать изменением нормальных реакций на осях по коэффициенту динамического изменения осевых нормальных реакций, который представляют собой отношение нормальной нагрузки R_{zi} , приходящейся на данную ось в эксплуатационном случае торможения, к нормальной нагрузке на ту же ось автомобиля R_{zi}^0 , определяемую по классической теории,

$$m_{Ri} = \frac{R_{zi}}{R_{zi}^0}. \quad (1)$$

Для сравнительной оценки тормозной эффективности легкового автомобиля автором вводится коэффициент недоиспользования осевой тормозной силы, который равен отношению величин действительных осевых тормозных сил и идеальных, определяемых:

– с использованием уточненных зависимостей

$$m_{Ti} = 1 - \frac{P_{Ti}}{[P_{Ti}]}, \quad (2)$$

– с использованием классических зависимостей

$$m_{Ti}^0 = 1 - \frac{P_{Ti}}{[P_{Ti}]^0}, \quad (3)$$

где P_{Ti} – действительная тормозная сила, развиваемая на i -ой оси легкового автомобиля;

$[P_{Ti}]$ – идеальная тормозная сила на i -ой оси легкового автомобиля, определяемая с учетом уточненных зависимостей для нормальных реакций в каждом из рассматриваемых эксплуатационных случаев торможения;

$[P_{Ti}]^0$ – идеальная тормозная сила на i -ой оси легкового автомобиля, определяемая с учетом классических зависимостей.

Для определения идеальных тормозных сил P_{Ti} на колесах i -ой оси автомобиля будем использовать известные зависимости [1–6]

$$[P_{T1}] = R_{z1} \cdot \varphi, \quad (4)$$

$$[P_{T2}] = R_{z2} \cdot \varphi, \quad (5)$$

$$[P_{T1}^0] = R_{z1}^0 \cdot \varphi, \quad (6)$$

$$[P_{T2}^0] = R_{z2}^0 \cdot \varphi, \quad (7)$$

где φ – значение коэффициента сцепления;

R_{z1} – нормальная реакция на i -ой оси автомобиля, определяемая по новым выражениям [7–10];

R_{zi}^0 – нормальная реакция на i -ой оси автомобиля, определяемая по классическим выражениям [1, 2].

Для каждого рассмотренного случая торможения автомобиля определяются действительная тормозная сила на передней оси [4, 5]

$$P_{T1} = p_1 \cdot K_1 \leq [P_{T1}]; \quad (8)$$

и действительная тормозная сила на задней оси

$$P_{T2} = p_2 \cdot K_2 \leq [P_{T2}], \quad (9)$$

где K_i – конструктивный параметр тормозного механизма, применяемого на i -ой оси легкового автомобиля, m^2 .

Поскольку в тормозных системах рассматриваемых легковых автомобилей применяются передние дисковые и задние – барабанные тормозные механизмы, то принимаем конструктивный коэффициент:

– для тормозов дискового типа

$$K_1 = \frac{\pi d_u^2 \cdot R_{cp} \cdot \mu}{10^6 \cdot r_k}, \quad (10)$$

где d_u – диаметр колесного цилиндра, мм;

R_{cp} – средний диаметр трения тормозного диска;

$\mu = 0,35$ – коэффициент трения фрикционной пары.

– для тормозов барабанного типа

$$K_2 = \frac{\pi d_u^2 \cdot D_2 \cdot \mu \cdot (a_2 + c_2)}{2 \cdot 10^6 \cdot r_k} \cdot \left(\frac{1}{a_2 - \mu \cdot (0,5 D_2 - h_2)} + \frac{1}{1 + a_2 + \mu \cdot 0,5 D_2 - h_2} \right), \quad (11)$$

где D_2 – внутренний диаметр тормозного барабана;

a_2 – расстояние от горизонтальной оси барабана до нижней (плавающей/ шарнирной) опоры колодки;

c_2 – расстояние от горизонтальной оси барабана до верхней приводной опоры колодки, мм;

h_2 – расстояние от вертикальной оси барабана до нижней (левой / правой) опоры колодки, мм.

При условии комплектования легковых автомобилей Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Forza колесами с радиальными дисками R14, то с использованием формул (10) и (11), получим конструктивные параметры, приведенные в табл. 1.

Таблица 1 – Значения конструктивных параметров тормозных механизмов

Легковой автомобиль	Значения конструктивных параметров тормозных механизмов								
	передней оси			задней оси					
	d_u , мм	R_{cp} , мм	K_1 , м ²	d_u , мм	D_2 , мм	a_2 , мм	c_2 , мм	h_2 , мм	K_2 , м ²
Lanos	48	104,6	$8,47 \cdot 10^{-4}$	19,05	200	77	74	17,7	$5,82 \cdot 10^{-4}$
Lada Priora	50	108,5	$9,53 \cdot 10^{-4}$	19,05	200	77	74	16	$5,86 \cdot 10^{-4}$
Chevrolet Aveo	52	104,6	$9,94 \cdot 10^{-4}$	20,64	200	77	74	17,7	$6,82 \cdot 10^{-4}$
Forza	52	104,6	$9,94 \cdot 10^{-4}$	20,64	200	77	74	18,6	$6,80 \cdot 10^{-4}$

Приняв компенсационный закон изменения приводного давления в контурах тормозного привода автомобиля [4, 5], давление в контурах задних тормозов изменяется по зависимости в виде

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot \frac{p_2^{\varphi=0,8} - p_{20}}{p_1^{\varphi=0,8} - p_{10}}, \quad (12)$$

где $p_2^{\varphi=0,8}$ – величина приводного давления в контуре задних тормозных механизмов, соответствующая максимальной идеальной тормозной силе на задней оси

$$p_2^{\varphi=0,8} = \frac{[P_{T2}^{\varphi=0,8}]}{K_2}, \quad (13)$$

$p_1^{\varphi=0,8}$ – величина приводного давления в контуре передних тормозных механизмов, соответствующая максимальной идеальной тормозной силе на передней оси $[P_{T1}^{\varphi=0,8}]$ легкового автомобиля при $\varphi = 0,8$

$$p_1^{\varphi=0,8} = \frac{[P_{T1}^{\varphi=0,8}]}{K_1}. \quad (14)$$

где $[P_{T1}^{\varphi=0,8}]$ – идеальная тормозная сила на передней оси легкового автомобиля при φ_0 ;

p_{20} – величина приводного давления в заднем контуре до ограничения;

Δp – приращение приводного давления в тормозном приводе.

Гредескул А.Б. [2] предлагает для одиночного легкового автомобиля принимать значение оптимального коэффициента сцепления φ_0 из условия

$$\varphi_0 = \frac{a \cdot \varphi_{min} + b \cdot \varphi_{max}}{L}, \quad (15)$$

где $\varphi_{min} = z_{min}$ и $\varphi_{max} = z_{max}$ – предельные значения коэффициента сцепления, соответствующие коэффициентам торможения.

Для исследуемых легковых автомобилей значения оптимального коэффициента сцепления приведены в табл. 2.

Для оценки распределения суммарной тормозной силы по бортам легкового автомобиля автором вводится коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил

$$\delta_T = \frac{P_{T11} + P_{T21}}{P_{T12} + P_{T22}}. \quad (16)$$

Таблица 2 – Теоретические значения оптимального коэффициента сцепления

Автомобиль	Lanos	Lada Priora	Chevrolet Aveo	Forza
со снаряженной массой	0,53	0,52	0,53	0,53
с полной массой	0,47	0,48	0,47	0,49

При помощи компьютерной программы получены расчетные значения нормальных осевых и колесных реакций, а также параметров торможения, определяемых по уточненной и классической теории при экстренных торможениях исследуемых автомобилей с начальной скорости 40-150 км/час, выполняемых на автомобильной дороге категории 1а в различных дорожных условиях.

На основании расчетных данных определены коэффициенты m_{Ri} изменения осевых нормальных реакций при $z = 0,5 - 0,8$:

- на горизонтальном участке дороги (табл. 3);
- на ровной дороге с продольным уклоном (подъемом / спуском) (табл. 4);
- на горизонтальной дороге с поперечным уклоном (табл. 5);
- на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (табл. 6).

Для оценки полноты реализации тормозных моментов на осях автомобилей автором вводится коэффициент недоиспользования предельных тормозных моментов, определяемый по зависимости

$$\Delta m_{MTi} = 1 - \frac{R_{zi}^0}{R_{zi}}. \quad (17)$$

Анализ расчетных значений (табл. 3) показывает, что для легковых автомобилей Lanos, совершающих экстренное торможение в безветренную погоду на сухой горизонтальной дороге с коэффициентом торможения $z = 0,5 - 0,8$ коэффициент динамического изменения нормальной нагрузки:

- при снаряженной массе:

- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,915 - 0,88$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,23 - 1,49$;
- при полной массе:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,9 - 0,85$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,12 - 1,23$.

Таблица 3 – Значение коэффициентов изменения осевых нормальных реакций при экстренном торможении на горизонтальной дороге

Автомобиль	Коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил	Коэффициент динамического изменения нормальной реакции, m_{Ri}	
		передняя ось ($i=1$)	задняя ось ($i=2$)
Lanos	1,0	0,915-0,88	1,23-1,49
	1,0	0,92-0,88	1,12-1,23
Lada Priora	1,0	0,94-0,91	1,16-1,33
	1,0	0,9-0,85	1,17-1,32
Chevrolet Aveo	1,0	0,914-0,875	1,24-1,53
	1,0	0,897-0,848	1,16-1,30
Forza	1,0	0,916-0,877	1,23-1,50
	1,0	0,903-0,86	1,17-1,32

Примечание. В числителе указаны значения для автомобиля со снаряженной массой, в знаменателе – с полной массой.

Это указывает на возможность увеличения реализуемого тормозного момента на задней оси автомобиля с полной массой, в сравнении с классическим подходом, при $z = 0,5$ на 12 %, а при $z = 0,8$ на 23 %. Однако, если учесть, что в начальный момент экстренного торможения легковой автомобиль двигался с максимальным ускорением, то запас не реализованного тормозного момента на задних колесах легкового автомобиля может быть дополнительно увеличен на 5-12 % [1-5], и тогда может достигать 28-35 %.

Анализ расчетных значений (см. табл. 3) показывает, что для легковых автомобилей Lada Priora в таком случае коэффициент динамического изменения нормальной нагрузки:

- при снаряженной массе:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,94 - 0,91$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,16 - 1,33$;
- при полной массе:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,90 - 0,85$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,17 - 1,32$.

Это указывает на возможность увеличения реализуемого тормозного момента на задней оси автомобиля с полной массой при $z = 0,5$ на 17 %, а при $z = 0,8$ на 32 %. С учетом догрузки задней оси при движении с максимальным ускорением [1-5] запас суммарного не реализованного тормозного момента может достигать 37-44 %.

Анализ расчетных значений (см. табл. 3)

показывает, что для легковых автомобилей Chevrolet Aveo, совершающих экстренное торможение в таких условиях, коэффициент динамического изменения нормальной нагрузки:

- при снаряженной массе:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,914 - 0,875$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,24 - 1,53$;
- при полной массе:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,897 - 0,848$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,163 - 1,302$.

Это в свою очередь указывает на возможность увеличения, в сравнении с классической теорией, реализуемого тормозного момента на задней оси автомобиля с полной массой при $z = 0,5$ на 16,3 %, а при $z = 0,8$ на 30,2 %. В результате запас не реализованного тормозного момента на задней оси легкового автомобиля может достигать в таком случае 35-42 %.

Анализ расчетных значений (см. табл. 3) для легковых автомобилей Forza, совершающих экстренное торможение, показывает, что коэффициент динамического изменения нормальной нагрузки составляет:

- со снаряженной массой:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,916 - 0,877$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,234 - 1,505$;
- с полной массой:
- 1) на передней оси убывает $m_{R1} = 0,903 - 0,86$;
- 2) на задней оси растет $m_{R2} = 1,17 - 1,32$.

Следовательно, имеет место возможность увеличения, в сравнении с классической теорией, реализуемого тормозного момента на задней оси автомобиля с полной массой при $z = 0,5$ на 17 %, а при $z = 0,8$ на 32 %. В итоге запас суммарного не реализованного тормозного момента на колесах задней оси легкового автомобиля может достигать 37-44 %.

Анализ расчетных значений коэффициентов m_{Ti} недоиспользования осевой тормозной силы показывает, что в соответствии с уточненной методикой, в отличие от классической, для указанных легковых автомобилей со снаряженной и полной массой, совершающих экстренное торможение в безветренную погоду на сухой горизонтальной дороге, имеет место практически полная реализация тормозной силы на передней и задней оси ($m_{Ti} \leq 2,1\%$).

Однако, при использовании классической методики [1, 2] расчета предельных осевых тормозных сил у рассматриваемых легковых автомобилей, совершающих экстренное торможение в тех же эксплуатационных условиях, имеет место недотормаживание колес передней оси:

- со снаряженной массой на 7,2-13,1 %;
- с полной массой на 8,0-14,9 %.

В то же время колеса задней оси остаются переторможенными у всех рассматриваемых

автомобилей:

- со снаряженной массой на 15–52 %;
- с полной массой: 3,6–32 %.

Следует заключить, что для легковых автомобилей, затормаживаемых на ровной горизонтальной дороге при отсутствии действия боковой аэродинамической силы, может быть осуществлено межбортное распределение тормозных сил. При этом может быть обеспечена осевая или диагональная схема включения контуров тормозного привода, поскольку бортовая неравномерность тормозных сил при этом отсутствует ($\delta_T = 1$).

Анализ расчетных значений (табл. 4) показывает, что для исследуемых легковых автомобилей с полной массой, совершающих экстренное торможение в безветренную погоду на дороге с продольным уклоном (10%), коэффициент динамического изменения нормальной нагрузки составляет:

- а) на передней оси:
 - 1) при движении на подъеме $m_{R1} = 1,04 - 1,10$;
 - 2) при движении на спуске $m_{R1} = 1,11 - 1,19$;
- б) на колесах задней оси:
 - 1) при движении на подъеме $m_{R2} = 1,10 - 1,16$;
 - 2) при движении на спуске $m_{R2} = 1,08 - 1,12$.

Это указывает на возможность увеличения, в сравнении с классической теорией [1, 2], реализуемой тормозной силы на колесах задней оси на 10-16 % при торможении на подъеме, тогда, как на спуске только на 8-12 %.

Если учесть, что на момент экстренного торможения легковой автомобиль двигался с максимальным ускорением, то запас суммарной не реализованной тормозной силы на задних колесах легкового автомобиля может быть дополнительно увеличен на 5-12 % [2]. Тогда он может достигать на подъеме 21-28 % и на спуске 17-24 %, что в случае реализации может обеспечить повышение эффективности торможения и снижение тормозного пути.

Таблица 4 – Значение коэффициента динамического изменения осевых нормальных реакций при экстренном торможении на ровной дороге с продольным уклоном

Автомобиль	Значения коэффициентов		
	Коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил, δ_T	Коэффициент динамического изменения нормальной реакции, m_{Ri}	
		передняя ось ($i=1$)	задняя ось ($i=2$)
Lanos	1,0	1,06-1,08	1,12-1,14
	1,0	1,15-1,19	1,10-1,12
Lada Priora	1,0	1,08-1,10	1,12-1,16
	1,0	1,12-1,16	1,10-1,12
Chevrolet Aveo	1,0	1,04-1,06	1,10-1,14
	1,0	1,11-1,16	1,08-1,12
Forza	1,0	1,06-1,08	1,12-1,14
	1,0	1,15-1,19	1,10-1,12

Примечание. В числителе указаны значения для автомобиля с полной массой, движущегося на подъеме, в знаменателе – на спуск.

Следовательно, при равномерном нагружении бортов автомобиля, что имеет место как в случае торможения на горизонтальной, так и на дороге с продольным уклоном, в тормозном приводе легковых автомобилей должно быть осуществлено межбортное распределение тормозных сил по предлагаемому способу (рис. 1) [11]. При этом обеспечивается осевая или диагональная схема включения контуров тормозного привода, как и в случае торможения на ровной горизонтальной дороге, поскольку межбортная неравномерность тормозных сил отсутствует.

Однако возможным является и осуществление бортовой или комбинированной схемы включения контуров тормозного привода.

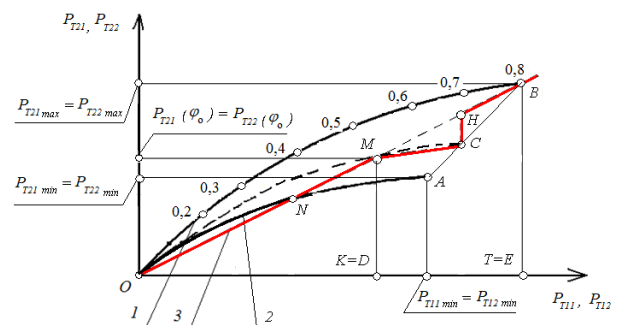


Рис. 1 – Схема межбортного распределения тормозных сил при равномерном нагружении бортов автомобиля:

- 1 – кривая идеального распределения тормозных сил при максимальной нормальной нагрузке на колесах i -го борта автомобиля;
- 2 – кривая идеального распределения тормозных сил при минимальной нормальной нагрузке на колесах i -го борта автомобиля;
- 3 – прямая существующего постоянного распределения;

ОМЧНВ – предлагаемая характеристика регулирования тормозных сил

Анализ расчетных значений (табл. 5) показывает, что для легковых автомобилей Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Forza, совершающих экстренное торможение в безветренную погоду на дороге с поперечным уклоном (3,5 %), коэффициент m_{Ri} динамического изменения нормальной нагрузки на передней и задней оси мало отличается от значений, представленных в табл. 3. Величина реализуемого тормозного момента на колесах задней оси, в сравнении с классической теорией, может быть увеличена на 37–44 %. При этом бортовая неравномерность распределения тормозных сил составляет для автомобилей со снаряженной массой $\delta_T = 3 - 8$ %, с полной массой $\delta_T = 12 - 21$ %.

Тогда при торможении на горизонтальной дороге с поперечным уклоном в тормозном приводе легковых автомобилей должно быть обеспечено распределение тормозных сил по предлагаемому способу [11] (рис. 2), обеспечив бортовую схему включения контуров тормозного привода, так как имеет место неравномерное нагружение бортов автомобиля.

Это значит, что в данном случае имеет место потенциальная возможность для реализации большей

по величине тормозной силы на одном из бортов автомобиля со снаряженной массой на 3–8 % и с полной на 12–21 %, что может обеспечить повышение эффективности торможения и снижение тормозного пути.

При торможении легковых автомобилей на горизонтальной дороге с поперечным уклоном задача выполнима за счет тормозного привода [12], обеспечивающих межбортовое распределение тормозных сил, при осуществлении бортовой схемы включения контуров тормозного привода.

Таблица 5 – Значение коэффициента динамического изменения осевых нормальных реакций при экстренном торможении на дороге с поперечным уклоном (3,5%)

Автомобиль	Коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил, δ_T	Коэффициент динамического изменения нормальной реакции, m_{Ri}	
		передняя ось ($i=1$)	задняя ось ($i=2$)
Lanos	1,04-1,05	0,88-0,90	1,24-1,49
	1,12-1,17	0,88-0,90	1,22-1,23
Lada Priora	1,04-1,05	0,90-0,91	1,13-1,33
	1,135-1,18	0,85-0,90	1,13-1,32
Chevrolet Aveo	1,06-1,08	0,87-0,90	1,26-1,53
	1,18-1,21	0,85-0,90	1,13-1,30
Forza	1,03-1,042	0,88-0,90	1,23-1,51
	1,16-1,18	0,86-0,90	1,21-1,32

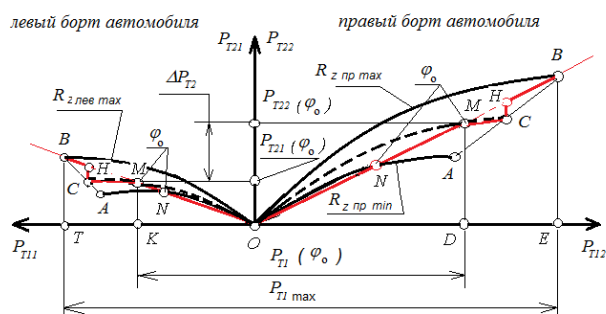


Рис. 2 – Схема межбортового распределения тормозных сил при неравномерном нагружении бортов

В случае торможения исследуемых легковых автомобилей на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (350 м, табл. 6) в тормозном приводе должно быть обеспечено распределение тормозных сил по предлагаемому способу [11] (см. рис. 2) исключительно при бортовой или комбинированной схеме включения контуров тормозного привода, так как бортовая неравномерность распределения тормозных сил в таком случае составляет $\delta_T = 13 - 16 \%$ для автомобилей со снаряженной и $\delta_T = 19 - 26 \%$ с полной массой.

Это значит, что данным эксплуатационном случае есть потенциальная возможность для реализации большей по величине тормозной силы на колесах одного из бортов автомобиля со снаряженной на 13–16 % и полной массой на 19–26 %, что может обеспечить повышение эффективности торможения.

Таблица 6 – Коэффициент динамического изменения осевых нормальных реакций при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны

Автомобиль	Коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил, δ_T	Коэффициент динамического изменения нормальной реакции, m_{Ri}	
		передняя ось ($i=1$)	задняя ось ($i=2$)
Lanos	1,14-1,15	0,86-0,96	1,36-1,51
	1,21-1,25	0,86-0,96	1,34-1,38
Lada Priora	1,13-1,15	0,89-0,97	1,35-1,36
	1,20-1,26	0,83-0,96	1,34-1,38
Chevrolet Aveo	1,16-1,18	0,85-0,96	1,37-1,56
	1,21-1,25	0,85-0,96	1,36-1,39
Forza	1,13-1,14	0,87-0,97	1,35-1,51
	1,19-1,24	0,85-0,97	1,34-1,38

Примечание. В числителе указаны значения для автомобиля со снаряженной массой, в знаменателе – с полной массой.

Оценка изменения тормозного пути легковых автомобилей с учетом аэродинамического фактора. В классической литературе [1–5] довольно широко рассматривается вопрос повышения эффективности торможения автомобилей без учета аэродинамического сопротивления и эксплуатационных условий при заблокированных колесах.

Безусловно, воздушный поток и дорожные условия оказывают заметное тормозное воздействие на легковой автомобиль, имеющий высокий коэффициент обтекаемости кузова и движущийся при высоких скоростях.

Общая сила сопротивления движению при торможении автомобиля в таком случае будет определяться как

$$P_{\Sigma T} = P_{T1} + P_{T2} + P_{wx} + P_{\gamma}, \quad (18)$$

где P_{T1} и P_{T2} – тормозные силы на осях автомобиля, определяемые по зависимостям (6) и (7);

$P_{wx} = K_o \cdot B_a \cdot H_a \cdot \vartheta_a^2$ – продольная составляющая полной аэродинамической силы (сила лобового сопротивления автомобиля) [6];

v_a – скорость, которая учитывает скорость движения автомобиля и скорость воздушного потока;

$$P_{\gamma} = \pm G_a \cdot \sin \gamma \text{ — составляющая силы веса,}$$

действующая на подъеме/спуске.

Рассмотрим работу силы $P_{\Sigma T}$ на бесконечно малом перемещении ds_T без блокирования колес легкового автомобиля

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = d \left(\frac{m_a \cdot \vartheta_a^2}{2} + \sum \frac{J_i \cdot \vartheta_a^2}{2 r_k^2} \right). \quad (19)$$

Или

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = m_a \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a. \quad (20)$$

Откуда, с учетом выше представленных выражений получим

$$ds_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a}{P_{T1} + P_{T2} + K_o \cdot F_w \cdot \vartheta_a^2 + G_a \cdot \sin \gamma}. \quad (21)$$

Обозначив через $A = P_{T1} + P_{T2} + G_a \cdot \sin \gamma$, и, интегрируя выражение (21) с пределами интегрирования от ϑ до ϑ_0 , получим

$$s_T = \left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \int_{\vartheta}^{\vartheta_0} \frac{\vartheta_a \cdot d\vartheta_a}{A + K_o \cdot F_w \cdot \vartheta_a^2}. \quad (22)$$

После преобразований получим зависимость для определения тормозного пути автомобиля при служебном торможении

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2 K_o \cdot F_w} \cdot \ln \frac{A + K_o \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}{A + K_o \cdot F_w \cdot \vartheta^2}. \quad (23)$$

В случае экстренного торможения ($\vartheta = 0$) получим выражение

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2 K_o \cdot F_w} \cdot \ln \left(1 + \frac{K_o \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}{A} \right) \leq [s_T], \quad (24)$$

где $[s_T]$ – предельное значение тормозного пути легкового автомобиля, установленное стандартом [11] при определенной начальной скорости торможения до полной остановки.

По классической теории [1, 2] в случае экстренного торможения величина предельного тормозного пути автомобиля определяется по зависимости

$$[s_T^0] = \frac{\vartheta_0^2}{2 \cdot [j^0]}. \quad (25)$$

При этом предельное замедление определяется

$$[j^0] = \frac{[P_{T1}^0] + [P_{T2}^0]}{m_a} \leq z \cdot g, \quad (26)$$

где z – коэффициент торможения (на грани блокирования – коэффициент сцепления φ [1–6]).

Тормозной путь, определяемый по [11] с учетом

особенностей гидростатических тормозных приводов,

$$[s_T]_{CT} = 0,1 \vartheta_a + \frac{\vartheta_a^2}{26 \cdot j_{yct}}, \quad (27)$$

где j_{yct} – величина установившегося замедления автомобиля (в соответствии с требованием [11] $j_{yct} \geq 7 \text{ м/с}^2$;

ϑ_a – начальная скорость торможения автомобиля, км/час.

На рис. 3 представлены расчетные графические зависимости изменения предельного замедления легковых автомобилей Lanos с полной загрузкой при начальной скорости $\vartheta_a = 40 - 150 \text{ км/ч}$, выполняемых на автомобильной дороге класса 1а с сухим асфальтобетонным покрытием.

Анализ изменения замедления и тормозного пути, определяемых по классической и уточненной теории, автор предлагает оценивать с помощью коэффициентов:

- относительное увеличение замедления

$$\delta_j = \frac{j - [j^0]}{[j^0]} \cdot 100\%, \quad (28)$$

- относительное уменьшение тормозного пути

$$\delta_{s_T} = \frac{[s_T^0] - s_T}{[s_T^0]} \cdot 100\%. \quad (29)$$

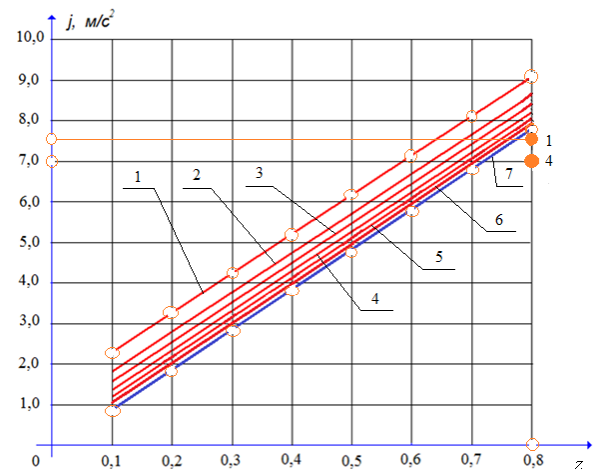


Рис. 3 – Изменение замедления автомобиля Lanos с полной массой, затормаживаемого на ровной горизонтальной дороге: 1 – $\vartheta_a = 150 \text{ км/ч}$; 2 – $\vartheta_a = 130 \text{ км/ч}$; 3 – $\vartheta_a = 100 \text{ км/ч}$; 4 – $\vartheta_a = 80 \text{ км/ч}$; 5 – $\vartheta_a = 60 \text{ км/ч}$; 6 – $\vartheta_a = 40 \text{ км/ч}$; 7 – $40 \leq \vartheta_a \leq 150 \text{ км/ч}$

Как показывает анализ полученных расчетных данных, относительное изменение значений предельного тормозного пути и замедления исследуемых легковых автомобилей при скорости $\vartheta_a < 80 \text{ км/ч}$ практически находятся в пределах погрешности расчета и ими можно пренебречь.

Следовательно, при начальных скоростях торможения легковых автомобилей (с коэффициентом обтекаемости $\leq 0,35 \text{ кг/м}^3$) до 80 км/ч существенной разницы между расчетными значениями параметров

торможения, определяемыми по уточненной и классической теории, нет.

Расчетные данные относительного изменения замедления и тормозного пути рассматриваемых легковых автомобилей в различном весовом состоянии, затормаживаемых на ровной горизонтальной дороге с сухим асфальтобетонным покрытием при $v_a \geq 80$ км/ч, сведены в табл. 3.

Анализ расчетных параметров торможения

(см. табл. 3) для рассматриваемых легковых автомобилей показывает, что с увеличением начальной скорости торможения значения относительного снижения предельного тормозного пути и относительного увеличения замедления растут, что объясняется увеличивающейся силой аэродинамического сопротивления, хотя коэффициент сцепления при этом снижается.

Таблица 3 – Теоретическое изменение замедления и тормозного пути автомобилей

Автомобиль	Масса, кг	Относительное изменение замедления и тормозного пути, %			
		Начальная скорость торможения, км/час			
		80	100	130	150
Lanos	1096	4,33/1,72	6,36/2,73	10,31/4,72	11,31/5,95
	1595	2,67/12,18	5,63/12,8	7,67/13,9	20,64/15,05
Lada Priora	1088	4,51/2,22	6,88/3,23	10,55/5,21	11,91/6,21
	1578	3,04/13,1	6,75/14,36	8,02/15,1	21,0/15,35
Chevrolet Aveo	1045	6,62/3,41	7,21/4,24	13,12/5,45	13,22/6,41
	1455	5,54/14,3	7,53/15,31	8,15/15,46	21,5/15,83
Forza	1200	6,83/4,32	9,92/5,5	13,64/9,05	14,9/11,84
	1575	5,68/8,85	9,0/10,8	11,0/11,03	29,04/19,23

Примечание. В числителе указаны значения δ_f , в знаменателе – $\delta_{ст}$.

Увеличение значений относительного уменьшения предельного тормозного пути и относительного увеличения установившегося замедления наблюдаются для всех рассматриваемых легковых автомобилей при $v_a \geq 80$ км/ч, что объясняется влиянием большей силы аэродинамического сопротивления. При чем, для автомобилей Chevrolet Aveo и Forza относительное увеличение замедления и уменьшение тормозного пути принимают наибольшие значения на всем диапазоне изменения скорости торможения, что объясняется большими значениями конструктивных параметров их тормозных механизмов (см. табл. 1).

Так, при затормаживании автомобилей Chevrolet Aveo со снаряженной массой (см. табл. 3) на ровной горизонтальной дороге категории 1а с сухим асфальтобетонным покрытием при начальной скорости торможения 130 км/ч величина предельного замедления, в сравнении с классическим подходом, увеличивается на 13,12 %, тормозной путь при этом уменьшается на 5,45 %, что в абсолютных единицах составляет 1,03 м/с² и 4,53 м соответственно. При полной массе величина предельного замедления увеличивается на 8,15 %, тормозной путь при этом уменьшается на 15,46 %, что в абсолютных единицах составляет 0,64 м/с² и 14,65 м соответственно.

При затормаживании автомобилей Forza со снаряженной массой (см. табл. 3) на ровной горизонтальной дороге категории 1а с сухим асфальтобетонным покрытием при изменении начальной скорости торможения 150 км/ч величина предельного замедления, в сравнении с классическим

подходом, увеличивается на 14,9 %, а тормозной путь при этом уменьшается на 11,84 %, что в абсолютных единицах составляет 1,17 м/с² и 13,1 м соответственно. При полной массе величина предельного замедления увеличивается на 29,04 %, тормозной путь при этом уменьшается на 11,23 %, что в абсолютных единицах составляет 2,28 м/с² и 13,1 м соответственно.

Выводы. Разработанная автором методика оценки тормозных свойств легковых автомобилей, в отличие от классической, учитывает эксплуатационные условия, действие аэродинамического фактора и фазы процесса экстренного торможения.

Это позволяет произвести оценку динамического изменения нормальных реакций на осях и бортах автомобиля, а также тормозных сил (моментов) и неравномерность их распределения в процессе экстренных торможений в эксплуатационных условиях.

Для оценки тормозных свойств легковых автомобилей предлагается использовать коэффициенты относительного увеличения реализуемого замедления и уменьшения тормозного пути.

Список литературы

1. 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.
2. Гредескул А.Б. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе

- торможения / Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. – Харьков: ХАДИ, 1980. – 24 с.
3. Подригало М.А. Анализ неравномерности вертикальных реакций на колесах и ее влияние на эксплуатационные свойства автомобиля / Подригало М.А. // Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы: IV-ая международ. научно-техн. конф., 11-15 апр. 2000 г. – Севастополь: СевГТУ, 2000. – С. 76-79.
 4. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобшко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.
 5. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с.
 6. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
 7. 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 «ХП»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. – №39(1082). – С. 134-140.
 8. Назаров А.І. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / Назаров А.І., Назаров І.А., Назаров В.І. // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.
 9. Назаров І.А. Повышение безопасной эксплуатации двухосных транспортных средств автомобильного транспорта / І.А. Назаров, В.І. Назаров // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе. – Воронеж: ВГЛА, 2014. – Т.1. – Вып.1 – С. 257-262. – ISSN 2409-7829.
 10. Назаров І.А. Повышение тормозных свойств легковых автомобилей, оборудованных гидравлическим тормозным приводом, обеспечивающим бортовое распределение тормозной силы: сб. научн. трудов / Назаров І.А., Назаров В.І., Назаров А.І. // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе. – Воронеж: ВГЛА, 2016. – Т.3. – Вып. 1(4). – С. 342-347.
 11. Пат. №75406 Україна, МПК 2006.01, B60T 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11. 2012, Бюл. №22.
 12. 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.
 13. 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).
 2. Gredeskul A.B. Zakonyi regulirovaniya tormoznykh sil avtomobilya pri deystvii bokovoy silyi v protsesse tormozheniya / Gredeskul A.B., Podrigalo M.A., Favorov N.Yu. – Kharkov: XADY Publ., 1980. – 24p.
 3. Podrigalo M.A. Analiz neravnomernosti vertikal'nykh reakcij na kolesah i ee vlianie na jekspluatacionnye svojstva avtomobilja / Podrigalo M.A. // Avtomobilnyy transport: problemy i perspektivy Trudy IV-aya mezhdunarod. nauchno-tehn. konf. 11–15 apr. 2000. – Sevastopol, 2000. – pp. 76-79 (In UA).
 4. Podrigalo M.A. Manevrennost i tormoznye svojstva kolesnykh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I., Boboshko A.A.]. – Kharkov, HNADU Publ., 2003. – 403 p.
 5. Podrigalo M.A. Stabilnost ekspluatatsionnykh svoystv kolesnykh mashin / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. – Kharkov, HNADU Publ., 2003. – 614 p.
 6. Turenko A.N. Realizatsiya intellektualnykh funktsiy v elektronno-pnevmaticheskom upravlenii transportnih sredstv: monografiya / Turenko A.N., Klimenko V.I., Ryzhikh L.A. – Kharkov, HNADU Publ., 2015. – 450 p.
 7. Nazarov V. I. Matematichne modelyuvannya pererospodilu reaktsiy na osyakh pidchas ekstrenogo galmuvannya na dorozhi z nakhilom / Nazarov V. I., Nazarov O. I., Nazarov I. O. // VisnikNTU «KhPI»: Seriya «Matematichne modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh». – Kharkov. 2014. – No 39(1082). – p. 134-140.
 8. 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. // VisnikNTU «KhPI»: Seriya «Avtomobile- i traktorobuduvannya». – Kharkov, 2015. – No 8 (1117). – P. 57-65.
 9. Nazarov I. A. Povysheniye bezopasnoy ekspluatatsii dvukhosnykh transportnykh sredstv avtomobilnogo transporta / I. A. Nazarov, V. I. Nazarov // Alternativnyye istochniki energii v transportno-tekhnologicheskoy komplekse. – Voronezh: VGLA. 2014. – Vol.1. – P. 257-262. – ISSN 2409-7829.
 10. Nazarov I.A. Povysheniye tormoznykh svoystv legkovykh avtomobiley, oborudovannykh gidravlicheskim tormoznym privodom, obespechivayuschim bortovoe raspredeleniye tormoznoy silyi / Nazarov I.A., Nazarov V.I., Nazarov A.I. // Alternativnyye istochniki energii v transportno-tekhnologicheskoy komplekse, Voronezh: VGLA Publ., 2016. – Vol. 3. – Vyp. 1(4), pp. 342–347.
 11. Patent UA, no u75406. MPK 2006.01, V60T 11/00. Sposib reguluyuvannya galmivnykh sil mizh osyami legkovogo avtomobilya / [Podrigalo M.A., Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O.]; zayavnik i patentotrimach Kharkiv. natsionalniy avtomobilno-dorozhniy universitet №u201207282; zayavl. 15.06.2012; opubl. 26.11.2012. Byul. No 22.
 12. Patent UA, no u76189. MPK 2006.01, V60T 8/24. Pristriy dlya pidvischennya effektivnosti galmuvannya legkovykh 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. Byul. No 24.
 13. 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 p. – (Natsionalniy standart Ukraini).

Поступила (received) 20.03.2017

References (transliterated)

1. 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 p.

Бібліографічні описи /Библиографические описания /Bibliographic descriptions

Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей / И. А. Назаров, Н. Е. Сергиенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 41–50. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0023.

Вдосконалення методики оцінки гальмівних властивостей легкових автомобілів / І. О. Назаров, М. Є. Сергієнко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 41–50. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0023.

Improvement of the methods for assessing the braking properties of cars / I. A. Nazarov, N. E. Sergienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 41–50. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

Назаров Иван Александрович – Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант, г. Харків; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@ukr.net.

Назаров Иван Александрович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант, м. Харків; тел.: (057) 707-37-33; e-mail: hefer64@ukr.net.

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

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.

Є. С. ПЕЛИПЕНКО

ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛУ КІНЕМАТИЧНИХ, СИЛОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ РІЗНИХ СПОСОБІВ ГАЛЬМУВАННЯ

В роботі наведені та проаналізовані способи гальмування колісного трактора з гідрооб'ємно-механічною трансмісією шляхом натиснення на педаль «гальмо» та «зчеплення»; зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педаль «гальмо» та «зчеплення»; натиснення на педаль «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини; зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педаль «гальмо». Встановлено рекомендації щодо вибору способу гальмування при екстремній та службовій зупинці колісного трактора.

Ключові слова: трактор, гальмування, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, штатна гальмівна система, гідрооб'ємна передача.

В работе приведены и проанализированы способы торможения колесного трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией путем нажатия на педали «тормоз» и «сцепления»; уменьшения оборотов коленчатого вала и нажатии на педали «тормоз» и «сцепления»; нажатие на педали «тормоз» и «сцепления» и изменении параметра регулирования гидромашин; изменения параметра регулирования гидромашин, а также при изменении параметра регулирования гидромашин и нажатии на педали «тормоз». Установлено рекомендации по выбору способа торможения при экстренной и служебной остановке колесного трактора.

Ключевые слова: трактор, торможения, гидрообъемно-механическая трансмиссия, штатная тормозная система, гидрообъемная передача.

The paper describes the methods and analyzed braking wheel tractor with manual transmission hydrostatic mechanical by pressing the pedal "brake" and "clutch"; reducing the speed of the crankshaft and press the pedal "brake" and "clutch"; pressing the pedal "brake" and "clutch" and change the parameter regulation hydraulic machine; regulation parameter hydraulic machine, and change the setting and regulation parameter hydraulic machine with press the pedal "brake". The effect on the efficiency of hydraulic transmission to using different methods of braking wheel tractor. By means of calculating the area occupied by the efficiency of hydraulic transmission defined that way by pressing the pedal "brake" and "clutch" more effective methods of regular in the application of the brake system. Based on research by inhibition of hydraulic transmission defined depth analysis of feasibility braking mode by changing the parameter regulation parameter hydraulic machine. Established recommendations on the choice of the emergency braking at stop and the officer wheeled tractor.

Key words: tractor, brake, hydrostatic-mechanical transmission, the nominal brake system, hydrostatic transmission.

Вступ. Збільшення обсягів виробництва в агропромисловому секторі сільськогосподарської продукції вимагає від виробників зростання об'ємів транспортних операцій. Дане спостереження зумовлює ефективне використання колісних тракторів в сільському господарстві.

На Західно-європейських ринках вже протягом декілька десятиліть виробляють та експлуатують трактори, які оснащені безступінчастими трансмісіями. Близько 20 % безступінчастих трансмісій складають гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ), яка має ряд переваг в порівнянні з механічною [1 – 3]. На етапі конструювання та експлуатації колісних тракторів з ГОМТ актуальним питанням є дослідження впливу способів гальмування на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує ряд публікацій [4 – 9] присвячених розгляду питань пов'язаних з аналізом процесів, що виникають в ході гальмування колісних тракторів. Зокрема, в роботах [3 – 9] досліджуються та обґрунтовуються способи гальмування самохідних машин та тракторів з безступінчастими трансмісіями (електромеханічними та гідрооб'ємно-механічними).

В роботі [8] автор на основі структурного аналізу безступінчастих ГОМТ різного схемного виконання (диференціал на вході, диференціал на виході, зі змінною структурою) аналізує процеси що протікають в трансмісії в ході гальмування колісного трактора.

В матеріалах публікації [9] розглядаються та аналізуються процеси, що виникають в

безступінчастій ГОМТ – 1С за рахунок гальмування гідрооб'ємною передачею колісного трактора ХТЗ – 21021.

На основі проведеного аналізу досліджень та публікацій встановлено доцільність визначення розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ – 1С при гальмуванні, як штатною трансмісією, так і гідрооб'ємної передачі (ГОП).

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є встановлення закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії при реалізації різних способів гальмування колісного трактора ХТЗ – 21021.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- відокремити способи гальмування, що призводять до повної зупинки колісного трактора з ГОМТ;

- визначити доцільність використання способів гальмування колісного трактора ХТЗ – 21021 з точки зору параметрів ГОМТ на колісних тракторах різних типів трансмісій;

- встановити рекомендації щодо використання того чи іншого способу гальмування для екстремної та службової зупинки трактора з ГОМТ.

Визначення способів гальмування. В ході теоретичного дослідження гальмування початковими даними для розрахунків будуть наступними: колісний трактор рухається по сухій асфальтній поверхні, параметри регулювання гідромашин дорівнюють $e_1 = 1$ та $e_2 = 1$, частота обертів колінчастого валу

становить $n_{dvs} = 2100$ об/хв.

Як відомо, процес гальмування поділяється на службове та екстрене. Службове гальмування використовується при необхідності плавної зміни інтенсивності руху трактора, або за для повної зупинки в конкретному місці. Екстрене гальмування застосовується при негайній необхідності зменшення швидкості до повної зупинки, що зумовлено критичними обставинами на ділянці поверхні. З аналізу роботи [10] встановлено, що уповільнення трактора при службовому гальмуванні не перевищує $1,5 \text{ м/с}^2$, а при екстремому – може досягнути позначки більше ніж 5 м/с^2 .

Відокремимо способи реалізації процесу

гальмування при використанні штатної гальмівної системи та ГОП (зміною параметру регулювання гідромашини).

Гальмування штатною гальмівною системою.

Основна функція штатної гальмівної системи трактора – це гальмування в процесі екстреної та службової зупинки трактора. На тракторі ХТЗ – 21021 застосовується барабанний гальмівний механізм [11] з одноконтурним пневматичним приводом.

На рис. 1 наведено спрощена кінематична схема конструкції ГОМТ – 1С при гальмуванні штатною гальмівною системою, де відбувається розрив кінематичного зв'язку між ланками гідромотора та сонячної шестерні планетарного механізму.

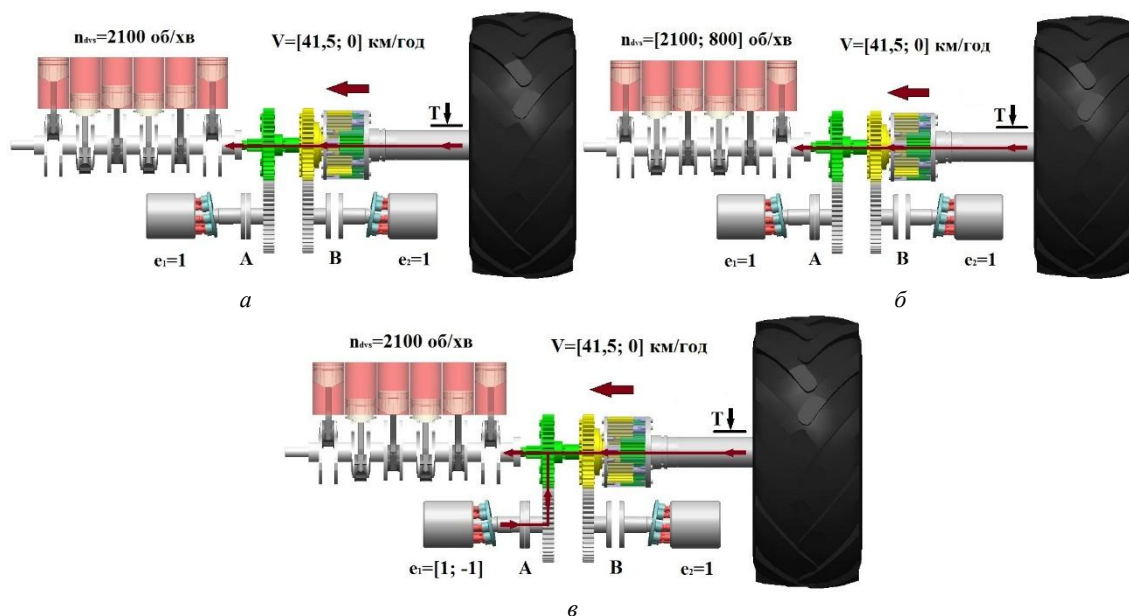


Рис. 1 – Спрощена кінематична схема конструкції ГОМТ – 1С при гальмуванні штатною гальмівною системою: а – при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»; б – при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»; в – при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини

Розглянемо процес гальмування за рахунок натиснення на педалі «гальмо» та «зчеплення» (результати наведено на рис. 2 (а)), при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» (результати наведено на рис. 2 (б)), а також при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини (результати наведено на рис. 2(в)).

При натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» спостерігається: досягнення нульової швидкості $V = 0$ (з початкової $V = 41,5$ км/год) за 2,5 с; перепад робочого тиску варіюється в межах $\Delta P \in [11,89; 1]$ МПа; ККД ГОП, ККД об'ємний та ККД механічний змінюються в межах $\eta_{ГОП} \in [0,73; 0]$, $\eta_o \in [0,81; 0,75]$ та $\eta_M \in [0,9; 0]$.

Що стосується гальмування при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення», то, як і в попередньому варіанті досягнення нульової швидкості $V = 0$ (з

початкової $V = 41,5$ км/год) досягається за 2,5 с, проте перепад робочого тиску варіюється в межах $\Delta P \in [11,89; 1,8]$ МПа; ККД ГОП, ККД об'ємний та ККД механічний змінюються в межах $\eta_{ГОП} \in [0,73; 0,11]$, $\eta_o \in [0,81; 0,46]$ та $\eta_M \in [0,9; 0,24]$.

При натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини спостерігається, як і в двох попередніх, досягнення нульової швидкості $V = 0$ (з початкової $V = 41,5$ км/год) за 2,5 с при цьому параметр регулювання гідромашини варіюється $e_1 \in [-1; 1]$ за час 2,5 с; перепад робочого тиску варіюється в межах $\Delta P \in [11,89; -2,1]$ МПа; ККД ГОП, ККД об'ємний та ККД механічний змінюються в прямому потоці потужності в межах $\eta_{ГОП} \in [0,73; 0]$, $\eta_o \in [0,81; 0]$ та $\eta_M \in [0,9; 0]$, а в зворотньому досягає наступних максимальних значень $\eta_{ГОП} = 0,32$, $\eta_o = 0,79$ та $\eta_M = 0,55$.

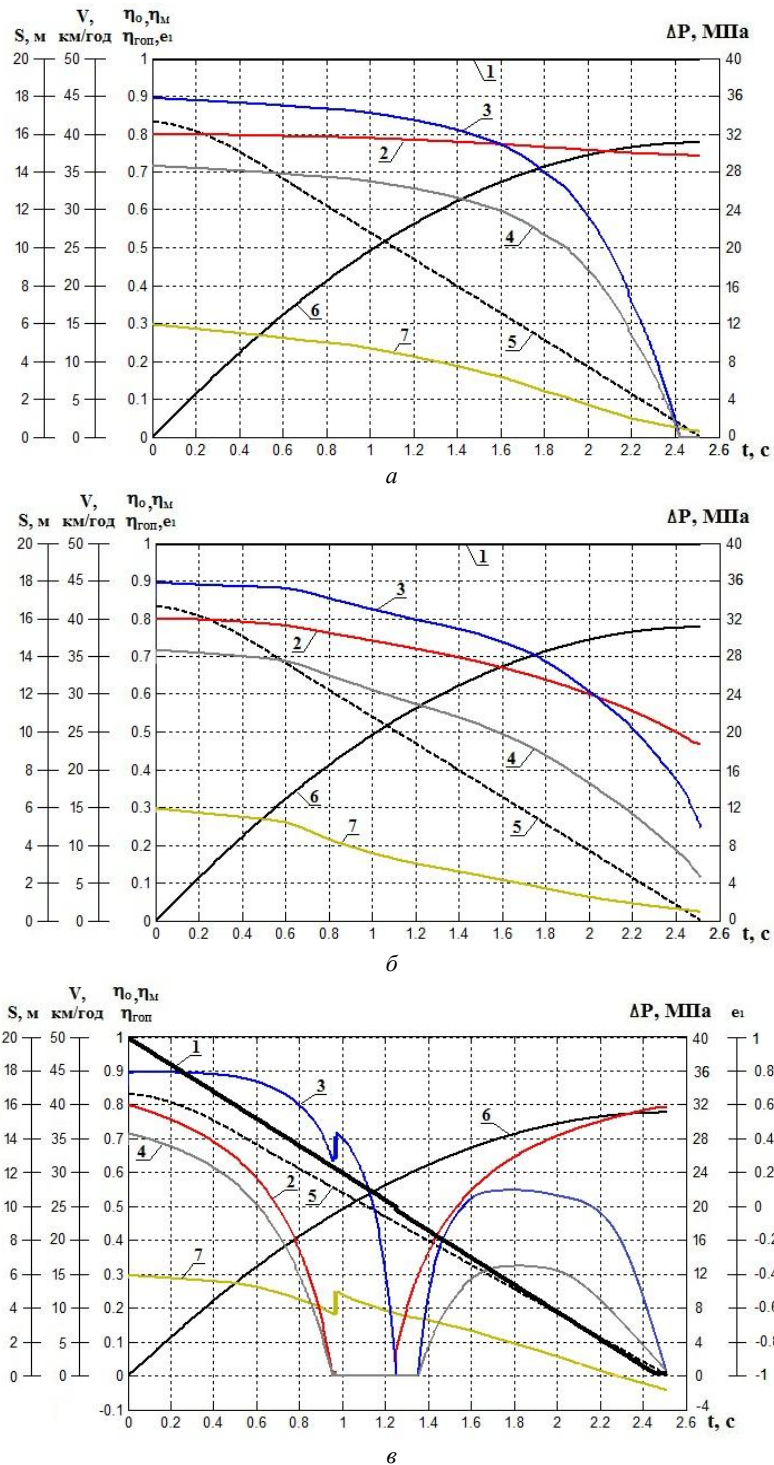


Рис. 2 – Зміна кінематичних, силових та енергетичних параметрів трактора ХТЗ – 21021 з ГОМТ – 1С в залежності від часу гальмування: *a* – при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»; *б* – при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»; *в* – при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини; 1 – параметр регулювання гідромашини e_1 ; 2 – ККД об'ємний η_0 ; 3 – коефіцієнт корисної дії (ККД) механічний η_m ; 4 – ККД ГОП $\eta_{гоп}$; 5 – зміна швидкості при гальмуванні V ; 6 – гальмівний шлях S ; 7 – перепад робочого тиску в ГОП ΔP

В ході теоретичного дослідження з'ясовано, що в процесі гальмування при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення», при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення», а також при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру

регулювання гідромашини – гальмівний шлях не змінюється і дорівнює $S=15,5$ м. Проте необхідно чітко розуміти, що в даних випадках час зміни обертів колінчастого валу та параметру регулювання гідромашини співпадав з часом гальмування шляхом натиснення на педалі «гальмо» та «зчеплення». Даний

підхід дослідження обґрунтовується тим, що цікавлять зміни параметрів ГОМТ – 1С при відносно однакових умовах гальмування.

Оцінімо дані способи гальмування з точки зору завантаженості ККД гідравлічної ланки. На рис. 3

показано площа, яку займає показник ККД ГОП залежно від часу гальмування. Для розрахунку площі необхідно інтегрувати ККД ГОП відносно часу гальмування.

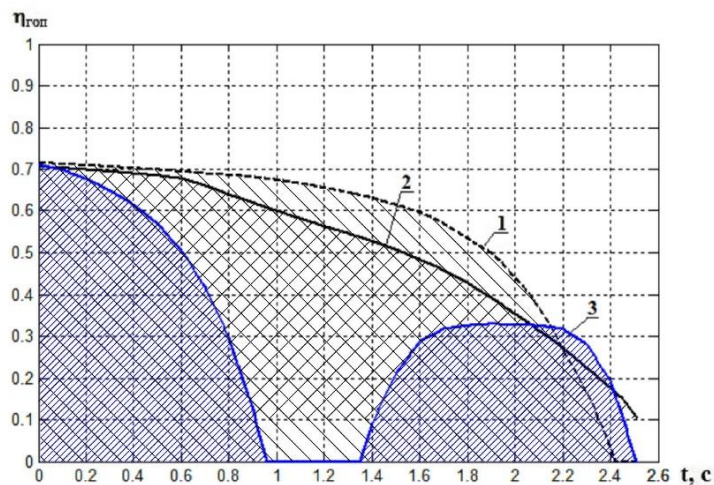


Рис. 3 – Зміна ККД ГОП в залежності від часу гальмування:
1 – при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»; 2 – при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»;
3 – при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини

Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок про те, що при гальмуванні штатною гальмівною системою в ході розриву кінематичного зв'язку між ланками гідромотора та сонячної шестерні планетарного механізму спостерігається:

- зменшення кутової швидкості та залишкового крутного моменту на валу гідромотора, який має тенденцію до зменшення;

- збільшення кутової швидкості на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння, що призводить до збільшення кутової швидкості на валу гідронасоса.

Окрім того, в ході гальмування при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» та при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» ГОМТ – 1С працює лише в прямому потоці потужності, де відсутня циркуляція потужності в гідравлічній ланці, а при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини трансмісія працює, як в прямому, так і в зворотньому потоках.

Ототожнюючи отримані результати необхідно підкреслити, що з точки зору ККД гідравлічної ланки в процесі гальмування доцільно реалізовувати спосіб при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини. Дане твердження встановлюється шляхом визначення площі, яку займає ККД ГОП. Таким чином, при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини площа ККД ГОП на 38,8 % менша, ніж при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення», а також на 56,2 % менша, ніж при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення».

Аналізуючи дані спостереження можна стверджувати про те, що для дотримання працездатності трансмісії в умовах гальмування колісного трактора ХТЗ – 21021 з ГОМТ – 1С доцільніше використовувати спосіб при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини.

Гальмування гідрооб'ємною передачею.

Впровадження на колісний трактор безступінчастої ГОМТ додає можливість зменшувати швидкість до повної зупинки за рахунок гідрооб'ємної передачі, тим самим розвантажуючи штатну гальмівну систему. При гальмуванні ГОП оператор-водій змінює параметр регулювання гідромашини з положення $e_1 = 1$ в положення $e_1 = -1$.

На рис. 4 – 5 наведено спрощена кінематична схема конструкції ГОМТ – 1С при гальмуванні шляхом зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо».

Оскільки немає жодних рекомендацій щодо часу гальмування для трактора ХТЗ – 21021 з ГОМТ – 1С, то прийемо зміну параметру регулювання гідромашини лінійну за проміжок часу в 5 с.

Зіставляючи отримані дані в ході гальмування при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо» з результатами при зміні параметру регулювання гідромашини встановлено, що: зменшується час до повної зупинки на 1,74 %; зменшується гальмівний шлях на 1,24 %; збільшується значення перепаду робочого тиску в ГОП, яке призводить до збільшення площі ККД ГОП відносно часу гальмування (рис. 6) на 15,6 %.

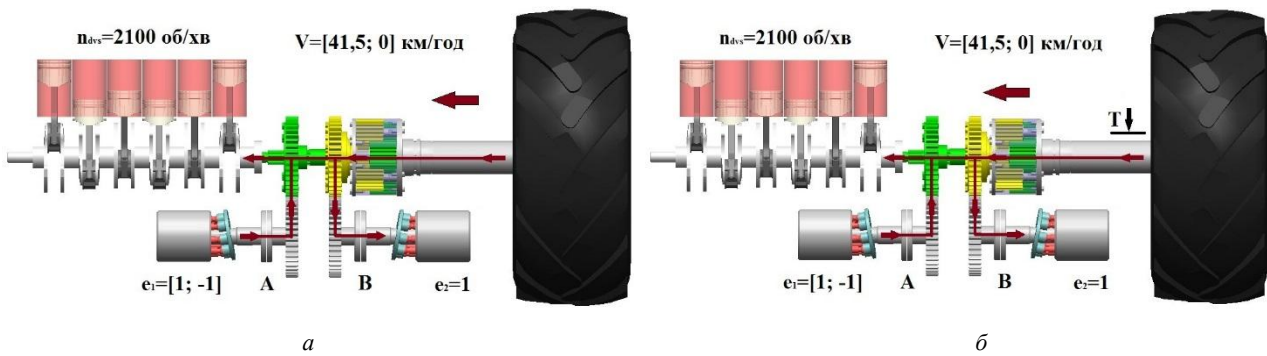


Рис. 4 – Спрощена кінематична схема конструкції ГОМТ – 1С при гальмуванні шляхом:
а – зміни параметру регулювання гідромашини; б – зміни параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо»

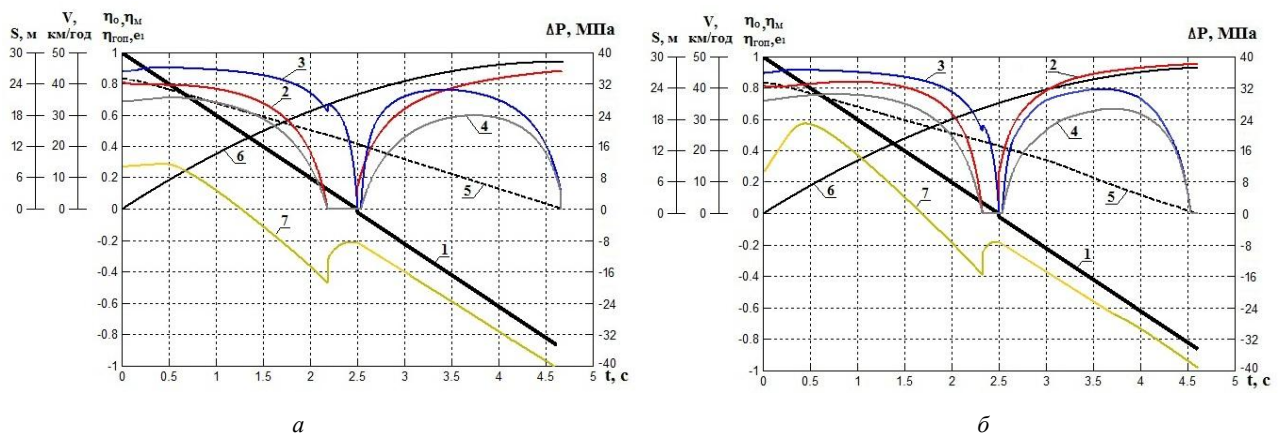


Рис. 5 – Зміна кінематичних, силових та енергетичних параметрів трактора ХТЗ – 21021 з ГОМТ – 1С в залежності від часу гальмування: а – при зміні параметру регулювання гідромашини; б – при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо»; 1 – параметр регулювання гідромашини e_1 ; 2 – ККД об'ємний η_O ; 3 – ККД механічний η_M ; 4 – ККД ГОП $\eta_{ГОП}$; 5 – зміна швидкості при гальмуванні V ; 6 – гальмівний шлях S ; 7 – перепад робочого тиску в ГОП ΔP

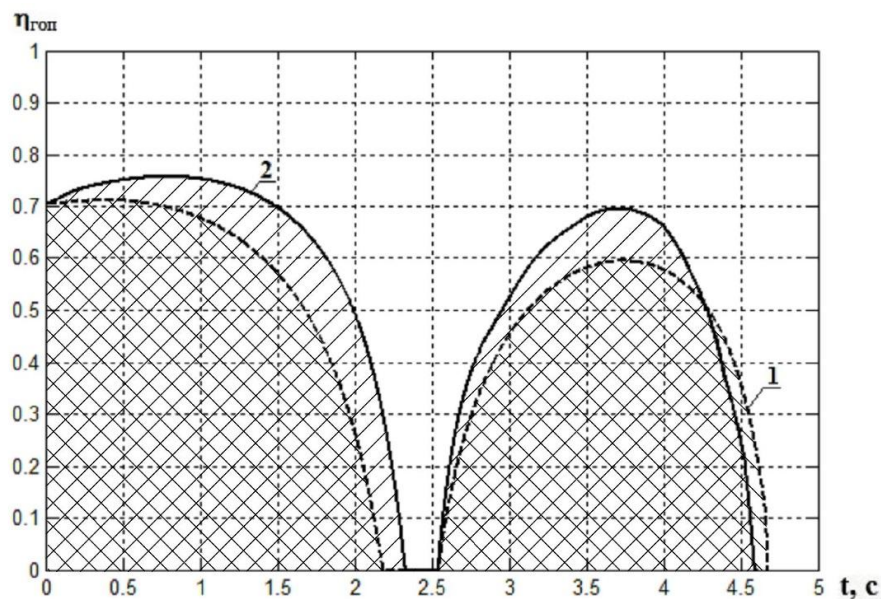


Рис. 6 – Зміна ККД ГОП в залежності від часу гальмування:
1 – при зміні параметру регулювання гідромашини; 2 – при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо»

Аналізуючи результати при способах гальмування при зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо» з упевненістю не можна стверджувати, який спосіб гальмування необхідно застосовувати при екстремому та службовому гальмуванні, адже в повній мірі не визначено залежність параметрів ГОМТ – ІС від часу гальмування. Проте з упевненістю можна стверджувати, що з точки зору працездатності ГОМТ – ІС рекомендовано використовувати способи гальмування при зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо» для службового гальмування. Адже при екстремому гальмуванні спостерігатиметься суттєве збільшення гальмівного моменту, який призведе до перевантаження, як гідравлічної, так і механічної гілки ГОМТ, що в кінцевому результаті призведе до технічної несправності.

Висновки: В роботі відокремлено такі способи гальмування, як:

- при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»;
- при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення»;
- при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини;
- при зміні параметру регулювання гідромашини;
- при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо».

На основі закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ – ІС в процесі гальмування колісного трактора ХТЗ – 21021 встановлено доцільність використання способу при натисненні на педалі «гальмо» та «зчеплення» і зміні параметру регулювання гідромашини при екстремому гальмуванні. Для службового гальмування доцільно застосовувати способи при зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі «гальмо».

Визначено, що подальшого дослідження потребує спосіб гальмування шляхом зміні параметру регулювання гідромашини.

Список літератури

1. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // International Collection of scientific proceedings. – 2016. – Vol. 6(13). – P. 49 – 57.
2. Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями / А.П. Кожушко // Сільськогосподарські машини. – 2015. – №31. – С. 70 – 82.
3. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
4. Подригало М.А. Торможение трактора с одноосным прицепом без блокирования колес / М.А. Подригало, М.П. Холодов // Транспортне машинобудування. – 2012. – № 2. – С. 144 – 152.
5. Поварехо А.С. Выбор способа торможения трактора с электромеханической трансмиссией / А.С. Поварехо, П.В. Радченко // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 12-й Международной научно-технической конференции. Т.2. – Минск: БНТУ, 2014. – С. 15 – 16.
6. Буклагина Г.В. Автоматическое торможение тракторов, оснащенных бесступенчатыми передачами в тяжелых производственных условиях. (ФРГ) // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. – 2005. – № 2. – С. 373.
7. Кольга А.Д. Гидрообъемное торможение. Возможности применения на карьерных автомобилях / А.Д. Кольга, С.Е. Гавришев // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2004. – № 1. – С. 287 – 290.
8. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А.І. Бондаренко. – Харків: «Федорко», 2015. – 220 с.
9. Самородов В.Б. Порівняльний аналіз робочих процесів у безступінчастій гідрооб'ємно-механічній трансмісії в процесі гальмування / В.Б. Самородов, М.О. Мітцель, Є.С. Пелипенко // Молодий вчений – 2015. – № 11 (26). – Ч.1. – С. 36 – 41.
10. Бондаренко А.І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харків, 2016. – 477 с.
11. Аносов В.И. Научное обоснование режимов экспресс-проверки тормозной системы колесных тракторов АО «ХТЗ» / Аносов В.И., Самородов В.Б., Ребров А.Ю., Пелипенко Е.С. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 8. – С. 3 – 13.

References (transliterated):

1. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // International Collection of scientific proceedings. – 2016. – Vol. 6(13). – P. 49 – 57.
2. Kozhushko A.P. Osoblyvosti roboty kolisnykh traktoriv z hidroob'ємno-mekhanichnymy transmisiiamy [Features of work wheeled tractors with hydrostatic mechanical transmissions]. Silskohospodarski mashyny, 2015, vol. 31, pp. 70 – 82.
3. Samorodov V.B. Perspektivnyi transmisii kolisnykh traktoriv / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, Ie.S. Pelypenko, M.O. Mittsel // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – No 10 (1053). – P. 3 – 10.
4. Podrigalo M.A. Tormozhenie traktora s odnoosnym pritsepom bez blokirovaniya koles / M.A. Podrigalo, M.P. Holodov // Transportne mashinobuduvannya. – 2012. – No 2. – P. 144 – 152.
5. Povareho, A. S. Vyibor sposoba tormozheniya traktora s elektromekhanicheskoy transmissiei / A. S. Povareho, P.V. Radchenko // Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike: materialyi 12-y Mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii. Vol. 2. – Minsk: BNTU, 2014. – P. 15 – 16.
6. Buklagina G.V. Avtomaticheskoe tormozhenie traktorov, osnashchennykh besstupenchatymi peredachami v tyazhelykh proizvodstvennykh usloviyah. (FRG) // Inzhenerno-tehnicheskoe obespechenie APK. Referativnyi zhurnal. – 2005. – No 2. – P. 373.
7. Kolga A.D. Gidroob'emnoe tormozhenie. Vozmozhnosti primeneniya na karernykh avtomobilyah / A.D. Kolga, S.E. Gavrishev // Gornyy informatsionno-analiticheskyy byulleten (nauchno-tehnicheskyy zhurnal). – 2004. – No 1. – P. 287 – 290.
8. Dynamika protsesu halmuvannia kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'ємno-mekhanichnymy transmisiiamy: Monohrafiia / A.I. Bondarenko. – Kharkiv:

- «Fedorko», 2015. – 220 p.
9. Samorodov V.B. Porivnialnyi analiz robochych protsesiv u bezstupinchastii hidroob'iemno-mekhanichnii transmisii v protsesi halmuvannia / V.B. Samorodov, M.O. Mittsel, Ie.S. Pelypenko // Molodyi vchenyi – 2015. – No 11 (26). – Ch.1. – P. 36 – 41.
10. Bondarenko A.I. Naukove obgruntuvannia novykh tekhnichnykh rishen protsesu halmuvannia kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'iemno-mekhanichnymy transmisiiamy: dys. na zdobuttia nauk. stupenia dok. tekhn. nauk: spets. 05.22.02 «Avtomobili ta traktory» / Bondarenko Anatolii Ihorovich. – Kharkov, 2016. – 477 p.
11. Anosov V.I. Nauchnoe obosnovanie rezhimov ekspress-proverki tormoznoy sistemyi kolesnykh traktorov AO " HTZ" / Anosov V.I., Samorodov V.B., Rebrov A.Yu., Pelipenko E.S. // Visnik Natsionalnogo tekhichnogo unIversitetu «KHPI». – Kharkov: NTU «KHPI», 2014. – No 8. – P. 3 – 13.

Надійшла (received): 20.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії при реалізації різних способів гальмування / Є.С. Пелипенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 51 – 57. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механической трансмиссии при реализации различных способов торможения / Е.С. Пелипенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 51 – 57. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066

Kinematic, power and energy patterns of distribution parameters hydrovolumetric mechanical transmission in the implementation of different methods of braking / E.S. Pelipenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 51 – 57. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Пелипенко Євген 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 Eugene Sergievich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", assistant at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

О. Ю. РЕБРОВ**АНАЛІЗ ВІДПОВІДНОСТІ МАКСИМАЛЬНОГО ТИСКУ НА ҐРУНТ ТРАКТОРНОЇ ШИНИ АГРОЕКОЛОГІЧНИМ ВИМОГАМ ЙМОВІРНОСТНИМ МЕТОДОМ З УРАХУВАННЯМ ҐРУНТО-КЛІМАТИЧНИХ УМОВ УКРАЇНИ**

В роботі запропонована методика оцінки відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини агро-екологічним вимогам ймовірностним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України. Наведено розподіл допустимого тиску на ґрунт за територією України при весняному передпосівному і осінньому основному обробітку ґрунту. Проведено аналіз відповідності ряду типорозмірів сільськогосподарських тракторних шин світових виробників агро-екологічним вимогам.

Ключові слова: тракторна шина, максимальний тиск шини на ґрунт, агро-екологічні вимоги.

В работе предложена методика оценки соответствия максимального давления на почву тракторной шины агро-экологическим требованиям вероятностным методом с учетом почвенно-климатических условий Украины. Приведено распределение допускаемого давления на почву по территории Украины при весенней передпосевной и осенней основной обработке почвы. Проведен анализ соответствия ряда типоразмеров сельскохозяйственных тракторных шин мировых производителей агро-экологическим требованиям.

Ключевые слова: тракторная шина, максимальное давление шины на почву, агро-экологические требования.

It is offered the method of estimation of the maximum tractor tires pressure on the soil and its conformity agro-ecological requirements by using probabilistic method and taking into account soil and climatic conditions of Ukraine. It is presented data of soil characteristics such as moisture physical maturity, the lowest moisture and soil moisture during the preplant and basic tillage, which are random variables and have a normal distribution through Ukraine territory. It is shown distribution of permitted ground pressure on the territory of Ukraine during the spring preplant and autumn basic tillage. It is analyzed the conformity of agricultural tractor tires to agro-ecological requirements and it is shown, that under condition of the maximum tire inflation pressure all reviewed tire sizes do not meet the standards of soil pressure. It is proved that under condition of the minimum tire inflation pressure about half of all reviewed tire sizes meet the standards of soil pressure with the probability more than 0.9.

Key words: agricultural tire, maximum tractor tires pressure on the soil, agro-ecological requirements.

Вступ.

Існують багато методів і концепцій розвитку сільськогосподарського виробництва, які базуються на новітніх технологіях обробки ґрунту, догляду за рослинами та ін. Сучасне землеробство ґрунтується на даних та досвіді багатьох наук, насамперед, біології, хімії, ґрунтознавства, економіки, кліматології, які, в свою чергу, в застосуванні до агрономії стали її складовими частинами, – агрофізика, агрохімія, агрометеорологія, ґрунтознавство, рослинництво, мікробіологія, селекція та інші. Весь цей комплекс наук спрямований на створення науково-обґрунтованих систем землеробства, які повинні забезпечувати високі та стійкі врожаї при одночасному підвищенні родючості.

Для тракторобудування центральним питанням щодо впровадження науково-обґрунтованих заходів підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва та забезпечення високої врожайності й родючості ґрунтів при одночасній відповідності агро-екологічним нормам є вивчення факторів, які безпосередньо впливають на показники взаємодії тракторної сільськогосподарської шини з ґрунтом.

Тому оцінка відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини екологічним вимогам з урахуванням розподілу сільськогосподарських угідь України, а саме ріллі, за показниками, що лімітують рівень впливу колісних рушіїв на ґрунт є актуальною задачею. Відповідність значення максимального тиску тракторної шини на ґрунт встановленим нормам є підставою для визначення найбільш доцільних з агро-екологічних позицій конструкцій і типорозмірів тракторних шин.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Найбільш ефективний механічний обробіток спостерігається при відповідному стані ґрунту [1], який визначається, насамперед, гранулометричним складом [2], рівноважною щільністю у верхньому шарі, наявністю вологи [3] та рядом інших факторів.

Стан ґрунту, що є оптимальним для механічного обробітку, відповідає фізичній стиглості. Фізична стиглість ґрунту різного гранулометричного складу настає при різній вологості в доволі вузькому інтервалі значень. Найбільш вразливим до ущільнення ґрунт стає при підвищеній вологості, що суттєво може знизити ефективність його обробітку, або навіть звести її на нівець. Тому, час, вид та інтенсивність сільськогосподарських технологій визначаються виключно станом ґрунту [4-5]. Найбільш інтенсивно сільськогосподарські операції механічного обробітку ґрунту на території України проводяться навесні під час його підготовки під ранні ярові культури і восени – під озиму пшеницю [1].

Здатність ґрунту опиратися деформуванню визначається його потенціалом міцності, складовими якого є супротив розриву, який дорівнює 8-15% від потенціалу міцності, якщо під ним мати на увазі суму зусиль, необхідних для подолання супротиву розриву, здвигу та стиснення. Супротив здвигу складає 25-30%. Супротив стисненню в ході якого ґрунт руйнується (знаходиться в межах 50-60%), є найбільш небажаним способом впливу на ґрунт не тільки в силу найбільшої енергоємності, але й тому, що після такого впливу порушується здатність ґрунту відновлювати вихідні характеристики. Таким чином може бути порушена здатність ґрунту відновлюватися – фундаментальна характеристика, що є визначальною для збереження усереднених

© О. Ю. Ребров, 2017

параметрів ґрунту в часі при антропогенному навантаженні [3].

Виявлені факти принципової різниці в післядії на ґрунт різних способів деформування послужили основою для обґрунтування допустимого рівня впливу на ґрунт ходових систем машино-тракторних агрегатів [3, 6]. Допустимий рівень впливу на ґрунт не повинен перевищувати суму опорів розриву і здвигу. Після навантажень, що дорівнюють цим опорам, ґрунт відновлює свої усереднені показники за час зимово-весняних циклів замерзання-розмерзання.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є розробка методики оцінки відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини екологічним вимогам ймовірностним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України для подальшого її використання при обґрунтуванні конструктивних і техніко-економічних показників тракторів і машино-тракторних агрегатів.

Методика оцінки відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини екологічним вимогам ймовірностним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України.

Вихідними даними для визначення максимального тиску тракторної шини на ґрунт є радіальне навантаження і контурна площа плями контакту з жорсткою опорною поверхнею [7]. На жаль, вітчизняні виробники тракторних шин Дніпрошина і Rosava не зазначають величину контурної площі плями контакту з жорсткою опорною поверхнею, що ускладнює аналіз показників взаємодії вітчизняних шин з ґрунтом. Каталогів сучасних шин закордонних виробників, таких як Michelin, Trelleborg, Good Year, Firestone, Mitas, містять інформацію щодо контурної площі плями контакту з жорсткою опорною поверхнею. Щодо радіального навантаження, то воно може варіюватися в широких межах, але максимальні тягові показники шина має при навантаженні, що дорівнює допустимому при відповідному тиску повітря в шині. Контурна площа плями контакту з жорсткою опорною поверхнею залишається незмінною на лінії навантажувальної характеристики шини, яка з'єднує точки з координатами ($p_{ш.мін}$; $Q_{мін}$) і ($p_{ш.макс}$; $Q_{макс}$), де $p_{ш.мін}$ – мінімально допустимий тиск в шині, $Q_{мін}$ – максимально допустиме радіальне навантаження, що відповідає мінімально допустимому тиску, $p_{ш.макс}$ – максимально допустимий тиск в шині, $Q_{макс}$ –

максимально допустиме радіальне навантаження, що відповідає максимально допустимому тиску [8].

Тиск тракторної шини на ґрунт знаходиться в межах, які визначаються інтервалом [$Q_{мін}$, $Q_{макс}$] при постійному значенні контурної площі плями контакту з жорсткою опорною поверхнею. Тому доцільно визначати максимальний тиск на ґрунт ($q_{макс}$) в крайніх точках інтервала, тобто при $p_{ш.мін}$ і $p_{ш.макс}$, тим самим визначивши інтервал його варіювання для конкретної шини.

У разі відсутності повної технічної інформації щодо конкретної шини, деякі дані можуть бути отримані за допомогою математичної моделі шини, запропонованої В. Л. Бідерманом [9] та розвинутої в роботі [10]. Ідентифікацію окремих параметрів шин, у тому числі і сучасних іновативних, можна провести з використанням запропонованих методик [11, 12].

Відповідність тракторної шини нормам впливу на ґрунт регламентується за допустимим тиском [6], який розраховується окремо для весняного і літньо-осіннього періоду залежно від вологості ґрунту в долях найменшої вологості (НВ), яка, в свою чергу, визначається гранулометричним складом ґрунту. Для розрахунку допустимого тиску на ґрунт вважаємо, що шина працює у ведучому режимі, висота протектору перевищує 25 мм, число проходів по одному сліду дорівнює двом. При визначенні нормативної величини допустимого тиску на ґрунт [6, табл. 1] необхідно знати вологість ґрунту під час проведення весняного і літньо-осіннього обробітку.

Великий обсяг досліджень і систематизацію даних щодо стану ґрунтів України проведено в роботах професора В. В. Медведєва [1-5]. Він запропонував методи і сучасні інформаційні технології стосовно синтезу ґрунтових карт України з вихідними і похідними параметрами. Сутність методів полягає в формуванні і постійному оновленні за результатами моніторингу стану земельних ресурсів сільськогосподарського призначення окремих ґрунто-кліматичних зон України, а також синтезу картографічного і статистичного матеріалів за окремими показниками ґрунтів. Так, в роботах [1, 3] наведені дані відносно фактичних середньобагаторічних параметрів вмісту вологи в ріллі України в середньобагаторічні терміни проведення робіт під час підготовки ґрунту під ранні ярові культури навесні та під озиму пшеницю в літньо-осінній період (табл. 1).

Таблиця 1 – Вологість ґрунту під час проведення передпосівного і основного обробітку [1, 3]

Передпосівний обробіток ґрунту			Основний обробіток ґрунту		
Вологість ґрунту в долях фізичної стиглості (ФС)	Площа ріллі		Вологість ґрунту в долях фізичної стиглості (ФС)	Площа ріллі	
	%	млн. га		%	млн. га
-	-	-	< 0,7	4,9	1,5
< 0,8	9,4	2,8	0,7-0,8	8,1	2,4
0,8-0,9	5,0	1,5	0,8-0,9	59,1	17,7
0,9-1,0	75,8	22,7	0,9-1,0	14,1	4,2
> 1,0	9,9	3,0	> 1,0	13,8	4,2

Розподіл вологості ґрунтів України за даними [1, 3] (табл. 1) наведений у долях фізичної стиглості (ФС), яка теж має відповідний розподіл за територією держави (рис. 1). Розрахунок допустимого тиску на ґрунт, згідно [6], проводиться залежно від вологості ґрунту у долях найменшої вологоємності (НВ). Фізична стиглість ґрунтів різного гранулометричного складу знаходиться в межах 0,6-0,9 НВ. Тобто

вологість фізичної стиглості і найменша вологоємність – це пов'язані характеристики ґрунтів. Для оціночних розрахунків можна прийняти, що стан фізичної стиглості ґрунтів на території України досягається при вмісті води в середньому на рівні 0,7 НВ [3]. Розподіл ґрунтів України за найменшою вологоємністю наведений на рис. 2.

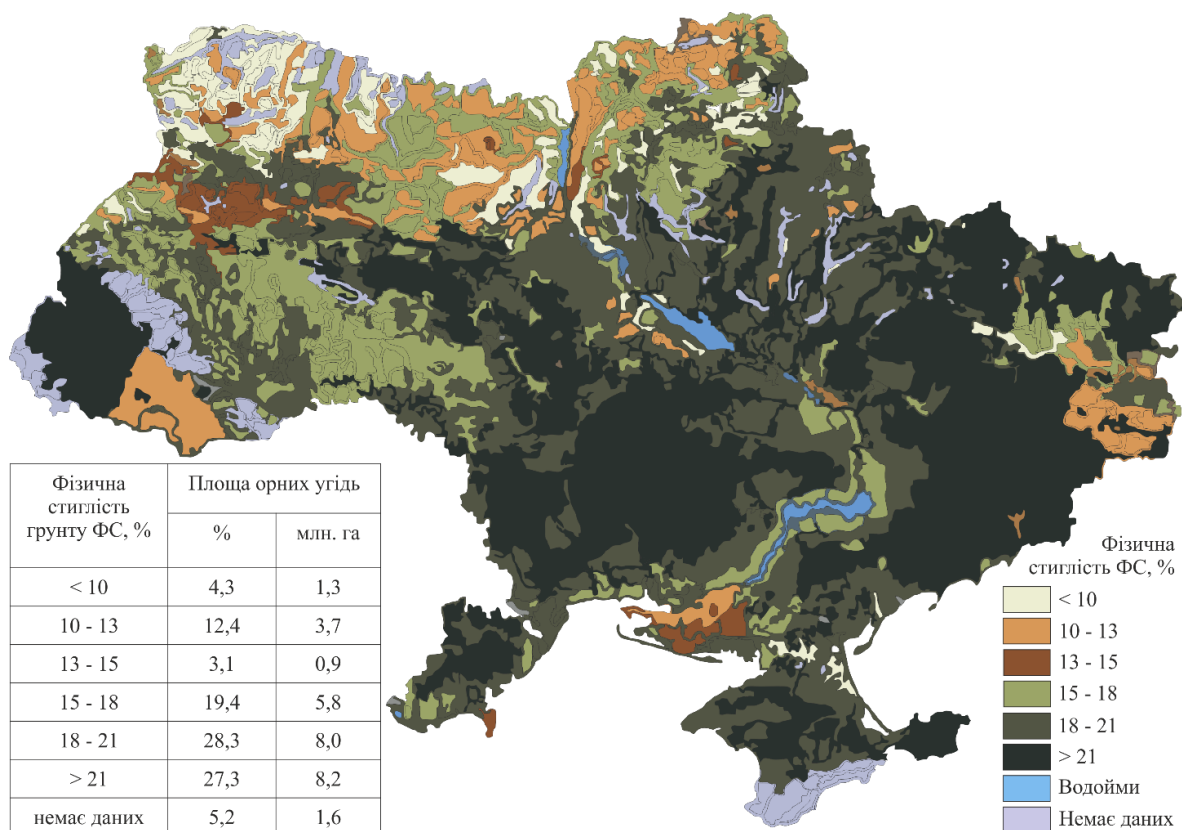


Рис. 1 – Вологість фізичної стиглості (ФС) орних ґрунтів України [3]

Наведених даних достатньо для аналізу відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини агроекологічним вимогам ймовірнісним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України.

Зробимо припущення, що такі характеристики ґрунтів, як вологість фізичної стиглості, найменша вологоємність і вологість ґрунту під час проведення передпосівного і основного обробітку є випадковими величинами, які мають нормальний розподіл за територією України.

Це припущення дозволяє отримати математичне очікування і середньоквартичне відхилення розподілу нормативної величини допустимого тиску на ґрунт [6, табл. 1] під час проведення передпосівного (навесні) і основного (восени) обробітку.

Допустимий тиск шини на ґрунт визначається відповідно нормативної величини допустимого тиску і поправок, які враховують режим роботи шини, висоту протектору і число проходів по одному сліду. Вище зазначені положення дозволили отримати нормальні розподіли нормативної величини

допустимого тиску для весняного передпосівного і осіннього основного обробітку (рис. 3) з параметрами: $M_1 = 135$ кПа, $\sigma_1 = 13$ кПа (весна); $M_2 = 142$ кПа, $\sigma_2 = 24$ кПа (осінь).

Згідно [6] допустимий тиск на ґрунт:

$$[q] = [q_n] \cdot k_{\Sigma}, \quad (1)$$

де k_{Σ} – коефіцієнт, що враховує умови роботи рушій,

$[q_n]$ – нормативна величина допустимого тиску [6, табл. 1], розподіл якої під час проведення передпосівного (навесні) і основного (восени) обробітку ґрунту за територією України наведений на рис. 3.

При руху шини по ґрунту необхідне виконання умови:

$$q_{\max} \leq [q], \quad (2)$$

де $q_{\max}$ – максимальний тиск шини на ґрунт, що визначається згідно [7].

З урахуванням (1) нерівність (2) приймає вигляд:

$$\frac{q_{\max}}{k_{\Sigma}} \leq [q_n]. \quad (3)$$

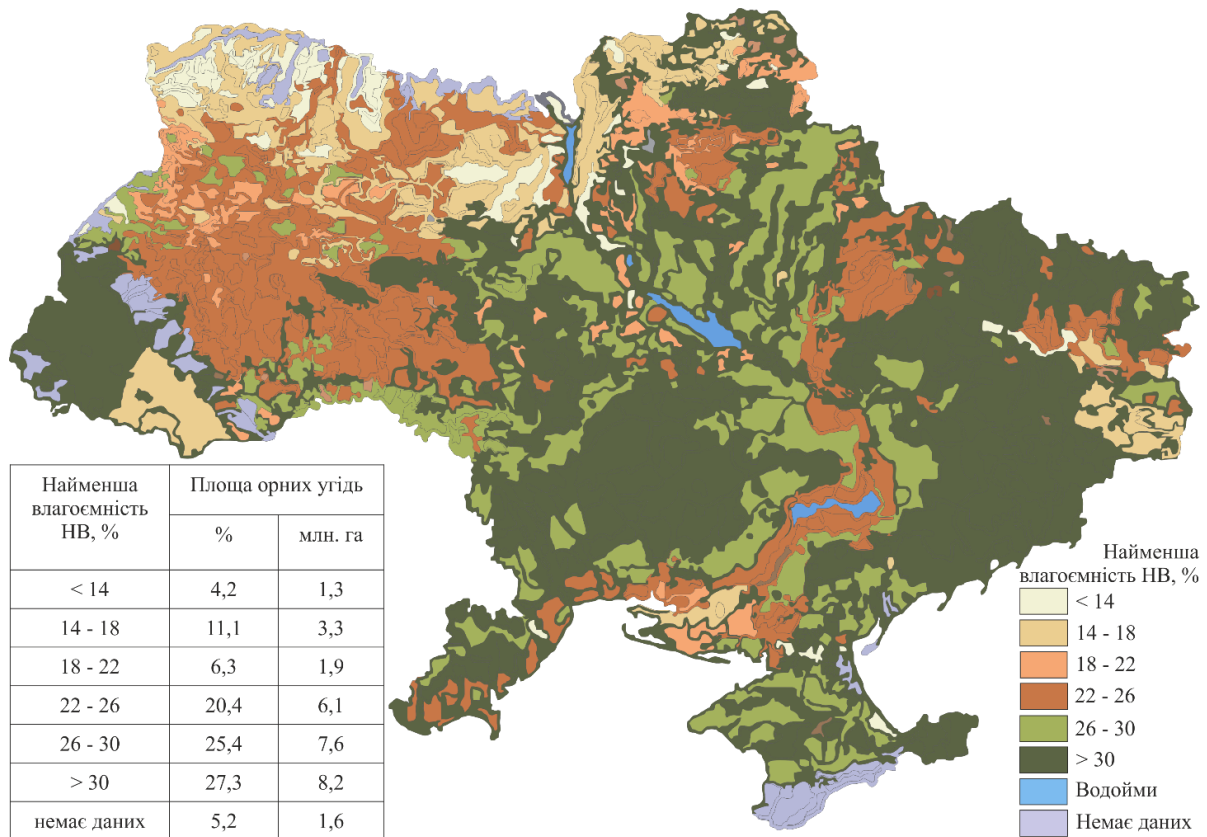


Рис. 2 – Найменша вологосмість (НВ) орних ґрунтів України [3]

Аналіз розподілу нормативної величини допустимого тиску на ґрунт (рис. 3) показує, що частка ґрунтів з допустимим тиском $[q_n] < 126-127$ кПа переважає при основному осінньому обробітку, і навпаки, частка ґрунтів з допустимим тиском $[q_n] > 126-127$ кПа переважає при весінньому передпосівному обробітку. Це свідчить про те, що, незважаючи на поширену думку про вирішальну роль тиску на ґрунт при весняно-польових роботах, при основному обробітку існує приблизно до однієї чверті ґрунтів України, у яких допустимий тиск на ґрунт,

принаймні, не менше ніж при передпосівному обробітку. Опосередковано на це звернув увагу проф. В. В. Медведєв у роботах [1, 3], де показано, що частка площі ріллі, на якій можливий високоякісний основний обробіток, значно зменшується у порівнянні з умовами зволоження навесні (з 75,8% до 14,1%). Тобто ґрунто-технологічні умови для традиційної оранки на 85% території України незадовільні.

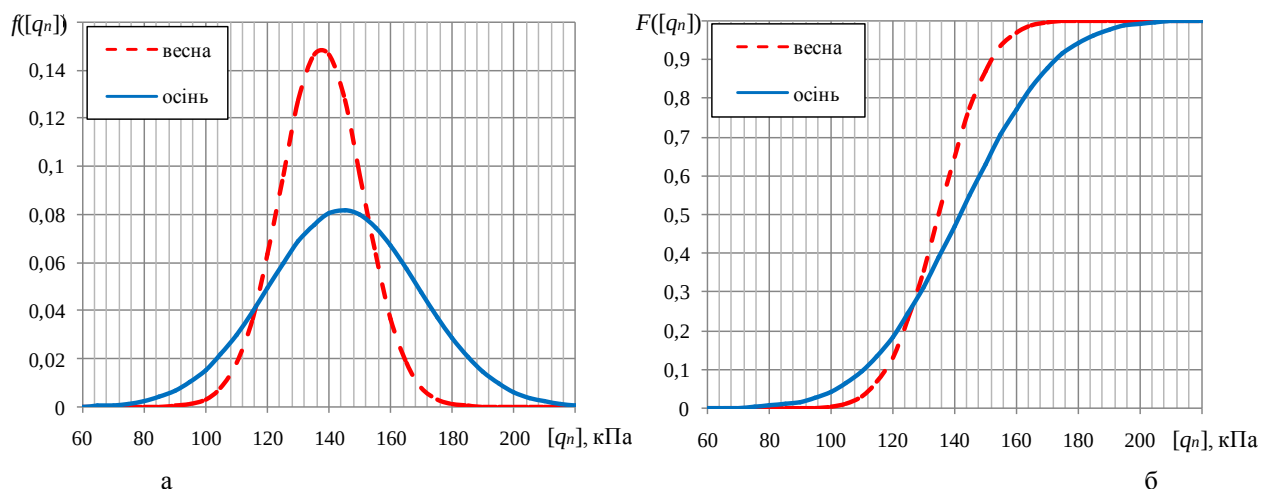


Рис. 3 – Розподіл нормативної величини допустимого тиску на ґрунт $[q_n]$ під час передпосівного (весна) і основного (осінь) обробітку: а – функція щільності ймовірності; б – функція розподілу ймовірності

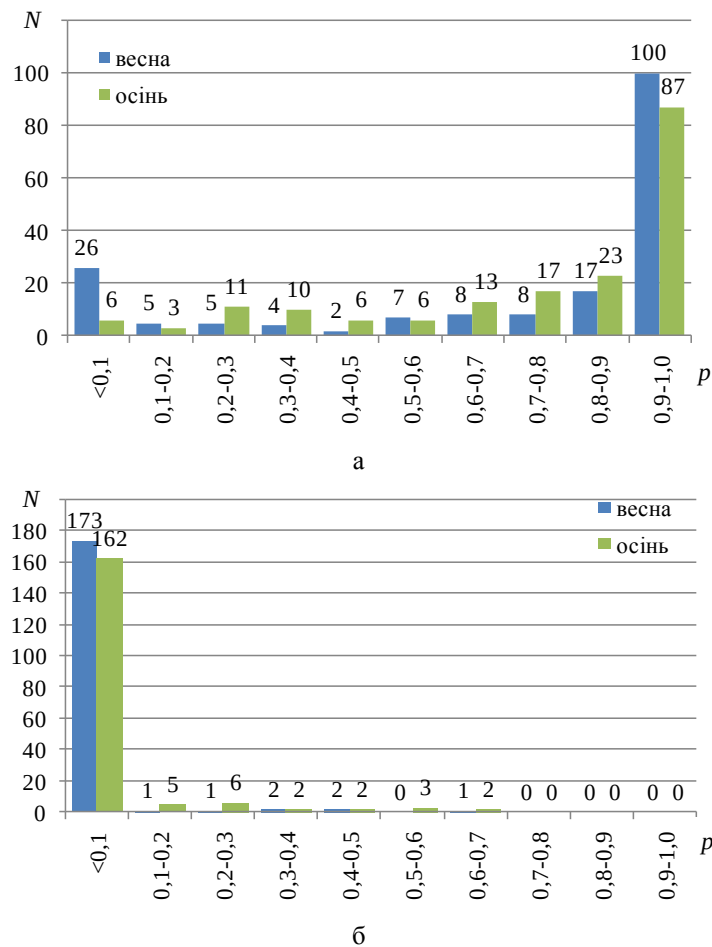


Рис. 4 – Розподіл кількості типорозмірів шин N що задовільняють агроєкологічним вимогам [6] з ймовірністю p під час передпосівного (весна) і основного (осінь) обробітку: а – при мінімально допустимому тиску в шині $p_{ш.мін}$; б – при максимально допустимому тиску в шині $p_{ш.макс}$

Можна вважати, що шина перспективна до застосування, якщо ймовірність, з якою вона задовільняє агроєкологічним вимогам сягає 0,9-1,0. Отримані результати свідчать про те, що при мінімально допустимому тиску $p_{ш.мін}$ 100 шин навесні і 87 восени є перспективними до застосування. Така різниця є несподіваною лише на перший погляд, оскільки частка ґрунтів з допустимим тиском меншим 126 кПа переважає восени, а 122 із 182 шин мають максимальний тиск на ґрунт при $p_{ш.мін}$ менше, ніж 126 кПа. З цих шин 75 типорозмірів навесні і 20 восени задовільняють агроєкологічним вимогам з ймовірністю 0,99-1,00. З іншого боку, 8 типорозмірів шин навесні та 3 восени взагалі не можна використовувати ні в якому разі, оскільки вони задовільняють агроєкологічним вимогам на території України з ймовірністю 0,0-0,01.

При максимально допустимому тиску $p_{ш.макс}$ всі шини не задовільняють агроєкологічним вимогам, та майже всі вони не придатні для застосування при такому навантаженні та тиску. Рівень тиску повітря в шині та радіальне навантаження повинні бути обґрунтованими і спиратися на гранулометричний склад ґрунту та його вологість під час проведення

сільськогосподарських операцій з механічного обробітку. Враховуючи різноманітність ґрунто-кліматичних умов України, питання відповідності окремих типорозмірів і конструкцій шин нормам максимального тиску на ґрунт потребує подальшої розробки і уточнення з метою виявлення відповідності окремих шин різним ґрунтовим зонам, а також таких шин, які за своїми характеристиками не можуть використовуватись як такі, що шкідливо впливають на ґрунт і сприяють його деградації.

Загалом наведена методика оцінки відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини агроєкологічним вимогам ймовірностним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України може використовуватись при проектуванні і модернізації існуючих тракторів, а також при розгляді питання комплектування трактора шинами.

Висновки.

1. При аналізі потенційних характеристик взаємодії шини з ґрунтом доцільно розраховувати максимальний тиск на ґрунт $q_{макс}$ при мінімальному $p_{ш.мін}$ і максимальному $p_{ш.макс}$ тиску повітря в шині, тим самим визначити інтервал його варіювання для конкретної шини.

2. Допустимий тиск шини на ґрунт визначається його гранулометричним складом і вологістю, яка в періоди інтенсивного передпосівного (навесні) і основного (восени) обробітку розподіляється нерівномірно за площею і часом. Вологість повинна відповідати стану фізичної стиглості (ФС) ґрунту, що спостерігається в середньому при вологості 70% від найменшої вологоємності (0,7 НВ).

3. На території України ґрунто-технологічні умови для весняного обробітку суттєво краще, ніж осіннього. Так, частка ґрунтів з оптимальною вологістю 0,9-1,0 ФС навесні складає 75,8% проти 14,1% восени.

4. Нормативна величина допустимого тиску [6, табл. 1] для передпосівного (навесні) і основного (восени) обробітку може бути прийнятою нормально розподіленою з параметрами: $M_1 = 135$ кПа, $\sigma_1 = 13$ кПа, $M_2 = 142$ кПа, $\sigma_2 = 24$ кПа відповідно.

5. Рівень нормативної величини допустимого тиску на ґрунт $[q_n]$ складає 100-170 кПа навесні і 80-200 кПа восени. Частка ґрунтів із допустимим тиском $[q_n] < 126$ кПа переважає при основному осінньому обробітку, і навпаки частка ґрунтів з допустимим тиском $[q_n] > 126$ кПа переважає при весінньому передпосівному обробітку.

6. Результати, отримані в ході аналізу відповідності тракторних шин нормам максимального тиску на ґрунт, показали що з ймовірністю 0,9-1,0 задовольняють нормам 100 шин навесні і 87 шин восени (з вибірки у 182 шини) при мінімально допустимому тиску повітря $p_{ш.мін}$.

7. При максимальному допустимому тиску повітря $p_{ш.макс}$ всі шини не задовольняють нормам тиску на ґрунт.

8. Деякі шини взагалі не задовольняють нормам тиску на ґрунт ні навесні, ні восени. Це пояснюється занадто високим рівнем максимального тиску на ґрунт 150-200 кПа проти 70-80 кПа у кращих зразків шин при мінімально допустимому тиску в шині $p_{ш.мін}$.

Список літератури

1. В. В. Медведєв, Т. Н. Лактионова. Почвенно-технологическое районирование пахотных земель Украины. Харьков. Изд. "13 типография". 2007. 395 с.
2. В. В. Медведєв, Т. Н. Лактионова. Гранулометрический состав почв Украины (генетический, экологический и агрономический аспекты). - Харьков: Апостроф, 2011. - 292 с.
3. В. В. Медведєв. Физические свойства и обработка почв в Украине. - Харьков. Изд-во. "Городская типография", 2013. - 224 с.
4. В. В. Медведєв. Нульовий обробіток ґрунту в європейських країнах. - Харків: ТОВ "ЕДЕНА", 2010. - 202 с.
5. В. В. Медведєв. Мониторинг почв Украины. Концепция. Итоги. Задачи. (2-ое пересмотренное и дополненное издание). Харьков: КП "Городская типография", 2012. - 536 с.
6. ГОСТ 26955-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву.
7. ГОСТ 26953-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия на почву.
8. ДСТУ ISO 4251-2:2003 Шини (серії маркуванням норми

- шарування) та ободи для сільськогосподарських тракторів і машин. Частина 2. Номінальні навантаги на шини. - К. : Держспоживстандарт України, 2005. - 12 с.
9. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. - М.: Госхимиздат, 1963. - 384с.
10. Ксєневич И. П. Ходовая система - почва - урожай / И. П. Ксєневич, В. А. Скотников, М. И. Ляско. - М.: Агропромиздат, 1985. - 304 с.
11. Ребров А. Ю. Идентификация сельскохозяйственных тракторных шин численным методом / А. Ю. Ребров // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып.: Математическое моделирование в технике и технологиях. - Харьков : НТУ "ХПИ". - 2015. - № 6 (1115). - С. 114-121.
12. Ребров А. Ю. Использование информационных технологий при идентификации показателей инновационных тракторных сельскохозяйственных шин категорий IF и VF / А. Ю. Ребров, Р. П. Мизуценко // Механіка та машинобудування. - 2015. - № 1. - С. 98-105.

References (transliterated)

1. V. V. Medvedev, T. N. Laktionova. *Pochvenno-tehnologicheskoe rayonirovaniye pahotnykh zemel Ukrainyi*. [Soil regionalization process of arable land in Ukraine] Kharkov. Vol. "13 tipografiya". 2007. 395 p.
2. V. V. Medvedev, T. N. Laktionova. *Granulometricheskii sostav pochv Ukrainyi (geneticheskii, ekologicheskii i agronomicheskii aspekty)*. [Grain size distribution of soils of Ukraine (genetic, environmental and agronomic aspects)] - Kharkov: Apostrof, 2011. - 292 p.
3. V. V. Medvedev. *Fizicheskie svoystva i obrabotka pochv v Ukraine*. [Physical properties of soils and treatment in Ukraine] - Kharkov. Vol. "Gorodskaya tipografiya", 2013. - 224 p.
4. V. V. Medvedev. *Nuloviy obroitok gruntu v evropeyskikh krayinah*. [Zero tillage in Europe] - Kharkov: TOV "EDENA", 2010. - 202 p.
5. V. V. Medvedev. *Monitoring pochv Ukrainyi. Kontseptsiya. Itogi. Zadachi. (2-oe peresmotrennoe i dopolnennoe izdanie)*. [Monitoring of Ukraine soil. Concept. Results. Tasks. (2nd revised and expanded edition)] Kharkov: KP "Gorodskaya tipografiya", 2012. - 536 p.
6. *GOST 26955-86 Tehnika selskohozyaystvennaya mobilnaya. Normy vozdeystviya dvizhiteley na pochvu*. [Agricultural mobile machinery. Rates of force produced by propelling agents on soil].
7. *GOST 26953-86 Tehnika selskohozyaystvennaya mobilnaya. Metodyi opredeleniya vozdeystviya na pochvu*. [Agricultural mobile machinery. Methods for determining force produced by propelling agents on soil].
8. *DSTU ISO 4251-2:2003 Shini (seriyi markovanniyam normi sharuvannya) ta obodi dlya silskogospodarskikh traktoriv i mashin. Chastina 2. Nominalni navantagi na shini*. [ISO 4251-2:2003 Tyres (ply rating marked series) and rims for agricultural tractors and machines. Part 2. Tyre load ratings] Kiev, Derzhspozhivstandart Ukrayiny Publ., 2005. 12 p.
9. *Avtomobilnyie shinyi (konstruktsiya, raschet, ispytaniya, ekspluatatsiya)* [Tyres (design, calculations, tests, maintenance)] / V. L. Biderman, R. L. Guslitsa, S. P. Zaharov i dr. - Moscow: Goshimizdat, 1963. - 384 p.
10. Ksєnevich I. P. *Hodovaya sistema - pochva - urozhay* [Suspension system - soil - crop] I. P. Ksєnevich, V. A. Skotnikov, M. I. Lyasko. - M.: Agropromizdat, 1985. - 304 p.
11. Rebrov A. Yu. *Identifikatsiya selskohozyaystvennykh traktornykh shin chislennym metodom* [Farm tractor tires identification by numeric method] A. Yu. Rebrov // *Vestnik Nats. tehn. un-ta "HPI": sb. nauch. tr. Temat. vyip.: Matematicheskoe modelirovaniye v tehnikе i tehnologiyah*. - Harkov : NTU "HPI". - 2015. - No 6 (1115). - P. 114-121.

12. Rebrov A. Yu. Ispolzovanie informatsionnykh tekhnologiy pri identifikatsii pokazateley innovatsionnykh traktornykh selskhozaystvennykh shin kategoriy IF i VF [Using of information technologies due the identification of indicators of innovative agricultural tractor's tires of categories IF and VF]

A. Yu. Rebrov, R. P. Miguschenko // *Mekhanika ta mashinobuduvanny* – 2015. – No 1. – P. 98-105.

Надійшла (received) 22.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини агроекологічним вимогам ймовірнісним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України / О. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 58–64. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Анализ соответствия максимального давления на почву тракторной шины агроэкологическим требованиям вероятностным методом с учетом почвенно-климатических условий Украины / А. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 58–64. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

The analysis of the tractor tires maximum pressure on the soil and its compliance to agro-ecological requirements by using the probabilistic method and taking into account soil and climatic conditions of Ukraine / O. Yu. Rebrov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 58–64. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ребров Олексій Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Ребров Алексей Юрьевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Rebrov Oleksiy Yuriyovich – 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: alexrebrov0108@gmail.com

В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНИН, И. И. МОРОЗ

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ В ТРАНСМИССИЯХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ХАРЬКОВСКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДА

Проведений аналіз способів гідравлічного управління і змазування вузлів тертя серійної ступінчастої трансмісії колісних тракторів Харківського тракторного заводу (АО ХТЗ) і розроблених кафедрою автомобіле- і тракторобудування національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») двохпоточкових об'ємно-гідромеханічних трансмісій типу ГОМТ.

Ключові слова: трансмісія трактора, об'ємний гідропривод, насос, гідромотор, робоча рідина, системи змазування і охолодження.

Проведен анализ способов гидравлического управления и смазки узлов трения серийной ступенчатой трансмиссии колесных тракторов Харьковского тракторного завода (АО «ХТЗ») и разработанных кафедрой автомобиле- и тракторостроения национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ ХПИ) двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ).

Ключевые слова: трансмиссия трактора, объемный гидропривод, насос, гидромотор, рабочая жидкость, системы смазки и охлаждения.

The analysis of methods of hydraulic management and greasing of knots of friction of serial step transmission of the wheeled tractors of KHTZ is conducted and worked out by the department of car-and traktor building of «National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute» (NTU KHPi) double-flux by hydromechanical volume transmissions of type of GOMT, providing the transmission of power from combustion engine to the wheels with the stepless speed mode of motion of tractor. The hydraulic fundamental charts of management and transmission of power of transmissions are considered, and also methodologies of calculation of expense of working liquid are offered on greasing of knots of friction and losses.

Keywords: transmission of tractor, hydraulic fluid power, pump, hydraulic motor, working fluid, systems of greasing and cooling.

Введение. Двухпоточные ГОМТ на базе объемных гидроприводов (ОГП) обеспечивают бесступенчатое изменение скорости транспортного средства и создание высоких тяговых усилий в зоне минимальных (ползучих) скоростей передвижения, и в то же время, достаточно высокий КПД при движении на транспортных (максимальных) скоростях благодаря использованию планетарных коробок передач с минимальным уровнем потерь мощности [1-3]. Появление в последние годы в сельском хозяйстве ведущих западных стран колесных тракторов с ГОМТ и эффективность их применения стало основанием для проведения специалистами кафедры автомобиле-и тракторостроения НТУ «ХПИ» комплекса теоретических и экспериментальных работ, направленных на создание и испытания в составе тракторов производства АО «ХТЗ» первой отечественной трансмиссии такого типа. Во всех типах трансмиссий, в том числе ступенчатых и бесступенчатых, широко применяется объемный гидропривод в контурах управления, смазки и передачи мощности. Поэтому представляет интерес рассмотреть некоторые особенности использования объемных гидроприводов в трансмиссиях колесных тракторов АО «ХТЗ», основываясь на положительном опыте эксплуатации первых образцов трансмиссий с ГОМТ [4].

Анализ применения гидроприводов в трансмиссиях. На рис. 1 представлена гидравлическая принципиальная схема ступенчатой механической коробки передач КПП для колесных тракторов АО «ХТЗ» [5]. Особенностью этого поколения коробок передач является обеспечение переключения передач без разрыва потока мощности от двигателя ДВС к колесам, когда при

переключении передач не используется педаль выключения сцепления. Такой принцип переключения основан на использовании четырехпозиционного шестилинейного гидрораспределителя Ркп кранового типа (с поворотным движением цилиндрического золотника) и механическим фиксатором в каждой позиции (на каждой передаче) [6]. В эксплуатационной документации этот гидрораспределитель называется «распределителем переключения передач». Гидроподжимные муфты Ц1...Ц4 обеспечивают кинематическое замыкание требуемых зубчатых зацеплений (передач) КПП. Для надежного переключения передач используется гидрораспределитель подпитки Рп (с пропорциональным гидравлическим управлением), клапан-делитель потока КДп и три клапана давления типа «или», которые в эксплуатационной документации называют нестандартным термином как «клапаны перебросные» (обозначены на схеме как КДи 1...3), обеспечивающие подвод давления рабочей жидкости (РЖ) к гидрораспределителю подпитки Рп на любой из 4-х передач. Отметим, что ранее в трансмиссиях тракторов АО «ХТЗ» вместо гидрораспределителя подпитки Рп использовался пружинный поршневой гидроаккумулятор АК [7] (на схеме перечеркнут). Гидрораспределитель Ркп переключения передач не имеет нейтрального положения, которое обеспечивается переключателем диапазонов Д1...Д4 и ЗХ на ходоуменьшителе ХУ трансмиссии трактора. На выходных валах раздаточной коробки РК установлены карданные валы и приводы шестеренных насосов – смазки и управления Н2, и объемного гидропривода (ОГП) рулевого управления и навесного устройства НЗ, а также для питания внешних потребителей РЖ на технологических операциях, производимых

© В. Б. Самородов, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, 2017

трактором при подключении внешних гидродвигателей – гидроцилиндров и гидромоторов. Очистка РЖ осуществляется двумя фильтрами – всасывающим Ф3 и напорным Ф2 в линии нагнетания насоса Н2. Блок В (распределитель перепускной Рпер) включает два клапана давления – основной КП1 с настройкой на рабочее давление 1 МПа и аварийный КП2 на давление 1,8 МПа (контроль давления по манометру МН2). Все указанные гидравлические узлы размещены внутри и на корпусе (Блок В - Рпер) коробки передач КПП.

Для смазки и охлаждения узлов трения КПП используется РЖ, переливаемая через клапан КП1 и направляемая по двум магистралям: к маслоохладителю АТ1 и в точку 1 в корпус коробки передач КПП (3-3) и через дроссель ДР4 по линии 2-2 в корпус раздаточной коробки РК. Сопротивление потоку РЖ, обеспечивающее ее поступление на смазку, создает маслоохладитель (радиатор) АТ1. Точки 4 и 5 обозначают магнитные пробки для притягивания металлических частиц износа узлов трансмиссии.

Для связи гидробака Б с атмосферой служит воздушный фильтр (сапун) ФВ2, для контроля уровня РЖ в баке служит соответствующий указатель УРЖ2.

Создание бесступенчатой ГОМТ (как совместного проекта НТУ «ХПИ» и АО «ХТЗ») явилось существенным шагом на пути повышения технического уровня колесных тракторов в Украине и стало стартовой площадкой для появления на рынке конкурентоспособной продукции. На рис. 2 представлена принципиальная схема трансмиссии первоочередной разработки НТУ «ХПИ» под названием ГОМТ-1С. В состав трансмиссии вошли две аксиальнопоршневые гидромашины с наклонным диском производства ОАО «Гидросила» (г. Кропивницкий) – насос Н с регулируемым рабочим объемом и гидромотор М с постоянным рабочим объемом и системами их функционирования. В этом варианте трансмиссии валы насоса и гидромотора подсоединялись в ведущей и ведомой шестерням, соответственно, с помощью гидроподжимных муфт ГПМ (бустеров), которые условно показаны в виде двух гидроцилиндров Ц1 и Ц2.

ДВС со штатным маслоохладителем обеспечивает передачу мощности через ГОМТ-1С (один поток – ветвь насоса Н и гидромотора М, второй – планетарной коробки передач ПКП, ходоуменьшителя ХУ и далее через раздаточную коробку РК на карданные валы приводов колес трактора.

Гидравлическая принципиальная схема ОГП включает основной насос Н с встроенным насосом подпитки Нп и гидромотор М, предохранительный клапан насоса подпитки и обратные (антикавитационные) клапаны системы подпитки, а также предохранительные клапаны основных магистралей и промысловый гидрораспределитель (блок КП и Рпр) в упрощенном изображении (без обозначений указанных гидроустройств), и

трубопроводы. Насос Н с регулируемым рабочим объемом и гидромотор М с постоянным рабочим объемом сообщены друг с другом рукавами высокого давления РВД. Функционирование ОГП осуществляется с помощью:

- всасывающего фильтра Ф1 с моновакуумметром МН1;
- маслоохладителя АТ2;
- установленных в гидробак Б термометра Т1, измерителя уровня рабочей жидкости УРЖ1, заливного фильтра ФЗГ и воздушного (сапуна) ФВ1.

Система смазки обеспечивает нагнетание РЖ насосом Н2 через фильтр Ф2 по трубопроводу, который разветвляется в точке 1 на две части: к маслоохладителю АТ1 и к узлам трения и раздаточной коробки (линия 2-2) и планетарной коробки передач ПКП (линия 3-3). Ограничение расхода рабочей жидкости, поступающей на смазку узлов трения, ограничивается с помощью дросселей ДР1...ДР4, в том числе: ДР1 – на смазку шестерен привода насоса Н, ДР2 – на смазку планетарной передачи, ДР3 – на смазку шестерен привода гидромотора М. Давление на входе в систему смазки контролируется манометром МН2.

Проведенные экспериментальные стендовые исследования трансмиссии и ее натурные испытания в составе тракторов ХТЗ-21021 и ХТЗ-242К подтвердили перспективность разработки, обеспечивающей бесступенчатое регулирование скорости движения тракторов и плавное торможение, а также повышение комфортности работы тракториста. Кроме того, также, как и в полнопоточном ОГП, обеспечивается защита ДВС от несанкционированной остановки за счет срабатывания предохранительных клапанов в магистралях высокого давления при достижении предельно допустимых значений крутящего момента, например, при наезде трактора на препятствие (и при этом нет необходимости в использовании педали сцепления). Конструкторско-доводочные испытания трансмиссии показали на возможность ее усовершенствования путем исключения гидроподжимных муфт ГПМ приводов вращения от ДВС к насосу Н и от гидромотора М к планетарной коробке передач (рис. 3). Такая модернизация позволила отказаться и от гидропривода управления ГПМ, исключив блок В (распределителя перепускной Рпер), а с учетом того, что давление управления ГПМ должно было поддерживаться не менее 1,0 МПа, а для системы смазки достаточно 0,3 МПа, то работа при таком пониженном давлении позволяет снизить потери мощности в гидросистеме смазки и повысить ресурс шестеренного насоса.

Система смазки трансмиссии включает штатные узлы трактора – шестеренный насос Н2 и всасывающий фильтр Ф3, встроенные в реверсивную коробку РК, и маслоохладитель АТ1, а также дополнительные узлы: фильтр Ф2 с перепускным клапаном (номинальная толщина фильтрации 40 мкм) и индикатором загрязненности, и предохранительный клапан КП. Для контроля

температуры служит термометр Т2 (в серийной ступенчатой трансмиссии не устанавливается, хотя имеется предупреждение об ограничении температуры масла в КПП), для контроля уровня рабочей жидкости индикатор УРЖ2 (или масломерное стекло), для связи с атмосферой воздушный фильтр ФВ2, для заправки гидросистемы служит устройство ФЗГ. Для слива рабочей жидкости предусмотрены пробки 4 и 5 с магнитными вкладышами. Подача насоса Н2 составляет 50 л/мин при номинальной частоте вращения ДВС в 1764 мин⁻¹ (насос типа НМШ-25 или черт. 151.37.032-1с рабочим объемом 32 см³). Манометр МН2 должен иметь шкалу на более низкое давление, чем в

серийной КПП в связи с исключением системы управления ГПМ.

В данной гидросистеме защиту от повышения давления обеспечивает перепускной клапан на маслоохладителе АТ1, однако в случае возникновения нештатной ситуации из-за повреждения маслоохладителя АТ1, потери РЖ и риска отказа трансмиссии, и в тоже время необходимости продолжать движение, тракторист может заглушить входное отверстие в АТ1, что исключает возможность работы перепускного клапана. Поэтому установлен предохранительный клапан КР, ограничивающий давление в гидросистеме путем сброса потока РЖ в корпус РК.

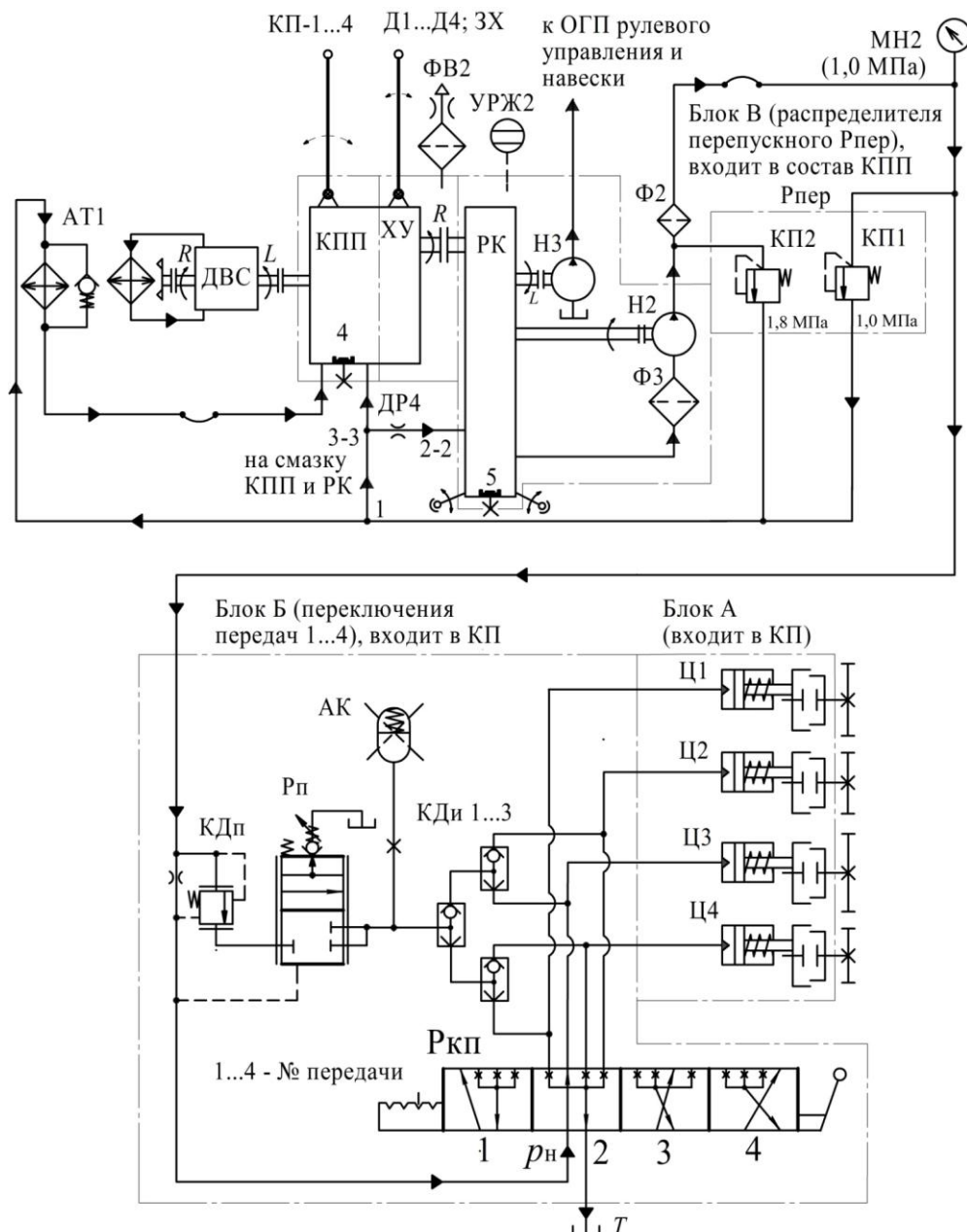


Рис. 1 – Гидравлическая принципиальная схема управления и смазки ступенчатой коробки передач серийных колесных тракторов ХТЗ (блок А условно показан отдельно от корпуса коробки передач)

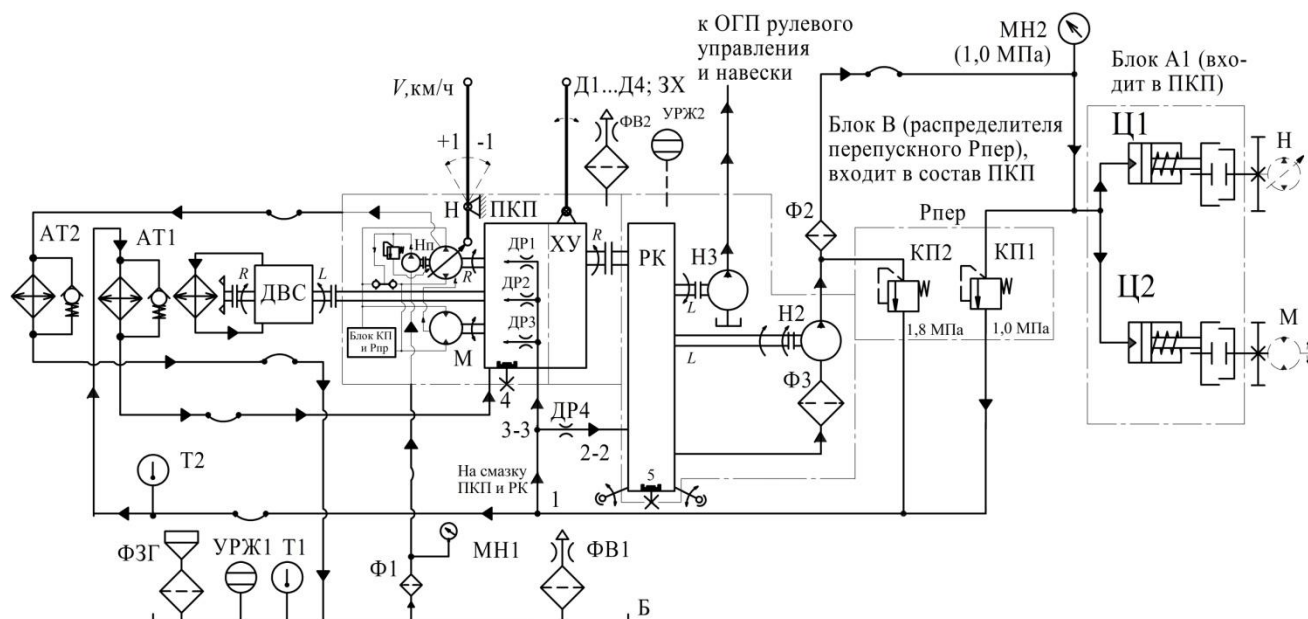


Рис. 2 – Гидравлическая принципиальная схема управления и смазки двухпоточной трансмиссии ГОМТ-1С колесного трактора АО «ХТЗ»

В то же время для комплектации гидравлической части ГОМТ необходимы следующие дополнительные узлы:

1. Насос Н, гидромотор М и всасывающий фильтр Ф1 производства ОАО «Гидросила»;
2. Гидробак Б для гидромашин по п. 1;

3. Маслоохладитель (радиатор) АТ 2 и арматура для его подсоединения, в качестве которого использовался маслоохладитель, аналогичный для охлаждения серийных коробок передач.

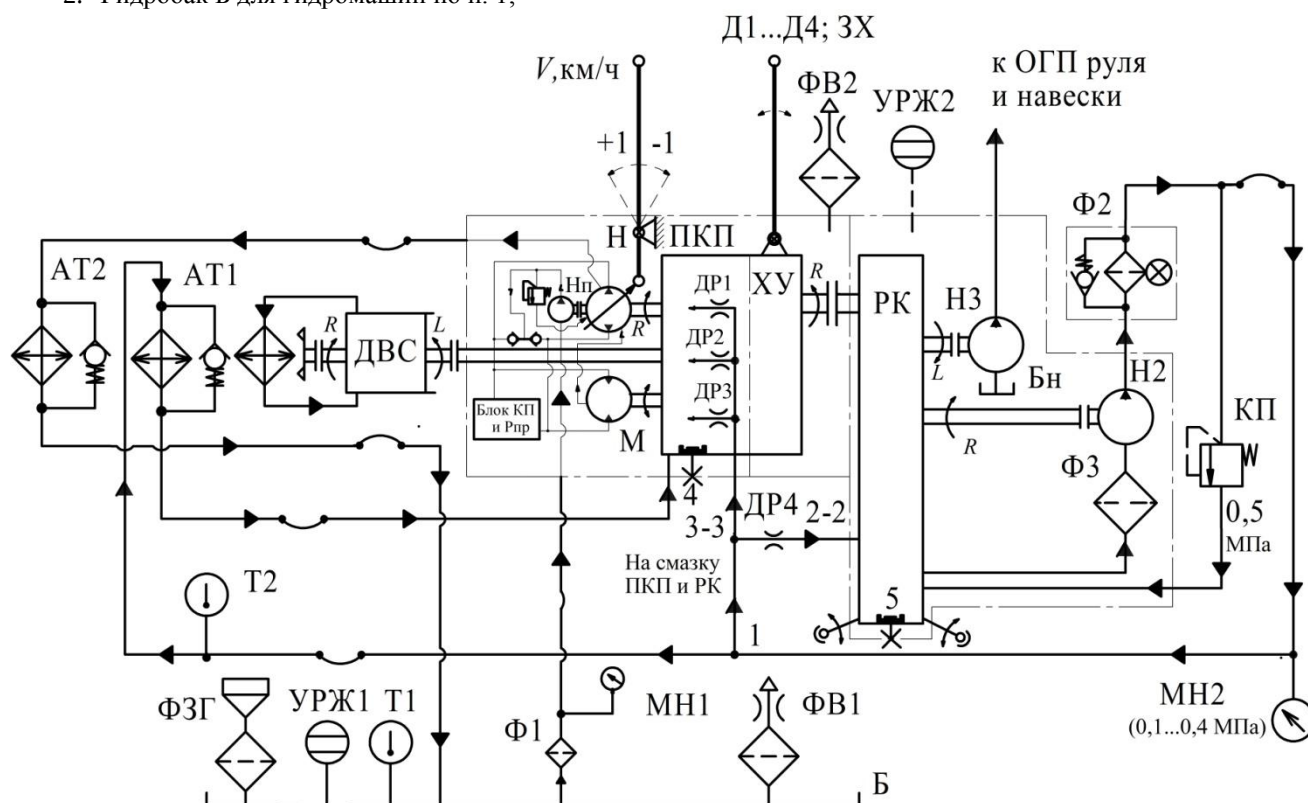


Рис. 3 – Гидравлическая принципиальная схема управления и смазки двухпоточной трансмиссии модели ГОМТ2

Гидравлическая принципиальная схема ОГП (гидропередачи) ГСТ 112х112 с аксиальнопоршневыми гидромашинами – насосом Н с регулируемым рабочим объемом и гидромотором М с постоянным рабочим объемом приведена на рис. 4. Схема гидропривода построена по замкнутой цепи циркуляции РЖ и включает блок насоса БН с встроенными гидроцилиндрами Ц1 и Ц2 для перемещения наклонного диска насоса Н, насос подпитки и управления Нп, клапан давления КПП, обратные (антикавитационные) клапаны КО1 и КО2, и дроссели ДР1...ДР3 системы управления, и блок гидромотора БМ, включающий гидромотор с постоянным рабочим объемом М, клапаны предохранительные КП1 и КП2, «промывочный» гидрораспределитель Рпр и клапан давления КД. Блоки насоса и гидромотора соединены рукавами высокого давления РВД1 и РВД2. На всасывании в насос подпитки Нп установлен фильтр Ф с моновакуумметром МН, в линии слива утечек РЖ из корпусов насоса и гидромотора в гидробак Т установлен маслоохладитель АТ (на рис. 2 и 3 обозначен АТ2). Стрелками указано направление течения рабочей жидкости в основных, подпитки и дренажных магистралях ОГП. Регулирование

рабочего объема, подачи насоса и частоты вращения гидромотора n_m осуществляется путем перемещения $\pm x$ следящего золотника гидрораспределителя Р1 на угол $\pm 30^\circ$.

Технологические отверстия в корпусах гидромашин используются:

1н – для подсоединения дренажных трубопроводов;

2н – для подсоединения сливного (дренажного) трубопровода насоса;

3н – для подсоединения всасывающего трубопровода насоса подпитки;

4н и 5н – для измерения давления в гидроцилиндрах регулирования рабочего объема насоса;

6н – для измерения давления подпитки;

1м и 2м – для слива рабочей жидкости из корпуса гидромотора;

3м и 5м – для измерения давления в основных магистралях А и В;

4м – для измерения давления в линии слива рабочей жидкости из «промывочного» гидрораспределителя Рпр.

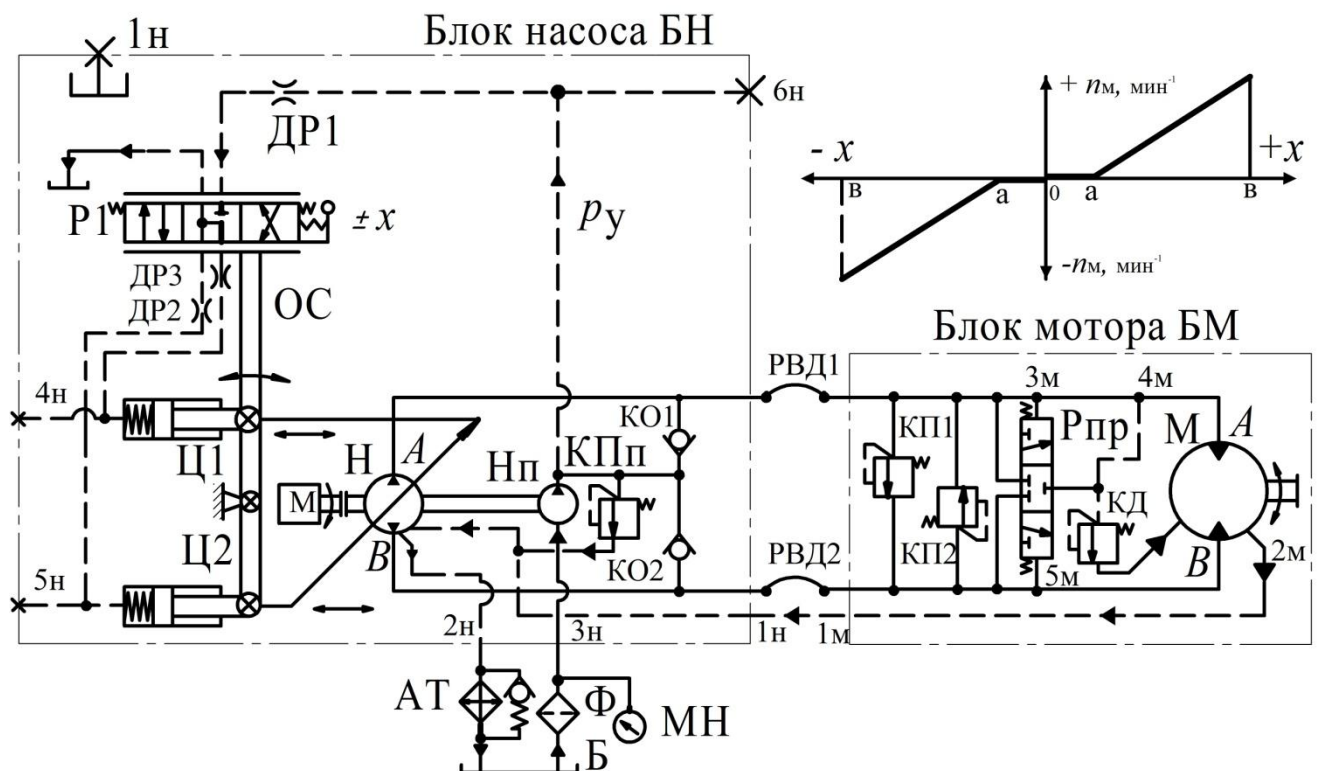


Рис. 4 – Гидравлическая принципиальная схема объемной гидропередачи ГСТ 112х112 производства ОАО «Гидросила» (г. Кропивницкий) с гидромеханической системой управления рабочим объемом насоса

Следует отметить, что номенклатура выпускаемой предприятием «Гидросила» продукции обеспечивает возможность использования и более прогрессивных способов управления рабочим

объемом насоса, включая гидравлическое и электрогидравлическое пропорциональное дистанционное управление наклонным диском насоса.

Технические характеристики гидромашин ОГП для ГОМТ1(2):

1. Максимальный рабочий объем насоса и гидромотора 110,8 см³;
2. Номинальное давление 42 МПа;
3. Максимальное давление 45 МПа;
4. Номинальная частота вращения 2500 мин⁻¹;
5. Максимальная частота вращения 3720 мин⁻¹;
6. Номинальный крутящий момент гидромотора при перепаде давлений 40 МПа и гидромеханическом КПД = 95% 669 Н.м;
7. Номинальная мощность гидромотора 175 кВт;
8. Давление подпитки 1,5...2,45 МПа;
9. Масса насоса 85 кг;
10. Масса гидромотора 50 кг.

Гидромашин для ГОМТ (насос PVH112 и гидромотор МП112) в эксплуатационной документации (паспортах ОАО «Гидросила») имеют следующие указания по применению рабочей жидкости:

– согласно паспорту на насосы PVS/PVH – ПС в качестве рабочей жидкости рекомендуется масло МГЕ-46В ТУ 38.001347-83 при температуре от «минус» 5 до «плюс» 85°C;

– согласно паспорту на гидромоторы МП – ПС в качестве рабочей жидкости рекомендуются масла МГЕ-46В и марки «А» ТУ38.1011282-89, причем последнее имеет температурный диапазон от «минус» 12 до «плюс» 80°C.

Методика расчета системы смазки узлов трансмиссии сводится к определению расхода РЖ через дроссель при турбулентном режиме течения [4]

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ л/мин}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода, безразмерное численное значение которого находится в диапазоне 0,6...0,7 (обычно принимают $\mu = 0,62$);

$S_{др}$ – площадь дросселя (для дросселя круглого сечения диаметром $d_{др}$ определяют по формуле $S_{др} = \pi \cdot d_{др}^2 / 4$), мм²;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давлений на дросселе, МПа;

ρ – плотность РЖ, кг/м³ (принимают $\rho = 900...930$ кг/м³).

Значение расхода прокачки РЖ через узел трения определяют по формуле, полученной экспериментальным путем [4]

$$Q_{пр} = k_{пр} \cdot \Delta P, \text{ л/мин}, \quad (2)$$

где ΔP – потери мощности в узле трения, кВт;

$k_{пр}$ – коэффициент прокачки, определяемый как отношение расхода прокачки РЖ, приходящегося на единицу потерь мощности [л/(мин.кВт)],

рекомендуемое значение которого $k_{пр} = 0,6$

л/(мин.кВт).

При заданном значении расхода прокачки определяют диаметр дросселя

$$d_{др} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{др}}{\pi \cdot 60 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}}, \text{ мм}. \quad (3)$$

Проведем оценку потерь мощности в ГОМТ и механической ветви трансмиссии (ПКП, РК и ХУ).

Расчет потерь мощности ведем на основе исходных данных, полученных при испытаниях натурального образца трансмиссии ГОМТ1 в составе трактора на режиме пахоты при скорости передвижения 8 км/ч: давление 22 МПа в линии нагнетания насоса Н при частоте вращения гидромотора М в 1250 мин⁻¹, а рабочий объем насоса составляет 0,6 от максимального значения.

Крутящий момент гидромотора определяем по формуле

$$M_m = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p_m \cdot \eta_{мгм} = 0,159 \cdot 112 \cdot 20,5 \cdot 0,95 = 346,8 \text{ Н.м}, \quad (4)$$

где $V_m = 112 \text{ см}^3$ – рабочий объем гидромотора,;

$\Delta p_m = 20,5 \text{ МПа}$ – перепад давлений на гидромоторе, равный разности давлений в линии нагнетания (22 МПа) и системы подпитки (1,5 МПа);

$\eta_{мгм} = 0,95$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Определяем механическую мощность объемного гидропривода

$$P_{пол} = \frac{M_m \cdot n_m}{9550} = \frac{346,8 \cdot 1250}{9550} = 45,39 \text{ кВт}, \quad (5)$$

и потребляемую мощность основного насоса

$$P_{н,потр} = \frac{P_{пол}}{\eta_{огп}} = \frac{45,39}{0,8} = 56,74 \text{ кВт}, \quad (6)$$

где $\eta_{огп} = 0,8$ – КПД ОГП без учета потерь в насосе подпитки.

Определяем потребляемую мощность насоса подпитки

$$P_{пп} = \frac{Q_{нпт} \cdot p_{пп}}{60 \cdot \eta_{ппгм}} = \frac{37,93 \cdot 1,5}{60 \cdot 0,7} = 1,35 \text{ кВт}, \quad (7)$$

где $Q_{нпт}$ – теоретическая подача насоса подпитки

$$Q_{нпт} = 10^{-3} V_{пп} \cdot n_{дв} = 10^{-3} \cdot 18,06 \cdot 2100 = 37,93 \text{ л/мин}. \quad (8)$$

$V_{пп} = 18,06 \text{ см}^3$ – рабочий объем насоса подпитки;

$n_{дв} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения насоса

подпитки (совпадает с частотой вращения основного насоса, на хвостовике вала которого устанавливают привод насоса подпитки);

$$p_{\text{нп}} = 1,5 \text{ МПа} - \text{давление нагнетания насоса подпитки};$$

подпитки;

$\eta_{\text{нпгм}} = 0,7$ – гидромеханический КПД насоса подпитки.

Определяем суммарную потребляемую мощность насосов (основного и подпитки)

$$P_{\Sigma \text{ потр}} = P_{\text{н, потр}} + P_{\text{нп}} = 56,74 + 1,35 = 58,09 \text{ кВт.} \quad (9)$$

Разность потребляемой и полезной мощностей дает следующее значение потерь мощности

$$P_{\text{АТЛ}} = P_{\Sigma \text{ потр}} - P_{\text{пол}} = 58,09 - 45,39 = 12,7 \text{ кВт.} \quad (10)$$

Таким образом, с учетом ухудшения теплообмена в процессе эксплуатации гидропривода следует выбирать маслоохладитель, обеспечивающий отвод тепла не менее 13 кВт при прокачке РЖ порядка 34 л/мин (значение получено при коэффициенте подачи насоса подпитки 0,9).

При передаваемой мощности через механическую ветвь трансмиссии $P_{\text{ДВС, М}} = 150$ кВт и КПД трансмиссии $\eta_{\text{ГОМТ, М}} = 0,95$ потери составят

$$P_{\text{АТ, М}} = (1 - \eta_{\text{ГОМТ, М}}) P_{\text{ДВС, М}} = (1 - 0,95) \cdot 150 = 7,5 \text{ кВт.} \quad (11)$$

Таким образом, обеспечение необходимого теплового режима работы ГОМТ2 требует установки маслоохладителя не менее 13 кВт для объемного гидропривода и 7,5 кВт для механической ветви в составе планетарной коробки передач, ходоуменьшителя и раздаточной коробки).

Потери мощности в системе смазки трансмиссии ГОМТ2

$$P_{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}}, \text{ кВт,} \quad (12)$$

где $p_{\text{н}}$ – давление на выходе насоса, МПа;

$Q_{\text{н}}$ – фактическая подача насоса, л/мин;

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса (общий).

При использовании насоса НМШ-25 (Н2) в системе смазки и управления серийной механической трансмиссии колесного трактора для обеспечения работы гидроподжимных муфт требуется постоянное давление в $p_{\text{н}} = 1$ МПа (0,95...1,1 МПа). Подача насоса составляет $Q_{\text{н}} = 50$ л/мин (по заводской документации), тогда потребляемая мощность насоса Н2 при КПД $\eta_{\text{н}} = 0,7$ (задаемся на основе опытных

данных) составит

$$P_{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{50 \cdot 1}{60 \cdot 0,7} = 1,19 \text{ кВт.} \quad (13)$$

При работе ГОМТ2 отсутствие гидроподжимных муфт позволяет снизить давление в системе нагнетания насоса НМШ-25 до значения, требующегося только для смазки узлов трения. При температуре масла в системе смазки на рабочем режиме эксплуатации в 90...100°C и незагрязненных фильтре и маслоохладителе давление нагнетания насоса не превысит $p_{\text{н1}} = 0,3$ МПа (принимаем: 0,1 МПа – потери давления на маслоохладителе и до 0,2 МПа на фильтре). Потери мощности насоса при этом составят

$$P_{\text{потр}}^{\text{ГОМТ2}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н1}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{50 \cdot 0,3}{60 \cdot 0,7} = 0,36 \text{ кВт.} \quad (14)$$

Таким образом, отказ от гидроподжимных муфт в трансмиссии ГОМТ2 позволяет снизить потери мощности на 0,83 кВт.

Выводы

1. Проведенные на кафедре автомобиле-и тракторостроения НТУ «ХПИ» научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы позволили совместно со специалистами АО «ХТЗ» создать впервые в отечественной практике двухпоточную гидрообъемно-механическую ГОМТ, которая в значительной мере повышает технический уровень колесных тракторов.

2. При создании трансмиссии ГОМТ удалось использовать в полной мере технологические возможности АО «ХТЗ» и обеспечить комплектацию ГОМТ отечественными гидромашинами, что является важным фактором стабильности работы завода и конкурентоспособности тракторов.

3. Отказ от гидроподжимных муфт в ГОМТ2 позволяет существенно упростить конструкцию приводных узлов насоса и гидромотора, снизить трудоемкость изготовления трансмиссий, а также снизить энергопотребление за счет снижения давления нагнетания шестеренного насоса, оставив за ним функции только смазки узлов трения.

4. Более прогрессивным решением, позволяющим отказаться от громоздких внешних трубопроводных соединений между насосом и гидромотором, явилась бы проработка моноблочной конструкции ОГП, встроенной в корпус планетарной коробки передач.

5. Предложенные методики расчета расхода рабочей жидкости на смазку узлов трения и потерь мощности могут быть рекомендованы при конструкторско-доводочных испытаниях трансмиссий типа ГОМТ.

Список литературы

1. Ключников А.В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов / А.В. Ключников // Техника и оборудование для села. – 2012. – № 1 (175). – С. 43 – 47.
2. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Автомобильный транспорт. – 2012. – № 30. – С. 13 – 22.
3. Samorodov V.B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission / V.B. Samorodov, M.B. Burluga // EUROPEAN COOPERATION. WSPÓŁPRACA EUROPEJSKA NR. – 2016. – 3(10). P. 94-107.
4. Аврун Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврун, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Х. : ХНАДУ, 2016. – 436 с.
5. Трактор ХТЗ-17021. Инструкция по эксплуатации. 170.00.000 ИЭ. – ОАО «Харьковский тракторный завод». – Харьков. – 1999. – 178 с.
6. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Часть 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Державний стандарт України).
7. Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын. – М. : Машиностроение, 1976. – 280 с.

References (transliterated)

1. Klyuchnikov A.V. Tendentsii razvitiya transmissiy kolesnykh traktorov / A.V. Klyuchnikov // Tekhnika i oborudovanie dlya sela. – 2012. – No 1 (175). – P. 43 – 47.
2. Samorodov V.B. Tendentsii ta perspektivy zastosuvannya v avtomobile-i traktorobuduvanni bezstupinchastykh hydrovolumetric-mechanical transmissiy / V. B. Samorodov, A.I. Bondarenko // Avtomobilnyy transport. – 2012. – No 30. – P. 13 – 22.
3. Samorodov V.B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission / V.B. Samorodov, M.B. Burluga // EUROPEAN COOPERATION. WSPÓŁPRACA EUROPEJSKA NR. – 2016. – 3(10). P. 94-107.
4. Avrunin G.A. Gidravlichne obladnannya budivelnykh ta dorozhnykh mashin: pidruchnyk / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); pid red. G. A. Avrunina. – Kharkov : KHNADU, 2016. – 436 p.
5. Traktor KHTZ-17021. Instruktziya po ekspluatatsii. 170.00.000 IE. – ОАО «Kharkovskiy traktorny zavod». – Kharlov. – 1999. – 178 p.
6. Fluid Power Systems. Part 3. Hydraulic and pneumatic valves. Terms and definitions (DSTU 3455.3-96). – [chinnyy 1998-01-01]. – 36 p. – (Derzhavnyy standart Ukraine).
7. Transmissii traktorov / K. YA. Lvovskiy, F.A. Chernyak I. N. Serebryakov, N. A. Scheltsyn. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. – 280 p.

Поступила (received): 24.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз застосування гідроприводів у трансмісіях колісних тракторів ХТЗ / В. Б. Самородов, Г. А. Аврун, І. І. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 65–72. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

Анализ применения гидроприводов в трансмиссиях колесных тракторов ХТЗ / В. Б. Самородов, Г. А. Аврун, И. И. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 65–72. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0066.

Analysis of application of hydraulic fluid power in transmissions of the wheeled tractors of Kharkov tractor plant (KHTZ) / V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, I. I. Moroz // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 65–72. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович - доктор технічних наук, професор Харківського національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, 067-577-7126, vadimsamorodov@mail.ru.

Самородов Вадим Борисович - доктор технических наук, професор Харьковского национального политехнического университета «Харьковский политехнический институт», г. Харьков тел. 067-577-7126, vadimsamorodov@mail.ru.

Samorodov Vadim Borisovich - doctor tekhnichnykh nauk, proffessor of National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkov, tel. 067-5777126, e-mail: vadimsamorodov@mail.ru.

Аврун Григорій Аврамович - канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), м. Харків, 050-596-6253, griavrunun@ukr.net

Аврунин Григорий Аврамович - канд. техн. наук, доцент, преподаватель Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (ХНАДУ), г. Харьков, 050-596-6253, griavrunun@ukr.net

Avrunin Grigiriy Avramovich - kand. tekhn. naukm, dotsent, Kharkov national car-road building university (KHNADU), Kharkov, 050-596-6253, griavrunun@ukr.net

Мороз Ірина Іванівна - старший викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), м. Харків, 050-700-6795, irinamoroz25.01@ukr.net.

Мороз Ирина Ивановна - старший преподаватель Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (ХНАДУ), г. Харьков, тел. 050-700-6795, irinamoroz25.01@ukr.net.

Moroz Irina Svanovna - starshiy prepodavatel Kharkov national car-road building university (KHNADU), Kharkov, tel. 050-7006795, irinamoroz25.01@ukr.net.

В. Б. САМОРОДОВ, Б. І. КАЛЬЧЕНКО, О. Ю. РЕБРОВ, А. П. КОЖУШКО, Д. О. ЧЕРНИШЕВ

РОБОТА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТА БЕЗСТУПІНЧАСТОЇ ТРАНСМІСІЇ В ЕКОНОМІЧНОМУ РЕЖИМІ ДЛЯ ТРАКТОРІВ СЕРІЇ ХТЗ-170/240К

В роботі визначено економічний режим роботи двигунів внутрішнього згоряння Д.260.4S2, ЯМЗ-238 та Volvo TAD 721 VE, якими оснащено колісні трактори серії ХТЗ-170/240К, зокрема, встановлено такі показники, як питома та часова витрата палива, ефективна потужність двигуна внутрішнього згоряння. Встановлено показники крутного моменту та частоти обертання колінчастого валу в економічному режимі роботи двигунів внутрішнього згоряння. Приведено математичну модель трансмісії, яка дозволяє описувати елементи трансмісії машинно-тракторного агрегату. Сформовано математичний підхід для визначення узгодженої роботи двигуна внутрішнього згоряння в економічному режимі та безступінчастої трансмісії для тракторів серії ХТЗ-170/240К.

Ключові слова: трактор, двигун внутрішнього згоряння, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, техніко-економічні показники, економічний режим.

В работе определены экономичный режим работы двигателей внутреннего сгорания Д.260.4S2, ЯМЗ-238 и Volvo TAD 721 VE, которыми оснащены колесные тракторы серии ХТЗ-170/240К, в частности, установлены следующие показатели, как удельный и часовой расход топлива, эффективная мощность двигателя внутреннего сгорания. Установлены показатели крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала в экономичном режиме работы двигателей внутреннего сгорания. Приведены математическую модель трансмиссии, которая позволяет описывать элементы трансмиссии машинно-тракторного агрегата. Сформирован математический подход для определения согласованной работы двигателя внутреннего сгорания в экономичном режиме и бесступенчатой трансмиссии для тракторов серии ХТЗ-170/240К.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, двигатель внутреннего сгорания, гидрообъемно-механическая трансмиссия, технико-экономические показатели, экономический режим.

The paper identified the economic mode of internal combustion engine D.260.4S2, YaMZ-238 and Volvo TAD 721 VE which features series tractors HTZ-170/240K, in particular, the following factors as the specific timing and fuel consumption, effective efficiency of the internal combustion engine. Established torque indicators and speed of the crankshaft in economy mode, the internal combustion engine. The mathematical model of transmission, which allows describing elements transmissions tractor unit. Formed mathematical approach to determine agreed operation of the internal combustion engine in the economy mode and a continuously variable transmission for tractors series HTZ-170/240K. The following kinematic, power and energy performance hydrostatic transmission, as processing speed, working pressure drop in hydrostatic the necessary power internal combustion engine - in economy mode, the internal combustion engine for performance the traction operations.

Key words: tractor, an internal combustion engine hydrostatic transmission, technical and economic indicators, the economic mode.

Вступ. На сьогоднішній день світові корпорації з тракторобудування ведуть непосильну роботу в розв'язанні проблеми підвищення техніко-економічних показників машинно-тракторних агрегатів. Одним з шляхів вирішення цієї проблеми є встановлення узгодженої роботи двигуна машинно-тракторного агрегату з трансмісією, що передає потужність до рушіїв.

З кожним роком великого розповсюдження набувають безступінчасті трансмісії [1 – 3], які мають перевагу в порівнянні зі зступінчастими механічними трансмісіями. Існує декілька видів безступінчастих трансмісій: гідромеханічні (з гідродинамічним трансформатором), гідрооб'ємно-механічні, електромеханічні, з механічним варіатором.

Протягом останніх років, внаслідок тісного співробітництва вчених кафедри автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») та спеціалістами ПАТ «Харківський тракторний завод» (АТ «ХТЗ»), створено перший український колісний трактор з безступінчастою двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією ГОМ-1С. Розроблена трансмісія має можливість встановлюватись на колісні трактори серії ХТЗ-170/240К.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує ряд наукових праць, які присвячені дослідженню безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) в складі машино-тракторного агрегату [4 – 8]. Зокрема, в роботах [6 – 7] автори пропонують підхід,

який підвищує техніко-економічні показники машинно-тракторного агрегату за рахунок раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі на етапі розгону. В роботі [8] автор досліджує вплив особливих зони гідрооб'ємної передачі на техніко-економічні показники колісного трактора з безступінчастою ГОМТ. Але, незважаючи на ці дослідження, досі залишається відкритим питання узгодженої роботи двигуна внутрішнього згоряння та ГОМТ в складі машинно-тракторного агрегату при виконанні тягових операцій.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є наведення математичного підходу для визначення узгодженої роботи двигуна внутрішнього згоряння в економічному режимі та безступінчастої ГОМТ-1С для тракторів серії ХТЗ-170/240К.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- встановити економічний режим роботи двигунів внутрішнього згоряння, якими оснащено колісні трактори серії ХТЗ-170/240К;

- сформувати математичну модель роботи безступінчастої ГОМТ-1С.

Визначення економічного режиму роботи двигунів. На сьогоднішній день в лінійці двигунів для колісних тракторів серії ХТЗ-170/240К існує декілька моделей, таких як Д.260.4S2, ЯМЗ-238 та Volvo TAD 721 VE. Відштовхуючись від поставлених задач, для математичного опису характеристики роботи двигуна

внутрішнього згоряння, в якості базового, буде використовуватись рівняння руху колінчастого валу, що наведене в роботах [9 – 10]. Даний математичний опис не висвітлює зміну робочих процесів та не враховує гармонійних складових крутного моменту в двигуні внутрішнього згоряння, проте обраний підхід дозволяє моделювати роботу двигуна внутрішнього згоряння у відносних величинах, а також враховує

завантаження по крутному моменту і по частоті обертання колінчастого валу.

В процесі моделювання зовнішніх швидкісних характеристик дизельних двигунів внутрішнього згоряння для тракторів серії ХТЗ-170/240К скористаємось одним з способів апроксимації [9 – 10]. Корректорна та регуляторна гілки описуються виразами

$$M_k = \frac{\left(\frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}\right)^2 + \left(1 - 2 \cdot \frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}\right) \cdot \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} + 2 \cdot \left(\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} - 1\right) \cdot \frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}}{\left(1 - \frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}\right)^2} + \frac{\left(\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} - 1\right) \cdot \frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}}{\left(1 - \frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}\right)^2} \cdot \left(\frac{\omega_d}{\omega_{\text{ном}}}\right) - \frac{\left(\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{\omega_{M \max}}{\omega_{\text{ном}}}\right)^2} \cdot \left(\frac{\omega_d}{\omega_{\text{ном}}}\right)^2; \quad (1)$$

$$M_p = \left(\frac{\omega_{\max} - \omega_d}{\omega_{\max} - \omega_{\text{ном}}}\right); \quad (2)$$

$$\omega_{\max} = k_x \cdot \omega_{\text{ном}}, \quad (3)$$

де $\omega_{M \max}$ – частота обертання колінчастого валу двигуна, відповідна максимальному ефективному крутному моменту;

$\omega_{\text{ном}}$ – номінальна кутова швидкість колінчастого валу;

$M_{\max}$ – максимальний ефективний крутний момент на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння;

$M_{\text{ном}}$ – номінальний крутний момент на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння;

ω_d – кутова швидкість колінчастого валу;

$\omega_{\max}$ – максимальна кутова швидкість колінчастого валу;

k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики.

Для загального моделювання корректорної та

регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики вводиться нормований крутний момент двигуна внутрішнього згоряння

$$\mu_{\text{норм}} = \begin{cases} M_k, & \omega \in [\omega_{\min}, \omega_{\text{ном}}] \\ M_p, & \omega \in (\omega_{\text{ном}}, \omega_{\max}] \end{cases}, \quad (4)$$

де $\omega_{\min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу.

При визначенні техніко-економічних показників, а саме питомої витрати g_e та годинної витрати палива G_t , а також ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна внутрішнього згоряння η_e необхідно обчислити наступні вирази

$$g_e = g_{\text{ном}} \cdot \left(a_{\omega} + b_{\omega} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} + c_{\omega} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2 \right) \cdot \left(a_N + b_N \cdot \frac{N_e}{N_{\text{есх}}} + c_N \cdot \left(\frac{N_e}{N_{\text{есх}}} \right)^2 \right); \quad (4)$$

$$G_t = \frac{N_e \cdot g_e}{10^6}; \quad (5)$$

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot N_e}{H_u \cdot G_t}, \quad (6)$$

де $g_{\text{ном}}$ – питома витрата палива в номінальному режимі;

a_{ω} , b_{ω} , c_{ω} , a_N , b_N , c_N – коефіцієнти апроксимації;

N_e – ефективна потужність двигуна внутрішнього згоряння;

$N_{\text{есх}}$ – потужність, що відповідає зовнішній

швидкісній характеристиці на даному швидкісному режимі роботи;

H_u – нижча теплота згоряння.

На рис. 1 наведено універсальні характеристики дизельних двигунів внутрішнього згоряння для колісних тракторів серії ХТЗ-170/240К.

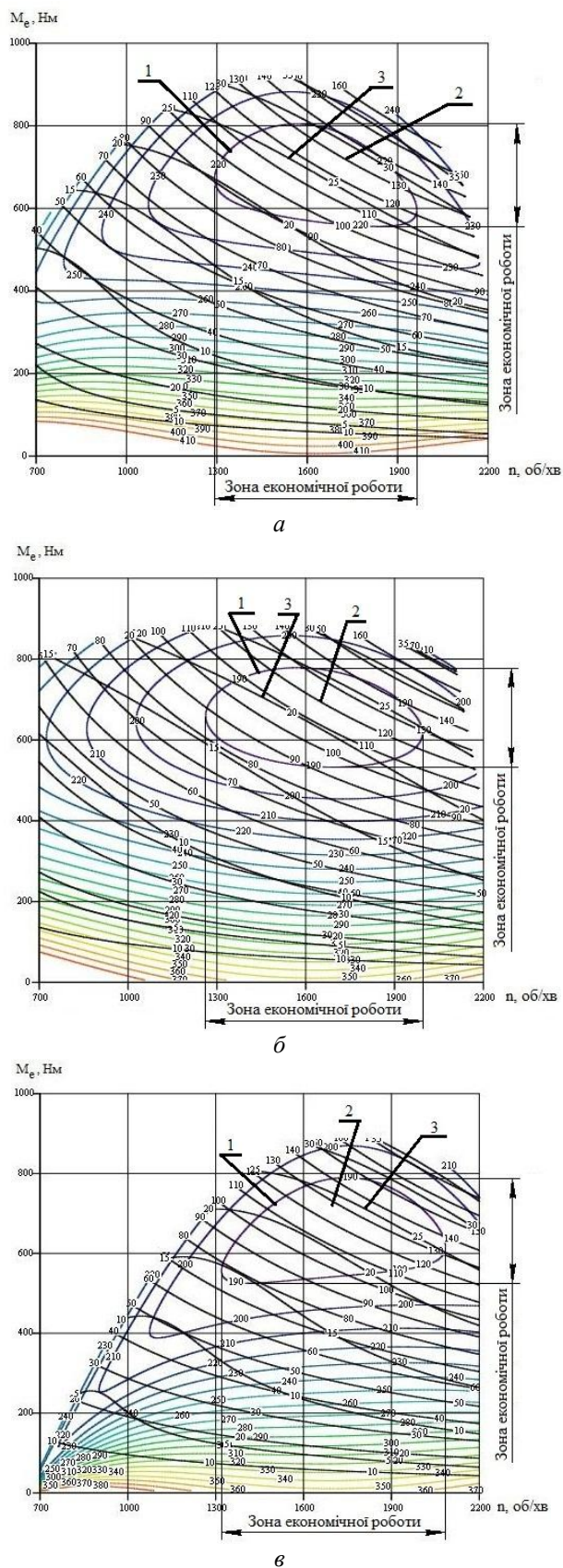


Рис. 1 – Універсальна характеристика дизельних двигунів внутрішнього згоряння:
а – Д.260.4S2; б – ЯМЗ-238; в – Volvo TAD 721 VE; 1 – питома витрата палива g_e ; 2 – ефективна потужність двигуна N_e ; 3 – годинна витрата палива G_t

В табл.1 зведено результати питомої витрати палива, ефективної потужності двигуна та годинної витрати палива для тракторів серії ХТЗ-170/240К.

Таблиця 1 – Результати характеристики двигунів

	Марка двигуна		
	Д.260.4S2	ЯМЗ-238	Volvo TAD 721 VE
g_e , г/(кВт·год)	220	190	190
N_e , кВт	100...130	90...140	80...150
G_t , кг/год	20...30	18...25	18...30

Формування математичної моделі трансмісії.

Для складання математичної моделі ГОМТ – 1С проаналізована структурна схема трансмісії, яка наведена на рис. 2. Модель складена на основі взаємодії кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ, які визначаються шляхом розв'язання рівнянь, що складені на базі математичних моделей Александрова Є.С., Городецького К.І., Самородова В.Б. та рівнянь Вілліса.

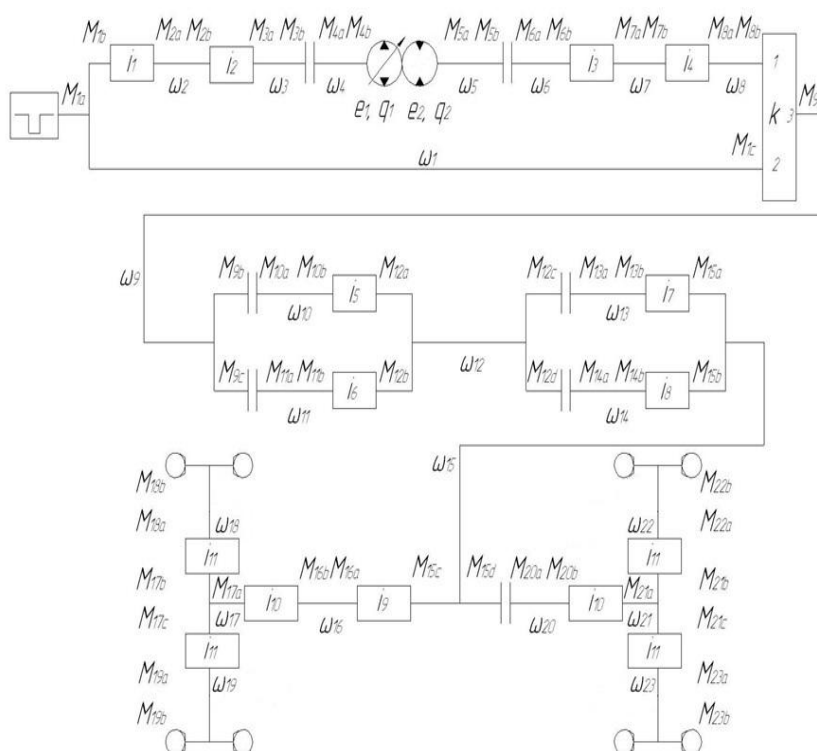


Рис. 2 – Структурна схема ГОМТ-1С

Математична модель ГОМТ – 1С має наступний вигляд:

– система рівнянь, що описує зміну кутових швидкостей елементів трансмісії

$$\begin{cases}
 \omega_1 \cdot i_1 - \omega_2 = 0; \omega_2 \cdot i_2 - \omega_3 = 0; \omega_3 - \omega_4 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_4 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_4|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|) \right) \cdot \Delta P; \\
 \omega_5 - \omega_6 = 0; \omega_6 \cdot i_3 - \omega_7 = 0; \omega_7 \cdot i_4 - \omega_8 = 0; \omega_8 - k \cdot \omega_1 + (k-1) \cdot \omega_9 = 0; \\
 \omega_{10} \cdot i_5 - \omega_{12} = 0; \omega_{11} \cdot i_6 - \omega_{12} = 0; \omega_{13} \cdot i_7 - \omega_{15} = 0; \omega_{14} \cdot i_8 - \omega_{15} = 0; \\
 \omega_9 - \omega_{10} = 0, \omega_{12} - \omega_{14} = 0 \text{ (I – діапазон);} \\
 \omega_9 - \omega_{11} = 0, \omega_{12} - \omega_{14} = 0 \text{ (II – діапазон);} \\
 \omega_9 - \omega_{10} = 0, \omega_{12} - \omega_{13} = 0 \text{ (III – діапазон);} \\
 \omega_9 - \omega_{11} = 0, \omega_{12} - \omega_{13} = 0 \text{ (IV – діапазон);} \\
 \omega_{15} \cdot i_9 - \omega_{16} = 0; \omega_{16} \cdot i_{10} - \omega_{17} = 0; \omega_{17} \cdot i_{11} - \omega_{18} = 0; \omega_{17} \cdot i_{11} - \omega_{19} = 0; \\
 \omega_{15} - \omega_{20} = 0; \omega_{20} \cdot i_{10} - \omega_{21} = 0; \omega_{21} \cdot i_{11} - \omega_{22} = 0; \omega_{21} \cdot i_{11} - \omega_{23} = 0;
 \end{cases} \quad (7)$$

– силові параметри ГОМТ – 1С описуються системою наступних рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{2b})} + i_2 \cdot M_{3a} = 0; M_{3b} + M_{4a} = 0; \\ M_{4b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); \\ M_{6b} \cdot \eta_3^{\ominus \text{sign}(N_{6b})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; \\ M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} = 0; \\ M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \text{sign}(N_{10b})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \text{sign}(N_{11b})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\ M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \text{sign}(N_{13b})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \text{sign}(N_{14b})} + i_8 \cdot M_{15b} = 0; \\ M_{9b} + M_{10a} = 0; M_{12d} + M_{14a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (I – діапазон);} \\ M_{9c} + M_{11a} = 0; M_{12d} + M_{14a} = 0; M_{9b} = M_{10a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (II – діапазон);} \\ M_{9b} + M_{10a} = 0; M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (III – діапазон);} \\ M_{9c} + M_{11a} = 0; M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9b} = M_{10a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (IV – діапазон);} \\ M_{15c} \cdot \eta_9^{\ominus \text{sign}(N_{15c})} + i_9 \cdot M_{16a} = 0; M_{17b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17b})} + i_{11} \cdot M_{18a} = 0; \\ M_{17c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17c})} + i_{11} \cdot M_{19a} = 0; M_{15d} + M_{20a} = 0; M_{20b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \text{sign}(N_{20b})} + i_{10} \cdot M_{21a} = 0; \\ M_{21b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21b})} + i_{10} \cdot M_{22a} = 0; M_{21c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21c})} + i_{11} \cdot M_{23a} = 0; M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} = 0; M_{6a} + M_{6b} = 0; \\ M_{7a} + M_{7b} = 0; M_{8a} + M_{8b} = 0; M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; M_{10a} + M_{10b} = 0; M_{11a} + M_{11b} = 0; \\ M_{12a} + M_{12b} + M_{12c} + M_{12d} = 0; M_{13a} + M_{13b} = 0; M_{14a} + M_{14b} = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} + M_{15d} = 0; M_{16a} + M_{16b} = 0; M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} = 0; M_{18a} + M_{18b} = 0; \\ M_{19a} + M_{19b} = 0; M_{20a} + M_{20b} = 0; M_{21a} + M_{21b} + M_{21c} = 0; \\ M_{22a} + M_{22b} = 0; M_{23a} + M_{23b} = 0; M_{18b} = M_{19b}; M_{22b} = M_{23b}; \\ M_{18b} - M_x - M_f = J_k \cdot \frac{d\omega_{18}}{dt}; M_{22b} - M_x - M_f = J_k \cdot \frac{d\omega_{22}}{dt}, \end{array} \right. \quad (8)$$

де ω_i – кутова швидкість;

i_j – передавальне відношення редуктора;

e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (1 – гідронасос; 2 – гідромотор);

q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;

K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$);

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

ΔP – перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі;

k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;

M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ;

m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;

n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок;

η_j – ККД редуктора;

Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta=0$ – без урахування втрат, $\Theta=-1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);

η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонцесателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

N_{nm} – потужність, що передається ланками

ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [10], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску ΔP ;

J_k – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються;

M_x – момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса;

M_f – момент опору коченню колеса.

На основі сформованої математичної моделі безступінчастої ГОМТ – 1С можливо проаналізувати зміну кінематичних, силових та енергетичних показників трансмісії та в цілому для тракторів серії ХТЗ-170/240К.

Висновки. В роботі визначено режим економічної роботи дизельних двигунів внутрішнього згорання для колісних тракторів серії ХТЗ-170/240К. Економічний режим для двигунів знаходиться в межах:

– Д.260.4S2 при частоті обертання колінчастого валу в діапазоні 1380...1800 об/хв., при крутному моменті колінчастого валу складає 590...770 Нм;

– ЯМЗ-238 при частоті обертання колінчастого валу в діапазоні 1260...1990 об/хв., при крутному

моменті колінчастого валу складає 530...778 Нм;

– Volvo TAD 721 VE при частоті обертання колінчастого валу в діапазоні 1325...2075 об/хв., при крутному моменті колінчастого валу складає 530...785 Нм.

Для дослідження процесів, які спостерігаються в процесі роботи ГОМТ, застосовується математична модель, яка враховує зміну параметрів регулювання гідромашин ГОП, об'єм гідромашин, момент втрат у гідромашинах.

Таким чином, наведено математичний підхід для визначення узгодженої роботи двигуна внутрішнього згоряння в економічному режимі та безступінчастої ГОМТ–ІС для тракторів серії ХТЗ-170/240К, який дозволяє аналізувати режими роботи двигуна та безступінчастої ГОМТ. Окрім того, за допомогою наведеного математичного підходу можливо дослідження техніко-економічних показників машинно-тракторних агрегатів при виконанні тягових операцій в умовах економічності та максимальної продуктивності.

Список літератури

1. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // International Collection of scientific proceedings. – 2016. – Vol. 6(13). – P. 49 – 57.
2. 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.
3. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Автомобільний транспорт. – 2012. – № 30. – С. 13 – 22.
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. Дорожні випробування колісного трактора з двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.П. Кожушко, М.О. Мітцель // Первый независимый научный вестник. – Киев, 2015. – №1. – С. 54 – 61.
6. 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: СНАУ, 2014. – №11 (26). – С. 108 – 114.
7. 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.
8. Мітцель М.О. Експериментальне дослідження особливості зони роботи двохпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії / М.О. Мітцель // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 185 – 188.

9. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лакшман // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
10. Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями / А.П. Кожушко // Сільськогосподарські машини. – 2015. – №31. – С. 70 – 82.

References (transliterated)

1. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. International Collection of scientific proceedings, 2016, vol. 6, issue 13, pp. 49 – 57.
2. Samorodov V.B., Bondarenko A.I., Kozhushko A.P., Pelipenko E.S., Mittsel M.O. Perspektivniy transmissii kolisnykh traktoriv [Perspective transmissions of the wheeled tractors]. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2014, vol. 10, pp. 3 – 10.
3. Samorodov V.B., Bondarenko A.I., Tendentsii ta perspektivy zastosuvannya v avtomobile- i traktorobuduvanni bezstupinchastykh hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissii [Tendencies and prospects for use in automotive and tractor continuously variable hydrovolumetric mechanical transmissions]. Avtomobilnyi transport [Car transport], 2012, vol. 30, pp. 13 – 22.
4. Samorodov V.B., Derkach O.I., Shuba S.A., Shevtsov V.M., Mittsel N.A. Obosnovanie primeneniya hidroob'yemno-mekhanicheskikh transmissiy na kolesnykh traktorah putem eksperimental'nogo opredeleniya osnovnykh ekspluatatsionnykh harakteristik hidroob'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., Kozhushko A.P., Mittsel M.O. Dorozhni vyprobuvannya kolisnoho traktora z dvopotokovoyu hidroob'yemno-mekhanichnoyu transmissiyeu [Road testing of wheeled tractor with input-coupled power-split transmission]. Pervyy nezavisimyy nauchnyy vestnik [First independent scientific journal], 2015, vol. 1, pp. 54 – 61.
6. Kozhushko, A.P. Vyznachennia optimal'nogo zakonu zminy parametriv rehulivannia hidromashyn hidroob'yemnoi peredachi v protsesi rozgonu kolisnykh traktoriv z hidroob'yemno-mekhanichnoiu transmissiieiu. [Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluid transfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions] Visnyk Sumskoho natsionalnoho aharnoho universytetu, 2014, vol. 11, pp. 108 – 114.
7. 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.
8. Mittsel M.O. Eksperymental'ne doslidzhennya osoblyvyi zony roboty dvokhpotochnoyi hidroob'yemno-mekhanichnoyi transmissiyi [Experimental study osoblyvyi area of hydrovolumetric mechanical transmission]. Podil's'kyi derzhavnyi aharno-tekhnichnyy universytet [Podolsky State Agricultural and Technical University], 2014, pp. 185 – 188.
9. Rebrov A.Y., Korobka T.A., Lakhman S.V. Matematicheskaya model' dizel'nogo dvigatelya v bezrazmernykh velichinakh s uchetom yego zagruzki i podachi topliva [Mathematical model of the diesel engine in terms of dimensionless quantities in view of its load and fuel supply]. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2012, vol. 19, pp. 31 – 36.
10. Kozhushko A.P. Osoblyvosti roboty kolisnykh traktoriv z hidroob'yemno-mekhanichnyimi transmissiiami [Features of work wheeled tractors with hydrostatic mechanical transmissions]. Silskohospodarski mashyny, 2015, vol. 31, pp. 70 – 82.

Надійшла (received): 27.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Робота безступінчастої трансмісії, що розроблена НТУ «ХПІ» та АТ «ХТЗ», в економічному режимі / В.Б. Самородов, Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, Д.О. Чернишев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 73 – 79.

Работа двигателя внутреннего сгорания и бесступенчатой трансмиссии в экономичном режиме для тракторов серии ХТЗ-170/240К / В.Б. Самородов, Б.И. Кальченко, А.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, Д.А. Чернышев // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 14 (1236). – С. 73 – 79.

Research internal combustion engine and continuously variable transmission in economy mode for tractors series HTZ-170/240K / V.B. Samorodov, B.I. Kalchenko, A.Y. Rebrov, A.P. Kozhushko, D.A. Chernishev // The bulletin of the National Technical University "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 14 (1236). – С. 73 – 79.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор, заведующий кафедры 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", Professor, Head at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Vadimsamorodov@mail.ru

Кальченко Борис Іванович – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Kabor7777777@gmail.com

Кальченко Борис Іванович – доктор технічних наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Kabor7777777@gmail.com

Kalchenko Boris Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Kabor7777777@gmail.com

Ребров Олексій Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Alexrebrov0108@gmail.com

Ребров Алексей Юрьевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Alexrebrov0108@gmail.com

Rebrov Alexey Yurievich – 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: Alexrebrov0108@gmail.com

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 Pavlovich – 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

Чернишев Дмитро Олександрович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (050) 045 – 26 – 33; e-mail: dimonparkour@mail.ru

Чернышев Дмитрий Александрович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», магистр автомобиле- и тракторостроения, тел.: (050) 045 – 26 – 33; e-mail: dimonparkour@mail.ru

Chernishev Dmitriy Alexandrovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Master at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (050) 045 – 26 – 33; e-mail: dimonparkour@mail.ru

В. Б. САМОРОДОВ, В. Р. МАНДРЫКА**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ОБЪЕМНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ**

Экспериментально проведены сравнительные испытания динамической нагруженности при разгоне гусеничных тракторов с механической трансмиссией и с объемным гидроприводом. Установлено, что снижение динамической нагруженности в зависимости от пахоты или транспортных работ для трактора с объемным гидроприводом в процессе разгона уменьшается от 1,6 до 2,1 раза соответственно по сравнению с аналогичным трактором с механической трансмиссией.

Ключевые слова: динамическая нагруженность, разгон, объемный гидропривод, скорость вращения вала двигателя, скорость перемещения сервоустройств.

Експериментально проведено порівняльні випробування динамічної навантаженості при розгоні гусеничних тракторів з механічною трансмісією і з об'ємним гідроприводом. Встановлено, що зниження динамічної навантаженості в залежності від оранки або транспортних робіт для трактора з об'ємним гідроприводом в процесі розгону зменшується від 1,6 до 2,1 рази відповідно в порівнянні з аналогічним трактором з механічною трансмісією.

Ключові слова: динамічна навантаженість, розгін, об'ємний гідропривід, швидкість обертання валу двигуна, швидкість переміщення сервоустройств.

To determine the dynamic loading of the transmission during the acceleration, experimental studies of caterpillar tractors with a pulling force of 30 KN were carried out. The serial T-150 tractor with a mechanical transmission and the T-150E tractor were investigated, in which the serial gearbox and cardan gears were replaced by two full-flow volume hydraulic drives (GVP) with adjustable pumps and unregulated hydraulic motors providing independent torque transmission to the driving wheels of the left and starboard sides. It was found that the decrease in dynamic loading during the acceleration for the tractor with UGP decreases from 1.6 to 2.1 times, depending on the plowing or transport operations, respectively, compared with a similar tractor with a mechanical transmission.

Key words: dynamic loading, acceleration, volumetric hydraulic drive, engine shaft rotation speed, speed of moving servo devices.

Введение. Первые результаты исследований тракторов и самоходных уборочных машин с полнопоточным объемным гидроприводом (ОГП) появились во второй половине 20 века. Уборочные машины с ОГП на ход стали выпускаться серийно в середине 80 годов 20 века, выпуск колесных тракторов с двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией (ГОМТ) начался в конце 90 годов прошлого века.

Кафедра «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» постоянно проводит работы по разработке, внедрению и совершенствованию двухпоточных ГОМТ. Кафедрой впервые на Украине разработана и изготовлена на Харьковском тракторном заводе двухпоточная ГОМТ 1С. Испытания двух тракторов ХТЗ-21021 и ХТЗ-242К, которые проводились на полях Харьковской области в объеме около 1000 моточасов, показали высокую эффективность и экономичность машино - тракторных агрегатов (МТА), оснащенных двухпоточными ГОМТ 1С при выполнении основных сельскохозяйственных операций.

Анализ публикаций [1...7] показывает, что в связи с увеличением мощности двигателя и расширением универсализации тракторных агрегатов наблюдается изменение процессов их разгона и неустановившегося прямолинейного движения. С позиции надежности важным является оценка динамической нагруженности трансмиссии трактора при разгоне.

Цели и задачи работы. Проведение анализа динамической нагруженности МТА с полнопоточным ОГП в процессе полевых испытаний.

Методика проведения испытаний. Объектом исследования являлся трактор Т-150Э, в котором серийная коробка передач и карданные передачи была заменена двумя полнопоточными ОГП фирмы «Даути» с регулируемыми насосами и нерегулируемыми гидромоторами, обеспечивающими независимую передачу крутящего момента на ведущие колеса левого и правого бортов. Трактор при выполнении пахоты агрегатировался плугом ПЛН-5-35. Почвенный фон – пары, укатанные катком. Влажность почвы в пахотном горизонте составляла 17... 19 %. Разгон МТА выполнялся с плугом в борозде. Глубина пахоты устанавливалась в пределах 25... 30 см и обеспечивала номинальную загрузку двигателя для данных условий движения. Варьируемые параметры: скорость вращения вала двигателя, темп изменения передаточного числа ОГП. Замеряемые показатели: крутящие моменты на первичном валу раздаточного редуктора M_n и на эпициклической шестерне правой бортовой передачи M_s , пропорциональный моменту на ведущем колесе; скорость вращения правого ведущего колеса $\omega_{вк}$ и его частота вращения $n_{вк}$; скорость движения V_t тракторного агрегата; давление $P_{огп}$ в напорной магистрали правой гидропередачи; перемещение $S_{шт}$ штока сервоустройства правой гидропередачи; перемещение рычага настройки X_p регулятора топливного насоса.

Общий вид агрегата, оснащенного исследовательской аппаратурой, представлен на рисунке 1.

Результаты испытаний. На рисунке 2 приведена осциллограмма процесса разгона тракторного агрегата при постоянной настройке регулятора топливного насоса. В момент времени, предшествующий разгону, изучаемые показатели имели следующие значения:

$$M_n = 30 \text{ НМ}, \omega_o = 195 \text{ рад/с}, \\ M_z = 0, M_j = 0, P_{огп} = 0, \omega_{вк} = 0.$$



Рис. 1 – Объект исследования



Рис. 2 – Осциллограмма процесса разгона агрегата при постоянной настройке регулятора топливного насоса

В точке А оператор переводит клапан «нагрузка-разгрузка» в положение «нагрузка». При этом в магистрали высокого давления возникает переходной процесс в течение времени 0,7с, имеющий колебательный характер. Давление $P_{огп}$ вначале увеличивается до $P_{огп} = 4 \text{ МПа}$, а затем, в точке В принимает значение, равное $P_{огп} = 0,5 \text{ МПа}$. Это объясняется тем, что шток сервоустройства изменения расхода насоса ОГП занимает ненулевое положение, обеспечивающее некоторую подачу масла в трубопровод высокого давления. Крутящие моменты M_n и M_z , а также скорость вращения $\omega_{вк}$ при переводе клапана в положение «нагрузка» также увеличивают свои значения. Однако, если в точке В величины M_z и $\omega_{вк}$ занимают значения близкие к нулевым, то крутящий момент M_n продолжает оставаться равным $M_n = 100 \text{ НМ}$. Таким образом, при неподвижном агрегате в этот момент времени затрачивается на нагрев масла до 3% номинальной мощности двигателя.

Оператор в точке С начинает изменять положение

штоков сервоустройства со скоростью 25мм/с уменьшая передаточное число ОГП. Давление в напорной магистрали увеличивается и достигает значения $P_{огп} = 17 \text{ МПа}$. Одновременно с давлением увеличивается величина момента M_z , максимальное значение которого составляет $M_z = 3 \text{ КНМ}$. Ведущие колеса трактора начинают вращаться. Скорость вращения $\omega_{вк}$ на отрезке СД увеличивается от $\omega_{вк} = 0$ до $\omega_{вк} = 2,1 \text{ рад/с}$ и агрегат начинает разгоняться.

Следует отметить, что при разгоне агрегата с ОГП оператор не имеет возможности установить истинное передаточное число, при котором обеспечивается движение с полной загрузкой двигателя. Этим и объясняется период ДЕ, длящийся 0,7 с, в течение которого оператор принимает решение продолжить уменьшение передаточного числа ОГП. Однако скорость перемещения штока сервоустройства существенно уменьшилась и составляет 9 мм/с.

В точке F штоки сервоустройства останавливаются, и агрегат продолжает движение со скоростью $V_m = 1,82 \text{ м/с}$, определяемой выбранным передаточным числом, настройкой регулятора топливного насоса и загрузкой.

Общее время разгона от момента отпущения клапана и до достижения скорости $V_m = 1,82 \text{ м/с}$ равно 3,3с. Коэффициент динамичности, представляющий отношение максимального значения момента M_n к его номинальному значению составляет $\delta_o = 1,33$.

При данном способе разгона динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии трактора, не превышают $\delta_o = 1,6$. Однако время, в течение которого скорость агрегата достигает установившегося значения, находится в пределах 3...5 с.

Для уменьшения времени разгона агрегата этот процесс выполнялся при скачкообразном увеличении давления в ОГП и представлен на рисунке 3. Предварительно органы управления – штоки сервоустройств и рычаг настройки регулятора топливного насоса – устанавливались в некоторое фиксированное положение.

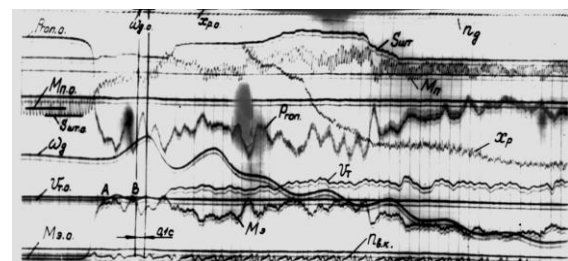


Рис. 3 – Разгон агрегата при скачкообразном увеличении давления в ОГП.

Процесс разгона начинается при переводе клапана из положения «разгрузка» (точка А) в положение

«нагрузка» (точка В). Время перевода клапана из одного положения в другое составляет 0,2 с и определяется параметрами его привода управления. Давление в напорной магистрали начинает увеличиваться и достигает величины $P_{ОГП} = 29 \text{ МПа}$. Темп увеличения давления составляет 2120 МПа/с. Одновременно с давлением увеличиваются значения моментов M_n и M_j . Через 0,4 с от начала разгона скорость вращения ведущих колес увеличивается от нуля до $\omega_{вк} = 6 \text{ рад/с}$, а ускорение на этом участке достигает 60 рад/с^2 . Через 0,1 с от начала вращения ведущих колес скорость движения агрегата также начинает увеличиваться.

Изучение кривых $S_{шт}$ и x_p при разгоне показывают, что они не сохраняют первоначально установленные положения и совершают колебания с частотой изменения давления в ОГП. Одной из причин неустойчивости положения величин $S_{шт}$ и x_p в переходном процессе является наличие податливости в приводах управления, которую образуют зазоры в шарнирах и сочленениях.

Общее время разгона от момента отпущения клапана из положения «разгрузка» и до окончания переходного процесса в ОГП составляет 1,7 с. Средняя скорость движения агрегата $V_{мр} = 2,24 \text{ м/с}$. Динамическая нагруженность в процессе разгона составляет $\delta_o = 2,85$.

В зависимости от величин предварительно установленных передаточных чисел значения коэффициентов динамичности находятся в диапазоне 2,4...3,7. Однако нагрузки, возникающие в трансмиссии при данном способе разгона, могут быть ограничены за счет увеличения значения предварительно установленного передаточного числа в ОГП и изменения положения рычага настройки регулятора топливного насоса. Другим фактором, способствующим снижению нагруженности агрегата, является буксование движителей трактора.

На рисунке 4 приведена осциллограмма процесса разгона агрегата при скачкообразном изменении давления и положения рычага настройки регулятора топливного насоса.

Скорость вращения вала двигателя, которая в начальный момент времени составляла $\omega_o = 135 \text{ рад/с}$ увеличивается в процессе разгона до $\omega_o = 205 \text{ рад/с}$ за счет изменения положения рычага настройки регулятора топливного насоса. При переводе клапана в положение «нагрузка» давление $P_{ОГП}$ и величины крутящих моментов M_n и M_j увеличиваются.

В точке А скорость агрегата V_m увеличивается, но затем, в точке В принимает нулевое решение. При этом ведущие колеса трактора продолжают вращаться с прежней скоростью, что свидетельствует о

буксовании движителей трактора. Время буксования составляет 0,3 с, коэффициент динамичности в процессе разгона - $\delta_o = 1,45$.

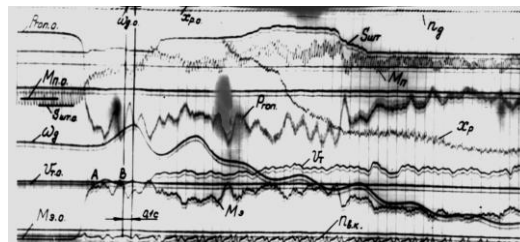


Рис. 4 – Осциллограмма процесса разгона агрегата при скачкообразном изменении давления и положения рычага настройки регулятора топливного насоса

Исследование трансмиссии при разгоне в зависимости от скорости перемещения штока сервоустройства проводилось следующим образом. Рычаг настройки регулятора топливного насоса устанавливался в положение, обеспечивающее одну из заданных скоростей вращения вала двигателя в диапазоне 168...210 рад/с. Затем штоки сервоустройств перемещались на одинаковую величину с различной скоростью $V_{шт}$, обеспечивая разгон агрегата с одинаковой средней скоростью в установившемся движении. Результаты обработки осциллограмм представлены на рисунке 5.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что с увеличением скорости перемещения штоков сервоустройств нагруженность трансмиссии увеличивается. Так при постоянной скорости вращения вала двигателя и увеличении скорости перемещения штоков сервоустройств с 8 мм/с до 16 мм/с коэффициент динамичности увеличился в среднем на 11 %.

С уменьшением скорости вращения вала двигателя от $\omega_o = 210 \text{ рад/с}$ до $\omega_o = 168 \text{ рад/с}$ для некоторой средней скорости перемещения штоков сервоустройств равной 12 мм/с динамическая нагруженность трансмиссии уменьшается в среднем на 12 %.

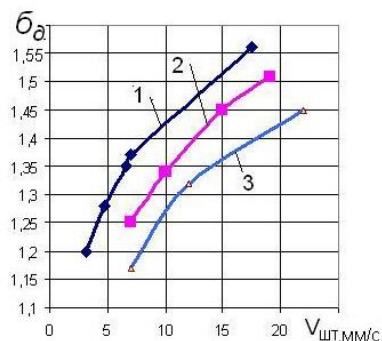


Рис. 5 – Зависимость коэффициента динамичности δ_o при разгоне от скорости перемещения штоков сервоустройств $V_{шт}$ для

различных угловых скоростей вала двигателя: 1 - $\omega_o = 210 \text{ рад/с}$; 2 -

$\omega_o = 188 \text{ рад/с}$; 3 - $\omega_o = 168 \text{ рад/с}$

При данном способе разгона динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии трактора, не превышают $\delta_0 = 1,56$. Длительность разгона трактора до установившегося движения составляет 3...5с.

Для сравнительной оценки проводились исследования динамической нагруженности механической трансмиссии трактора Т-150 в процессе разгона на пахоте. Темп отпущения муфты сцепления определяется физиологическими особенностями оператора. При сравнительном анализе нагрузок исследуемых трансмиссий, рассматривались только те осциллограммы, у которых время разгона и средние скорости установившегося движения отличались не более, чем на 10%. Изучение результатов разгона показало, что коэффициент динамичности для трактора с гидрообъемной передачей меньше, чем для трактора Т-150 в 1,6 раза на пахоте и в 2,1 раза при разгоне с плугом в транспортном положении.

Выводы.

При разгоне агрегата на пахоте путем изменения передаточного числа гидрообъемной передачи при постоянной настройке регулятора топливного насоса динамическая нагруженность в зависимости от скорости вращения вала двигателя и скорости перемещения штоков сервоустройств изменяется от $\delta_0 = 1,2$ до $\delta_0 = 1,56$.

Уменьшение общего времени разгона за счет скачкообразного изменения передаточного числа в зависимости от его величины, приводит к увеличению динамической нагруженности δ_0 и находится в диапазоне 2,4...3,0.

В зависимости от вида работы динамические нагрузки в трансмиссии трактора с ОГП при разгоне уменьшаются по сравнению с трактором, оснащенным механической трансмиссией в 1,6...2,1 раза.

Список литературы

1. Мандрыка В.Р. Исследование процесса управления режимами работы сельскохозяйственного гусеничного трактора с гидрообъемной трансмиссией: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 "Автомобили и тракторы" / Мандрыка Владимир Ростиславович – Харьков, 1983. – 235 с.
2. Система автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / Коденко М.Н., Артюшенко А.Д., Мандрыка В.Р., Мироненко В.И.: Монография. Под ред. М.Н. Коденко. - Харьков, 1988. – 152с
3. Бондаренко А.И. Методика экспериментального дослідження процесу розгону трактора Fendt 936 Vario при використанні польових та транспортних робіт / А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, М.О. Мітцель, В.Б. Самородов // Вісник Житомирського державного технологічного університету, Серія: Технічні науки. – 2014. – №2 (69). – С. 48 – 56.

4. Кожушко А.П. Техніко-економічні показателі колесного трактора Fendt 936 Vario при виконанні технологічної операції «пахота» / Приволзький науковий вестник: Научно-практичний журнал. – 2015. – №10 (50). – С. 20 – 25
5. Самородов В.Б. Комплексний підхід до автоматизованому аналізу, синтезу і проектуванню гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, А.В. Науменко, В.А. Постній // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2002. – №10. – С. 3 – 16.
6. Самородов В.Б. Оригінальна безступінчатая гідрооб'ємно-механічна трансмісія для гусеничних тракторів / В.Б. Самородов, О.І. Деркач, С.А. Шуба, І.В. Яловол // Вісник національного технічного університету "ХПІ": зб. наук. праць. Серія: "Автомобіле- та тракторобудування". – 2014. – №8 (1051). – С. 26 – 32.
7. Самородов В.Б. Харківський трактор з безступінчатою трансмісією. / В.Б. Самородов // AgroToday-XT3. – 2015. – №2. – С. 14 – 15.

References (transliterated)

1. Mandryka V.R. Issledovanie protsessu upravleniya rezhimami raboty sel'skohozyaystvennogo gusenichnogo traktora s gidroob'emnoy transmissiyey: dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spets. 05.05.03 "Avtomobili i traktoryi" / Mandryka Vladimir Rostislavovich – Kharkov, 1983.–235p.
2. Sistema avtomaticheskogo upravleniya rezhimami raboty sel'skohozyaystvennykh traktorov / Kodenko M.N., Artyushenko A.D., Mandryka V.R., Mironenko V.I.: Monografiya. Pod red. M.N. Kodenko. - Kharkov, 1988.–152 p.
3. Bondarenko A.I., Metodika eksperimental'nogo doslidzhennya protsesu rozgonu traktora Fendt 936 Vario pri vikoristanni polovih ta transportnih robit / A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, M.O. Mittsel, V.B. Samorodov / Visnik Zhitomirskogo derzhavnogo tehnologichnogo univ'sitetu, Seriya: TehnIchn.nauki.–2014.–№2(69).–P. 48–56.
4. Kozhushko A. P. Tehniko-ekonomicheskie pokazateli kolesnogo traktora Fendt 936 Vario pri vyipolnenii tehnologicheskoy operatsii «pahota» / Privolzhskiy nauchnyy vestnik: Nauchno-prakticheskiy zhurnal. – 2015. – No 10 (50). – P. 20 – 25
5. Samorodov V.B. Kompleksniy podhod k avtomatizirovannomu analizu, sintezu i proektirovaniyu gidroob'emno-mekhanicheskikh transmissiy / V.B. Samorodov, A.V. Rogov, A.V. Naumenko, V.A. Postniy // Visnik NTU «HPI». Seriya: «Avtomobil- ta traktorobuduvannya». – 2002. – No 10. – P. 3 – 16.
6. Samorodov V.B. Originalnaya besstupenchataya gidroob'emno-mekhanicheskaya transmissiya dlya gusenichnykh traktorov / V.B. Samorodov, O.I. Derkach, S.A. Shuba, I.V. Yalovol // Visnik natsionalnogo tehnichnogo univ'sitetu "HPI": zb. nauk. prats. Seriya: "Avtomobil- ta traktorobuduvannya". – 2014. – No 8 (1051). – P. 26 – 32.
7. Samorodov V.B. Harkovskiy traktor s besstupenchatoy transmissiyey. / V.B. Samorodov // AgroToday-HTZ. – 2015. – No 2. – P. 14 – 15.

Поступила (received) 27.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальні дослідження прямолінійного несталого руху гусеничного трактора з об'ємним гідроприводом / В. Б. Самородов, В. Р. Мандрыка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне Машинобудування. - Х.: НТУ «ХПІ», 2017. - № 14 (1236). - С. 80-84. - Бібліогр. : 7 Назв. – ISSN 2079-0066

Экспериментальные исследования прямолинейного неустановившегося движения гусеничного трактора с объемным гидроприводом / В. Б. Самородов, В. Р. Мандрыка // Вестник НТУ «ХПИ». Серия:

Транспортное Машиностроение. – Х. : НТУ «ХПИ», 2017. – № 14 (1236). – С. 80-84. – Библиогр.: 7 Назв. – ISSN 2079-0066.

Experimental studies of rectilinear unsteady movement of a caterpillar tractor with a volume hydraulic drive / V. B. Samorodov, V. R. Mandryka // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 80-84. – Bibliogr.: 7. – 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 «ХПИ», Харків, Україна, тел.+38(067)-577-71-26, e-mail:vadimsamorodov@mail.ru

Самородов Вадим Борисович - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «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

Мандрыка Володимир Ростиславович – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування; тел.: (097) 165-69-34; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

Мандрыка Владимир Ростиславович – кандидат технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения; тел.: (097) 165-69-34; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

Mandryka Vladimir Rostislavovich - Candidate of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of Automobile and Tractor Building; Tel. : (097) 165 69 34; E mail: vladmandryka46@gmail.com

В. Б. САМОРОДОВ, В. М. ШЕВЦОВ

РОЗВИТОК ТРАНСМІСІЙНОГО МАТРИЧНОГО АНАЛІЗУ ВВЕДЕННЯМ ТЕМПЕРАТУРНИХ МАТРИЦЬ В СИСТЕМАХ ГІДРОПРИВОДІВ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

Запропонована комплексна матрична математична модель гідрооб'ємно – механічної трансмісії трактора з урахування температурних режимів роботи гідрооб'ємної передачі. Описана методика створення базисних кінематичних, силових та теплових матриць та їх комплексне застосування при розрахунку показників роботи безступінчастої трансмісії. Приведений приклад розрахунку трактора з безступінчастою трансмісією та результати визначення кінематичних, силових та енергетичних характеристик при виконанні технологічних операцій.

Ключові слова: повнопотокова гідрооб'ємна передача, температура, аксіально-поршневі гідромашини, математична модель, матриці.

Предложена комплексная матричная математическая модель гидрообъемно - механической трансмиссии трактора с учетом температурных режимов работы гидрообъемной передачи. Описанная методика создания базисных кинематических, силовых и тепловых матриц и их комплексное применение при расчете показателей работы бесступенчатой трансмиссии. Приведен пример расчета трактора с бесступенчатой трансмиссией и результаты определения кинематических, силовых и энергетических характеристик при выполнении технологических операций.

Ключевые слова: полнопоточная гидрообъемная передача, температура, аксиально-поршневые гидромашини, математическая модель, матрицы.

The complex matrix mathematical model hydrovolumetric - mechanical transmission tractor with regard to temperature hydrovolumetric modes of transmission. The described method of creating basic kinematics, force and temperature matrices based mechanical and hydraulic losses at appropriate levels of transmission. Complex matrix used for calculating the performance of continuously variable transmission method of successive approximations. Noted matrix temperature conditions of hydraulic transmission links duoflow can be transformed depending on the design features of its application, that is universal. The examples of calculation tractor with continuously variable transmission and the results of determining kinematic, force and power characteristics of the performance of manufacturing operations, which result testifies to the efficiency of the proposed model.

Keywords: full-flow hydrostatic transmission, temperature, axial piston hydraulic, mathematical model matrix.

Вступ. Для виконання усього спектру сільськогосподарських операцій по обробці ґрунту все більшу популярність набуває використання тракторів з безступінчастими трансмісіями. Трактори з такими трансмісіями випускають світові лідери автотракторобудування Fendt, Case, John Deer та ін. Слід зазначити, що і на пострадянському просторі проводяться активні розробки в напрямку створення безступінчастих трансмісій. Вперше на Україні на АО «ХТЗ» була створена безступінчаста гідрооб'ємно – механічна трансмісія (ГОМТ), яка надалі була встановлена в трактори ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К. Серед переваг використання таких трансмісій безступінчасте регулювання швидкості руху та сили тяги на гаку в усьому робочому діапазоні трактора, що полегшує умови праці водія та підвищує ергономічні показники трактора при виконанні технологічних операцій; висока компактність і надійність при відносно невеликій масі і габаритних розмірах, що пояснюється застосуванням меншого числа валів, шестерень, муфт, гальмівних елементів та інших механічних елементів; можливість комплексного гальмування гідрооб'ємною передачею за рахунок зміни параметру регулювання гідромашини і штатною тормозною системою, що істотно підвищує ефективність і надійність гальмівної системи трактора; здійснення швидкого та симетричного реверсу для деяких схемних рішень ГОМТ; підвищення прохідності трактора шляхом безперервного потоку потужності та плавної зміни моменту; підвищує надійність роботи двигуна і механічної частини трансмісії завдяки демпфуючим властивостями робочої рідини гідрооб'ємної передачі; забезпечення більш ефективного агрегування

трактора з сільськогосподарськими знаряддями шляхом забезпечення малих «повзучих» швидкостей трактора в процесі агрегування; зниження витрати пального та підвищення продуктивності праці. Одним з найважливіших показників роботи гідрооб'ємної передачі, що входить до складу гідрооб'ємно – механічної трансмісії, є температура робочої рідини. Зміна температури, як відомо, суттєво впливає на фізичні властивості робочої рідини, серед яких густина та в'язкість, які в свою чергу, впливають на техніко – економічні характеристики гідрооб'ємної передачі.

Аналіз публікацій. Роботи [1-8] присвячені опису математичних моделей гідрооб'ємних трансмісій, їх основних техніко – економічних характеристик в залежності від схемного рішення та початкових даних, зумовлених режимами та умовами виконання технологічних та транспортних операцій. В роботах представлені варіанти кінематичних схем нових трансмісій, розрахунок їх основних характеристик в залежності від конструктивних рішень та компоновки на основі трансмісійного матричного аналізу.[7-8] Запропоновані підходи не враховують температурні режими роботи гідравлічної ланки трансмісії. В роботах [9-14] представлені результати теплових розрахунків та представлені методики визначення температури робочої рідини на різних ділянках гідрооб'ємних передач без урахування кінематичних та силових втрат.

Постановка задачі. Зважаючи на зазначену важливість розрахунків температурних режимів роботи гідрооб'ємних ланок безступінчастих гідрооб'ємно – механічних трансмісій, постає задача опису методики, яка б об'єднувала методику

дослідження кінематичних та силових характеристик безступінчатих трансмісій та методику визначення температур робочої рідини [9]. Метою роботи є розвинення матричного трансмісійного аналізу безступінчатих трансмісій шляхом доповнення кінематичних і силових матричних систем температурними матрицями теплових режимів роботи гідрооб'ємної передачі у вигляді розширеної матричної математичної моделі, яка є більш повною, коректною, адекватною моделлю ГОМТ.

Методи дослідження. При описі методики використовувався універсальний автоматизований матричний метод кінематичного й силового аналізу ступінчатих механічних і гідрооб'ємно-механічних трансмісій довільного вигляду заснований на побудові кінематичних і силових матричних систем на основі базисних матриць, уведених для кожного базового елемента трансмісії. Із цих матриць блочно-модульним способом паралельно з побудовою

структурної схеми трансмісії конструюється її повна матрична система, адекватна її кінематичній (або структурній) схемі, залежно від кількості і якості її базових елементів. Цей процес логічно назвати генерацією математичної моделі трансмісії, а сам метод аналізу – методом автоматизованого матричного аналізу кінематичних, силових і енергетичних параметрів трансмісії [7-8].

Розширена матрична математична модель. В основі побудови математичних моделей, що описують кінематику безступінчатих трансмісій у квазістаціонарній постановці, лежать поняття кінематичних базисних матриць редукторів, трьохланкових планетарних механізмів (планетарних рядів) та гідрооб'ємних передач. Розглянемо методику побудови математичних моделей на прикладі гідрооб'ємно – механічної безступінчастої трансмісії виробництва АО «ХТЗ» ГОМТ-1С.

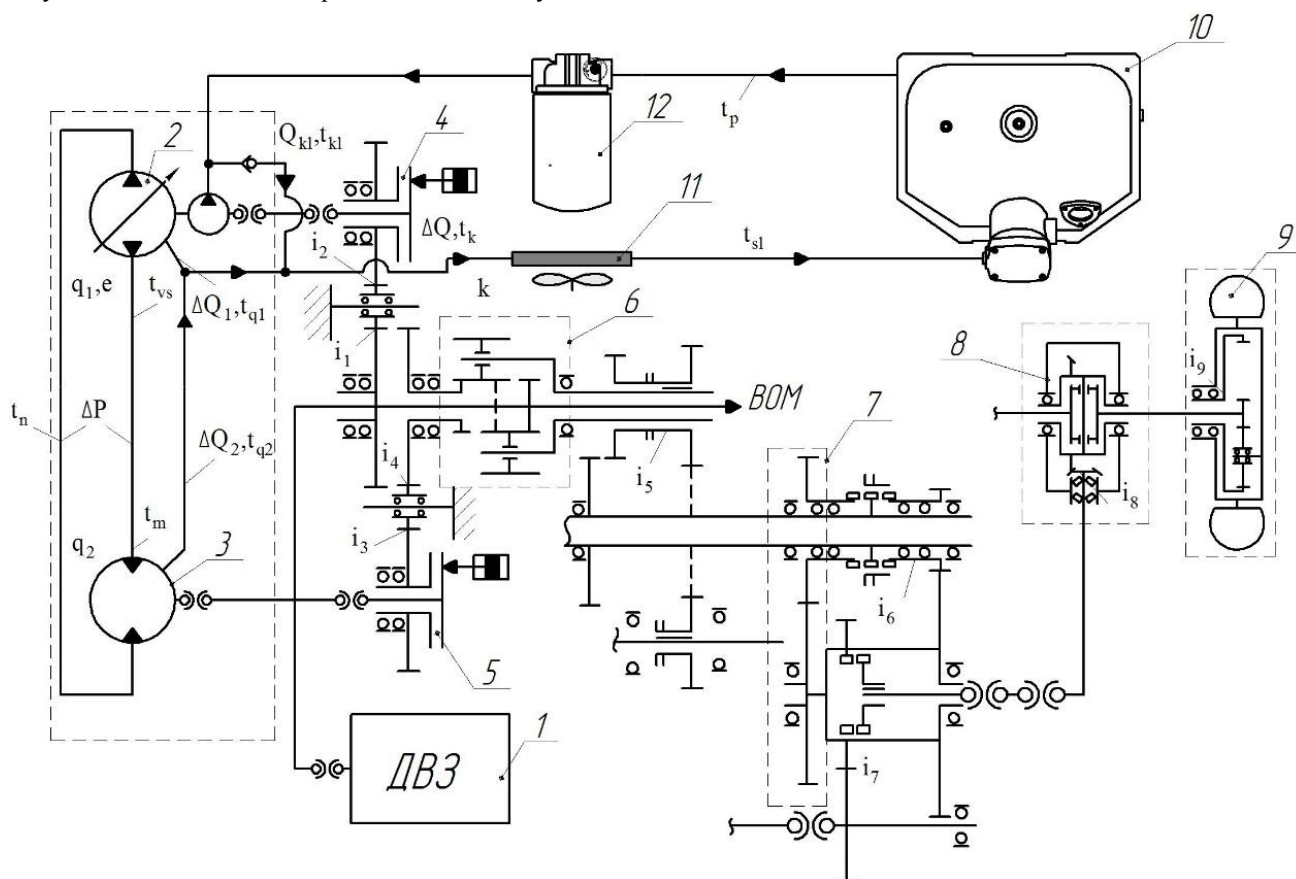


Рис. 1 – Кінематична схема трансмісії трактора ХТЗ – 21021 оснащеного трансмісією ГОМТ-1С:

1 – двигун внутрішнього згорання; 2 – аксіально – поршневий гідронасос змінної продуктивності; 3 – аксіально – поршневий гідромотор постійної продуктивності; 4 – гідромуфта гідронасосу; 5 – гідромуфта гідромотору; 6 – планетарний механізм вхідного редуктору; 7 – передача роздавальної коробки; 8 – головна передача заднього моста; 9 – кінцева передача; 10 – бак гідрооб'ємної передачі; 11 – радіатор; 12 – фільтр тонкого очищення; $i_1 \dots i_9$ – передавальні відношення передач вхідного редуктора, ходозменшувача, роздавальної коробки, головної та кінцевої передачі; k – конструктивний параметр планетарної передачі; t_n – температура робочої рідини в порожнині нагнітання; t_m – температура робочої рідини на виході з гідромотору, °C; t_{vs} – температура робочої рідини на вході в гідронасос, °C; t_{Q1} , t_{Q2} – температура робочої рідини витоків, °C; t_k – температура робочої рідини в картері гідропередачі, °C; t_{kl} – температура робочої рідини на переливному клапані, °C; t_p – температура робочої рідини ланки підживлення, °C; t_{sl} – температура робочої рідини на зливі в бак, °C; ΔQ – загальна витрата на витокі, м³/сек; Q_{kl} – витрата через переливний клапан, м³/сек; $q_{1,2}$ – продуктивність гідромашин, м³/рад; ΔP – перепад тиску на основних силових магістралях гідропередачі, МПа.

Для простих циліндричних чи конічних передач існує поняття узагальненого редуктора, під яким розуміють всякий трансформатор кутової швидкості й моменту, що описується найпростішим кінематичним рівнянням $w_1 + i_{12}w_2 = 0$ та, де w_1, w_2 – кутові швидкості відповідно на вході і виході з редуктору, сек^{-1} . Прикладом такого редуктора може бути прямозуба циліндрична передача роздавальної коробки (поз. 7 рисунок 1). Передаточне відношення механічного циліндричного редуктора $i_{12} = -w_2/w_1 = z_1/z_2$. З урахуванням зазначених виразів рівняння узагальненого редуктора в матричному вигляді представляється наступним чином:

$$\begin{bmatrix} i & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

Матриця з двох елементів в першому рівнянні носить назву кінематичної, а в другому силової базисної матриці редуктора. На рисунку 1 зазначені рівняння відповідають передаточним відношенням $i_1 \dots i_8$. У кінематичному рівнянні два формальних невідомих w_1 і w_2 . Одне з них повинне бути задане заздалегідь, наприклад $w_1 = w_0$. Тоді до рівняння додається зазначене рівняння зв'язку:

$$\begin{aligned} w_1 \cdot i + w_2 &= 0 \\ w_1 + 0 \cdot w_2 &= w_0 \end{aligned} \quad (2)$$

Звідки найпростіша кінематична матрична система редуктора має вигляд:

$$\begin{bmatrix} i & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ w_0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Для спрощення вводять наступне узагальнення:

$$K = \begin{bmatrix} i & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, W = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}, C_w = \begin{bmatrix} 0 \\ w_0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Тоді $K \cdot W = C_w$, де K – кінематична матриця системи; W – вектор-стовпець кінематичних невідомих; C_w – вектор-стовпець вільних членів.

Основним механізмом диференціального типу, що застосовується у транспортних машинах, є планетарний механізм (поз.6 рисунок 1). У порівнянні із простим механічним редуктором або

редукторним ланцюгом планетарні механізми (ПМ) мають проміжні ланки – сателіти. З погляду напрямку потоків потужності одна або дві ланки ПМ можуть бути вхідними або вихідними, тобто для визначення кутової швидкості вихідної ланки треба обов'язково знати значення кутових швидкостей двох інших центральних ланок. При описі кінематики ПМ використовують метод Вілліса. При цьому всьому планетарному ряду подумки задається обертання з кутовою швидкістю водила, тобто водило подумки зупиняється, а інші ланки звільняються. Уявна зупинка водила рівноцінна вирахуванню його кутової швидкості w_g з кутових швидкостей рухливих зубчастих коліс. Тоді передатне відношення, яке називається внутрішнім передатним відношенням планетарного ряду k , що представляє собою відношення кутових швидкостей у русі відносно водила, визначається по формулі Вілліса:

$$k = \frac{w_1 - w_g}{w_2 - w_g} = \pm \frac{z_{cm1} \cdot z_2}{z_{cm2} \cdot z_1} \quad (5)$$

Основне кінематичне рівняння планетарного ряду на підставі формули 5 буде мати вигляд:

$$w_1 - kw_2 + (k-1)w_g = 0 \quad (6)$$

Тоді кінематичні базисні матричні рівняння ПМ мають вигляд

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_1 & w_2 & w_g \end{bmatrix}^T = 0 \quad (7)$$

Зазначимо, що в представленій схемі встановлений планетарний механізм з парними сателітами та $k = -1$. Парні сателіти мають однаковий радіус, як і центральні ланки.

Кінематична базисна матриця гідрооб'ємної передачі (ГОП) виводиться з рівняння балансу витрат робочої рідини й сумарних об'ємних втрат $\sum \Delta Q$ у гідромашинах: $eqw_1 = qw_2 + \sum \Delta Q$. Рівняння в матричному вигляді буде мати вигляд:

$$\begin{bmatrix} e_1 q_1 & -e_2 q_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_1 & w_2 \end{bmatrix}^T = \sum \Delta Q \quad (8)$$

де e_1, e_2 – параметр регулювання гідромашинами

З урахуванням базисних матриць 4, 7, 8 складаємо кінематичну базисну матрицю для безступінчастої трансмісії, представлені на рисунку 1.

$$\begin{bmatrix} i_1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i_2 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_1 q_1 & -q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & k-1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \\ w_5 \\ w_6 \\ w_7 \\ w_8 \\ w_9 \\ w_{21} \\ w_{de} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Sigma \Delta Q \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Представлена в рівнянні 9 кінематична матриця досить велика і має розмір 21×21 , тому для спрощення в рівнянні представлені всі розглянуті вище елементи: редуктори з передавальними відношеннями i_1, i_2, i_3, i_4 , планетарний механізм з внутрішнім передавальним числом k та гідрооб'ємна передача. У відсутніх стовпцях та рядках по аналогії записані рівняння для редукторів $i_5 \dots i_9$.

Для простого редуктора з урахуванням механічного ККД рівняння балансу потужності записано у вигляді співвідношення $M_1 w_1 \eta^{\Theta \text{sign}(M_1 w_1)} + M_2 w_2 = 0$, де M_1, M_2 – кутові швидкості та моменти відповідно на вході і виході з редуктору, Нм; $\Theta = -1$ з урахуванням втрат в зубчастому зачепленні, та $\Theta = 0$ без урахування втрат. Тоді силова базисна матриця для простого редуктора буде мати вигляд:

$$\begin{bmatrix} \eta^{\Theta \text{sign}(N_1)} & -i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (10)$$

При складанні силових матриць слід враховувати також рівняння квазістатичної рівноваги ланок, що обертаються з постійними швидкостями. Також, по аналогії з кінематичними матрицями, для розв'язання матриці потрібно задавати величину одного з моментів. З врахуванням вище сказаного матриця буде мати вигляд:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \eta^{\Theta \text{sign}(N_1)} & -i & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{1A} \\ M_{2A} \\ M_{1B} \\ M_{2B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

де M_{1A}, M_{2A} – моменти на кінцях першої ланки простого редуктора. Аналогічно і для другої ланки.

В даній матриці для розрахунку задається момент на початку першої ланки, а вихідним є кінець другої ланки. Як правило, силові матричні системи спочатку вирішуються в припущенні відсутності втрат. У результаті визначення невідомих моментів із силової матричної системи і кутових швидкостей ланок даного редукторного ланцюга з її кінематичної матричної системи визначаються напрямки потоків потужності, що входять у силову матричну систему.

По аналогії з кінематичними матрицями, для спрощення вводять узагальнення:

$$S = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \eta^{\Theta \text{sign}(N_1)} & -i & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, M = \begin{bmatrix} M_{1A} \\ M_{2A} \\ M_{1B} \\ M_{2B} \end{bmatrix}, C_s = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Тоді $S \cdot M = C_s$, де S – силова матриця системи; M – вектор-стовпець силових невідомих; C_s – вектор-стовпець вільних членів.

Повна матрична система найпростішого редукторного ланцюга буде мати вигляд:

$$\begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & S \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} W \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_w \\ C_s \end{bmatrix} \quad (13)$$

Рівняння квазістатичної рівноваги планетарного ряду з урахуванням втрат моментів на тертя в зачепленнях виглядає наступним чином:

$$M_1 \eta_{1g}^{\Theta \text{sign}(N_1)} + M_2 \eta_{2g}^{\Theta \text{sign}(N_2)} + M_g = 0 \quad (14)$$

де M_1, M_2, M_g – моменти відповідно на сонячній, епіциклічній шестірнях і водилі з урахуванням механічних втрат у зубчастих зачепленнях; η_{1g}, η_{2g} – коефіцієнти корисної дії в зубчастих зачепленнях сонце – сателіт і епіцикл – сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів.

Рівняння з урахування внутрішнього передаточного відношення має вигляд:

$$M_1 \eta_{1g}^{\Theta \text{sign}(N_1)} k + M_2 \eta_{2g}^{\Theta \text{sign}(N_2)} = 0 \quad (15)$$

Рівняння 14, 15 в матричному вигляді мають вигляд:

$$\begin{bmatrix} \eta_{1g}^{\Theta \text{sign}(N_1)} & \eta_{2g}^{\Theta \text{sign}(N_2)} & 1 \\ \eta_{1g}^{\Theta \text{sign}(N_1)} k & \eta_{2g}^{\Theta \text{sign}(N_2)} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_g \end{bmatrix} = 0 \quad (16)$$

Рівняння моментів, наведених до вала регульованої (індекс “1”) і до вала нерегульованої (індекс “2”) гідромашин з урахуванням втрат моментів ΔM_1 і ΔM_2 мають вигляд:

$$\begin{aligned} M_1 - eq\Delta p - \Theta \Delta M_1 \text{sign}(w_1) &= 0 \\ M_2 + q\Delta p - \Theta \Delta M_2 \text{sign}(w_2) &= 0 \end{aligned} \quad (17)$$

де M_1, M_2 – зовнішні моменти на валах гідромашин; $-eq\Delta p$ і $q\Delta p$ – внутрішні (теоретичні) моменти, що розвиваються робочою рідиною в гідромашинах.

Коефіцієнт урахування втрат: $\Theta = -1$ при обліку втрат і $\Theta = 0$ без урахування втрат.

У матричному вигляді рівняння 17 має вигляд:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -eq \\ 0 & 1 & q \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \Delta p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta \Delta M_1 \text{sign}(w_1) \\ \Theta \Delta M_2 \text{sign}(w_2) \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} - & (1) & (2) & (3) & . & (8) & (9) & . & (17) & (18) & (19) & (20) & . & (47) \\ (1) & 1 & 1 & 1 & . & 0 & 0 & . & 0 & 0 & 0 & 0 & . & 0 \\ (2) & 0 & \eta_{1e}^{\Theta \text{sign}(N_{1b})} & 0 & . & 0 & 0 & . & 0 & 0 & 0 & 0 & . & 0 \\ (3) & 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . & 0 & 0 & 0 & 0 & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . \\ (8) & 0 & 0 & 0 & . & 0 & 1 & . & 0 & 0 & 0 & -eq_1 & . & 0 \\ (9) & 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . & 0 & 0 & 0 & q_2 & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . \\ (17) & 0 & 0 & \eta_{1e}^{\Theta \text{sign}(N_{1c})} & . & 0 & 0 & . & k\eta_{1e}^{\Theta \text{sign}(N_{8b})} & 0 & 0 & 0 & . & 0 \\ (18) & 0 & 0 & \eta_{2e}^{\Theta \text{sign}(N_{1c})} & . & 0 & 0 & . & \eta_{1e}^{\Theta \text{sign}(N_{8b})} & 1 & 0 & 0 & . & 0 \\ (19) & 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . & 0 & 1 & 1 & 0 & . & 0 \\ (20) & 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . & 0 & 0 & 1 & 0 & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . & . \\ (44) & 0 & 0 & 0 & . & 0 & 0 & . & 0 & 0 & 0 & 0 & . & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} (M) \\ 1a \\ 1b \\ 1c \\ . \\ 4a \\ 4b \\ . \\ 8b \\ 9a \\ 9b \\ \Delta p \\ . \\ 20b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} - \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ . \\ \Theta \Delta M_1 \text{sign}(w_4) \\ \Theta \Delta M_2 \text{sign}(w_5) \\ . \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ . \\ -M_k \end{bmatrix} \quad (19)$$

По аналогії з кінематичною матрицею складаємо силову базисну матрицю для безступінчастої трансмісії, представленій на рисунку 1. В матриці, представлений в рівнянні 19 в лапках вказані номери стовпців та рядків в оригінальній силовій матриці. В другому векторі позначені індекси при моментах на ланках трансмісії. Загальний розмір силових матриці для даної трансмісії з урахуванням всіх елементів має розмір 51×51.

У гідравлічних контурах, що включають в себе трубопроводи високого тиску і систему управління гідромашини, існує багато джерел генерації тепла, які викликають зміну температури в контурах і входять до них елементів: втрати енергії, викликані внутрішнім тертям рідини, її в'язкістю і витоками в насосах і гідромоторах; втрати енергії в трубопроводах і апаратах управління, клапанах і золотниках розподілу; дроселювання рідини під тиском при частковому або повному протіканні потоку рідини через запобіжний або переливний клапани.

Рівняння теплового балансу на гідронасосі буде мати вигляд:

$$\Delta M_1 |w_1| = C\rho(t_n - t_{vs})(q|w_1e| - \Delta Q_1) \quad (20)$$

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

Рівняння 20 складене виходячи з того, що механічні та об'ємні втрати на гідронасосі перетворюються в тепло. Аналогічно виглядає рівняння і для гідромотору:

$$\Delta M_2 |w_2| = C\rho(t_m - t_n)(q|w_2e| - \Delta Q_2) \quad (21)$$

При складанні рівняння для робочої рідини, що надходить з баку вводять припущення відсутності втрат на насосі підживлення, враховуючи це рівняння буде мати вигляд:
 $t_p - t_b = 0$.

Для змішування потоків в картері гідропередачі рівняння має вигляд:

$$\Delta Q_1 t_n + \Delta Q_2 t_m + (\lambda q |w_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2) t_{kl} - \lambda |w_1| q t_k = -(\Delta Q_1 + \Delta Q_2) \frac{|\Delta p|}{C\rho} \quad (22)$$

де λ - коефіцієнт подачі насоса підживлення,
 $\lambda = (0, 2 \dots 0, 22)$.

Рівняння теплового балансу в магістралі підживлення має вигляд:

$$eq |w_1| t_{vs} - q |w_2| t_m - \lambda q |w_1| t_p + (\lambda q |w_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2) t_{kl} = 0 \quad (23)$$

Теплообмінник обирається із умови поглинання усього тепла, що виділилося в гідропередачі через усі види втрат. Рівняння має вигляд:

$$\lambda q |w_1| C\rho(t_k - t_b) = \Delta M_1 |w_1| + \Delta M_2 |w_2| + \Delta Q_1 |\Delta p| + \Delta Q_2 |\Delta p| = \Sigma \Delta N \quad (24)$$

Спируючись на рівняння 20-24 складаємо базисну теплову матрицю гідрооб'ємної передачі:

$$\begin{bmatrix} q_1 |w_1 e| - \Delta Q_1 & -(q_1 |w_1 e| - \Delta Q_1) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -q_1 |w_2| & 0 & q_1 |w_2| & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \Delta Q_1 & 0 & \Delta Q_2 & 0 & -\lambda q_1 |w_1| & Q_{kl} \\ 0 & q_1 |w_1 e| & -q_1 |w_2| & -\lambda q_1 |w_1| & 0 & Q_{kl} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda q_1 |w_1| & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_n \\ t_{vs} \\ t_m \\ t_p \\ t_k \\ t_{kl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\Delta M_1 |w_1|}{C\rho} \\ \frac{\Delta M_2 |w_2|}{C\rho} \\ t_b \\ -(\Delta Q_1 - \Delta Q_2) \frac{|\Delta p|}{C\rho} \\ 0 \\ \frac{1}{C\rho} \sum \Delta N + \lambda q_1 |w_1| t_b \end{bmatrix} \quad (25)$$

По аналогії з рівнянням 13 складемо повну матричну модель безступінчастої трансмісії. Для цього введемо позначення: K – кінематична матриця трансмісії; W – вектор – стовпець кінематичних невідомих; C_w – вектор – стовпець вільних членів; S – силова матриця системи; M – вектор-стовпець силових невідомих; C_s – вектор-стовпець вільних членів; E – температурна матриця гідрооб’ємної передачі; T – вектор – стовпець температурних невідомих; C_t – вектор – стовпець вільних членів.

$$\begin{bmatrix} K & 0 & 0 \\ 0 & S & 0 \\ 0 & 0 & E \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} W \\ M \\ T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_w \\ C_m \\ C_t \end{bmatrix} \quad (26)$$

Представлена матрична модель описує кінематичні, силові та температурні характеристики

безступінчастої гідрооб’ємно механічної трансмісії.

На рисунку 2 представлені показники роботи гідрооб’ємної передачі в складі безступінчастої трансмісії на прикладі кінематичних, силових та температурних характеристик аксіально – поршневого гідромотора, серед яких графік втрат моменту ΔM та об’ємних втрат ΔQ . (розрахунок втрат проводився за допомогою формули Городецького), кутова швидкість гідромотору та температура робочої рідини в лінії високого тиску. При розв’язанні матриці використовувався метод послідовних наближень – спосіб чисельного розв’язання математичних задач, суттю якого є знаходження алгоритму пошуку по відомому наближенню (наближеному значенню) шуканої величини наступного, більш точного наближення. Даний метод застосовується в разі, коли послідовність наближень за вказаним алгоритмом сходиться.

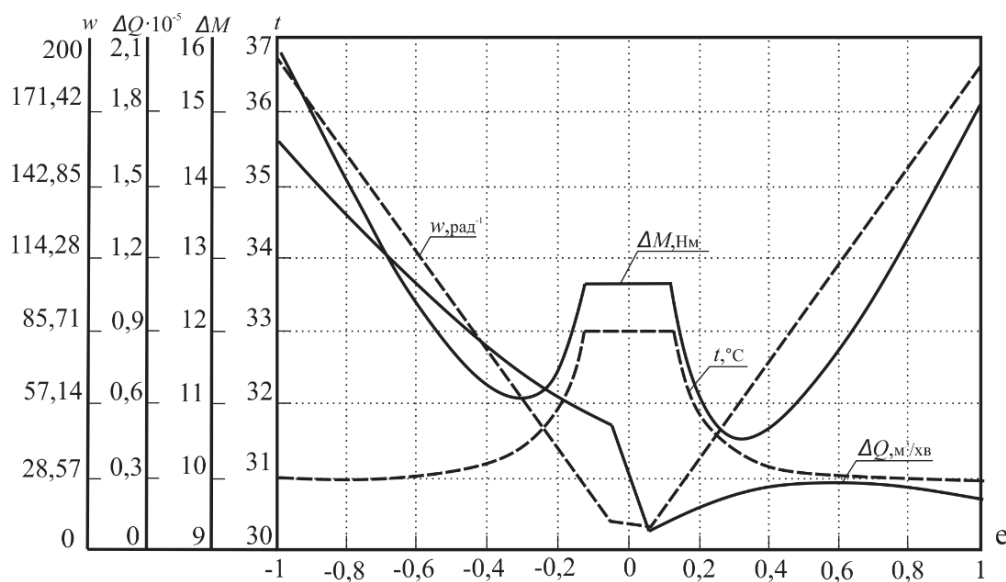


Рис. 2 – Кінематичні, силові та температурні показники роботи гідрооб’ємної передачі в складі безступінчастої трансмісії при роботі на першій передачі без навантаження.

Кутова швидкість на рисунку 2 представлена по модулю, це слід враховувати при аналізі графічної залежності, так як при зміні параметру регулювання змінюється і напрям обертання гідромотору. Для її визначення вихідними даними слугувала кутова швидкість двигуна внутрішнього згоряння.

Вихідними даними для розрахунку температури робочої рідини слугувала температура масла в баку гідропередачі. При розрахунку температур не враховувалися втрати тепла через корпус гідромашин та стінки трубопроводів, так як їх величини порівняно малі. При розрахунку силової складової матриці

задавали крутний момент супротиву на колесах трактора виходячи з максимальної маси та радіуса колеса. Параметр регулювання при розрахунку змінювався з кроком 0,05.

Для даної схеми (рисунок 1) передбачено чотири передачі та два діапазони – робочий та транспортний.

На рисунках 2 та 3 представлені параметри, розраховані для першої передачі робочого діапазону (швидкість руху до 7 км/год), для розрахунку інших передач слід в вихідних даних варіювати значеннями параметрів i_5 та i_6 .

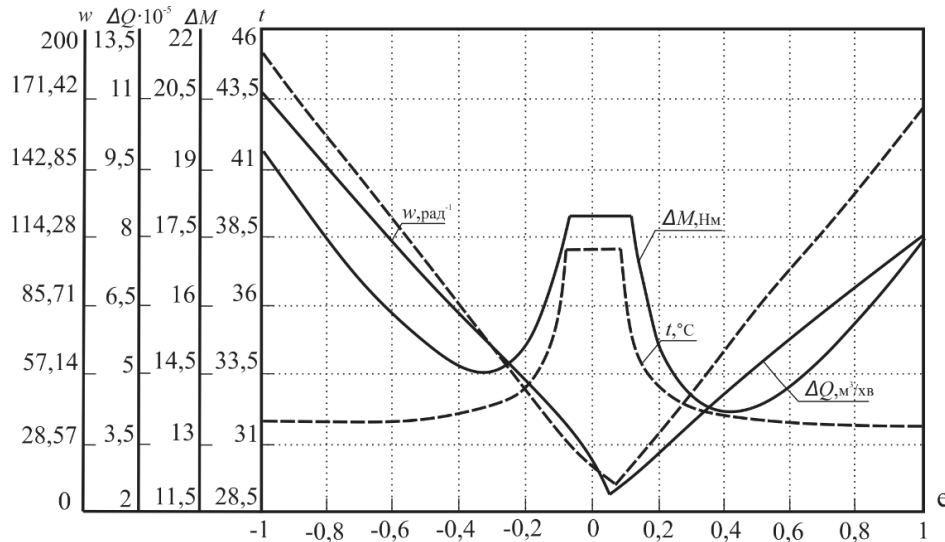


Рис. 3 – Кінематичні, силові та температурні показники роботи гідрооб'ємної передачі в складі безступінчастої трансмісії при виконанні технологічних операцій.

На рисунку 3 представлені ті ж самі залежності, що і на рисунку 2, але з урахуванням додаткового навантаження на трансмісію при виконанні технологічних операцій. Це має відображення в зростанні механічних та об'ємних втрат та більшого зростання температури робочої рідини.

Спираючись на представлені графіки та характер їх змін в залежності від різних початкових умов можна зробити висновок про адекватне відображення кінематичних та енергетичних характеристик, розрахованих за допомогою комплексної матричної математичної моделі.

Висновки. Описана методика складання комплексної матричної математичної моделі, яка враховує кінематичні, силові та температурні параметри роботи гідрооб'ємної передачі в складі безступінчастої трансмісії трактора. Приклад розрахунку трансмісії дозволяє зробити висновок про адекватну роботу складеної математичної моделі як при розрахунку роботи трактора без навантаження, так і при виконанні трактором технологічних операцій.

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: ХГПУ, 1997. –185с.
4. Самородов В.Б. Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для колісних тракторів сільськогосподарського

призначення. / Самородов В.Б., Бондаренко А.И./ Автомобильный транспорт, вып. 32, 2013 с.12-17

5. Самородов В.Б. Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій. / Самородов В.Б.Бондаренко А.И./ Вестник ХНАДУ, вып. 56, 2012, с.37-45
6. Samorodov V.B. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydraulic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291.
7. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида. Системотехника автомобильного транспорта.– Харьков: ХГАДГУ, 1999.
8. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий. Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып.47.
9. Самородов В.Б., Коняшкин В.А. Матричная температурная модель гидравлической системы гидрообъемно-механической трансмиссии транспортной гусеничной машины Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сборник научных трудов ХГПУ. Вып. 6. В четырех частях. Ч. 2. – Харьков: ХГПУ, 1998
10. Кондаков С.В. Температурный режим работы гидрообъемной передачи в составе механизма поворота быстроходной гусеничной машины при маневрировании./ Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение Выпуск № 14 (54) / 2005.
11. Подэрни Р.Ю., Хромой М.Р., Сайдяминов И.А. Расчет температур на элементах регулирующих контуров гидрообъемной силовой установки (гсу) бурового станка. Доклад на симпозиуме "Неделя горняка -2001" Москва, МГТУ, 29 января – 2 февраля 2001 г.
12. Грабский А.А. Анализ тепловых потоков рабочей жидкости в линии низкого давления регулирующего контура гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Выпуск № 11 / 2009.
13. Schlosser W.M. Mathematical model for hydraulic power and motors // Hydraulic power transmission. – 1961. – Vol.7. – №76. – pp. 252 – 257.

14. Wilson W.E. Mathematical models in fluid Power engineering. – Hydraulic Pneumatic Power, mach, 1967, V.13, №147, pp.136 – 140.

References (transliterated)

- Petrov V. A. *Gidroobyomnye transmissii samokhodnykh mashin* [Hydrostatic transmissions for self-propelled machines]. – Moscow: mashinostroenie, 1988. – 248 p.
- Shhelcyn N. A. *Sovremennye besstupenchatye transmissii s.x. traktorov* [Modern CVT agricultural tractors] / N. A. Shhelcyn, L. A. Frumkin, I. V. Ivanov // *traktory i selskoxozyajstvennyye mashiny*. – 2011. – No 11. – pp. 18-24..
- Aleksandrov E. E. *kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoy prohodimosti* [Wheeled and tracked vehicles with high cross]. v 10-ti tomakh. tom 3: *besstupenchatye transmissii: raschet i osnovy konstruirovaniya*. /E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, D. O.Voloncevich, A. S. Palashhenko. – Kharkov: xgpu, 1997. –185p.
- Samorodov V.B. *Perspektivni hidroob'ємno-mekhanichni transmissii dlia kolisnykh traktoriv silskohospodarskoho pryznachennia* [Prospective hydrovolumetric mechanical transmissions for wheeled tractors for agricultural purposes.]. / Samorodov V.B., Bondarenko A.Y. / *Avtomobylnyi transport*, T. 32, 2013 pp.12-17
- Samorodov V. B. *Porivnialnyi analiz bezstupinchastykh dvopotokovykh hidroob'ємno-mekhanichnykh transmissii*. [Comparative analysis of double-continuously variable mechanical transmissions.] / Samorodov V.B.Bondarenko A.Y. / *Vestnyk KhNADU*, vyp. 56, 2012, pp.37-45
- 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. Shevtsov, N. Mittsel // *Eastern European Scientific Journal*. – 2014. – No 6. – P. 285–291.
- Samorodov V.B. *Generaciya matrichnykh modeley dlya gidroobemno-mekhanicheskikh transmissiy proizvodnogo vida*. [Generation of matrix models for hydrovolume-mechanical transmissions of arbitrary type] *Sistemotekhnika avtomobilnogo transporta*. – Kharkov: HGADGU, 1999.
- Samorodov V.B. Nauchnoe obosnovanie struktury silovykh matrichnykh sistem modeliruyuschiy rabotu gidroobemno-mekhanicheskikh transmissiy.[Scientific substantiation of the structure of power matrix systems modeling the work of hydrovolume-mechanical transmissions] *Vestnik HGPU*.– 1999.– Vol.47.
- Samorodov V.B., Konyashkin V.A. *Matrichnaya temperaturnaya model gidravlicheskoj sistemy gidroobemno-mekhanicheskoy transmissii transportnoy gusenichnoy mashiny* [Matrix temperature model of hydraulic system of hydrovolume-mechanical transmission of a transport caterpillar] *Informacionnye tehnologii: nauka, tehnika, tehnologiya, obrazovanie, zdorove: Sbornik nauchnykh trudov HGPU*. Vyp. 6. V chetyreh chastyah. Ch. 2. – Kharkov: HGPU, 1998
- Kondakov S.V. *Temperaturnyy rezhim raboty gidroobyomnoy peredachi v sostave mehanizma povorota bystrohodnoy gusenichnoy mashiny pri manevrirovanii*. [Temperature regime of the hydro-transfer transmission as a part of the mechanism of the turn of the high-speed crawler during maneuvering.]/ *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta*. Seriya: Mashinostroenie Vol. No 14 (54) / 2005.
- Poderni R.Yu., Hromoy M.R., Saydaminov I.A. *Raschet temperatur na elementah reguliruyuschiy konturov gidroobemnoy silovoy ustanovki (gsu) burovogo stanka*. [Calculation of temperatures on the elements of the regulating circuits of the hydrostatic power plant (gsu) of the drilling rig.] *Doklad na simpoziume "Nedelya gornyaka -2001"* Moscow, MGGU, 29 yanvarya – 2 fevralya 2001 .
- Grabskiy A.A. *Analiz teplovykh potokov rabochey zhidkosti v linii nizkogo davleniya reguliruyushego kontura gidroobemnoy silovoy ustanovki karernogo kombayna* [Analysis of heat flow of working fluid in the low-pressure line of the regulating circuit of a hydrostatic power plant of a mining combine]. *Gornyy informacionno-analiticheskiy byulleten (nauchno-tehnicheskii zhurnal)* Vol. No 11 / 2009.
- Schlosser W.M. Mathematical model for hydraulic power and motors // *Hydraulic power transmission*. – 1961. – Vol.7. – No 76. – pp. 252 – 257.
- Wilson W.E. Mathematical models in fluid Power engineering. – Hydraulic Pneumatic Power, mach, 1967, V.13, No 147, pp.136 – 140.

Надійшла (received) 29.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідроприводів гідрооб'ємно-механічних трансмісій / Самородов В.Б., Шевцов В.М. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування– X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 85-92. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079 0023.

Развитие трансмиссионного матричного анализа введением температурных матриц в системах гидроприводов гидрообъемно-механических трансмиссий / Самородов В.Б., Шевцов В.М. // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение- X.: НТУ «ХПИ», 2017 – № 14 (1236). – С.85-92 . Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079 0023

The development of the transmission matrix analysis matrix input temperature hydraulic systems hydrovolumetric mechanical transmissions / Samorodov V.B., VM Shevtsov // *Bulletin NTU "KPI"*. Series: Transport machine building – Kharkov: NTU "KPI", 2017 №. 14 (1236)– P.85-92. Bibliogr.: 14. – ISSN 2079 0023.

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

УДК 539

Э. А. СИМСОН, В. Л. ХАВИН, Д. С. ЯГУДИН, Л. В. АВТОНОМОВА

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ СТОЙКИ ДИСКОВОЙ БОРОНЫ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

У даній роботі була поставлена задача по визначенню кутів нахилу вібростола випробувального стенду для дослідження гамма-відсоткового напрацювання на втому індивідуальної пружинної стійки дискової борони. Випробувальний стенд призначений для моделювання експлуатаційних навантажень максимально наближено до реальних. Для вирішення поставленого завдання побудована тривимірна модель обробного інструменту і вібростола в САД системі, яка надалі була імпортована в програмний комплекс на базі методу скінченних елементів. В КЕ комплексі вирішувалася двопараметрична задача оптимізації з обмеженнями на варійовані параметри для пошуку оптимальних кутів нахилу вібростола. Отримані результати дозволяють спроектованому стенду не доукомплектовуватися додатковими вузлами для імітації бічних зсувів диска при випробуваннях.

Ключові слова: дискова борона, пружинна стійка, стенд, метод скінченних елементів, оптимізація, контактна задача.

В настоящей работе поставлена и решена задача по определению углов наклона вибростола испытательного стенда для испытаний на долговечность индивидуальной пружинной стойки дисковой бороны. Испытательный стенд предназначен для моделирования условий нагружения максимально приближенных к реальным эксплуатационным. Для решения поставленной задачи построена трехмерная модель обрабатывающего инструмента и вибростола в САД системе, которая впоследствии была импортирована в конечно-элементный программный комплекс. В КЭ программном комплексе решалась двухпараметрическая задача оптимизации с ограничениями на варьируемые параметры для поиска оптимальных углов наклона вибростола. Полученные результаты позволяют спроектированному стенду не доукомплектовываться дополнительными узлами для имитации боковых смещений диска при испытаниях.

Ключевые слова: дисковая борона, пружинная стойка, стенд, метод конечных элементов, оптимизация, контактная задача.

The wide range of processing instruments is used in agriculture for different types and settings. Depending on purpose each one processing instruments are subject to external loads, various in size, character or intensity. The last years there are the most common and effective disk harrows. Because of their form and environmental influence its bar is exploited under hard spatial quasi static and dynamic loads. Such combined loads on a high durable bar in the working process may force its collapse in the bending zone even in comparatively short exploiting time. To increase a bar durability and to predict its robustness, a test stand is designed that allows to simulate different operating modes. A major problem in stand design was selecting a suitable scheme of the disk lateral movement.

Keywords: disc harrow, spring rack, rig, finite element method, optimization, contact problem.

Введение и анализ последних исследований.

В сельском хозяйстве для различных типов и назначения обработки используется широкий спектр обрабатывающих орудий. В зависимости от предназначения те или иные обрабатывающие орудия испытывают различные по величине, характеру и интенсивности внешнего нагружения. Наиболее универсальными и эффективными в последние годы являются дисковые бороны. На рис. 1 показана дисковая борона-луцильник с шириной захвата 2.5м, предназначенная для интенсивного перемещения почвы и растительной массы на рабочей глубине до 12см. Такая схема луцильника позволяет качественно справляться с большим количеством органической массы на полях и существенно расширить область применения в сельском хозяйстве [1-3]. Конструкция рабочего органа представляет собой раму, на которую жестко крепится индивидуальная изогнутая пружинная стойка, на которую, в свою очередь, при помощи подшипникового узла крепится кованый диск, имеющий криволинейную сферическую форму. Стойка изготовлена из прокатанной стали высокой прочности, обладающей пружинными свойствами.

За счет своей формы и воздействия среды, в которой эксплуатируется стойка, она испытывает сложное пространственное квазистатическое и динамическое нагружение. Вследствие такого комбинированного нагружения высокопрочная стойка в процессе работы разрушается в зоне изгиба,

через сравнительно небольшое время э ксплуатации. На рис. 2. показана разрушенная стойка с изломом в характерном месте закрутки.



Рис.1 – Дисковая борона-луцильник

Для увеличения долговечности проведено ряд расчетов с помощью конечно-элементных программных комплексов с учетом различных типов нагружения и выдвинута гипотеза, согласно которой разрушение происходит вследствие перманентного динамического нагружения, а разрушение наступает в результате накопления усталостных повреждений с последующим квазистатическим разрушением [4].



Рис. 2 – Разрушенная стойка

Постановка задачи и численная реализация.

Для повышения долговечности стойки и прогнозирования ресурса стойки спроектирован испытательный стенд, который позволяет моделировать эксплуатационные режимы. Схема стенда указана на рис. 3.

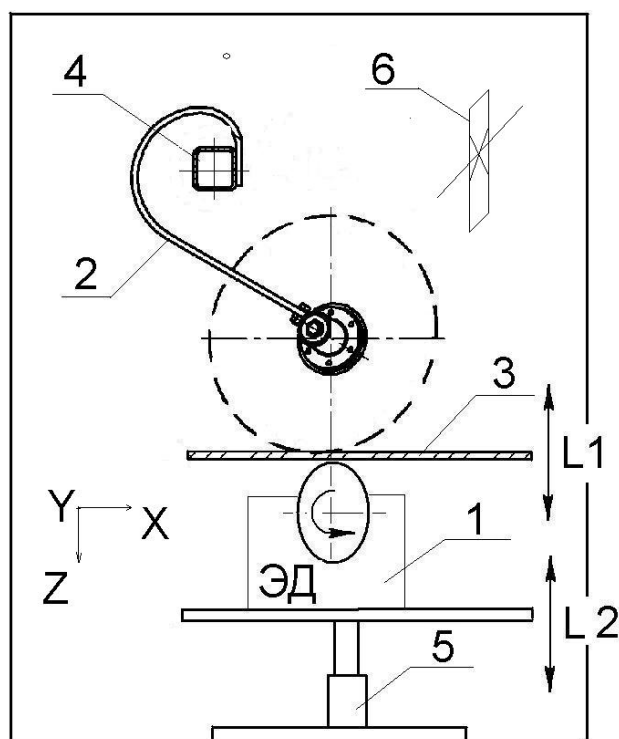


Рис. 3 – Схема испытательного стенда

Основной задачей, при проектировании стенда, являлся корректное моделирование бокового перемещения диска. На схеме это координата перемещений вдоль оси Y . В ходе расчетов по определению квазистатического напряженно-деформированного состояния были найдены перемещения точки крепления диска к стойке по трем координатам. Для их имитации предложено обеспечить стол (на схеме обозначен номером 3) углами наклона в двух плоскостях относительно осей X и Y . Сложность определения этих углов заключается в том, что необходимо определить зависимость между двумя углами наклона и перемещениями в двух координатах, время

проведения расчета для одной итерации велико и равно примерно 10 часов, т.к. задача является контактной, а, следовательно, нелинейной с учетом предварительного нагружения от веса рамы равном 100 кг. Для минимизации времени расчета и автоматизации процесса было принято решение поставить задачу оптимизации по двум входящим варьируемым параметрам α_x и α_y . Соответственно целевыми функциями являются перемещения U_x и U_y .

На рис. 4 представлена конечно-элементная модель с указанными начальными и граничными условиями.

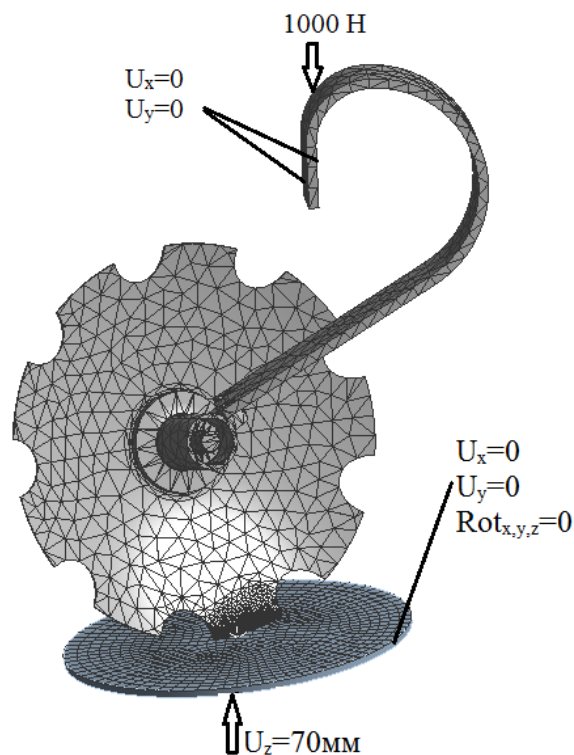


Рис. 4 – Конечно-элементная модель стойки с диском и наклонного стола

Граничными условиями являлись:

- фактическое место крепления стойки к раме зашлемлено во всех направлениях
- стол допускает только перемещения вдоль оси Z
- в зоне контакта диска и стола трение отсутствует (это связано с тем, что стол вибрирует)
- максимальные перемещения стола составляют 70 мм.

Начальные и «граничные» параметры для варьируемых параметров и выходных значений целевой функции представлены в таблице 1

Таблиця 1 - Начальные и граничные условия варьируемых параметров и целевых функций

	Начальные значения	Нижняя граница	Верхняя граница
α_x	15°	0°	30°
α_y	15°	0°	30°
U_x	-	190мм	200мм
U_y	-	18мм	20мм

В качестве планирования виртуального эксперимента была выбрана схема центральный композиционный план. Центральный композиционный план (ЦКП), также известный как метод Бокса-Вилсона, является пятиуровневым дробным факторным методом, который подходит для калибровки квадратичной модели отклика [5-6]. Пятиуровневое кодирование значений каждого параметра находится в диапазоне $[-\alpha, -1, 0, 1, +\alpha]$, где $[-1, +1]$ соответствует физическому нижнему и верхнему пределам области параметров. В свою очередь $[-\alpha, +\alpha]$ устанавливают новые «экстремальные» физически корректные верхние и нижние пределы для всех параметров. Значение α меняется в зависимости от количества параметров в расчете. Схема указана на рис. 5.

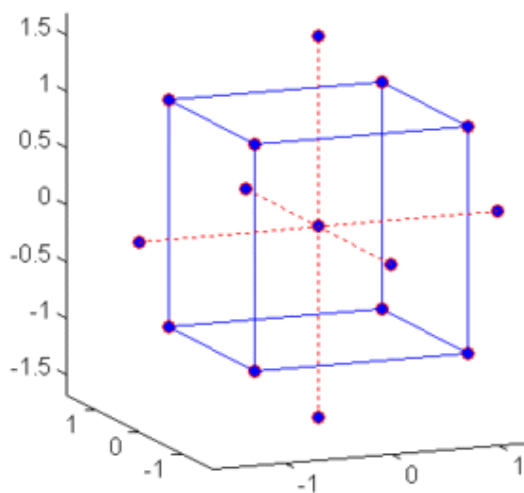


Рис. 5 – Схема ЦКП

Вписанный ЦКП напротив, разработан, используя $[-1, +1]$ как «истинные» физические верхние и нижние границы эксперимента. Пятиуровневые кодированные значения, описанные ЦКП, высчитываются путем масштабирования их исходя из вычисленных узлов ЦКП. Ниже, на рис. 6 приведено геометрическое представление вписанного ЦКП.

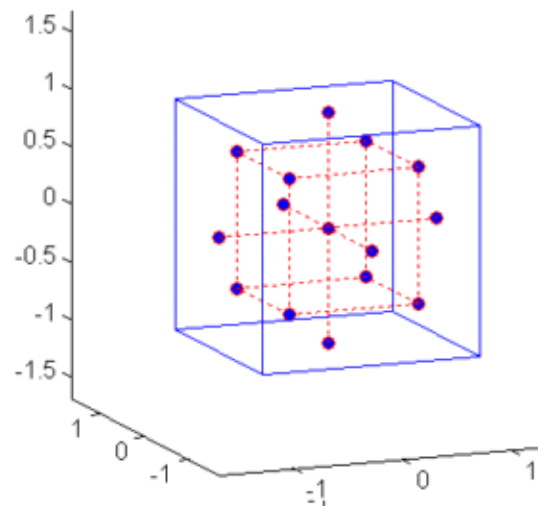


Рис. 6 – Схема вписанного ЦКП

Регрессивный анализ предполагает, что в общей сложности существует n точек выборки и для каждой точки известны соответствующие значения выходных параметров. Затем регрессивный анализ определяет взаимосвязь между входными параметрами и выходными параметрами на основе этих точек выборки. Это соотношение также зависит от выбранной модели регрессии. Как правило, для модели регрессии предпочтительным уравнением аппроксимации является полиномом второго порядка. В общем случае, эта модель является аппроксимацией входных-выходных параметров и только в особых случаях она дает достоверное и точное соотношение. Как только эти соотношения определены, результирующая аппроксимация выходных параметров как функция входных параметров является поверхностью отклика.

Основные соотношения.

Сумма квадратов ошибки (СКО):

$$СКО = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = (\{y\} - \{\hat{y}\})^T (\{y\} - \{\hat{y}\}) \quad (1)$$

где: y_i - значение выходного параметра в i -ой точке выборки,

$\hat{y}_i$ - значение, вычисленное по регрессивной модели в i -ой точке выборки.

Сумма квадратов регрессии (СКР):

$$СКР = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2, \quad (2)$$

где

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (3)$$

Общая сумма квадратов(ОСК):

$$ОСК = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (4)$$

Для линейного регрессивного анализа взаимосвязь между этими суммами квадратов выглядит так:

$$ОСК = СКР + СКО \quad (5)$$

Также регрессивная модель в любой точке выборки $\{x\}_i$, $i=1..n$ в m -мерном пространстве входящих параметров может быть записана так:

$$y_i = [t]_i \{c\} + \varepsilon, \quad (6)$$

где $[t]_i$ - вектор-строка условий регрессии поверхности отклика в i -ой точке, $\{c\} = [c_1, c_2, \dots, c_p]^T$ - вектор регрессивных параметров модели, p - общее количество параметров регрессии. Для линейного анализа количество параметров регрессии идентично количеству условий регрессии.

Коэффициенты регрессии $\{c\}$ определяются следующим образом:

$$\{c\} = ([d]^T [d])^{-1} [d]^T \{y\} \quad (7)$$

В результате проведения расчетов были получены углы наклона вибростола относительно осей X и Y. Таким образом, угол α_x равен 13° , а α_y равен 10° .

Выводы. В работе поставлена и решена задача по определению углов наклона вибростола для испытаний индивидуальных пружинных стоек дисковых борон на сопротивление усталости. Задача поиска искомых углов наклона вибростола решена путем построения оптимизационного процесса по двум входным варьируемым параметрам α_x и α_y с наложенными на них ограничениями. Целевыми функциями являлись зависимости перемещений U_x и U_y , на которые также накладывались ограничения исходя из требований соответствия реальному поведению стойки в эксплуатации. С этой целью была построена трехмерная конечно-элементная модель стола со стойкой и диском в программном комплексе, выбран метод линейной оптимизации, который был реализован в том же программном комплексе. В ходе решения были получены углы наклона вибростола относительно координат X и Y, равные 13° и 10° соответственно. Полученные результаты дают

возможность не оснащать испытательный стенд гамма-процентной наработки на разрушения дополнительными приводами боковых смещений, что существенно снижает его стоимость, при этом сохраняет возможность максимально близко моделировать естественное поведение стойки в эксплуатации.

Список литературы

1. Сохт К. А. Димсковые бороны и лущильники. Проектирование технологических параметров / К. А. Сохт, Е. И. Трубилин, В. И. Коновалов // - Краснодар: Типография государственного аграрного университета, 2014. - 164 с.
2. Бабицкий Л.Ф., Меренов А.С. Анализ конструкции дисковых почвообрабатывающих рабочих органов / Л.Ф. Бабицкий, А.С. Меренов // Современные проблемы науки и техники - 2014. - № 6.
3. Юдина Е.М., Юдин М.О., Журий И.А. Перспективы создания отечественных комбинированных агрегатов для обработки почвы / Е.М. Юдина, М.О. Юдин, И.А. Журий // Известия Великолукской государственной сельскохозяйственной академии. 2015. № 1. С. 46 - 50.
4. Слободюк А. П. Предотвращение разрушения упругой стойки рабочего органа дискатора / А. П. Слободюк // Инновации в АПК: проблемы и перспективы: теоретический и научно-практический журнал. - 2014. - N 2. - С. 27-41.
5. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел - Москва; Мир, 1986. - т.1 - 349с., т.2 - 320с.
6. Мудров, А. Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль / А. Е. Мудров // - Томск; МП «Раско», 1991. - 272 с.

References (transliterated)

1. Soht K. A. Dimskovyye borony i luschilniki. Proektirovaniye tehnologicheskikh parametrov [Disk harrows and lappers. Design of technological parameters] Krasnograd, Tipografiya gosudarstvennogo agrarnogo universiteta, 2014. 164 p.
2. Babitskiy L.F., Merenov A.S. Analiz konstruktssii diskovyih pochvoobrabatyivayuschih rabochih organov [Design analysis of the disk tillage working bodies]. Sovremennyye problemy nauki i tehniki, 2014. No 6.
3. Yudina E.M., Yudin M.O., Zhuriy I.A. Perspektivy sozdaniya otechestvennyih kombinirovannyih agregatov dlya obrabotki pochvy [Prospects for local creating the combined soil processing units]. Izvestiya Velikolukskoy gosudarstvennoy selskhozaystvennoy akademii, 2015. No 1, pp. 46 - 50.
4. Slobodyuk A. P. Predotvrashchenie razrusheniya uprugoy stoyki rabocheho organa diskatora [Preventing the destruction of the elastic disk strut]. Innovatsii v APK: problemy i perspektivy : teoreticheskiy i nauchno-prakticheskiy zhurnal, 2014. No 2, pp. 27-41.
5. Rekleytis G., Reyvindran A., Regsdel K. Optimizatsiya v tehnike [Optimization in technology] Moscow; Mir, 1986. vol.1, 349p., vol.2, 320p.
6. Mudrov, A. E. Chislennyye metody dlya PEVM na yazyikah Beysik, Fortran i Paskal [Numerical methods for PC in BASIC, Fortran and Pascal]. Tomsk; MP «Rasko», 1991. 272 p.

Поступила (received) 29.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Стенд для випробування стойки дискової борони на опір втомленості / Е. А. Сімсон, В. Л Хавін, Д. С. Ягудін, Л.В. Автономова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. - Х. : НТУ «ХПІ», 2017. - № 14 (1236). - С. 93-97. - Бібліогр.: 6 назв. - ISSN 2079-0066.

Стенд для испытания стойки дисковой бороны на сопротивление усталости / Э. А. Симсон, В. Л Хавин, Д. С. Ягудин, Л.В. Автономова // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. - Харьков : НТУ «ХПИ», 2017. - № 14 (1236). - С. 93-97. - Библиогр.: 6 назв. - ISSN 2079-0066.

Rig for testing spring strut disc harrow on the endurance strength /E. A. Simson, V. L. Khavin, D. S. Yahudin, L.V. Avtonomova// Bulletin of NTU "KhPI". Series: . – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236) . – P. 93-97. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сімсон Едуард Альфредович – доктор технічних наук, професор кафедри опору матеріалів НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: simson@upec.ua.

Симсон Эдуард Альфредович – доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: simson@upec.ua.

Simson Eduard – Doctor of Sciences (High Ph. D.) Strength of materials' Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78; e-mail: simson@upec.ua.

Хавін Валерій Львович – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедрою опору матеріалів НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Khavin Valeriy – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой сопротивления материалов НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Khavin Valeriy – Doctor of engineering, Professor, Head of the department of strength of materials National technical university «Kharkov polytechnic institute», tel.: (057) 707-61-78; e-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Ягудін Дмитро Сергійович – аспірант кафедри опору матеріалів, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com

Ягудин Дмитрий Сергеевич – аспирант кафедры сопротивления материалов, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com

Yahudin Dmitriy – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of "Strength of Materials"; tel.: (057) 707-61-78; e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com

Автономова Людмила Володимирівна – кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник НТУ «ХПІ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Автономова Людмила Владимировна – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Avtonomova Ludmila - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), leading researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

М. Є. ЯКУНІН, О. Ю. РЕБРОВ, В. А. НАСАЛЬСЬКИЙ, Н. Б. ТРОФИМОВА

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ СУЧАСНИХ ЇЗДОВИХ ЦИКЛІВ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ ДЛЯ НОРМУВАННЯ ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ І ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

В роботі проведено аналіз випробувальних їздових циклів, які використовуються для оцінки токсичності відпрацьованих газів. Розглянуто залежність витрати палива від середньої швидкості руху автомобіля. Розглянуто методику розробки нормативних їздових циклів. Проведено аналіз критеріїв оцінки їздових циклів та розглянуті основні режими руху автомобіля, які використовуються при моделюванні основних міжнародних їздових циклів.

Ключові слова: автомобіль, дизельний двигун, їздовий цикл, паливна економічність, викиди відпрацьованих газів, режим руху.

В работе проведен анализ испытательных ездовых циклов, которые используются для оценки токсичности отработанных газов. Рассмотрена зависимость расхода топлива от средней скорости движения автомобиля. Рассмотрена методика разработки нормативных ездовых циклов. Проведен анализ критериев оценки ездовых циклов и рассмотрены основные режимы движения автомобиля, которые используются при моделировании основных международных ездовых циклов.

Ключевые слова: автомобиль, дизельный двигатель, ездовой цикл, топливная экономичность, выбросы отработанных газов, режим движения.

In the work the analysis of test drive cycles, which are used to assess the toxicity of exhaust gases. The dependence of the fuel consumption of the average vehicle speed. The method of development of regulatory driving cycles. The analysis of the evaluation criteria, drive cycles and describes the main modes of motion of the vehicle, which are used in the simulation of the main international drive cycles.

Key words: car, diesel engine, driving cycle, fuel efficiency, exhaust gas emission, mode of motion.

Вступ.

Основними вимогами, що пред'являються до двигунів внутрішнього згорання мобільних енергетичних установок в сучасних умовах, є вимоги до їх паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів (ВГ) двигунів транспортних засобів розроблені різні випробувальні стаціонарні їздові цикли, які відображають розподіли режимів роботи двигунів в реальних умовах їх експлуатації.

Правила оцінки токсичності ВГ і картерних газів, єдині для держав Європи, були введені Європейською Економічною комісією ООН у 1970 р. В нашій країні нормування токсичності відпрацьованих газів почалося в 1970 р. ГОСТ 16533-70 встановлювалися норми вмісту моно оксиду вуглецю в відпрацьованих газах двигунів на режимі холостого ходу як у нових, що випускаються заводами автомобілів, так і у тих які були в експлуатації.

Методика розробки нормативних їздових циклів

Їздовий цикл - це сукупність (сума) регламентованих режимів руху автотранспортних засобів.

Їздовий стандартизований цикл визначається середньостатистичним аналізом характеру руху автомобіля в конкретних умовах експлуатації.

Їздові цикли створюються для оцінки ефективності роботи автомобіля в конкретних умовах експлуатації.

Параметри і режими управління систем автомобіля вибирають за наслідками руху по їздовому циклу. Показники фаз циклів, тобто час, максимальна швидкість, середня швидкість, максимальне прискорення/уповільнення і середнє прискорення/уповільнення в різних циклах різні.

Режим руху – визначається головним чином швидкістю і її зміною за елементами їздового циклу:

розгону, встановленого руху, уповільнення, гальмування, зупинки, відновлення руху.

За певних умов можна прийняти, що швидкісні режими руху автомобілів у різних умовах експлуатації є поєднанням режимів розгону, уповільнення і режимів, близьких до рівномірного руху. Крім того, можна вважати, що в загальному випадку руху автомобіля, швидкісні режими являють собою складні цикли руху з зупинками, які складаються з різних складових циклів руху без зупинок, випадково розташованих і мають випадкове поєднання фаз.

Аналіз критеріїв оцінки їздових циклів

Їздові цикли оцінюються наступними критеріями:

- Час, с;
- Загальний пробіг, м;
- Максимальна швидкість, км/год;
- Середня швидкість, км/год;
- Максимальне прискорення, м/с²;
- Середнє прискорення, м/с²;
- Холостий хід, с;
- Кількість зупинок.

При різному, якісному і кількісному поєднанні фаз цикли руху можуть мати найрізноманітніші форми, величину шляху і швидкості; причому, чим різноманітніші умови руху, тим більш різноманітні форми мають швидкісні цикли руху. В однакових умовах швидкісні режими руху автомобілів навіть різних типів мають загальний характер зміни, наприклад, при русі в місті - циклічний із зупинками. Цикли «розгін-уповільнення-гальмування» і «розгін-встановленого руху-уповільнення-гальмування» прийняті в якості типових рис. 1.

Сталий режим руху. Найбільш близьким до оптимального є рух з постійною швидкістю по горизонтальному ділянці шосе, коли необхідно долати

тільки опір коченню і аеродинамічний опір. Витрата палива при такому русі менше, ніж руху при інших умовах. У процесі руху необхідно прагнути до наближення оптимального швидкісного і

навантажувального режимів роботи двигуна, тобто до зони максимального крутного моменту і мінімальної питомої витрати палива.

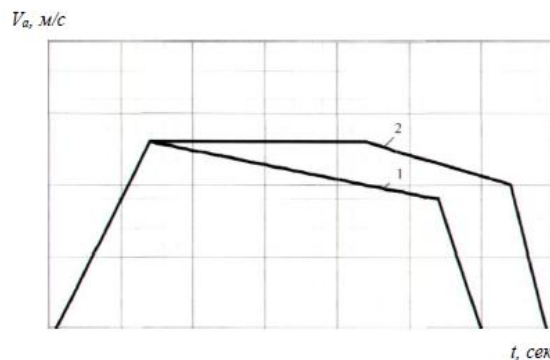


Рис. 1 – Схема типових режимів руху:
1 – «Розгін-Уповільнення-Гальмування»;
2 – «Розгін-Встановлений рух-Уповільнення-Гальмування»

Рівномірний рух виділено в якості самостійного зважаючи на його практичну важливість і простоту вивчення, хоча фактично він є умовним, оскільки в експлуатації зустрічається рідко через відсутність горизонтальних доріг і руху без перешкод.

Тому під режимами рівномірного руху умовно розуміють такі режими, при яких середнє квадратичне відхилення швидкості руху від її середньої величини на даній ділянці шляху не перевищує 2 %.

Час рівномірного руху автомобіля зазвичай дуже не великий порівняно із загальним часом його роботи. При експлуатації в містах автомобілі рухаються рівномірно всього 15-25 % часу.

Прискорення і уповільнення автомобіля. Режими нерівномірного руху включають режими прискореного (фаза розгін) та уповільненого (фаза уповільнення і гальмування) руху.

Режими прискореного (уповільненого) руху поділяються на режими рівноприскореного (рівноуповільненого) руху — розгін (уповільнення) з постійним прискоренням і режими не рівноприскореного (не рівноуповільненого) руху — розгін (уповільнення) з прискоренням, що змінюється. Одним з прикладів нерівномірного руху може служити режим невинного руху, при якому швидкість змінюється внаслідок зміни опору руху і перешкод у потоці транспорту.

Режим циклічного руху характеризується певним системним поєднанням складових фаз руху. Циклічні режими руху можна розділити на два основних види: без зупинок і з зупинками. Всі цикли руху, які зустрічається в експлуатації, утворюють ряд складових режимів або фаз руху. Як вже сказано, розрізняють наступні основні фази режими руху: розгін, усталений рух, уповільнення і гальмування. Для чіткості поділу фаз уповільнення і гальмування умовно приймають, що до першої відносяться всі режими уповільненого руху з від'ємним прискоренням - менше одиниці, а до другої - від одиниці і більше. Фаза уповільнення включає вибіг, і уповільнення при гальмуванні двигуном, гальмом

сповільнювачем або допоміжним гальмом. До фази гальмування відноситься процес гальмування робочим гальмом з інтенсивністю, яка відповідає негативному прискоренню 1 м/с².

Як видно з наведеної класифікації, циклічний рух без зупинок і з зупинками може складатися з однакових за назвою циклів руху.

Режими розгону і уповільнення можуть здійснюватися різними способами, наприклад, розгін з перемиканням або без перемикання передач, при повній або частковій подачі палива, уповільнення при гальмуванні двигуном або гальмом-сповільнювачем і т. д. Тому в необхідних випадках з циклів під загальними назвами можуть бути виділені певні їх модифікації з уточненими назвами. Так, з циклу «розгін-уповільнення» можуть бути виділені такі приватні цикли, як «розгін з перемиканням передач - уповільнення при гальмуванні двигуном» і т. д. Така конкретизація циклів необхідна при дослідженні паливно-швидкісних властивостей автомобілів, що працюють в умовах міста.

У міських умовах тривалість експлуатації (по часу) роботи автомобіля на несталих режимах досягає 67%.

Протяжність ділянок розгону і уповільнення, істотним чином впливають на середню технічну швидкість руху, становить 70-80% від загального шляху, пройденого автомобілем.

Частка палива, споживаного автомобілем на режимах розгону, складає 40-50% від загального його балансу споживання. При розгоні витрата палива в 1,35-1,45 рази більше порівняно з рівномірним рухом автомобіля на цій же ділянці. Це пов'язано з тим, що значна частина палива йде на збільшення кінетичної енергії автомобіля, яка при уповільненні частково може бути перетворена в корисну роботу.

Прийоми керування автомобілем, особливо на режимах розгону, відносять до найбільш важливих факторів, що істотно впливають на витрату палива. Точне визначення положення та інтенсивності відкривання дросельної заслінки, рух на правильно

вибраній передачі, а також дотримання умов проїзду перехресть – ось основні умови забезпечення мінімально можливої витрати палива при розгоні.

При уповільненні або зупинці автомобіля за допомогою гальм або шляхом гальмування двигуном витрати енергії досить значні, так в першому випадку кінетична енергія автомобіля втрачається за рахунок зносу і нагрівання гальмівних колодок, у другому випадку за рахунок витрати палива двигуном в гальмівному режимі.

Гальмування двигуном треба проводити лише в умовах повільної їзди, коли через короткострокове протікання різних процесів недоцільно виключати, потім знову включати цю ж передачу. При русі під ухил кваліфіковані водії більш ефективно використовують енергію, накопичену ними при подоланні підйому, хоча і в цьому випадку має місце непоправні втрати частини енергії на підгальмування.

Огляд міжнародних їзових циклів з оцінки паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів автомобілів.

Автомобілі по паливній економічності, токсичних речовин в складі ВГ і на динамічність випробовуються і оцінюються на конкретних їзових циклах.

Посилення вимог сучасності до паливної економічності при збереженні високої динамічності та забезпеченні норм викиду токсичних газів приводить дослідників до вибору критеріїв і оцінки показників по стандартним їзовим циклам.

У різних країнах розроблені свої їзові цикли, за якими оцінюється паливна економічність (ПЕ) та токсичність відпрацьованих газів (ТВГ). В табл.1 наведені параметри основних їзових циклів, які використовуються у всьому світі.

Таблиця 1 - Параметри основних їзових циклів

Назва циклу	Тривалість циклу, с	Відстань, м	Максимальна швидкість, км/г	Середня швидкість, км/г	Максимальне прискорення, м/с ²	Середнє прискорення, м/с ²	Максимальне уповільнення, м/с ²	Середнє уповільнення, м/с ²	Холостий хід, с	Кількість зупинок
NYCC	598	1900	44,6	11,4	2,68	0,62	-2,63	-0,61	210	18
Japanese 10-15	659	2790	47	15,2	1,19	0,36	-1,45	-0,4	170	14
ECE+EUDC	1225	10927	120	32	1,05	0,54	-1,4	0,79	339	13
FTP	2477	17767	91	25,8	1,48	0,51	-1,48	-0,58	361	22
HWFET (FHDS)	765	16511	96	77,6	1,43	0,19	-1,48	-0,22	6	1
UDDS	1369	11990	91,2	31,5	1,48	0,51	-1,48	-0,58	259	17
US06	600	12890	129	77,2	3,8	0,67	-3,1	-0,73	45	5

Цикл Japanese 10-15 застосовується для випробування легкових автомобілів на токсичність ВГ та паливну економічність в Японії.

ECE+EUDC, а також цикл NEDC застосовуються для випробування легкового автомобіля на токсичність у Європі. Цей цикл називається циклом MVEG-A.

Цикл ECE є міським циклом і також називається UDC циклом. Цикл описує режим руху автомобіля у Парижі та Римі. Цикл характеризується низькою швидкістю, малою навантаженням двигуна та низькою температурою відпрацьованих газів.

Цикл EUDC (Extra Urban Driving Cycle) характеризується високою швидкістю. Максимальна швидкість по циклу 120 км/ч. Існує також цикл EUDC для автомобілів з малою потужністю. В цьому випадку максимальна швидкість по циклу дорівнює 90 км/год.

Цикл NYCC (New York City Cycle) описує режим руху автомобіля в місті Нью-Йорку.

Цикл UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule) описує міський їзовий цикл і застосовується для випробування легкових

автомобілів.

Цикл US06 є одним з трьох циклів застосовуваних Агентством з Охорони Навколишнього Середовища США. Цикл характеризується високими значеннями швидкостей і прискорення.

Сьогодні в Європі діють дві основні системи вимог, яким підкоряються всі виробники автомобілів. Це директиви Євросоюзу і правил Європейської Економічної Комісії ООН (ЄЕК ООН).

Зазвичай автовиробники вказуються дані витрати палива по трьом режимам руху: міському, заміському і змішаним. За правилами ЄЕК ООН і вищеназваним директивам випробування проводяться на стенді з біговими барабанами. Дані міського циклу, наприклад, при заміряються температурі повітря від +20 °C до +30 °C в умовах холодного пуску. Тестова програма складається з декількох прискорень, руху з постійною швидкістю, ряду гальмувань і роботи на холостому ходу. Максимальна швидкість при цьому становить 50 км/год, середня – 19 км/год, а загальний пробіг – 4 км.

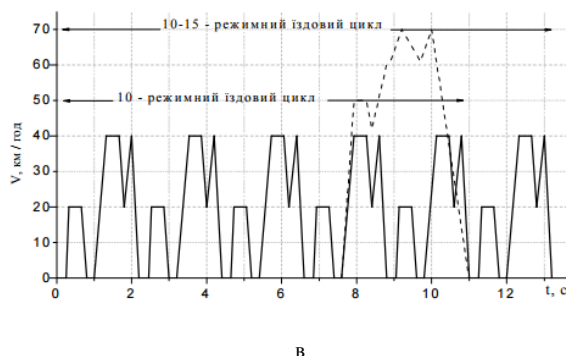
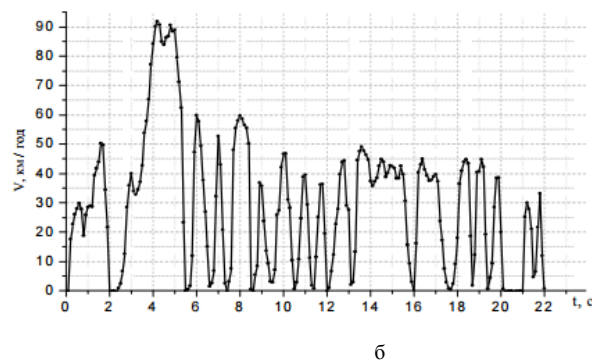
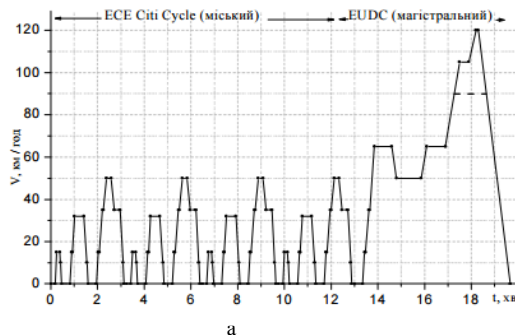


Рис. 2 – Їздові цикли:
а – NEDC; б - ; б - US06; в - Japanese 10-15.

Заміри витрати палива в замському циклі проводяться відразу після міського циклу. Випробування включає в себе рух з постійною і змінною швидкостями, кілька розгонів і гальмувань, роботу двигуна на малих обертах. Максимальна швидкість – 120 км/год, середня – 63 км/ч.

Загальний пробіг – 7 км. Дані для змішаного циклу визначаються як середнє значення за результатами замірів витрати палива в міському та замському режимах.

В Європі витрата палива прийнято оцінювати за допомогою газоаналізатора за результатами вимірювань вуглецевмісних компонентів (CO , CH , CO_2) в відпрацьованих газах автомобіля. Розрахунок ведеться в літрах на 100 км або в кубічних метрах для стисненого природного газу.

Правила ЄЕК ООН № 84 передбачають дещо інші параметри тесту. Тут витрата палива визначається за допомогою спеціального пристрої (витратоміра) в режимах міського циклу руху з постійною швидкістю 90 і 120 км/год. Міський цикл заміряється на барабанному стенді, а режими 90 і 120 км/год допускається виконувати як на дорозі, так і на стенді. В даний час Правила ЄЕК ООН №84 застосовуються тільки за межами Євросоюзу, в тому числі і в нашій країні. У зв'язку з викладеним вище, існують стандарти, правила, та інші нормативні документи, за якими визначаються і нормуються токсичності шкідливих викидів автотранспортних засобів.

Існує два підходи до нормування шкідливих викидів від автомобільного транспорту:

Перший підхід полягає в регламентуванні

концентрації або абсолютних величин викидів окремих токсичних компонентів відпрацьованих газів на конкретному режимі(ах) роботи двигуна без будь-якого подальшого перерахунку або з приведенням у наслідку цих викидів до деякого показника, наприклад до одиниці потужності двигуна або пробігу автомобіля. В даному випадку, очевидно, що нормований показник не може відображати дійсних викидів в атмосферу і служить лише якісним критерієм для екологічної оцінки тієї чи іншої автотранспортної техніки. Чим більше режимів роботи двигуна розглядається і чим ближче вони до реальним в умовах експлуатації, тим точніше такий нормативний показник може відображати дійсні викиди від автомобіля в атмосферу. Такий підхід зазвичай використовується експлуатаційниками для діагностики технічного стану систем живлення двигунів автомобілів.

Другий підхід полягає у виборі їздового циклу (імітації руху автомобіля на спеціальному стендовому устаткуванні з дотриманням послідовності і частки часу роботи двигуна в реальних режимах роботи: холостому ходу, прискоренні, сталому руху і гальмуванні) і регламентації шкідливих викидів за цикл або на відповідний такого циклу пробіг автомобіля. У цьому випадку, природно, нормовані параметри більш реально відображають викиди автомобілів в атмосферу. Все залежить від ступеня відповідності вибраного їздового циклу існуючих умов експлуатації автомобілів.

Висновки. На сьогоднішній день у світі є різні нормативні їздові цикли, розроблені на основі реального руху автомобілів.

Ці їздові цикли використовуються для випробування автомобілів на паливну економічність і токсичність відпрацьованих газів. Проведення експериментальних досліджень натурних зразків з їздовими циклами при створенні нових або модернізації серійних моделей автотранспортних засобів з метою вибору найбільш раціональних параметрів конструкції є трудомісткою роботою і потребує великої кількості матеріальних засобів і часу роботи. Тому розробляються програмні засоби моделювання руху в їздових циклах автотранспортного засобу чисельними методами на комп'ютері.

Такий підхід дозволяє оперативно оцінити паливну економічність автотранспортного засобу при зміні конструкції, виконати обґрунтування різних конструктивних параметрів, скоротивши час створення нової моделі, так і витрати на виконання експериментальних стендових, полігонних і дорожніх випробувань.

Список літератури

1. Шапко В.Ф. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згорання / Шапко В.Ф., Шапко С.В. // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. -2009. (54). Випуск 1. Частина 1. –с. 93-96.
2. Кут'ков Г.М. Аппроксимация корректного участка регуляторной характеристики дизеля / Кут'ков Г.М., Сидоров В.Н. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2007. -№ 8. –с. 27-30.
3. Durcovic R. Regression models of specific fuel consumption curves and characteristics of economic operation of internal combustion engines / Durcovic R., Damjanovic M. // Facta universitatis.Series: Mechanical Engineering. Vol. 4.,№1, 2006, pp. 17-26.
4. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / Ребров А.Ю., Коробка Т.А., Лахман С.В. // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2012. – № 19. – С. 31–36.
5. Дем'янюк В. А. Типові їздові цикли як база прогностичної оцінки експлуатаційних витрат палива автомобілів / В. А. Дем'янюк, М. Ф. Боднар, Ю. Л. Крайник // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів: Щорічний науково-виробничий журнал. – 2012. –

Випуск 20. – С. 100-107.

6. Боднар М. Ф. Типові їздові цикли і визначення експлуатаційних норм витрати палива приміських і міжміських автобусів / М. Ф. Боднар // 10-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові: праці. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2011. – С. 300–301.
7. EPA, 1993, Federal Test Procedure Review Project: Preliminary Technical Report, U.S. Environmental Protection Agency, Office of Mobile Sources, Certification Division, Ann Arbor, Mich., May.
8. GM et al., 2001, General Motors Corporation, Argonne National Laboratory, Well-to-Wheel Energy Use and Greenhouse Gas Emissions of Advanced Fuel/Vehicle Systems – North American Analysis, June.

References (transliterated)

1. Shapko V.F. Metod rozrahunku bagatoparametrovoi harakteristiki avtomobil'nogo dviguna vnutrishn'ogo zgorjannja / Shapko V.F., Shapko S.V. // Visnik KDPU imeni Mihajla Ostrogradsk'ogo. - 2009. (54). Vyp 1. Chastina 1. – pp. 93-96.
2. Kut'kov G.M. Approksimacija korrektnogo uchastka reguljatornoj harakteristiki dizelja / Kut'kov G.M., Sidorov V.N. // Traktory i sel'skhozjajstvennye mashiny. -2007. -№ 8. –pp. 27-30.
3. Durcovic R. Regression models of specific fuel consumption curves and characteristics of economic operation of internal combustion engines / Durcovic R., Damjanovic M. // Facta universitatis.Series: Mechanical Engineering. Vyp. 4.,№ 1, 2006, pp. 17-26.
4. Rebrov A.Ju. Matematicheskaja model' dizel'nogo dvigatelja v bezrazmernyh velichinah s ucheto ego zagruzki i podachi topliva / Rebrov A.Ju., Korobka T.A., Lahman S.V. // Visnik NTU "HPI". Zbirnik naukovih prac'. Tematichnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja. – Kharkiv: NTU "HPI". – 2012. – No 19. – pp. 31–36.
5. Dem'janjuk V. A. Tipovi їzdovi cikli jak baza prognostichnoї ocinki ekspluata-cijnih vitrat paliva avtobusiv / V. A. Dem'janjuk, M. F. Bodnar, Ju. L. Krajnik // Proektuvannja, virobnictvo ta ekspluatacija avtotransportnih zasobiv i poїzdів: Shhorichnij naukovo-virobnichij zhurnal. – 2012. – Vyp 20. – P. 100-107.
6. Bodnar M. F. Tipovi їzdovi cikli i viznachennja ekspluatacijnih norm vitrat paliva primis'kih i mizhmis'kih avtobusiv / M. F. Bodnar // 10-j mizhnarodnij simpozium ukraїns'kih inzheneriv mehanikiv u L'vovi: praci. – Lviv: KINPATRI LTD. – 2011. – pp. 300–301.
7. EPA, 1993, Federal Test Procedure Review Project: Preliminary Technical Report, U.S. Environmental Protection Agency, Office of Mobile Sources, Certification Division, Ann Arbor, Mich., May.
8. GM et al., 2001, General Motors Corporation, Argonne National Laboratory, Well-to-Wheel Energy Use and Greenhouse Gas Emissions of Advanced Fuel/Vehicle Systems – North American Analysis, June.

Надійшла (received) 31.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз особливостей сучасних їздових циклів, що застосовуються для нормування токсичності відпрацьованих газів і оцінки паливної економічності автомобілів / М.Є. Якунін, О.Ю. Ребров, В.А. Насальський, Н.Б. Трофимова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 98–103. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0023.

Анализ особенностей современных ездовых циклов, применяемых для нормирования токсичности отработавших газов и оценки топливной экономичности автомобилей / М.Е. Якунин, А.Ю. Ребров, В.А. Насальский, Н.Б. Трофимова// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 98–103. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0023.

The analysis of features modern drive cycles used to normalize the toxicity of exhaust gases and evaluation fuel efficiency of cars / M.E. Yakunin, A.Y. Rebrov, V.A. Nasalskii, N.B. Trofimova// Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport engineering. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 98–103. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Якунін Максим Євгенович – Харківський машинобудівний коледж, викладач циклової комісії транспортних технологій і двигунів внутрішнього згорання, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: yakunin_makcim@mail.ru

Якунин Максим Евгеньевич – Харьковский машиностроительный колледж, преподаватель цикловой комиссии транспортных технологий и двигателей внутреннего сгорания, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: yakunin_makcim@mail.ru

Yakunin Maxim Evgenovich – Kharkov machine-building College, teacher of cyclic commission of transport technologies and internal combustion engines, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: yakunin_makcim@mail.ru

Ребров Олексій Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Alexrebrov0108@gmail.com

Ребров Алексей Юрьевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Alexrebrov0108@gmail.com

Rebrov Alexey Yurievych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Alexrebrov0108@gmail.com

Насальський Віктор Анатолійович – викладач вищої категорії, Харківський машинобудівний коледж, викладач циклової комісії транспортних технологій і двигунів внутрішнього згоряння, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: vdtzhmk@ukr.net

Насальский Виктор Анатольевич – преподаватель высшей категории, Харьковский машиностроительный колледж, преподаватель цикловой комиссии транспортных технологий и двигателей внутреннего сгорания, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: vdtzhmk@ukr.net

Nasalski Viktor Anatolievich – teacher of the highest category, Kharkov machine-building College, teacher of cyclic commission of transport technologies and internal combustion engines, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: vdtzhmk@ukr.net

Трофимова Наталія Борисівна – викладач вищої категорії, Харківський машинобудівний коледж, викладач циклової комісії транспортних технологій і двигунів внутрішнього згоряння, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: vdtzhmk@ukr.net

Трофимова Наталья Борисовна – преподаватель высшей категории, Харьковский машиностроительный колледж, преподаватель цикловой комиссии транспортных технологий и двигателей внутреннего сгорания, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: vdtzhmk@ukr.net

Trofimova Natalya Borisovna – teacher of the highest category, Kharkov machine-building College, teacher of cyclic commission of transport technologies and internal combustion engines, тел.: (057) 93 – 41 – 85; e-mail: vdtzhmk@ukr.net

О. О. ОСЕТРОВ, С. В. ОБОЗНИЙ, О. М. БЕКАРЮК

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ В МАЛОЛІТРАЖНОМУ БЕНЗИНОВОМУ ДВИГУНІ BRIGGS&STRATTON VANGUARD

Представлені результати експериментального дослідження з визначення загальних механічних втрат у бензиновому двигуні Briggs&Stratton Vanguard. Знято ряд навантажувальних характеристик двигуна при різних частотах обертання колінчастого валу. Механічні втрати визначалися за графіком зміни годинної витрати палива залежно від середнього ефективного тиску. Перевірено можливість використання відомих емпіричних залежностей для визначення механічних втрат в дослідному двигуні

Ключові слова: механічні втрати, експериментальне дослідження, навантажувальна характеристика, емпірична залежність.

Представлены результаты экспериментального исследования по определению общих механических потерь в бензиновом двигателе Briggs&Stratton Vanguard. Получен ряд нагрузочных характеристик двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала. Механические потери определялись по графику изменения часового расхода топлива в зависимости от среднего эффективного давления. Проверена возможность использования известных эмпирических зависимостей для определения механических потерь в опытной двигателе

Ключевые слова: механические потери, экспериментальное исследование, нагрузочная характеристика, эмпирическая зависимость.

The article devoted to the experimental research of the overall mechanical losses in small-displacement gasoline engine Briggs & Stratton Vanguard. The known calculating and experimental methods for determining the mechanical losses are analyzed. An experimental stand with research engine was designed. The series of load characteristics at various engine crankshaft speeds were obtained. Mechanical losses were determined from the schedule of change the hourly fuel consumption based on the average effective pressure. The influence of the crankshaft speed on mechanical losses was analyzed. It is shown that the function of the mechanical losses from the crankshaft speed is linear. Checked the use of known empirical relationships for determination the mechanical losses in the experimental engine. It is shown that the most reliable results were obtained depending on usage the relationship of prof. Dyachenko V. G.

Keywords: mechanical losses, experimental study, load characteristics, empirical relationship

Вступ. Механічні втрати є важливою складовою енергетичного балансу двигуна внутрішнього згорання. Вони складають від 7 до 11% внесеної в циліндр двигуна з паливом енергії. Зменшення цих втрат є суттєвим ресурсом підвищення ефективності конструкції і конкурентоспроможності двигунів. Тому їх дослідженню і математичному моделюванню приділяється значної уваги.

Малолітражні двигуни використовуються в якості енергетичної установки для різноманітної мінітехніки, зокрема мотоблоків, газонокосарок, генераторів струму, мотопомп та інших. Водночас аналіз даних технічної літератури показав недостатність інформації щодо механічних втрат в означених двигунах, зокрема двигуні Briggs&Stratton Vanguard, що встановлюється на мотоблоки та мінітрактори.

Аналіз публікацій.

Загальні механічні втрати складаються з втрат на подолання сил тертя в рухомих сполученнях, привід допоміжних агрегатів, подолання аеродинамічного опору повітря переміщенню деталей та здійснення процесу газообміну, так званих насосних втрат. Основні складові загальних механічних втрат в малолітражних бензинових двигунах - втрати на тертя і насосні втрати [1-4].

Механічні втрати визначають за результатами розрахункових або експериментальних досліджень. Ці втрати оцінюють за потужністю механічних втрат N_M або середнім тиском механічних втрат P_M (роботою механічних втрат, що віднесена до робочого об'єму двигуна).

Дослідження показують, що механічні втрати залежать в основному від частоти обертання колінчастого валу n і навантаження двигуна (яке характеризується середнім ефективним тиском P_e), причому внесок другої складової не перевищує 10-15 %. Тому для розрахунку P_M використовують як правило, емпіричні залежності від n . Інколи в ці залежності в

якості аргументу включають P_e , конструктивні та регульовальні параметри двигуна.

Результати визначення механічних втрат за емпіричними залежностями є приблизними і не завжди відповідають параметрам конкретних двигунів, які мають різне навісне обладнання, конструктивне виконання і технологію виготовлення деталей. Крім того, аналіз показує, що результати розрахунку за різними залежностями суттєво відрізняються одне від одного. Для отримання достовірних значень P_M , уточнення коефіцієнтів відомих емпіричних залежностей в кожному конкретному випадку доцільно проводити експериментальні дослідження.

Відомі експериментальні методи використовують для визначення загальних механічних втрат у двигуні. Це методи відключення циліндрів, прокручування двигуна стороннім джерелом енергії, вибігу, співставлення індикаторної та ефективної потужності та ряд інших [1, 2, 4]. Вибір того чи іншого методу залежить від експериментального обладнання і цілей дослідження. Наявне експериментальне обладнання з двигуном Briggs&Stratton Vanguard дозволяє визначати механічні втрати тільки за методом аналізу графіку зміни годинної витрати палива G_H залежно від середнього ефективного тиску.

В роботі ставилася мета проведення експериментальних досліджень механічних втрат і перевірка відомих емпіричних залежностей для розрахунку цих втрат стосовно бензинового двигуна Briggs&Stratton Vanguard.

Методика і результати досліджень. Схема і загальний вигляд експериментального стенду з двигуном Briggs&Stratton Vanguard наведені на рис. 1, 2. Стенд містить необхідне обладнання для визначення ефективних показників роботи двигуна на експлуатаційних режимах. Технічна характеристика двигуна Briggs&Stratton Vanguard наведена в табл. 1

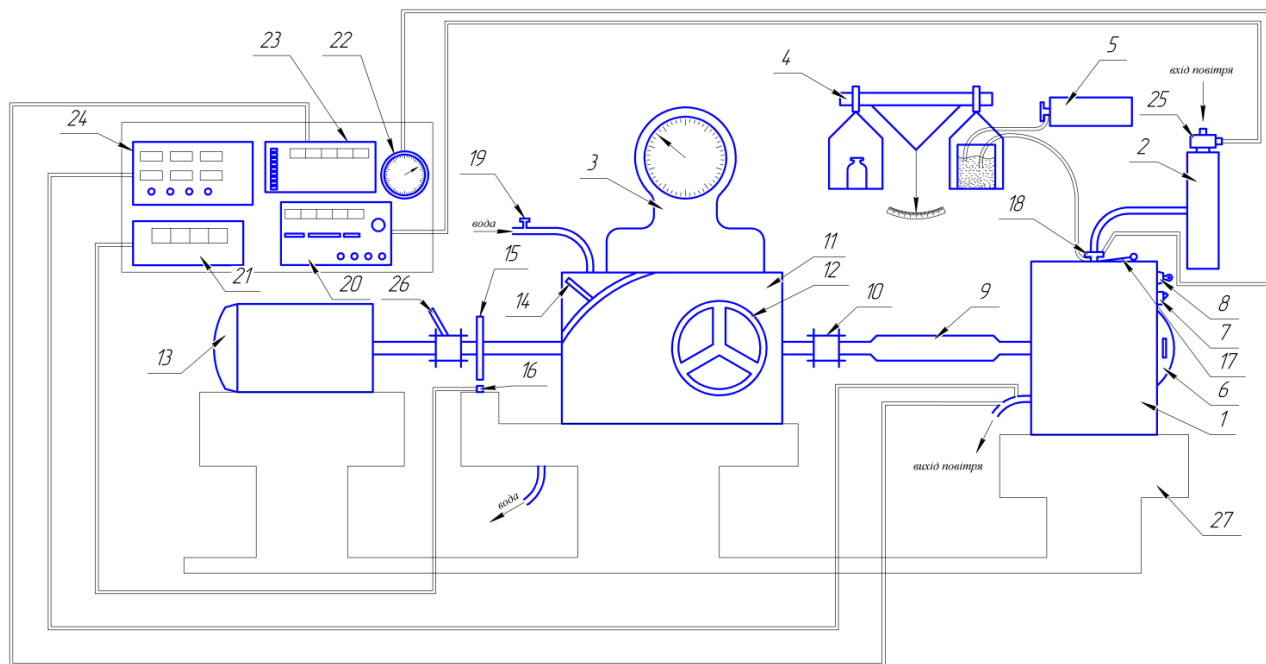


Рис. 1 – Схема експериментального моторного стенду з двигуном Briggs&Stratton Vanguard: 1 – двигун Briggs&Stratton Vanguard 18 к.с.; 2 – повітряний ресивер; 3 – ваговий пристрій для визначення навантаження на плечі гальма; 4 – ваги для вимірювання витрати палива; 5 – паливний бак; 6 – ручний пусковий пристрій; 7 – важіль регулювання обертів колінчастого валу; 8 – вимикач стартера; 9 – вал; 10 – муфта; 11 – гальмівна установка; 12 – вентиль гідравлічного гальма; 13 – електричний двигун для запуску ДВЗ; 14 – важіль механічного гальма; 15 – шестерня; 16 – датчик числа обертів; 17 – орган управління повітряною заслінкою; 18 – карбюратор; 19 – вентиль для подачі рідини на гідравлічне гальмо; 20 – витратомір повітря; 21 – сумарний лічильник для визначення кількості обертів колінчастого валу; 22 – манометр для вимірювання розрідження за дросельною заслінкою; 23 – гальванометр для вимірювання температури відпрацьованих газів; 24 – газоаналізатор для визначення складу відпрацьованих газів; 25 – мірне сопло для вимірювання витрати повітря; 26 – муфта для з'єднання електродвигуна з ДВЗ; 27 – опора



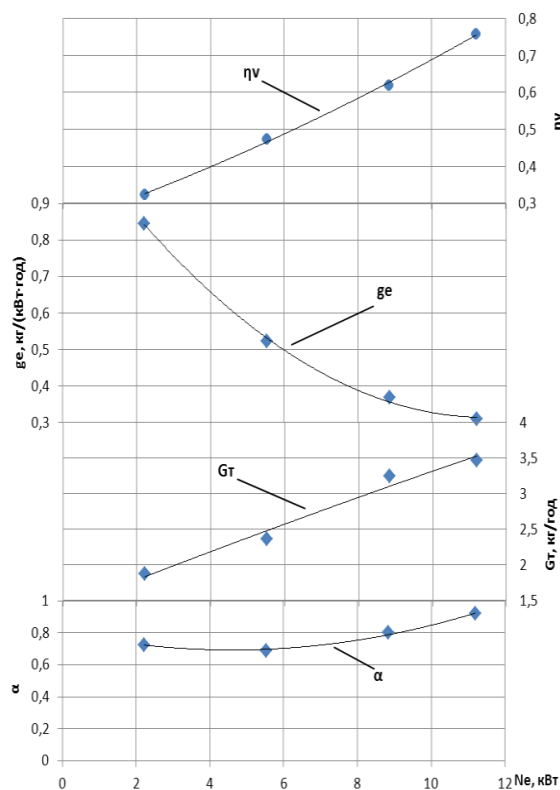
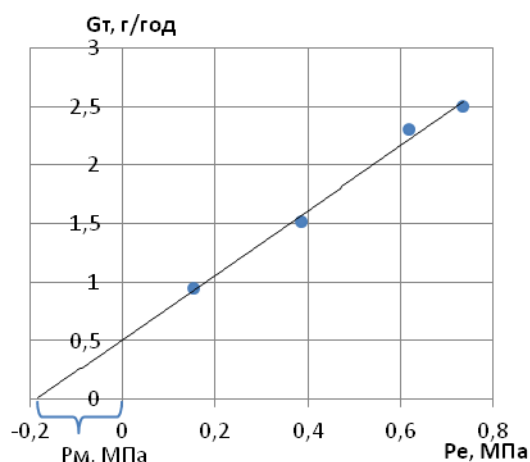
Рис. 2 – Загальний вигляд експериментального стенду з двигуном Briggs&Stratton Vanguard.

Для визначення механічних втрат було знято чотири навантажувальні характеристики на режимах з частотами обертання колінчастого валу 1800, 2400, 3000, 3600 хв^{-1} і навантаженням від холостого ходу до максимального. Навантажування збільшували до виходу на регуляторну характеристику, що забезпечується всережимним регулятором подачі палива. Приклад знятої навантажувальної характеристики на режимах з частотою обертання 2400 хв^{-1} наведено на рис. 3.

Таблиця 1 – Технічна характеристика двигуна Briggs&Stratton Vanguard

Параметр	Значення параметра
Кількість і розташування циліндрів	2 циліндри з V-подібним розташуванням
Діаметр циліндра, мм	72
Хід поршня, мм	70
Номинальна потужність, к.с. (кВт)	18 (13,4)
Номинальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	3600
Максимальний крутний момент, Нм, при 2600 хв^{-1}	18
Ступінь стиску	8,2

Сумарні механічні втрати визначали за графіком зміни годинної витрати палива на різних режимах навантаження при постійному числі обертів колінчастого валу. Метод полягає в тому, що графік $G = f(P_e)$ в координатах часова витрата палива – ефективний тиск ($G_T - P_e$) екстраполюється до перетинання з віссю P_e , після чого отриманий відрізок від початку координат до точки перетинання привносять до середнього тиску механічних втрат P_M (рис. 4).

Рис. 3 – Приклад навантажувальної характеристики на режимах з частотою обертання 2400 хв⁻¹Рис. 4 – Приклад визначення механічних втрат P_M на режимі 1800 хв⁻¹

Як правило, залежність годинної витрати палива від середнього ефективного тиску є лінійною. В дослідному двигуні ця залежність є лінійною на режимах з частотою обертання колінчастого валу 1800 хв⁻¹. При збільшенні частоти обертання означена залежність добре апроксимується поліномом другого ступеня.

Слід зазначити, що точність визначення механічних втрат за наведеною методикою є відносно низькою, оскільки великий вплив на отримане значення P_M має точність вимірювання витрати палива, частоти обертання колінчастого валу і навантаження. Крім того, екстраполяція

характеристики витрати палива проводиться на значну відстань. Невеликі зміни форми характеристики витрати палива призводять до суттєвих змін у визначенні P_M .

Результати експериментального визначення загальних механічних втрат у дослідному двигуні наведені на рис. 5. Видно, що механічні втрати збільшуються зі зростанням частоти обертання колінчастого валу внаслідок збільшення втрат на подолання тертя в поршневій групі та підшипниках.

Аналіз рівня механічних втрат дозволяє зробити висновок, що значення P_M для дослідного малолітражного двигуна відповідають значенням механічних втрат для автомобільних бензинових двигунів більшої розмірності.

Отримані значення загальних механічних втрат за наведеною вище методикою було співставлено з результатами розрахунку P_M за емпіричною залежністю [2]:

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

де a , b – емпіричні коефіцієнти. Для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням рекомендовано $a=0,08$; $b=0,15$ за $n_n = 3600$ хв⁻¹.

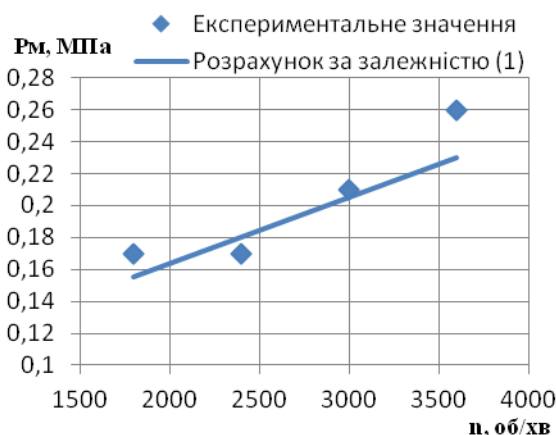


Рис. 5 – Результати визначення загальних механічних втрат в двигуні Briggs&Stratton Vanguard

Залежність (1) рекомендовано для бензинових двигунів із частотою обертання 4000–6000 хв⁻¹ [2], що перевищує експлуатаційний діапазон частот дослідного двигуна (1600–3600 хв⁻¹).

З рис. 5 видно, що експериментальні дані задовільно корелюються з результатами розрахунку P_M . Отримані результати показують, що залежність (1) дає задовільні результати і може бути використана при розрахунках для дослідного двигуна.

Висновки. В роботі представлені результати дослідження загальних механічних втрат малолітражного двигуна Briggs&Stratton Vanguard. За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Механічні втрати збільшуються зі зростанням частоти обертання колінчастого валу внаслідок збільшення втрат на подолання тертя в поршневій групі та підшипниках.

2. Аналіз рівня механічних втрат дозволяє зробити висновок, що значення P_m для дослідного малолітражного двигуна відповідають значенням механічних втрат для автомобільних бензинових двигунів більшої розмірності і номінальної частоти обертання.

3. Показано, що отримані експериментальні дані добре корелюються з результатами розрахунку P_m за залежністю (1) з роботи [2]. Таким чином, залежність (1) можна рекомендувати для визначення P_m в дослідному двигуні.

Список літератури

1. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник / В. Г. Дяченко ; За ред. А. П. Марченка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
2. Дяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. д-ра техн. наук Н. Х. Дяченко. 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 zgoryannya. Teoriya : pidruchnik [Internal combustion engines. Theory: the textbook] / V. G. Dyachenko ; Edit. A. P. Marchenko. – Kharkov : 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. Leningrad: Mashinostroyeniye (Leningr. branch), 1974. – 552 p.
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. – Moscow: 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. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1984. – 384 p.

Надійшла (received: 31.03.2017)

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальне дослідження механічних втрат в малолітражному бензиновому двигуні Briggs&Stratton Vanguard / О. О. Осетров, С. В. Обозний, О. М. Бекарюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 104–107. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0023.

Экспериментальное исследование механических потерь в малолитражном бензиновом двигателе Briggs&Stratton Vanguard / А. А. Осетров, С. В. Обозный, А. Н. Бекарюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 104–107. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0023.

Experimental research of mechanical losses in small-displacement gasoline engine Briggs&Stratton Vanguard / A. A. Osetrov, S. V. Oboznyi, O. M. Bekariuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport engineering. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 104–107. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Осетров Александр Александрович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння; 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.

Обозний Сергей Владимирович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник; тел.: (057) 707-68-50.

Обозний Сергей Владимирович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», научный сотрудник; тел.: (057) 707-68-50.

Oboznyi Serhii Volodymyrovych - National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", researcher; tel.: (057) 707-68-50.

Бекарюк Александр Миколайович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (096) 924-67-46; e-mail: lex09199509@gmail.com.

Бекарюк Александр Николаевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (096) 924-67-46; e-mail: lex09199509@gmail.com.

Bekariuk Oleksandr Mykolaiovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (096) 924-67-46; e-mail: lex09199509@gmail.com.

М. В. ПРОКОПЕНКО**АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗМІНИ ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ НА ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГУНА**

В роботі на прикладі двигуна 4ЧН12/14 виконано аналіз впливу зміни фаз газорозподільного механізму на економічні показники двигуна з урахуванням конкретної моделі його експлуатації. Проаналізовано взаємозв'язок тривалості фаз газорозподільного механізму та режимів конкретної моделі експлуатації (а саме зміни частоти обертання колінчастого валу, потужності двигуна, крутного моменту двигуна). Розроблено методику оцінки впливу фаз газорозподільного механізму на показники роботи автотракторних двигунів на різних режимах роботи.

Ключові слова: газорозподільний механізм, модель експлуатації автотракторного двигуна, економічні показники двигуна, фази газорозподільного механізму.

В работе на примере двигателя 4ЧН12/14 выполнен анализ влияния изменения фаз газораспределительного механизма на экономические показатели двигателя с учетом конкретной модели его эксплуатации. Проанализирована взаимосвязь продолжительности фаз газораспределительного механизма и режимов конкретной модели эксплуатации (а именно частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя, крутящего момента двигателя). Разработана методика оценки влияния фаз газораспределительного механизма на показатели работы автотракторных двигателей на различных режимах работы.

Ключевые слова: газораспределительный механизм, модель эксплуатации автотракторного двигателя, экономические показатели двигателя, фазы газораспределительного механизма.

In process on the example of engine 4ЧН12/14 the analysis of influence of change of phases of gas-distributing mechanism is executed on the economic indicators of engine taking into account the concrete model of his exploitation. The interrelation of duration of phases of a gas distribution mechanism and the modes of concrete model of operation is analysed (namely rotary speeds of a bent shaft, engine power, torque of the engine). Methodology of estimation of influence of phases of gas-distributing mechanism is worked out on the indexes of work of motor vehicle and tractor engines on different mode work. Need of the accounting of the concrete mode (model) of operation at assessment of economic and ecological indicators of operation of the engine is shown. Results of calculation of influence of phases of a gas distribution (are given at constant phases of an admission or release) on indicators of operation of the engine. Recommendations about the choice of values of phases of a gas distribution mechanism are made during the work on various modes of operation for the purpose of improvement of economic and ecological indicators.

Keywords: gas-distributing mechanism, model of exploitation of motor vehicle and tractor engine, economic indicators of engine, phase of gas-distributing mechanism.

Вступ. Зазвичай підбір найбільш ефективних фаз газорозподілу (ФГР) виконується на стадії доведення двигуна заводом-виробником. Як правило, ФГР підбираються такими, щоб забезпечити максимальне значення якого-небудь одного обраного параметра двигуна.

При цьому підбираються профілі впускних і випускних кулачків розподільного вала, що визначають прискорення і час-перетин відкриття клапанів, а також взаємне положення розподільного (розподільних) і колінчастого валів, від якого залежить момент початку відкриття клапанів.

Очевидно, що зміна профілів кулачків розподільного вала в процесі роботи двигуна недоцільна через значну громіздкість і недостатню надійність відповідного виконавчого механізму і зниження з цієї причини надійності двигуна в цілому. Тому при вибраних в процесі доведення профілях кулачків подальший підбір ФГР полягає в установці такого моменту початку відкриття клапанів, при якому відбувається більш ефективне наповнення циліндрів свіжим зарядом.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

На сьогоднішній день відомо достатньо велика кількість досліджень, що дозволяють моделювати і аналізувати вплив процесу газообміну на робочий процес двигуна [1-6] та інші.

Вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння (а насамперед форсованих швидкохідних дизелів) перш за все зводиться до врахування часткових і перехідних режимів роботи двигуна при розрахунку

його економічних та екологічних показників. В таких розрахунках треба обов'язково брати до уваги, що при переходах з одного режиму роботи на інший повинні змінюватись і параметри газообміну.

Слід зазначити, що системи зміни фаз газорозподільного механізму з механічним керуванням не забезпечують достатньої ефективності в роботі при частому переході двигуна з одного режиму роботи на інший. Використання систем з електромагнітним керуванням дає змогу більш ефективно впливати на робочий процес, покращуючи показники двигуна.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на економічні показники автотракторних двигунів.

Важливою сучасною вимогою до газорозподільних механізмів є здатність змінювати (корегувати) фази ГРМ під час роботи в залежності від режиму і моделі експлуатації двигуна.

Відомо, що в умовах міського руху найуживанішими режимами роботи автомобільних двигунів є часткові навантаження і холостий хід.

Робота тракторів і комбайнів також характеризується тривалою експлуатацією на цих режимах під час транспортних та інших операцій, при виконанні яких двигун неможливо завантажити до номінальної потужності.

При цьому значно погіршується робочий процес. Малі циклові подачі палива обумовлюють надмірне збіднення горючої суміші, що викликає підвищення втрат теплоти в систему охолодження. Збільшується

нерівномірність подачі палива по циліндрах і погіршується якість його розпилювання.

Це приводить до зниження коефіцієнта корисної дії, закоксування розпилювачів форсунок та нагаровідкладення при тривалій роботі двигуна на таких режимах.

Одним з ефективних способів усунення вказаних недоліків є застосування методу регулювання та зміни фаз газорозподільного механізму в процесі роботи двигуна на конкретному режимі експлуатації.

Тому вивчення питання впливу зміни фаз газорозподілу на різних режимах роботи на економічні показники автотракторних двигунів є актуальним питанням.

Перспективними напрямками вдосконалення ДВЗ в т.ч. й автотракторних на сьогоднішній день вважаються: покращення процесів згоряння палива на часткових і перехідних режимах та оптимізація процесів газообміну з урахуванням моделі експлуатації та з використанням механізмів газорозподілу нового покоління, бо традиційні механізми газорозподілу з механічним приводом клапанів обмежують можливості покращення техніко-економічних показників ДВЗ.

Системи зміни фаз газорозподілу і ходу клапанів призначені для регулювання параметрів роботи газорозподільного механізму залежно від режимів роботи двигуна. Застосування таких систем забезпечує підвищення потужності і крутного моменту двигуна, покращення паливної економічності і зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Враховуючи значні затрати часу і матеріальних ресурсів на проведення експериментальних робіт доцільно оптимізацію фаз газорозподілу при розробленні систем автоматичного управління клапанами газорозподілу (наприклад з електромагнітним приводом) виконувати в першу чергу на математичній моделі процесів газообміну.

В роботах [1-3] та ін. наведено розрахункові математичні моделі, що дозволяють моделювати і аналізувати робочий процес двигунів з урахуванням процесів газообміну.

Широко відомо, що на різних режимах роботи двигуна фази газорозподілу доцільно оптимізувати. Так, при низьких частотах обертання фази газорозподілу повинні мати мінімальну тривалість («вузькі фази»), а при високих частотах обертання – навпаки, бути максимально «широкими» і при цьому забезпечувати перекриття процесів впуску і випуску.

Основними параметрами альтернативних механізмів газорозподілу, що оптимізуються, при конструюванні і доведенні двигуна є закони відкриття клапанів, фази газорозподілу, хід клапанів, а також геометричні характеристики впускних і випускних трубопроводів (довжина, діаметр і конфігурація). При цьому слід зазначити неоднозначність самого визначення оптимальності параметрів системи газорозподілу, оскільки параметри, що задовольняють умові отримання найбільшої потужності, не завжди співпадають з параметрами, що відповідають

мінімальній витраті палива. Останні, у свою чергу, можуть не бути задовільними з погляду токсичності викидів та інших властивостей двигуна.

Тому зрозуміло, що визначення оптимальних параметрів доцільно виконувати за допомогою математичної моделі, в якій необхідно обов'язково враховувати тип, призначення двигуна, умови його експлуатації та інші фактори.

Відомо, що фази газорозподілу, які є оптимальними на номінальному режимі, можуть не бути такими на інших режимах експлуатації двигуна. Це викликано тим, що кінетична енергія свіжого заряду у впускній системі і відпрацьованих газів (ВГ) впускній системі, а також хвильові процеси в них суттєво змінюються зі зміною частоти обертання колінчастого вала двигуна і навантаження. Тому, встановлюючи кути відкриття і закриття впускного і випускного клапанів на кожному робочому і холостому режимах, можна покращити робочий процес, зменшити токсичність ВГ, підвищити паливну економічність.

Запропоновано оцінку впливу фаз газорозподілу на показники роботи двигуна виконувати наступним чином.

Характеристики експлуатаційних режимів роботи двигуна на конкретному тракторі, комбайні або ін. беремо з відомих загальних експлуатаційних моделей двигуна, наприклад [7]. Значення частот обертання колінчастого вала та величини потужностей на кожному режимі експлуатації береться з відомих полів розподілення режимів роботи (полігонів) [8].

Робочий процес при кожних окремо заданих фазах газорозподілу, кожній окремо заданій потужності та частоті обертання колінчастого вала розраховується по програмі кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» з урахуванням зміни максимального тиску цикла, корегуванні коефіцієнту надлишку повітря, наявності чи відсутності наддуву.

Таким чином, можливо в першому припущенні проаналізувати вплив зміни фаз механізму газорозподілу з урахуванням моделі експлуатації двигуна.

Відомо, що фази газорозподілу залежать від частоти обертання колінчастого вала, ступеню форсування двигуна, характеристик агрегатів газотурбінного наддування, умов на впуску і випуску двигуна і так далі. Тому вибір раціональних фаз газорозподілу є актуальним і важливим завданням.

Далі наведено результати розрахункового дослідження по вибору раціональних фаз газорозподілу двигуна типу 4ЧН12/14 з потужністю $N_e = 106,7$ кВт при частоті обертання колінчастого вала $n = 2000$ хв⁻¹, з фазами газорозподілу для випускного клапану 64°-12°, для впускного – 12°-32°. Двигун використовується на тракторі категорії 3.

Вплив фаз на показники двигуна оцінювались з урахуванням конкретної моделі експлуатації [8].

Узагальнена модель експлуатації тракторних двигунів с/г призначення наведена в таблиці 1.

В цій таблиці $\overline{M_{крі}}$, $\overline{p_i}$, $\overline{p_r}$ - відносний крутний

момент, відносна швидкість обертання колінчастого валу та відносне завантаження двигуна на кожному полігоні відповідно.

Літрова потужність (а значить і потужність) двигуна на кожному полігоні моделі експлуатації бралась з відомих в літературі моделей експлуатації (наведених у графічному вигляді) [8].

Так для двигуна 4ЧН12/14 така модель має наступний вигляд (дивись рисунок 1).

Таблиця 1 - Узагальнена модель експлуатації тракторних дизелів с/г призначення

№ полігона	$\bar{M}_{br}$	$\bar{n}_i$	P_i , %	
			категорія 2	категорія 3
1	2	3	4	5
0	0	0,35	24,5	15,4
1	0,1	0,825	2,1	2,0
2	0,1	0,975	4,3	5,4
3	0,1	1,075	6,7	9,6
4	0,3	0,825	1,9	2,7
5	0,3	0,975	2,8	4,6
6	0,3	1,05	6,9	6,0
7	0,5	0,825	1,8	3,2
8	0,5	0,95	2,7	3,5
9	0,5	1,025	10,3	8,5
10	0,7	0,825	2,1	2,6
11	0,7	0,95	3,3	3,4
12	0,7	1,025	10,3	9,0
13	0,9	0,825	1,2	2,4
14	0,9	0,95	3,1	3,6
15	0,9	1,0	10,2	9,9
16	1,1	0,825	0,8	1,2
17	1,1	0,95	1,5	3,3
18	1,15	0,825	0,6	0,6

На наведених полігонах моделі експлуатації дизеля зверху вказана літрова потужність, а знизу відносне завантаження двигуна.

Далі для двигуна 4ЧН12/14 з потужністю $N_e = 106,7$ кВт при частоті обертання колінчастого валу $n = 2000$ хв⁻¹, з фазами газорозподілу для впускного клапану 64°-12°, для впускного – 12°-32°, для трактора категорії 3 виконаємо розрахунковий експеримент для визначення впливу зміни фаз ГРМ на показники роботи двигуна. Розрахунки виконано на режимі номінальної потужності та на полігонах № 6,9,12,15. Ці полігони вибрано тому, що вони мають найбільший відсоток годинного навантаження.

Дослідження проводилися за умови постійної потужності на кожному полігоні моделі експлуатації, а ефективність варіантів регулювання фаз газорозподілу оцінювалась по зміні питомої витрати палива g_e .

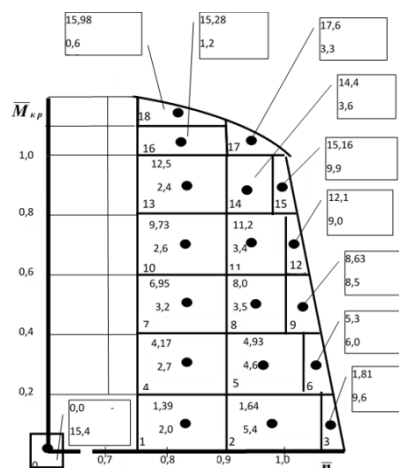


Рис.1-Модель експлуатації двигуна 4ЧН12/14

Крім того, аналізувались зміна потужності насосних ходів $N_{нх}$ та коефіцієнту залишкових газів $\gamma_{ост}$.

Результати розрахунків для полігону № 6 представлено в таблицях 2-3 і на рисунках 2-7.

Таблиця 2 – Результати розрахунків впливу фаз газорозподілу при постійних фазах випуску (64-12° п.к.в.), (полігон № 6)

Фази випуску, град	g_e , г/кВт.ч	$N_{нх}$, кВт	$\gamma_{ост}$, %
2-32	308,9	-9,09	0,166
12-32	303,7	-9,21	0,174
22-32	309,4	-9,09	0,166

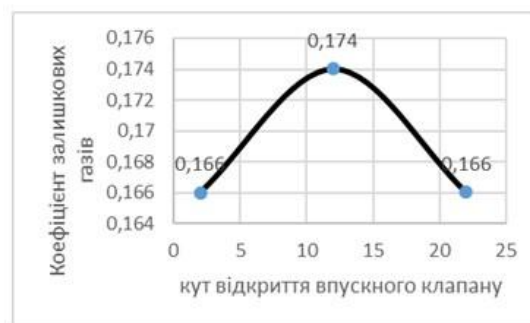


Рис. 2 – Вплив кута впускного клапану на коефіцієнт залишкових газів (полігон № 6)

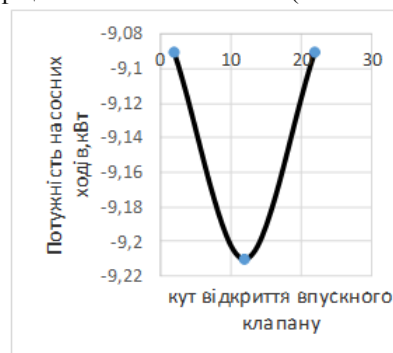


Рис. 3 – Вплив кута впускного клапану на потужність насосних ходів (полігон № 6)



Рис. 4 – Вплив кута випускного клапану на питому ефективну витрату палива (полігон № 6)

Таблиця 3 – Результати розрахунків впливу фаз газорозподілу на параметри дизеля 4ЧН12/14 при постійних фазах впуску (12-32° п.к.в.), (полігон № 6)

Фази випуску, град	g_e , г/кВт·ч	$N_{н.х.}$, кВт	$\eta_{ост}$, %
24-12	335,1	-14,92	0,124
34-12	315,3	-11,23	0,126
44-12	305,1	-10,03	0,128
54-12	303,8	-9,46	0,139
64-12	303,7	-9,21	0,174
74-12	304,5	-9,36	0,216
84-12	310,4	-9,86	0,263
94-12	318,3	-10,63	0,311

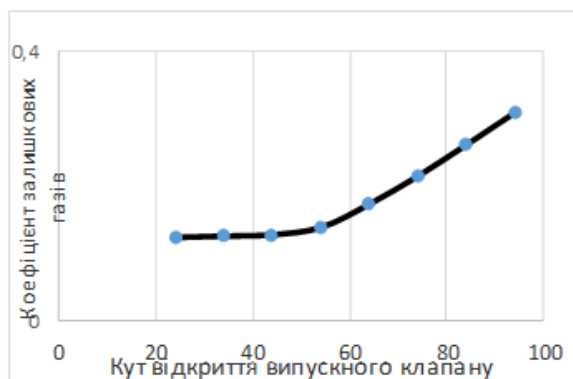


Рис. 5 – Вплив кута випускного клапану на коефіцієнт залишкових газів (полігон № 6)

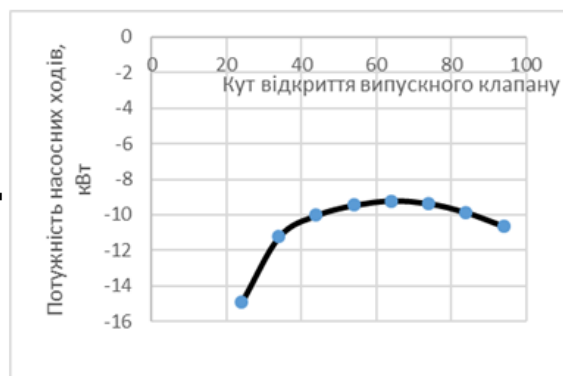


Рис. 6 – Вплив кута випускного клапану на потужність насосних ходів (полігон № 6)

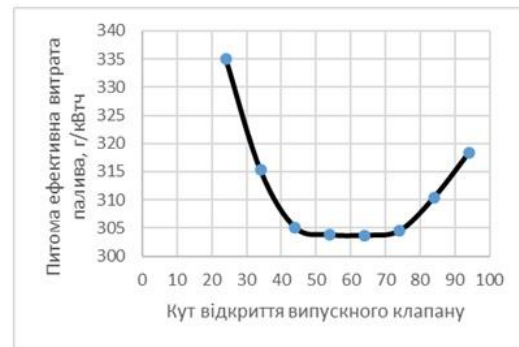


Рис. 7 – Вплив кута випускного клапану на питому ефективну витрату палива (полігон № 6)

Далі таким же чином було отримано результати і для інших найвпливовіших полігонів, а також для номінального режиму.

З приведених в вище наведених таблицях і графіках видно що питома ефективна витрата палива залежить від куту відкриття впускного і випускного клапану. Також бачимо залежність між показниками роботи двигуна з одного боку та режиму експлуатації з іншого.

Зі зменшенням кута скорочується час-переріз випускного клапану, що призводить до збільшення енергетичних витрат на примусове очищення циліндра від газів (зростання потужності насосних ходів $N_{н.х.}$), що відпрацювали, і, як наслідок, підвищенню питомої витрати палива g_e .

Аналіз впливу кута закриття випускного клапана на параметри двигуна показав, що зі збільшенням цього значення різко підвищується коефіцієнт залишкових газів. Зменшення запізнювання закриття випускного клапану від раціонального його значення призводить до зниження часу-перерізу для витікання газів з циліндра у кінці процесу випуску, що погано починає впливати на якість очищення циліндра від продуктів згорання (збільшується коефіцієнт залишкових газів) і одночасно збільшує втрати потужності на насосні ходи.

Для фаз впуску найкращі показники газообміну отримані при початку відкриття випускного клапану з упередженням (тобто до приходу поршня у ВМТ) з фазою не більше 12°.

Збільшення цієї фази небажано із-за скорочення часу-перерізу впускного клапану, що призводить до збільшення втрат потужності на насосні хода.

Висновки. Отже, аналізуючи отримані результати розрахункового дослідження по аналізу впливу зміни фаз газорозподілу на різних режимах роботи на економічні показники двигуна на прикладі дизеля 4ЧН12/14, можна зробити наступні висновки:

1. В цілях найбільш раціонального регулювання фаз газорозподілу, що забезпечує найкращі вихідні показники роботи дизеля, рекомендується враховувати конкретну модель експлуатації двигуна і особливості його роботи.

2. В подальшому для можливості швидко реагувати на зміну режиму роботи і корегувати фази газорозподілу треба розглядати можливість використання сучасних електромагнітних ГРМ з електронним керуванням.

Список літератури

1. Калугин С.П., Балабин В.Н. Математическое моделирование пр-о цессов газообмена двигателя внутреннего сгорания/ С.П. Калугин, В.Н. Балабин // Прикладная физика, 2007. – №1. – С. 20-28.
2. Крайнюк А.И. Регулируемые системы газораспределения ДВС. Мо-нография. / А.И. Крайнюк – Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. – 232 с.
3. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: учеб. пособие. / В.Г. Дьяченко – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные гла-вы: Учебник для вузов. / Р.З. Кавтарадзе – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.
5. Хмельов Р.Н. Математическое и программное обеспечение системно-го подхода к исследованию и расчёту систем двигателей внутреннего сгорания: Монография. / Р.Н. Хмельов – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2011. – 229 с.
6. Рудой Б.П., Березин С.Р. Расчёт на ЭВМ показателей газообмена ДВС / Б.П. Рудой, С.Р. Березин // Труды Уфимского авиационного института. – Уфа: УФАИ. – 1979. – 66 с.
7. Величкин И.Н., Зубистова М.П., Штыка А.Г. и др. Режимы нагружения дизелей промышленных тракторов с механической трансмиссией // Тракторы и сельхозмашины. - 1985. - №9.
8. Прокопенко Н.В. Прогнозирование в САПР ДВС длительной прочности камер сгорания поршней при эксплуатации форсированных быстроходных дизелей: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 2001. – 201 с.
9. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Навч. посіб. / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко., А.Т. Лебедєв та ін. ; За ред. проф. А.Т.Лебедєва. – К.: Вища школа, 2000. – 357 с.
10. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов, А.П. Марченко и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с.
11. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьак и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова – К.: Техника, 1992. – 272 с.

References (transliterated)

1. Kalugin S.P., Balabin V.N. Matematicheskoe modelirovanie pro cessov gazoobmena dvigatelya vnutrennego sgoraniya/ S.P. Kalugin, V.N. Balabin // Prikladnaya fizika, 2007. – No 1. – p. 20-28.
2. Krajnyuk A.I. Reguliruemye sistemy gazoraspredeleniya dvs. monografiya. / A.I. Krajnyuk – lugansk: izd-vo snu im. v. dalya, 2006. – 232 p.
3. Dyachenko V.G. Gazoobmen v dvigatelyax vnutrennego sgoraniya: ucheb. posobie. / V.G. Dyachenko – Kyev, 1989. – 204 p.
4. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevyyh dvigatelej. specialnye glavy: uchebnik dlya vuzov. / R.Z. Kavtaradze – Moscow: izd-vo mvту im. n.e. Bauman, 2008. – 720 p.
5. Xmelyov R.N. Matematicheskoe i programmnoe obespechenie sistemno-go podxoda k issledovaniyu i raschyotu sistem dvigatelej vnutrenne-go sgoraniya: monografiya. / R.N. Xmelyov – Tula: izd-vo tulgu. – 2011. – 229 p.
6. Rudoj B.P., Berezin S.R. Raschyot na evm pokazatelej gazoobmena dvs / B.P. Rudoj, S.R. Berezin // Trudy ufimskogo aviacionnogo instituta. – Ufa: ufai. – 1979. – 66 p.
7. Velichkin I.N., Zubistova M.P., Shtyka A.G. i dr. Rezhimy nagruzeniya dizelej promyshlennykh traktorov s mexanicheskoy transmissiej // Traktory i selxozmashiny. - 1985. - No 9. p.3
8. Prokopenko N.V. Prognozirovaniye v SAPR DVS dlitelnoj prochnosti kamer sgoraniya porshnej pri ekspluatatsii forsirovannykh bystroходnykh dizelej: dis... kand. texn. nauk: 05.05.03. – Kharkov, 2001. – 201 p.
9. Traktori ta avtomobili. ch. 1. navch. posib. / M.G. Sandomirskij, M.F. Bojko., A.T. Lebedev ta in. ; za red. prof. A.T.Lebedeva. – Kyev: vishha shkola, 2000. – 357 p.
10. Processy v perspektivnykh dizelyax / A.F. Shexovcov, F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko i dr. / pod red. A.F. Shexovcova. – Xarkov: izd-vo «osnova» pri xark. un-te, 1992. – 352 p.
11. Sovremennyye dizeli: povyshenie toplivnoj ekonomichnosti i dlitelnoj prochnosti: / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejev, E.I. Tretyak i dr. / pod red. A.F. Shexovcova – Kyev: texnika, 1992. – 272 p.

Надійшла (received): 03.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на різних режимах роботи на економічні показники автотракторного двигуна / М.В. Прокопенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 108–112. – Бібліогр.: 11 Назв. – ISSN 2079-0066.

Анализ влияния изменения фаз газораспределения на различных режимах работы на экономические показатели автотракторного двигателя / Н.В. Прокопенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортное машиностроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 14 (1236). - С. 108-112. - Библиогр. : 11 Названий. - ISSN 2079 0066.

Analysis of influence of change of phases of gas-distributing mechanism is executed on the economic indicators of motor-vehicle and tractor engine / N.V. Prokopenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 108–112. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Прокопенко Микола Вікторович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net.

Прокопенко Николай Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net

Prokopenko Nickolay V. - Candidate of Engineering science, Associate Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of internal combustion engine; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net

О. В. ТРИНЬОВ, Ю. О. КАФТАНОВ, О. О. КАРНАУХОВ

ПОЛІПШЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ ВІД ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО ВУЗЛА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Зростання рівня форсування сучасних тепловозних дизелів і теплонапруженості деталей камери згоряння, зокрема клапанного вузла, вимагає розробки додаткових заходів з поліпшення їх теплового стану. Важливим з точки зору тепловідведення від випускного клапана є спряження сідло-клапан. На основі проведених розрахункових досліджень, а також моделювання процесів локального охолодження сідла в безмоторному експерименті обґрунтована можливість поліпшення процесів тепловідведення від випускного клапана через сідло.

Ключові слова: клапанний вузол тепловозного дизеля, теплонапружений стан, сідло випускного клапана, тепловідведення, локальне повітряне охолодження.

Рост уровня форсирования современных тепловозных дизелей и теплонапряженности деталей камеры сгорания, в частности клапанного узла, требует разработки дополнительных мер по улучшению их теплового состояния. Важным с точки зрения теплоотвода от выпускного клапана является сопряжение седло-клапан. На основе проведенных расчетных исследований, а также моделированием процессов локального охлаждения седла в безмоторном эксперименте обоснована возможность улучшения процессов теплоотвода от выпускного клапана через седло.

Ключевые слова: клапанный узел тепловозного дизеля, теплонапряженное состояние, седло выпускного клапана, теплоотвод, локальное воздушное охлаждение.

The increase in the level of forcing a modern diesel locomotive heat and tension of parts of the combustion chamber, in particular orifice, requires the development of additional measures to improve their thermal condition. Important from the point of view of heat extraction from the exhaust valve is the pairing of a saddle-valve. On the basis of computational studies and modeling of processes local cooling of the seat in a non-experiment, the possibility of improvement of processes of heat extraction from the exhaust valve through the saddle.

Keywords: orifice diesel diesel, heat stress condition, the saddle exhaust valve, heatsink, local air cooling.

Вступ. Поліпшення техніко-економічних показників середньообертових тепловозних дизелів як на стадії розробки нової конструкції, так і на стадії їх доведення досягається шляхом розрахункових і експериментальних досліджень з залученням методів математичного моделювання. Для підвищення надійності ДВЗ з перспективним рівнем форсування визначальним є теплонапружений стан (ТНС) деталей камери згоряння (КЗ).

Об'єктом дослідження в представленій НДР є клапанний вузол тепловозного дизеля Д 70 (16 ЧН 25/27) та його модифікацій виробництва ДП завод ім. В. О. Малишева (м. Харків).

В проведеній НДР основна увага приділяється спряженню випускний клапан-сідло. Загальновідомо, що саме через це спряження при роботі двигуна відводиться основна частина теплоти (70-80%) від клапана. Цей тепловий потік визначає надійність роботи клапанного вузла в цілому. В дослідженні з використанням методів математичного моделювання аналізується вплив конструктивних факторів (умови закріплення сідла в циліндровій кришці, локальне охолодження) на тепловий стан сідла, а отже в значній мірі і на тепловий стан самого випускного клапана. В багатьох випадках, хоча це й не є типовим рішенням, в конструкціях середньо - обертових тепловозних ДВЗ (в тому ж Д 70) встановлені так звані «плаваючі» сідла випускних клапанів. Така конструкція передбачає встановлення сідла в розточення циліндрової кришки з зазором (сідло в холодному стані може повертатися від руки в розточенні), фіксується від випадання пружним розрізним кільцем. При цьому навіть при значних температурних деформаціях тарілки клапана, зміщення тарілки відносно осі напрямної втулки вдається уникнути зависання (прихватів) стрижня

клапана в напрямній втулці – «плаваюче» сідло «відслідковує» переміщення тарілки клапана. В той же час, що є основним недоліком такої конструкції, взаємні переміщення сідла і тарілки клапана розгерметизують спряження по опорній, притертій поверхні, спостерігається прорив відпрацьованих газів через ці нещільності, перегрівання як сідла, так і клапана, прискорене ерозійне зношення цієї зони.

З огляду на постійну тенденцію до зростання рівня форсування сучасних середньообертових дизелів, термічної напруженості випускного клапана та його сідла, поставлена в НДР проблема підвищення надійності клапанного вузла є актуальною.

На нашу думку, шляхом вирішення поставленої проблеми може стати відмова від конструкції «плаваючого» сідла, закріплення сідла в циліндровій кришці з натягом, зменшення температурних деформацій клапана за рахунок поліпшення тепловідведення від тарілки клапана в сідло, локального охолодження сідла стисненням повітрям. При цьому охолодження сідла здійснюється в автоматичному режимі, на дизелі функціонує система автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла. Запровадження САРТС дозволить підтримувати температуру деталей вузла в допустимих межах на найбільш термічно напружених режимах і відключати охолодження на часткових ненапружених режимах, зменшуючи таким чином енергетичні витрати по двигуну.

Аналіз публікацій. В літературних джерелах, як засвідчив проведений аналіз, питання теплообміну між клапаном і сідлом в зоні посадочної поверхні, незважаючи на важливість цих процесів з точки зору відведення теплоти від клапана, представлені недостатньо. З фундаментальних робіт за цією тематикою можна назвати відому монографію проф.

Г.Б. Розенбліта [1], в якій аналізуються результати розрахункових та експериментальних досліджень саме для тепловозних дизелів Д 70.

В монографії [1], насамперед на основі моторних випробувань, проаналізовано умови протікання теплообмінних процесів і контактного теплообміну, зокрема в спряженні сідло-клапан. Так, для уточнення умов теплообміну між робочими газами в циліндрі і клапаном була використана методика аналізу коливань температури на теплосприймаючій поверхні деталей КЗ. Так було встановлено термометрією (термопара розміщувалась на відстані $x=0,13$ мм від посадочної поверхні), що на посадочній поверхні тарілки клапана температура в момент посадки клапана на сідло зменшується, при цьому найбільше зменшення температури опорної фаски клапана спостерігається при максимальному тиску в циліндрі. На посадочній поверхні тарілки максимальна амплітуда коливань температури досягає $18-20^{\circ}\text{C}$.

В момент відкриття випускного клапана під дією відпрацьованих газів спостерігається зростання температур клапана як по опорній поверхні тарілки, так і по іншим теплообмінним поверхням. Зростання температури відбувається до моменту початку впуску, з початком впуску, внаслідок перекриття клапанів, випускний клапан охолоджується наддувним повітрям і його температура знижується. Збільшення перекриття фаз до $\varphi = 140^{\circ}$ п.к.в. (в базовому варіанті $\varphi = 95^{\circ}$ п.к.в.) на номінальному режимі знижує температуру клапана приблизно на 50°C , при цьому радіальний перепад температур на тарілці клапана також знижується на $15-20^{\circ}\text{C}$ [1]. Таке конструктивне рішення може розглядатися як один з можливих заходів щодо поліпшення ТНС випускного клапана дизеля Д 70. Надалі після закриття випускного клапана його температура продовжує знижуватись, але вже внаслідок відведення тепла в сідло циліндрової кришки [1].

Певний досвід розв'язання термоконтактних задач, узагальнення підходів до їх розв'язання знаходимо в роботі [2]. Найбільш простий алгоритм вирішення контактної задачі, як зазначається в [2], ґрунтується на обчисленні коефіцієнтів взаємного впливу точок контактуючих тіл в напрямках по нормалі і по дотичній до контактної поверхні. Використовуючи при цьому метод сил для складення умов рівноваги для кожного з контактуючих тіл, знаходять розподіл контактних напружень. Отримані значення напружень використовуються в подальшому як ГУ для повторних розрахунків напруженого стану контактуючої пари.

Більш складною є постановка термоконтактних задач, характерних для основних термонапружених спряжень двигуна, зокрема спряжень клапанного вузла: клапан-сідло, стрижень клапана-напрямна втулка, сідло клапана-головка циліндрів. Невизначеність умов контакту, змінний характер прикладення механічних і теплових навантажень в цих спряженнях створюють додаткові ускладнення. При цьому головна складність полягає в наступному. Умови контакту і напружено-деформований стан

деталей в контакт, який в свою чергу не може бути заздалегідь змодельований без задання коефіцієнтів тепло - подачі, а вони, головним чином будуть залежати від характеру розподілу контактного тиску в спряженні, напружено-деформованого стану контактуючих деталей. Ускладнення пов'язанні також з фізичною і геометричною нелінійністю, з нестационарністю термоконтактних задач, взаємним проковзуванням деталей клапанного вузла. Очевидно, що зростання вимог до надійності двигуна при зростанні рівня його форсування вимагає уточнення математичних вузлових моделей, а також методів розрахунку конструкцій в термоконтактній постановці. Результати теоретичних і експериментальних досліджень фізики процесів контактної теплопередачі узагальнені Ю.П.Шликовим, Є.О.Ганіним та С.М.Царевським в роботі [3]. Залежність, запропонована авторами [3], дозволяє визначити і оцінювати вплив на термічний опір контакту таких факторів як контактний тиск, шорсткість контактуючих поверхонь, теплопровідність в зоні контакту, міцнісні характеристики матеріалів взаємодіючих деталей. Слід також зазначити, що одними з перших в області температурних контактних задач були роботи М.М.Бородачова, М.П.Коровчинського, Д.В.Грильського, І.М.Савіна. Важливі результати при розв'язанні термоконтактних задач наводяться також в роботах В.Г.Гобрусева, Б.І.Шелестовського, Я.С.Уфлянда, М.М.Лебедева, А.М.Підгорного, П.П.Гонтаровського та ін. В той же час проблема розв'язання задач у термоконтактній постановці залишається недостатньо вивченою.

Успішне її вирішення в кожному випадку, зокрема для клапанного вузла, потребує детального вивчення особливостей контактного теплообміну, знання реальних температурних полів окремих деталей вузла та певних закономірностей, пов'язаних зі змінами зазорів, натягів в спряженнях в залежності від режиму навантаження двигуна, до теплофізичних властивостей матеріалів, охолодження та ін. В ході виконання НДР також був проведений патентний пошук за напрямком-зниження теплонапруженості, підвищення надійності сідла випускного клапана. Розглянемо декілька таких рішень.

Пропонується конструкція клапанного вузла [4], в якому забезпечується повне і надійне прилягання клапана до сідла, навіть при перекошеннях, теплових деформаціях останнього. З цією метою на ділянці стрижня клапана (в межах прямої втулки) виконується проточення, на стрижень в цій зоні напресована втулка з м'якого матеріалу з малим модулем пружності і високою теплопровідністю. Таким чином вдається уникнути зависання стрижня в напрямній втулці при значних температурних деформаціях тарілки клапана і сідла. В дизелях Д70 з цією метою встановлюються «плаваючі» сідла.

В публікації (опис патенту) [5] пропонується сідло клапана, яке встановлене в з'ємному корпусі. Корпус містить порожнини для проходження

охолоджуючої рідини з системи охолодження дизеля. В нижній частині корпусу, в якій закріплене сідло, передбачена кільцева канавка, яка разом зі сідлом утворює кільцевий канал для проходження рідини і охолодження сідла.

Пропонується [6] повітряна система охолодження випускного клапана дизеля з турбонаддувом, для якої повітря відбирається з порожнини за компресором ТК і по каналах в головці циліндрів підводиться в кільцевий канал між сідлом клапана та його посадочним гніздом. З кільцевого каналу через наскрізні отвори в сідлі або ж в головці циліндрів повітря витікає у випускний тракт, охолоджуючи сідло. Система охолодження ефективна при роботі дизеля на важкому паливі, відзначається надійністю і простотою [6].

Як показав проведений патентний пошук та аналіз інших літературних джерел, найбільш простим, таким, що не потребує внесення кардинальних змін в конструкцію циліндрової кришки, і водночас достатньо ефективним з точки зору підсилення тепловідведення від сідла клапана, є спосіб з використанням стисненого повітря для охолодження сідла клапана.

При розробці заходів з поліпшення ТНС випускного клапана тепловозного дизеля за рахунок більш інтенсивного тепловідведення від клапана через його сідло були проаналізовані результати експериментальних і розрахункових робіт з дослідження ТНС циліндрових кришок середньообертових дизелів, блочних головок циліндрів швидкохідних автотракторних дизелів, зокрема в зоні встановлення сідел клапанів за умови їх локального охолодження [7,8]. Так в роботі [7] наведені результати розрахункових досліджень з визначення шляхів підвищення надійності циліндрової кришки тепловозного дизеля Д80. Для проведення розрахунків використовується відомий програмний комплекс ANSYS, побудований на основі МСЕ.

При розробленні ГУ задачі теплопровідності використовуються результати термометрії кришки дизеля Д70 на усталеному режимі ($N_e=2940\text{ кВт}$, $n=1000\text{ хв}^{-1}$), які наводяться в роботі [1]. Як основний засіб поліпшення ТНС розглядається запровадження системи ЛПО сідел клапанів.

Метою дослідження в роботі [8] була оцінка теплового стану зони міжклапанної перетинки і сідла випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля, а також оцінка ефективності ЛПО. Об'єктом дослідження в даному випадку був форсований дизель 4ЧН 12/14 ($N_e=117\text{ кВт}$, $n=2000\text{ хв}^{-1}$) з експериментальною системою ЛПО випускного клапанного сідла. В розробленій системі ЛПО охолоджуюче повітря від автономного компресора підводиться до кільцевої порожнини, утвореної проточною на бічній поверхні сідла і тілом ГЦ. Охолоджувач обтікає ззовні сідло і потрапляє у випускний тракт через три наскрізні отвори.

Результати експерименту показали охолоджуючий ефект по сідлу в межах від 50°C

($p_n=0,15\text{ МПа}$) до 75°C ($p_n=0,20\text{ МПа}$). Як зазначається в публікації [8], ефект, досягнений на експериментальній системі ЛПО, не є максимально можливим, подальше зниження температур сідла і зони міжклапанної перетинки в цілому можна очікувати за рахунок оптимізації геометричних параметрів системи ЛПО, зниження гідравлічного опору системи. В даному випадку значно знижує ефект охолодження та обставина, що охолоджуюче повітря витікає безпосередньо у випускний тракт, зазнаючи протидію відпрацьованих газів, які мають значний надлишковий тиск [8].

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення показників надійності форсованих тепловозних ДВЗ за рахунок удосконалення конструкції клапанного випускного вузла, застосування регульованого, локального повітряного охолодження (ЛПО) сідла випускного клапана.

Задачі дослідження полягають в розробці математичної моделі (ММ) сідла випускного клапана, розглядаються варіанти з неохолоджуваним сідлом, закріпленим в циліндровій кришці з натягом, а також аналізуються варіанти ТНС охолоджуваного сідла. Слід відзначити, що перелічені варіанти не потребують внесення суттєвих змін в конструкцію циліндрової кришки, розміри сідла (габаритні) не змінюються. Також вирішується задача уточнення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності для варіантів з ЛПО в ході безмоторного експерименту, визначення витрат стисненого повітря, що необхідно в подальшому для оцінки додаткових енергетичних витрат по двигуну, а також для розробки САРТС клапанного вузла.

Основні результати. При проведенні даної НДР експеримент відіграє суттєву роль. В ході безмоторного експерименту вирішувались ряд важливих задач: оцінка ефективності охолоджування сідла випускного клапана при різних значеннях тиску p_n в межах від 0,1 до 0,3 МПа; визначення витрат охолоджуючого повітря G_n на кожному з режимів, що необхідно для розрахунку потужності нагнітача (компресора) стисненого повітря; випробування в першому наближенні електронної системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла тепловозного дизеля; оцінка динаміки зміни температури охолоджуваного сідла в часі, що також необхідно для розробки САРТС; уточнення ГУ задачі теплопровідності для подальшого розрахункового моделювання ТНС сідла.

При підготовці безмоторного експерименту в основному був використаний досвід проведення таких випробувань, накопичений на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» [9]. Мова йде про серію безмоторних експериментів, проведених для оцінки ефективності ЛПО сідел клапанів для автотракторних швидкохідних дизелів. Методика підготовки і проведення таких експериментів передбачала оснащення фрагментів (одноциліндровий відсік) блочних головок або ж індивідуальних ГЦ хромель-алюмелевими термopарами, які розміщувалися біля

вогневої поверхні днища, встановлювалися також в охолоджуваному сидлі, на тарілці випускного клапана. Фрагмент або ж індивідуальна ГЦ механічно дооброблювалися, в них виконувалися канали, проточення для утворення порожнини охолодження. Охолоджувач перетікав через канали і порожнини такої системи ЛПО транзитом, обминаючи впускний і випускний тракти, хоча для безмоторного експерименту при відсутності надлишкового тиску в цих трактах це несуттєво у порівнянні з моторним експериментом. Теплове навантаження на ГЦ і деталі клапанного вузла створювалося електронагрівачем (електрична піч), регулювання режиму нагрівання досягалося за допомогою автотрансформатора. Температури нагрівання відслідковувалися в ході експерименту контрольними термометрами, зокрема встановленими на дослідному сидлі випускного клапана. Значення критичної температури (температура сидла, наприклад, на номінальному режимі роботи даного дизеля) визначалося на основі результатів моторних експериментів, проведених раніше. При досягненні критичної температури САРТС відкривала запірний регулюючий пристрій-регулятор подачі повітря (РПП), і починалася циркуляція стисненого повітря. При досягненні заданої в САРТС нижньої (допустимої за умовами експлуатації) температури сидла РПП припиняв подачу охолоджувача.

Крім переліченого обладнання, яке вже раніше використовувалося в безмоторних експериментах з деталями автотракторних ДВЗ [9], для дослідження ефективності ЛПО клапанного вузла тепловозного дизеля додатково був розроблений і оснащений термометрами модельний клапанний вузол (рис.1), в якому встановлювалося дооброблене і препароване термометром серійне сидло дизеля Д70, а також препарована трьома термометрами серійна напрямна втулка дизеля Д70.



Рис.1 - Загальний вигляд модельного клапанного вузла тепловозного дизеля.

Модельний клапанний вузол тепловозного дизеля був оснащений штуцерами для підведення охолоджуючого повітря до протічної порожнини, утвореної розточенням в корпусі вузла і бічною поверхнею напрямної втулки, а також до кільцевої протічної порожнини навколо сидла.

Проведення експерименту та його результати.

Випробування проводилося в такій послідовності. Для розробленої раніше САРТС, до програми управління вводилися контрольні значення температур верхньої (включення подачі охолоджувача) і нижньої (виключення подачі). Для тестування САРТС такі значення складали: верхня критична температура - 190°C , нижня допустима температура - -120°C . Контрольним для роботи САРТС був сигнал від термометра, розміщеної на сидлі клапана (точка 1). Випробування проводилося в два етапи, з роздільним підведенням охолоджувача до контура сидла і до контура напрямної втулки. В обох випадках контрольним, визначальним залишався сигнал від термометра на сидлі.



Рис.2 - Препароване сидло випускного клапана. На рис.3(а,б,в) показана динаміка зміни температури охолоджуваного сидла (точка 1) при підведенні охолоджувача в межах тестових температур.

З врахуванням порівняно низької теплопровідності матеріалу сидла (сталь ЭИ-69, $\lambda=17-20$ Вт/(м·К)) можна вважати ЛПО сидла достатньо ефективним засобом поліпшення теплового стану сидла (ефект досягається вже на протязі $\Delta\tau=240$ с), а також як засіб інтенсифікації тепловідведення від тарілки клапана. Повна оцінка ефективності вимагає розрахунку енергетичних витрат по багатоциліндровому дизелю, а також врахування конструктивної особливості дизеля Д70, як і багатьох подібних - в циліндровій кришці встановлено два випускних клапана. Безумовним, навіть на стадії розробки системи ЛПО клапанного вузла тепловозного дизеля, є те, що таке рішення буде економічно виправданим і практично запровадженим лише при умові автоматичного керування процесами охолодження клапанного вузла. При цьому для практичної реалізації САРТС на дизелі в якості вихідного, контрольного сигналу може стати температура відпрацьованих газів, від якої в значній мірі залежать і температура сидла і температура самого випускного клапана, яка може визначатися серійною термометром (термометрами) у випускному тракті циліндрових кришок.

Проведені раніше дослідження клапанного вузла, зокрема [1,9,10], підтверджують значну роль у формуванні ТНС випускного клапана як швидкохідного, так і середньообертового дизелів теплообмінних процесів через вставне сидло клапана.

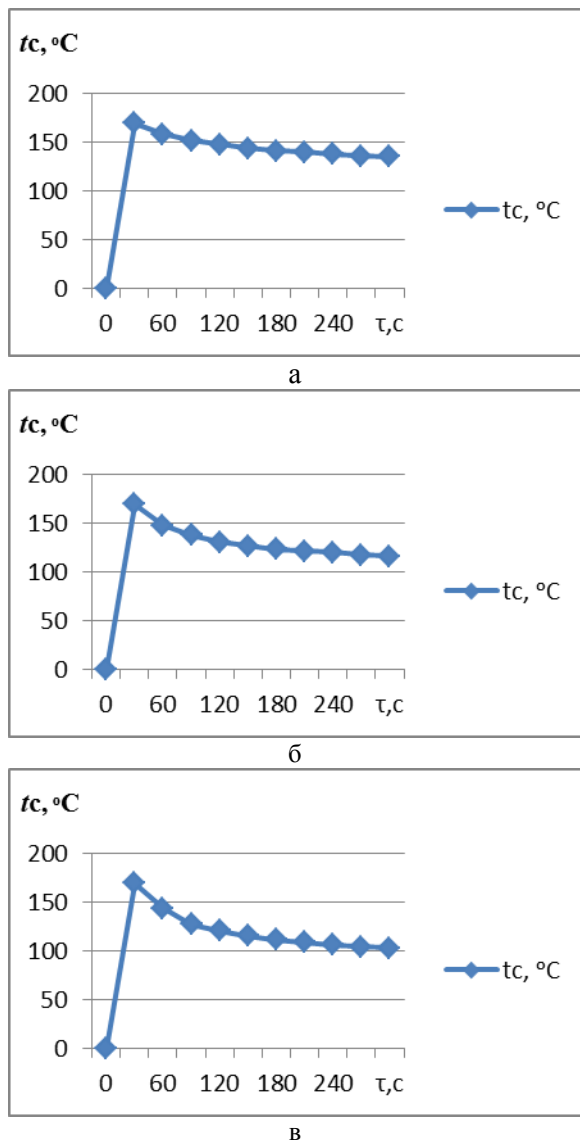


Рис.3-Динаміка зміни температури сидла при підведенні охолоджувача: а-режим $p_n=0,1$ МПа, $G_p=2,9$ м²/год, $t_n=15,62$ °C; б-режим $p_n=0,2$ МПа, $G_p=3,2$ м²/год, $t_n=15,76$ °C; в-режим $p_n=0,3$ МПа, $G_p=3,5$ м²/год $t_n=16,2$ °C

Метою розрахункового етапу даної НДР є аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на поліпшення тепловідведення через сидло в циліндрову кришку тепловозного дизеля. Розглядаються варіанти розрахунків, в яких аналізується вплив переходу від сидла «плаваючого» типу до сидла, встановленого з натягом, вплив локального охолодження сидла стисненим повітрям для різних режимів підведення охолоджувача ($p_n=0,1-0,3$ МПа).

За базовий конструктивний варіант приймаємо конструкцію серійного не- охолоджуваного сидла «плаваючого» типу дизеля Д70. Сидло має зовнішній діаметр 85 мм, внутрішній діаметр 67 мм і висоту 11 мм. На зовнішній бічній поверхні серійного «плаваючого» сидла виконується проточення для установки пружного розрізного кільця, яке призначене для фіксації сидла в циліндровій кришці. Серійне сидло встановлено з зазором в межах 0,10-0,12 мм, в зібраному стані повертається від руки.

Конструкція вставного сидла, змонтованого з натягом виконується без проточення по зовнішній бічній поверхні, але при цьому всі інші геометричні параметри зберігаються. Охолоджувані варіанти сидла повторює геометрію серійного сидла, але в ньому проточення по бічній поверхні використовується не для установки пружного розрізного кільця, а для циркуляції охолоджуючого повітря. При цьому охолоджуване сидло також встановлюється в циліндрову кришку з натягом.

Задання ГУ. Зупинимося детальніше на методиці розрахунку ГУ в зонах спряжень сидло-циліндрова кришка і сидло-клапан. Числовий приклад з використанням цієї методики знаходимо в роботі [9]. В нашому випадку коефіцієнт тепловіддачі в зоні спряження по боковій поверхні сидла становить 4530 Вт/(м²·К), а коефіцієнт тепловіддачі для торцевої контактуючої поверхні: -1256 Вт/(м²·К).

Значення решти ГУ задачі теплопровідності, зокрема коефіцієнтів тепловіддачі по опорній фасці сидла, задавалися на основі ГУ, розроблених для випускного клапана тепловозного дизеля Д70 на номінальному режимі ($N_e=2940$ кВт, $n=1000$ хв⁻¹), які знаходимо в монографії [9]. Для варіантів сидла з локальним охолодженням ГУ на ділянках, які контактують з охолоджуючим повітрям, уточнювались з врахуванням проведеного в ході НДР безмоторного експерименту.

При заданні ГУ задачі механіки сидло вважається закріпленим по своїй верхній торцевій поверхні відносно циліндрової кришки, по зовнішній боковій поверхні в розгляд введено контактний прошарок, який обмежує переміщення сидла в радіальному напрямку і допускає переміщення по дотичній до бокової поверхні. Зі сторони КЗ сидло навантажено силами тиску газів (приймається до розгляду максимальний тиск газів на номінальному режимі $p_z=12$ МПа), а також силами притискання клапана по його опорній фасці, вказані сили приймаються постійними на усталених режимах. До бокової внутрішньої поверхні сидла прикладена, згідно рекомендацій [9], розподілена сила тиску відпрацьованих газів перед турбіною, яка теж задається для конкретного режиму роботи двигуна і приймається постійною.

Аналіз результатів розрахунків. При проведенні розрахункового моделювання ТНС сидла розглядалися такі варіанти: серійне сидло «плаваючого» типу (в подальшому – варіант 1); сидло встановлене з натягом, неохолоджуване, без проточення на бічній поверхні (варіант 2); охолоджуване сидло, тиск охолоджувача $p_n = 0,1$ МПа (варіант 3); охолоджуване сидло $p_n = 0,2$ МПа (варіант 4); охолоджуване сидло $p_n = 0,3$ МПа (варіант 5). Нагадаємо, що для охолоджуваних варіантів геометрія перетину повторює геометрію перетину серійного сидла, але передбачена установка охолоджуваних сидел з натягом. На рис. 4 а-б представлені меридіальні перетини варіантів сидел та схеми розбиття теплообмінної поверхні на окремі зони для задання ГУ задачі теплопровідності.

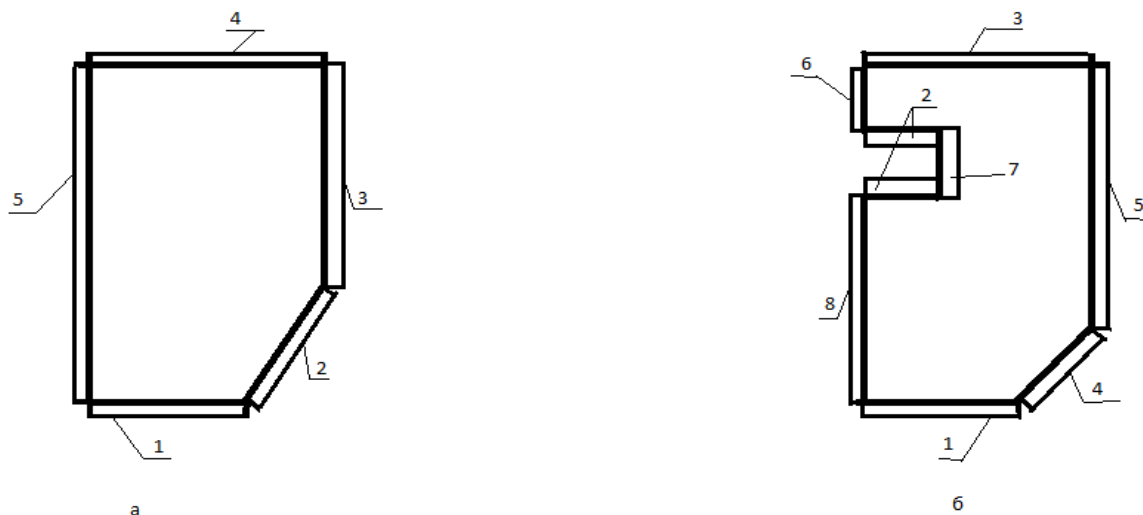


Рис. 4– Схеми розбиття теплообмінної поверхні на зони для задання ГУ задачі теплопровідності: а - варіант 2, неохолоджуване сідло, встановлене з натягом; б – варіант 1 («плаваюче» сідло), варіанти 3,4,5 (охолоджувані сідла, встановлені з натягом). В (табл. 1 – 5) для розрахункових варіантів 1-5 приведені ГУ задачі теплопровідності: коефіцієнти тепловіддачі α , результуюча температура t_p .

Таблиця 1 – Значення ГУ задачі теплопровідності для «плаваючого сідла».

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	0	1255	2000	910	400	0	0
t_p , °C	900	290	270	700	650	290	290	290

Таблиця 2 – Значення ГУ задачі теплопровідності для неохолоджуваного сідла.

№ зони	1	2	3	4	5
α , Вт/(м ² К)	850	2000	910	1255	4530
t_p , °C	900	700	650	270	290

Таблиця 3 – Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла $p_n = 0,1$.

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	600	1256	2000	910	4530	600	4530
t_p , °C	900	60	260	700	650	285	60	280

Таблиця 4 – Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла $p_n = 0,2$.

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	700	1256	2000	910	4530	700	4530
t_p , °C	900	62	250	700	650	275	62	270

Таблиця 5 – Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла $p_n = 0,3$.

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8
α , Вт/(м ² К)	850	750	1256	2000	910	4530	750	4530
t_p , °C	900	65	240	700	650	265	65	260

Запропоновані до розгляду варіанти можна віднести до таких, що не вимагають внесення суттєвих змін в конструкції клапанного вузла – збережені габаритні розміри сідла, матеріал сідла. Дообробки вимагає циліндрова кришка, але внесення конструктивних змін в даному випадку обмежується механічною обробкою, пов'язаною з виконанням в тілі кришки каналів для підведення охолоджуючого повітря.

Проведемо порівняльний аналіз отриманих результатів при моделюванні ТНС сідла для окремих розрахункових варіантів. Проаналізуємо

температурне поле сідла, від якого в значній мірі залежать процеси тепловідведення від випускного клапана, а також проаналізуємо складові напружено – деформованого стану сідла на номінальному режимі ($N_e=2940$ кВт, $n=1000 \times v^{-1}$).

Серійне сідло «плаваючого» типу. На рис.5 представлено температурне поле сідла, в табл. 6 – складові напружено – деформованого стану, при цьому стискаючі напруження приводяться зі знаком «-», а розтягуючі відповідно зі знаком «+». Для аналізу напружено – деформованого стану обрано чотири контрольні точки (зони), розміщені по

периметру меридіального перетину, їх положення не змінюється для всіх розрахункових варіантів.

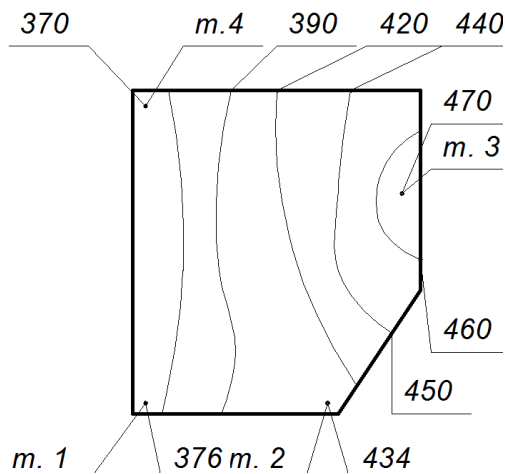


Рис. 5 – Температурне поле «плаваючого» сідла, °C

Температурне поле серійного сідла характеризується високим рівнем температур, причому по всьому меридіальному перетину сідла. Отримані розрахункові результати щодо температурного поля добре узгоджуються з результатами термометрії в ході моторних випробувань тепловозних дизелів з «плаваючими» сідлами, зокрема з результатами [1,11]. Характерною ознакою «плаваючих» сідел (рис. 5) є високий рівень температур як зі сторони внутрішньої бічної поверхні, так і зі сторони зовнішньої, що пояснюється проривом відпрацьованих газів через зазор («плаваюче» сідло) між сідлом і циліндровою кришкою. Саме цією обставиною пояснюється [11] виникнення характерних дефектів, зокрема, на поясах гнізд випускних клапанів з «плаваючими» сідлами. Вище і нижче «плаваючих» сідел виникає розгарна сітка тріщин під дією відпрацьованих газів, які рухаються з високою швидкістю через зазори між тілом кришки і сідлом випускного клапана. При цьому розгарна сітка тріщин створює небезпечні концентратори напружень, що в свою чергу прискорює утворення наскрізних термічних тріщин в днищі циліндрової кришки. Цьому процесу також сприяє в певній мірі заповнення системи охолодження тепловозного дизеля забрудненою водою, таким чином забруднення на стінці рубашки охолодження створюють тепловий бар'єр і погіршують тепловідведення від днища кришки.

Запропонована [11] модернізація кришки циліндра дизеля Д49 передбачає для уникнення тріщеноутворення, по – перше, підвищення теплопровідності самого матеріалу кришки – чавуну шляхом заміни чавуну з так званою шаровидною формою графіту на чавун з пластинчастою формою, теплопровідність якого в 2 рази вище. По – друге, утворення розгарної сітки можна уникнути заміною «плаваючих» сідел на запресовані сідла [11].

Напружено –деформований стан «плаваючого» сідла відзначається помірним рівнем напружень

(табл.6), серед складових напруженого стану переважають колові.

Таблиця 6 – Складові ТНС серійного сідла

№ Точки (зони)	Радіальні σ_r , МПа	Осьові σ_z , МПа	Колові σ_θ , МПа	Дотичні τ_r , МПа	Інтенсивність напружень σ_i , МПа
1	-6,7	-10,2	119,5	0	122,7
2	-9,0	-79,4	-79,4	5,6	74,5
3	-8,5	-110,2	-110,2	-6,0	110,9
4	-7,0	207	207	-0,7	207,2

Це характерно для деталей з такою геометрією і умовами механічного і теплового навантаження. Отриманий розрахунком розподіл складових ТНС далекий від критичних для сталі ЭИ –69 значень при даному рівні експлуатаційних температур, дозволяє зробити висновок, що причиною дефектів сідел в експлуатації (тріщини, прогари) є в основному ерозійне зношення під дією відпрацьованих газів, які перетікають через спряження сідло – клапан у випадку теплової деформації сідла, втрати герметичності по притертій частині опорної фаски. Цьому процесу сприяє «плаваючий» характер закріплення сідла в циліндровій кришці, що передбачає можливість переміщення сідла відносно гнізда і кришки циліндрів.

Встановлене сідло, встановлене з натягом. Перевагами цієї конструкції у порівнянні з «плаваючим» сідлом є, насамперед, забезпечення на протязі тривалого часу герметичності спряження сідло – клапан по притертості до опорної фаски, так як в даному випадку зміщення сідла вкрай обмежені. Встановлення сідла з натягом збільшує тиск у спряженні сідло – кришка циліндрів, що в свою чергу зменшує контактний опір і збільшує коефіцієнт теплопровідності у цьому спряженні, тобто поліпшує тепловідведення від сідла в циліндрову кришку

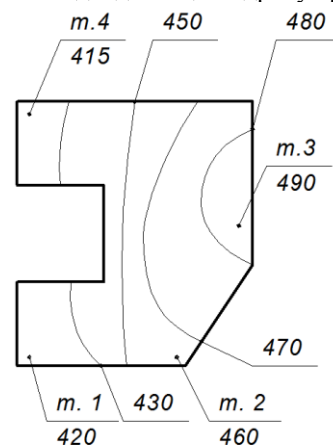


Рис.6 – Температурне поле сідла, встановленого з натягом, °C

Перехід від «плаваючого» сідла до запресованого майже не впливає на розподіл складових напружено – деформованого стану. Як і у попередньому випадку напруження $\sigma_{\theta\theta}$ переважаючими, але далекими від критичних.

Температурне поле запресованого сідла показує помітне поліпшення тепловідведення від сідла в кришку. Зниження температур сідла по всьому перетину становить 25 -30 °С.

Таким чином, встановлення сідла з натягом не лише усуває процеси ерозійного зношення сідла по зовнішній бічній поверхні, прилеглій поверхній кришки, поверхні опорної фаски сідла, але і знижує температуру сідла.

Таблиця 7– Складові ТНС сідла, встановленого з натягом

№ точки (зони)	Радіальні σ_r , МПа	Осьові σ_z , МПа	Колові σ_θ , МПа	Дотичні τ_r , МПа	Інтенсивність напружень σ_i , МПа
1	-3,9	-10,2	122,3	2,7	123,3
2	-8,0	11,	104,3	0,4	98,4
3	-11,4	-4,3	111,6	0	104,0
4	-6,4	2,5	135,9	-3,3	138,2

Порівняно невисокий ефект зниження температур (25 - 30°С) можна пояснити низькою теплопровідністю жароміцної сталі ЭИ – 69.

Вставне охолоджуване сідло ($p_n=0,1 - 0,3$ МПа). Деталі клапанного вузла (сідло, клапан) в переважній

більшості конструкцій сучасних тепловозних ДВЗ виготовлені з жароміцних сталей, які здатні витримувати високі температурні навантаження (650 - 750°С), протидіяти газовій ерозії. В той же час, як вже зазначалося вони мають низький коефіцієнт теплопровідності. В даному випадку для помітного зниження температури сідла (клапана) охолоджувач необхідно підводити безпосередньо до деталі. З врахуванням забезпечення надійних умов експлуатації такими охолоджувачами для вставного сідла не можуть бути вода, моторне мастило. Витікання рідинного охолоджувача через спряження сідло – кришка циліндрів призводить до аварійної зупинки дизеля зі значними пошкодженнями. В проведений НДР пропонується для поліпшення тепловідведення від сідла використовувати стиснене повітря, яке інтенсифікує тепловідвід, але при цьому не знижує надійності конструкції вузла, виключає можливість аварійних зупинок. Були розглянуті варіанти з охолодженням вставного сідла стисненим повітрям, як засіб подальшого зниження теплової напруженості сідла, покращення тепловідводу через сідло від випускного клапана. Результати розрахунків представлені на рис. 7.

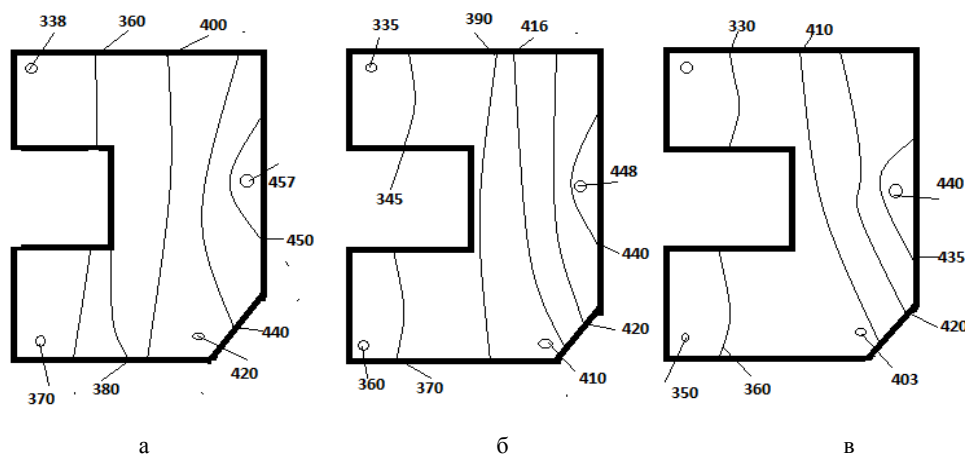


Рис.7 – Температурні поля охолоджуваного сідла, °С:

а – тиск охолоджувача $p_n=0,1$ МПа;

б – тиск охолоджувача $p_n=0,2$ МПа;

в – тиск охолоджувача $p_n=0,3$ МПа;

Основний ефект від ЛПО сідла проявляється на температурних полях деталі. Спостерігаємо помітне зниження температур по всьому меридіальному перетину сідла у порівнянні з серійним сідлом при $p_n=0,1$ $\Delta t^\circ\text{C}=35 -40^\circ\text{C}$; при $p_n=0,2$ МПа $\Delta t^\circ\text{C}= 50 -60^\circ\text{C}$; при $p_n=0,3$ МПа $\Delta t^\circ\text{C}= 65 -70^\circ\text{C}$. При цьому не відзначається суттєвих змін в розподілі складових напружено – деформованого стану, всі складові, а також інтенсивність напружень σ_i далеко від критичних значень для матеріалу сідла.

Висновки. Проведені безмоторні випробування і розрахункові дослідження вставних сідел з ЛПО підтвердили ефективність ЛПО (максимальний ефект охолодження сідла стисненим повітрям при $p_n=0,3$ МПа становив

$\Delta t^\circ\text{C}= 65-70^\circ\text{C}$) сідла і доцільність його практичного використання як на дизелях, що знаходяться в експлуатації, так і таких, що розробляються і відзначаються високим рівнем форсування.

Високі економічні показники тепловозного дизеля, оснащеного сисемою ЛПО клапанного вузла, можуть бути забезпечені у випадку автоматичного управління тепловим станом деталей клапанного вузла, запровадженням САРТС клапанного вузла.

Список літератури

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях/Г.Б.Розенблит.- М.:Машиностроение,1977.-216 с.
2. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтоварский, Б.Н. Киркач. – К.: Наук. Думка. 1989. – 232с

3. Ганин Е.А. Контактное термическое сопротивление/Ганин.Е.А.,Шлыков Ю.П., Царевский С.Н.- М.:Энергия 1977.-328 с.
4. Патент №2655067 ФРН, МКИ F01L3/08. Клапан; заявл. 04.12.76; опубл. 08.06.78, Бюл. №7.
5. Патент №2399541 Франция, МКИ F01D3/12. Охолоджуваче сидло клапана ДВЗ; заявл. 05.08.77; опубл. 02.03.79, Бюл. №4.
6. Патент №3425301 ФНР, МКИ F01P1/08, F01L3/16. Система охолодження випускного клапана; заявл. 10.07.84; опубл. 23.01.86, Бюл. №2.
7. Тринёв А.В. Влияние воздушного охлаждения огневого днища на теплонапряженное состояние крышки цилиндра тепловозного дизеля / А.В. Тринёв, А.Н. Авраменко // Автомобильный транспорт, - 2007. - Вып. №20 - с. 88-91.
8. Тринёв А.В. Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / А.В. Тринёв, П.Д. Гончар, А.Н. Авраменко // Вестник НТУ «ХПИ». - 2005.- №1. - с. 27-35
9. Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження тепло напружених деталей ДВЗ / О.В. Триньов - Х. вид-во «Підручник НТУ ХПІ», 2014. - 240с.
10. Чайнов Н.Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н.Д.Чайнов, В.Г. Заренбин, Иващенко Н.А. - М.: Машиностроение, 1977 - 152с.
11. Насыров Р.А. Дизели Д49: Пути снижения повреждаемости деталей / Р.А.Насыров, А.В. Чичин // Журнал «Локомотивы», - М.: Транспорт, - 2000. - №10. - с. 26-31.

2. A N Podgorny The tasks of the contact interaction of structural elements / AN Podgorny, PP Gontarovskiy, BN Kirkach. - Kyev.: Science. Dumka. 1989. - 232p.
3. E. A. Ganin . The contact thermal resistance / Ganin.E.A, Shlikov Y. P. Tsarevskiy S.N. Moscow: Energy 1977.-328p.
4. Patent №2655067 NGF MKI F01L3 / 08. Valve; appl. 12/04/76; publ. 06.08.78, Bul. No 7.
5. Patent №2399541 France, MCI F01D3 / 12. Oholodzhuvane sidlo FEP valve; appl. 08/05/77; publ. 02.03.79, Bulletin No 4.
6. Patent №3425301 FNR, MKI F01P1 / 08, F01L3 / 16. System oholodzhennya vipusknoho valve; appl. 10/07/84; publ. 01.23.86, Bul. No 2.
7. A. V. Trinëv Influence of air cooling heat-stressed at the bottom of the combustion state of the cylinder head of a diesel engine diesel / AV Trinëv, AN Avramenko // Road Transport - 2007 - No 20 - pp. 88-91.
8. A. V. Trinëv The results of an experimental study of the thermal state of the valve seat vypusnogo under local cooling / A. V. Trinëv, P. D. Gonchar, A. N. Avramenko // Vestnik NTU "KPI". - 2005.- No 1. - pp. 27-35
9. Trinh O. V. Naukovi based on local heat oholodzhennya napruzhenih parts FEP / O. V. Trinh - H. kind of "Pidruchnik NTU KhPI", 2014. - 240 pp.
10. N. I. Chainov. Napruzhennost thermal mechanical engine parts / N.D.Chaynov, VG Zarenbin, Ivashchenko N. A. - Moscow: Mechanical Engineering, 1977 - 152p.
11. R. Nasyrov Diesels D49: Ways to Reduce the damage of parts / R. A.Nasyrov, A. V. Chichin // "Locomotives" Magazine - Moscow: Transport, - 2000. - No 10. - pp. 26-31.

References (transliterated)

1. Rosenblit GB Heat transfer in diesel / G.B.Rozenblit.-Moscow: Mechanical engineering, 1977.-216 p.

Надійшла (received) 3.04.2017

Бібліографічні описи /Библиографические описания /Bibliographic descriptions

Поліпшення процесів тепловідведення від деталей клапанного вузла тепловозного дизеля / О.В. Триньов, Ю.О. Кафтанов, О.О. Карнаухов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. - Х. : НТУ «ХПІ», 2017. - № 14 (1236) - С.113-121 - Бібліогр.: 11 назв. - ISSN 2079-0023

Улучшение процессов теплоотвода от деталей клапанного узла тепловозного дизеля / А.В. Тринёв, Ю.А. Кафтанов, А.А. Карнаухов. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. - Х. : НТУ «ХПІ», 2017. - № 14 (1236) - С.113-121 - Бібліогр.: 11 назв. - ISSN 2079-0023

Enhancing heat removal from parts orifice diesel diesel/ A.V Trjnov, Y.A. Kaftanov, A.A. Karnaukhov,// Bulletin of NTU "KhPI". Series:Transport engineering- Kharkov : NTU "KhPI", 2017. - No. 14 (1236) - P.113-121 . - Bibliogr.: 10. - 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 «ХПІ», 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

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.

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

Б. Х. ЄРІЦЯН, Б. Г. ЛЮБАРСЬКИЙ

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ КУТА НАХИЛУ КУЗОВА ШВИДКІСНОГО ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ

Динамічний вплив рухомого складу на шлях в кривих ділянках відрізняється від впливу на нього в прямих тим, що з'являються додаткові сили. Розроблено методику визначення оптимального кута нахилу, що включає максимізацію цільової функції за визначенням швидкості руху в залежності від кута нахилу для встановлених значень радіуса кривої і підвищення рейки, а також обмеження по різниці навантажень на рейки шляху, по стійкості екіпажу при проходженні кривих, по допустимому навантаженні на рейки і по вписуванню екіпажу в криві ділянки колії.

Ключові слова: кут нахилу кузова, обмеження по вписуванню в криві, направляючі зусилля, відцентрова сила, максимізація цільової функції.

Динамическое воздействие подвижного состава на путь в кривых участках отличается от воздействия на него в прямых тем, что появляются дополнительные силы. Разработана методика определения оптимального угла наклона, включающая максимизацию целевой функции по определению скорости движения в зависимости от угла наклона для установленных значений радиуса кривой и возвышения рельса, а также ограничения по разнице нагрузок на рельсы пути, по устойчивости экипажа при прохождении кривых, по допустимой нагрузке на рельсы и по вписыванию экипажа в кривые участки пути.

Ключевые слова: угол наклона кузова, ограничения по вписыванию в кривые, направляющие усилия, центробежная сила, максимизация целевой функции.

Dynamic effects of rolling stock on the way into curved sections of is different from impact on it of direct in the fact that appear additional forces. The method of determining optimum angle of inclination, includes the maximization of an objective function by the definition speed of movement depending on the angle of inclination to the set values of the curve radius and the elevation of the rail, and also the difference in the way of load limiting rails, by of crew the stability when passing curves, on the permissible load on the rails of and of crew for entering into curves sites of a way.

Keywords: tilting of the body angle, restrictions for entering into curves, guides efforts, centrifugal force, maximization of an objective function.

Вступ. Динамічний вплив рухомого складу на шлях в кривих ділянках відрізняється від впливу на нього в прямих тим, що з'являються додаткові сили: напрямні зусилля; відцентрова сила, яка прагне нахилити кузов екіпажу в зовнішню сторону і додаткові сили інерції, які викликаються появою лінійних кутових прискорень при обертанні екіпажу щодо вертикальної осі.

Для врівноваження дії відцентрової сили в кривих ділянках застосовують підвищення зовнішньої рейки, в результаті якого з'являються:

- доцентрова сила, яка прагне нахилити екіпаж всередину кривої;
- лінійні і кутові прискорення при повороті екіпажу відносно горизонтальної поздовжньої і поперечної осей екіпажу, в свою чергу, викликають нові додаткові сили інерції [1-5].

Аналіз останніх досліджень. Величину непогашеного прискорення в світовій практиці часто розглядають як недолік підвищення при проході по кривій найшвидшого поїзда [1,2,5]. Відповідно до цього підходу зроблені наступні міркування та висновки щодо факторів, що визначають кут нахилу і швидкість руху рухомого складу.

Мета роботи: Розробити методику визначення оптимального кута нахилу кузова швидкісного електропоїзда та розрахувати оптимальний кут нахилу кузова для даних ділянок шляху.

1 Визначення швидкості руху по непогашеному боковому прискоренню

Для забезпечення в швидкісних поїздах необхідного комфорту для пасажирів необхідне дотримання двох вимог:

- 1) поперечне прискорення, що виникає при русі

екіпажу в кривій, не повинно перевищувати певної допустимої величини, тобто

$$a_{non} \leq a_{don}, \quad (1)$$

- 2) приріст поперечних прискорень в одиницю часу не повинна перевищувати певної величини, тобто

$$\left[\frac{da_{пер}}{dt} \right]_{\max} \leq \beta_{don}, \quad (2)$$

Однак, зважаючи на відсутність перехідних кривих на ділянках шляху з колією 1520 мм, другий показник в роботі розглядатися не буде.

Поперечні прискорення, що виникають при русі екіпажу по кривій, складаються з надлишкових або непогашених прискорень і додаткових прискорень:

$$a_{non} = a_{пер} + a_{доб}, \quad (3)$$

$$a_{доб} = a_{пер} + a_{вил}, \quad (4)$$

$$\text{де } a_{пер} = \frac{v^2}{R} - g \frac{h}{S};$$

$a_{пер}$ – прискорення, що виникають при наявності горизонтальних нерівностей;

$a_{вил}$ – прискорення, що виникають при виляння екіпажів.

У кривих ділянках колії виляння екіпажу незначне, можна вважати $a_{вил} \approx 0$.

Підвищення, що забезпечує комфортабельну їзду пасажирів при звичайному рухомому складі, визначають за формулою

$$h = 12,5 \frac{V_{\max}^2}{R} - a_{\text{неп}} \frac{S}{g}, \quad (5)$$

Якщо за підвищення приймати його максимальну для залізниць України величину ($h=150$ мм), при $a_{\text{неп}}=0,5$ м/с², $S=1600$ мм, $g=9.81$ м/с², з формули (5) можна визначити максимально допустиму за умовами комфортабельності швидкість руху ($V_{\max}$) і рекомендований радіус кривих:

$$V_{\max} = 4,295 \cdot \sqrt{R}, \quad (6)$$

$$R = 0,054 \cdot V_{\max}^2. \quad (7)$$

На рис. 1 [2,4] наведена схема дії сил на пасажирів при проходженні кривої ділянки рухомим складом з нахилом кузова.

При русі кривою на пасажирів у вагоні з нахилом кузова діють наступні сили:

- $G_1 \sin(\theta + \beta)$ – складова ваги пасажирів, спрямована до центру кривої;
- $I \cos(\theta + \beta)$ – складова відцентрової сили, спрямована від центру кривої, що дорівнює $\frac{G_1 \cdot V_{\max}^2}{g \cdot R} \cdot \cos(\theta + \beta)$.

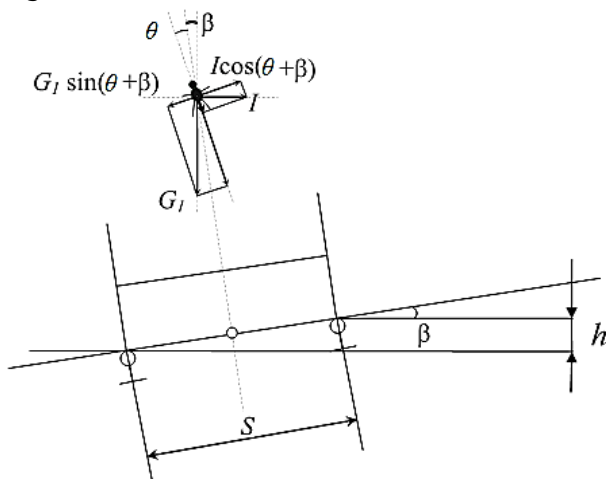


Рис. 1. – Схема до розрахунку радіусу за умовою комфортабельності пасажирів

Баланс сил, що діють на пасажирів:

$$\frac{G_1 \cdot V_{\max}^2}{g \cdot R} \cdot \cos(\theta + \beta) - G_1 \cdot \sin(\theta + \beta) = \frac{G_1}{g} \cdot a_{\text{неп}} \cdot (\theta + \beta). \quad (8)$$

$\frac{G_1}{g} \cdot a_{\text{неп}} \cdot (\theta + \beta)$ – непогашена відцентрова сила.

Після перетворень отримуємо

$$R_{\min} = \frac{0,0772 \cdot V_{\max}^2}{a_{\text{неп}} + g \cdot \tan(\theta + \beta)} \quad (9)$$

Таким чином, точна формула для визначення мінімального радіуса, що забезпечує комфортабельність пасажирів для рухомого складу з нахилом кузова, має такий вигляд [4]

$$R_{\min} = \frac{0,0772 V_{\max}^2}{a_{\text{неп}} + 9,81 \cdot \tan\left(\frac{\pi \cdot \theta}{180} + \arcsin\left(\frac{h}{S}\right)\right)} \quad (10)$$

В результаті швидкість рухомого складу з нахилом кузова можна визначити за виразом

$$V = \sqrt{\frac{R \cdot \left(a_{\text{неп}} + g \cdot \left(\frac{\pi \cdot \theta}{180} + \arcsin\left(\frac{h}{S}\right)\right)\right)}{0,0772}} \quad (11)$$

2 Обмеження кута нахилу кузова за умовами стійкості екіпажу при русі в кривій

Коефіцієнт стійкості екіпажу в кривій повинен бути не менше заданого числа і за будь-яких обставин не менше одиниці

$$n \geq n_{\text{дон}} > 1. \quad (12)$$

У більшості країн [6] стійкість екіпажу швидкісного поїзда в кривій характеризується двома умовами:

1) величина відхилення від осі колії рівнодіюча сил тяжкості і непогашеної відцентрової сили $F_{\text{неп}}$ не повинна перевищувати однієї шостої або однієї восьмої ширини колії або інший будь – якої допустимої величини:

$$e \leq \frac{S}{6} \text{ або } e \leq \frac{S}{6} \text{ або } e \leq e_{\text{дон}}; \quad (13)$$

2) коефіцієнт запасу на стійкість, що визначається з відношення півширини колії до величини відхилення рівнодійної від осі, повинен бути не менше допустимого значення і у всіх випадках не менше одиниці

$$n = \frac{S}{2e} \geq n_{\text{дон}} > 1. \quad (14)$$

Використовують формули і іншого типу

$$n = \frac{b/2}{e}, \quad (15)$$

де b – ширина між ресорами.

Якщо до центра ваги екіпажу докладено сили Q і $F_{\text{неп}}$, то величина відхилення рівнодійної може бути знайдено (рис 2)

$$e = \gamma \cdot H, \quad \alpha = \frac{h}{S}, \quad (16)$$

де

$$\gamma \approx \frac{F_{\text{неп}}}{Q \cdot \cos \alpha} \approx \frac{F_{\text{неп}}}{Q} = \left(\frac{v^2}{3,6^2 g \cdot R} - \frac{h}{S} \right),$$

тому

$$e = \left(\frac{v^2}{3,6^2 g \cdot R} - \frac{h}{S} \right) H. \quad (17)$$

Норма $e = \frac{S}{6}$ прийнята на більшості залізниць

США. Норма $e = \frac{S}{8}$ прийнята на залізницях Японії.

Підставляючи в місце $e = \frac{S}{8}$ в формулу (17),

отримаємо формулу, по якій проводиться перевірка підвищення зовнішньої рейки на японських залізницях.

При наявності переміщення центру ваги екіпажу за рахунок нерівномірного стиснення ресор Δ величина відхилення рівнодійної буде дорівнюватиме

$$e = \left(\frac{v^2}{3,6^2 g \cdot R} - \frac{h}{S} \right) H + \Delta \quad (18)$$

і коефіцієнт запасу на стійкість

$$n = \frac{S/2}{\left(\frac{v^2}{3,6^2 g \cdot R} - \frac{h}{S} \right) H + \Delta} \quad (19)$$

Якщо зменшити чисельник дробу у формулі (14) на Δ , тоді

$$n = \frac{S/2 - \Delta}{\left(\frac{v^2}{3,6^2 g \cdot R} - \frac{h}{S} \right) H} \quad (20)$$

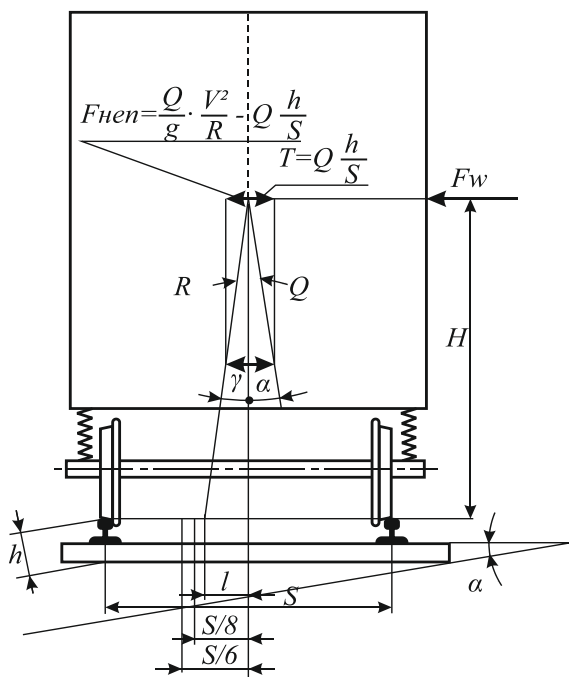


Рис. 2. – Схема дії сил на екіпаж при русі його в кривій

Формула (20) прийнята на німецьких залізницях.

Якщо схема розвантаження і перевантаження рейкових ниток така, як показана на рис. 3, то можна написати суму моментів відносно точки O.

$$Q_{np} \left(\frac{S}{2} - \Delta \right) + Q_{вн} \left(\frac{S}{2} + \Delta \right) = F_{нep} H. \quad (21)$$

Вважаючи в граничному випадку $Q_{вн}=0$, $n = \frac{Q}{Q_{np}}$, і $3,6^2 g = 127$, отримаємо

$$n = \frac{127 \left(\frac{S}{2} - \Delta \right)}{\left(\frac{v^2}{R} - 85h \right) H} \quad (22)$$

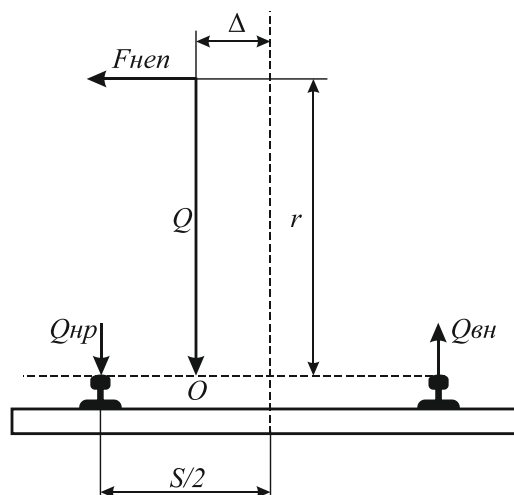


Рис. 3. – Схема розвантаження і перевантаження рейкових ниток в кривій

Запишемо (22) у вигляді подвійної нерівності з урахуванням (14)

$$\frac{127 \left(\frac{S}{2} - \Delta \right)}{\left(\frac{v^2}{R} - 85h \right) H} \geq 1$$

та

$$n = \frac{127 \left(\frac{S}{2} - \Delta \right)}{\left(\frac{v^2}{R} - 85h \right) H} \leq \frac{S}{6} \quad (23)$$

Δ приймаємо рівним нулю і після підстановки числових значень маємо такі вирази

$$\frac{101,6}{\frac{2v^2}{R} - 170(h + 1,6 \sin \theta)} \geq 1$$

та

$$\frac{101,6}{\frac{2v^2}{R} - 170(h + 1,6 \sin \theta)} \leq 266 \quad (24)$$

3 Обмеження кута нахилу за умовами вписування екіпажу в криві ділянки колії

Відцентрова сила, що виникає при русі швидкісного поїзда, не повинна перевищувати допустимого значення

$$\text{MAX } F_{\text{при}} v = v_{\text{макс}} < F_{\text{доп}} \quad (25)$$

Ця вимога з стійкості шляху.

При наявності непогашеного прискорення величина непогашеної відцентрової сили дорівнюватиме

$$F_{\text{неп}} = \frac{Q}{g} a_{\text{неп}}, \quad (26)$$

де Q – вага екіпажу.

Підставив в формулу (26) $a_{\text{неп}}$, отримаємо

$$F_{\text{неп}} = \frac{Q}{g} \left(\frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g \right). \quad (27)$$

На англійських залізницях вага екіпажу висловлюють як $Q = n \cdot P$, де n – кількість осей; P – навантаження на вісь.

За допустиму величину непогашеної відцентрової сили приймається в першому наближенні 5000 фн або 2250 кг.

Традиційно для аналізу якості екіпажу розглядають стійкість на прямих ділянках і максимальні бічні сили в круговій кривій, отримані з умови встановленого руху (вписування в криві). Для розгляду більш загального випадку динамічної поведінки екіпажу необхідно враховувати зміну траєкторії шляху і умови взаємодії коліс і рейок в довільній кривій.

a_H – непогашене відцентрове прискорення, що залежить від швидкості, кривизни шляху і підвищення зовнішньої рейки

$$a_H = V^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2b(s)}, \quad (28)$$

де $\rho(s)$ – кривизна шляху під центром візка; $2b(s)$ – відстань між колами катання коліс; $h(s)$ – висота зовнішньої рейки.

Отримані рівняння є нелінійними, оскільки містять коефіцієнти, що залежать від самих узагальнених координат.

Останнє рівняння перепишемо у вигляді

$$V = \sqrt{\frac{a_H + \frac{g \cdot h(s)}{2b(s)}}{\rho(s)}}. \quad (29)$$

4 Обмеження кута нахилу впливами екіпажу на рейку

Максимальна напруга в зовнішній кромці зовнішньої рейки не повинно перевищувати допустимого значення, тобто

$$\text{макс} \sigma_{\text{нр.кр}} < \sigma_{\text{доп}}, \quad (30)$$

де

$$\sigma_{\text{нр.кр}} = \frac{P_{\text{дин}} + P_{\text{ср}} \cdot \mu}{4w \cdot k} \cdot f, \quad (31)$$

Тут $P_{\text{дин}}$ – максимальне динамічне навантаження від колеса на рейку, кН; $P_{\text{ср}}$ – середнє значення динамічної сили, Н; μ – ордината лінії впливу згинального моменту рейки в перетинах шляху, розташованих під колісними навантаженнями від осей екіпажу, суміжних з розрахунковою віссю; w – момент опору поперечного перетину рейки, м^3 ; k – коефіцієнт відносної жорсткості рейки і рейкової підстави, м^{-1} ; f – коефіцієнт переходу від осьових напружень на підшві рейки до кромки, що враховує дію горизонтальних навантажень на рейку і ексцентриситет додатка вертикального навантаження.

В якості основного критерію взяті максимальні напруги, що виникають в крайках підшви рейки, так як кромочні напруги в підшві рейки є найбільшими, які враховують дію вертикальних сил, бічних сил і крутних моментів. Визначається як

$$\sigma_{\text{к-п}} = \sigma_p \pm \sigma_n \pm \sigma_m, \quad (32)$$

де σ_p – напруги, що виникають при вертикальному згинанні; σ_n – напруги, що виникають при горизонтальному згинанні; σ_m – згинальні напруги, що виникають при крученні рейкової нитки.

Максимальна допустима швидкість встановлюється зі співвідношення максимальних кромочних напружень в підшві і допустимих

$$\sigma_{\text{к-п}}^{\text{расч}} \leq [\sigma_p]_{\text{кр}}. \quad (33)$$

Напруження згину в крайках підшви рейки визначаються за формулою (34), що має інший вигляд

$$\sigma_p^{\text{к}} = \frac{f}{4w_{\text{п}} \cdot k} \underbrace{(P_{\text{ср}} + 0,75P_p + 2,5S_{\text{д}} + \sum P_{\text{ср}} \cdot \mu)}_{P_{\text{дин}}} \quad (34)$$

У «Правилах провадження розрахунків залізничної колії на міцність» [7] прийнято, що фактично сили можуть перевищити в 6 випадках з 1000 розрахункові сили, тобто

$$P_{\text{расч}} = P_{\text{ср}} + 2,5 \cdot S_{\text{д}}, \quad (35)$$

де $P_{\text{ср}}$ – середньоквадратичне відхилення всіх змінних сил, що діють на шлях з боку колеса;

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{ср}} + 0,75 \cdot P_p. \quad (36)$$

Теорією вірогідності доводиться, що дисперсія ряду незалежних змінних дорівнюватиме сумі дисперсій кожної величини, тобто $S_{\text{д}}^2 = \sum S_{\text{ді}}^2$, отже $S_{\text{д}} = \sqrt{\sum S_{\text{ді}}^2}$.

Тоді [4], з огляду на кількість ізолюваних (5%) і неперервних (95%) нерівностей на колесі

$$S_d = \sqrt{S_p^2 + S_{\text{нп}}^2 + 0,05 \cdot S_{\text{ннк}}^2 + 0,95 \cdot S_{\text{ннк}}^2}. \quad (37)$$

P_p – сили, пов'язані з коливаннями обресорених мас екіпажу. На підставі результатів великих натурних випробувань прийнято визначати максимальну силу інерції від коливань кузова на ресорах як

$$P_p = Z \cdot Ж_p, \quad (38)$$

Значення Z приймають за матеріалами випробувань за такою залежністю

$$Z = a + b \cdot V^2, \quad (39)$$

де a, b – емпіричні коефіцієнти, встановлені для різних рухомих одиниць. $Ж_p$ – жорсткість ресорного підвішування, наведена до колеса, $Ж_p = (0,5 \div 2,0) 10^3$ кН/м. Експериментально встановлено, що $S_d = 0,08P_p$ [8,9]. В якості допустимого значення по міцності приймається напруження в рейках $[\sigma_k] = 240$ МПа.

Як правило, швидкість, що допускається руху рухомого складу, встановлюють по напруженням в рейках. Після постановки чисельних значень і апроксимацією статичним поліномом отримуємо наступне нерівність

$$\sigma = \left(1,86 - 0,001558 \cdot R + 1,375 \cdot 10^{-6} \cdot R^2 - \right. \\ \left. - 4,167 \cdot 10^{-10} \cdot R^3 \right) \times \\ \times 7,76 \cdot 10^{-4} \times \\ \times \left(81,875 \cdot 10^3 + \right. \\ \left. + 2,5 \cdot \sqrt{10^6 + 399 \cdot V^2 + 9559 \cdot 10^6 / V^2 + 0,517 \cdot V^4} \right) < 240. \quad (40)$$

5 Обмеження кута нахилу ступенем розвантаження внутрішнього колеса

Ступінь розвантаження внутрішнього колеса не повинна перевищувати 30% статичного вертикального тиску на вісь

$$\Delta P_{\text{разр}} = 0,30 \cdot P_{\text{стат. на ось}}. \quad (41)$$

Це вимоги стійкості колеса на рейці.

При дії непогашеною відцентрової сили відбувається перевантаження зовнішнього і розвантаження внутрішнього колеса (30% статичного навантаження на вісь вважають цілком припустимою). При цьому вважають, що розвантаження всіх внутрішніх коліс однакова.

Тому, якщо екіпаж вагою Q має n осей, то повинна виконуватися умова

$$\frac{Q}{ng} \left(\frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g \right) \frac{H}{S} \leq 0,30 \frac{Q}{2n}, \quad (42)$$

або

$$\left(\frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g \right) \leq \frac{0,30 \cdot S \cdot g}{2H}. \quad (43)$$

Якщо $S = 1600$ мм; $H = 2000$ мм, то формула (43) призводить до вимоги $a_{\text{неп}} \leq 1,2 \text{ м/с}^2$.

При набіганні колеса на рейку воно не повинно накочуватися своїм гребенем на нього, тобто необхідно запобігти вповзанню колеса на головку рейки. А якщо колесо виявиться з деяких причин припіднятим, то необхідно, щоб воно опустилося вниз [8].

Після постановки значень і апроксимації маємо нерівність

$$V < 82,52 + 1,009 \cdot \left(\theta + \frac{180}{\pi} \cdot \arcsin \frac{h}{S} - 5,37 \right) + 0,1205 \cdot R + \\ + 0,004918 \cdot \left(\theta + \frac{180}{\pi} \cdot \arcsin \frac{h}{S} - 5,37 \right) \quad (44)$$

6 Обмеження кута нахилу геометрією електрорухомого складу під час руху в кривій

Рухомий склад, споруди і пристрої на залізницях проектується з урахуванням вимог відповідних габаритів. На прямих ділянках перегонів відстань між осями першого і другого шляхів не менше 4,10 м. На кривих ділянках відстань між осями збільшують залежно від радіуса кривої відповідно до інструкції по застосуванню габаритів наближення споруд, наведеної в [10], тобто влаштовують габаритне розширення.

Впровадження технології нахилу кузовів вагонів впливає не тільки на конструкцію і технічні характеристики рухомого складу, а й на всю залізничну інфраструктуру: шлях, штучні споруди, габаритні розширення в кривих, системи сигналізації та управління рухом поїздів.

Особливо важливі аспекти безпеки при вписуванні рухомого складу з нахилом кузова в габаритні обмеження в межах кривих. Вагони при додатковому нахилі кузова залишаються в межах габаритних обмежень при русі в будь-якому напрямку.

Таким чином, введення рухомого складу з нахилом кузова на існуючі залізничні лінії призводить до необхідності збільшення меж пуття на величину $\Delta g_{\text{доп}}$, пов'язану з безпекою вписування в габарити при проходженні кривої двокільної ділянки рухомих складів з нахилом кузова різного спрямування.

Істотний вплив на кут нахилу кузова електрорухомого складу має геометричне вписування в габарит дороги (рис. 4).

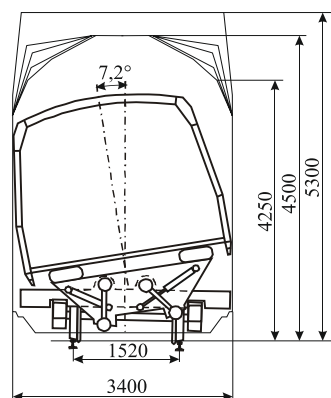


Рис.4. – Обмеження нахилу кузова вагона в кривій за габаритом

7 Задача синтезу оптимального кута нахилу кузова

3 огляду на результати досліджень вищенаведених пунктів, в роботі поставлена наступна задача оптимізації кута нахилу швидкісного електрорухомого складу [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} V \rightarrow \text{MAX}, \quad V = \sqrt{\frac{R \cdot \left(0,7 + g \cdot \left(\frac{\pi \cdot \theta^\circ}{180} \right) + \arcsin\left(\frac{h}{1,6}\right) \right)}{0,0772}}, \\ \left(\frac{v^2}{12,96 \cdot R} - 6,131 \cdot h \right) \leq 1,1772, \quad \frac{101,6}{\frac{2v^2}{R} - 170 \cdot (h + 1,6 \cdot \sin \theta)} \geq 1, \\ \frac{101,6}{\frac{2v^2}{R} - 170 \cdot (h + 1,6 \cdot \sin \theta)} \leq 226, \\ V < 82,52 + 1,009 \cdot \left(\theta + \frac{180}{\pi} \cdot \arcsin \frac{h}{S} - 5,37 \right) + 0,1205 \cdot R + \\ + 0,004918 \cdot \left(\theta + \frac{180}{\pi} \cdot \arcsin \frac{h}{S} - 5,37 \right), \\ 7,76 \cdot 10^{-4} \cdot (1,86 - 0,001558 \cdot R + 1,375 \cdot 10^{-6} \cdot R^2 - 4,167 \cdot 10^{-10} \cdot R^3) * \\ * \left(81,875 \cdot 10^3 + 2,5 \cdot \sqrt{10^6 + 399 \cdot V^2 + \frac{9559 \cdot 10^6}{V^2} + 0,517 \cdot V^4} \right) < 240, \\ \theta < 7,2^\circ \end{array} \right. \quad (45)$$

В якості критерію для визначення оптимального кута нахилу обрана швидкість руху транспортного засобу, а в якості параметра - кут нахилу кузова. Факторами для цих задач є радіус кривої шляху і піднесення рейки, що визначають параметри ділянки шляху.

8 Розрахунок оптимального кута нахилу кузова швидкісного електропоїзда

Для ділянок шляху Полтава-Південна-Лозова, Полтава-Гребінка та Полтава-Київська-Харків-Південний, які є перспективними для введення швидкісного руху з застосуванням поїздів з кузовами, що нахилиється, проведено комплекс розрахунків оптимальних значень кутів нахилу і визначена вірогідність кута нахилу для цих ділянок. На рис. 5-7 наведено розподіл вірогідності кутів нахилу на цих ділянках.

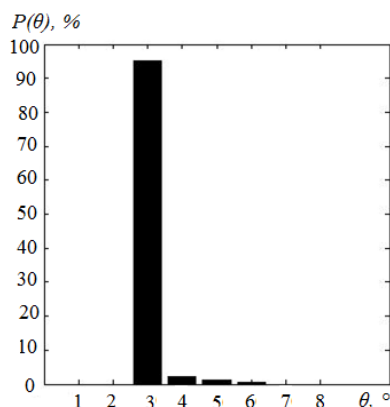


Рис. 5. – Вірогідність $P(\theta)$ кута нахилу кузова θ на ділянці Полтава-Південна-Лозова

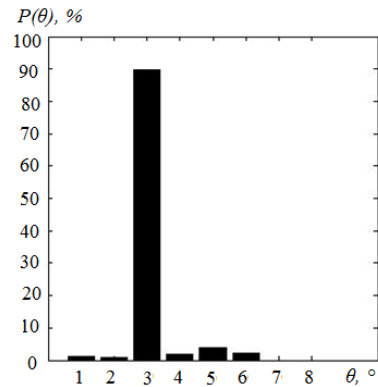


Рис. 6. – Вірогідність $P(\theta)$ кута нахилу кузова θ на ділянці Полтава-Гребінка

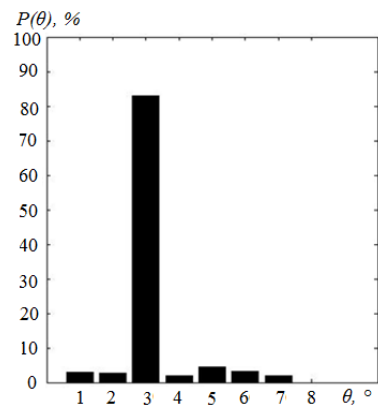


Рис. 7. – Вірогідність $P(\theta)$ кута нахилу кузова θ на ділянці Полтава-Київська-Харків-Південний

Встановлено, що використання приводу нахилу кузова підвищує швидкість проходження кривих ділянок колії на 17-18%.

Висновки. Розроблено методику визначення оптимального кута нахилу, що включає максимізацію цільової функції за визначенням швидкості руху в залежності від кута нахилу для встановлених значень радіуса кривої і підвищення рейки, а також обмеження по різниці навантажень на рейки шляху, по стійкості екіпажу при проходженні кривих, по допустимому навантаженні на рейки і по вписуванню екіпажу в криві ділянки колії. Встановлено такі залежності обмежень, що впливають на кут нахилу: значення максимальної швидкості руху монотонно зростає зі збільшенням кута нахилу кузова електропоїзда, що обумовлено компенсацією непогашеного поперечного прискорення на 37 ... 62%. Обмеження кута нахилу ступенем розвантаження внутрішнього колеса зростає зі збільшенням швидкості руху і зменшенням радіусу кривої та підвищення зовнішньої рейки.

Список літератури

1. Єріцян Б.Х. Критерии и ограничения для определения угла наклона кузова скоростного электроподвижного состава / Б.Х. Єріцян // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – Харків: УкрДУЗТ, 2016. – №2. – С. 52–60.
2. Єріцян Б.Х. Синтез комбінованої системи нахилу кузова швидкісного електричного рухомого складу: дис. ... к-та техн.

- наук: 05.22.09, НТУ «ХПІ» / Єріцян Багіш Хачикович. – Харків, 2016. – 189 с.
3. Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 558 с.
 4. Дубровская Т.А. Обоснование проектных решений при реконструкции железных дорог для скоростного движения пассажирских поездов: дис. ... к-та техн. наук: 05.22.06, МГУПС (МИИТ) / Дубровская Татьяна Алексеевна. – Москва, 2014. – 156 с.
 5. Förstberg J. Ride comfort and motion sickness in tilting trains / J. Förstberg // Department of Vehicle Engineering. – Royal Institute of Technology. – KTH Högskoletrycket, Stockholm, 2000. – 234 p.
 6. Еришков О.П. Повышение скоростей движения поездов на кривых участках пути. Исследования возможностей повышения скоростей движения поездов / О.П. Еришков, С.С. Крепкогорский, М.Г. Зак // Сб. научн. тр. ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1984.
 7. Стоянович Г.М. Расчеты верхнего строения пути на прочность и устойчивость: курс лекций / Г.М. Стоянович. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2013. – 79 с.
 8. Методика оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности: №ЦПТ-52/14; утв. Зам. министра путей сообщения РФ 16.06.2000 г. – М.: Типография ПТКБ ЦП МПС, 2000. – 40 с.
 9. Расчеты и проектирование железнодорожного пути: Учебное пособие для студентов вузов ж.-д. трансп./В.В. Виноградов, А.М. Никонов, Т.Г. Яковлева и др.; Под. ред. В.В. Виноградова и А.М. Никонova. – М.: Маршрут, 2003. – 486 с.
 10. ГОСТ 9238 – 83 Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм. М.: Транспорт, 1988. – 43 с.
 11. B.Kh. Eritsyanyan // Informatsiyno-keruyuchi sistemi na zaliznichnomu transporti. – Kharkiv: UkrDUZT, 2016. – No 2. – pp. 52–60.
 12. Yeritsyan B.H. Sintez kombinovanoi sistemi nakhilu kuzova shvidkissnogo elektrichnogo rukhomogo skladu: dis. ... k-ta tekhn. nauk: 05.22.09, NTU «KhPI» / Eritsyanyan Bagish Khachikovich. – Kharkiv, 2016. – 189 p.
 13. Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava / M.F. Verigo, A.Ya. Kogan; pod red. M.F. Verigo. – Moscow: Transport, 1986. – 558 p.
 14. Dubrovskaya T.A. Obosnovanie proektnykh resheniy pri rekonstruktsii zheleznykh dorog dlya skorostnogo dvizheniya passazhirskikh poezdov: dis. ... k-ta tekhn. nauk: 05.22.06, MGUPS (MIIT) / Dubrovskaya Tat'yana Alekseevna. – Moscow, 2014. – 156 p.
 15. Förstberg J. Ride comfort and motion sickness in tilting trains / J. Förstberg // Department of Vehicle Engineering. – Royal Institute of Technology. – KTH Högskoletrycket, Stockholm, 2000. – 234 p.
 16. Ershkov O.P. Povyshenie skorostey dvizheniya poezdov na krivyykh uchastkakh puti. Issledovaniya vozmozhnostey povysheniya skorostey dvizheniya poezdov / O.P. Ershkov, S.S. Krepkogorskiy, M.G. Zak // Sb. nauchn. tr. VNIIZhT. – Moscow: Transport, 1984.
 17. Stoyanovich G.M. Raschety verkhnego stroeniya puti na prochnost' i ustoychivost': kurs lektsiy / G.M. Stoyanovich. – Khabarovsk: Izd-vo DVGUPS, 2013. – 79 p.
 18. Metodika otsenki vozdeystviya podvizhnogo sostava na put' po usloviyam obespecheniya ego nadezhnosti: №TsPT-52/14; utv. Zam. ministra putey soobshcheniya RF 16.06.2000 g. – Moscow: Tipografiya PTKB TsP MPS, 2000. – 40 p.
 19. Raschety i proektirovaniye zheleznodorozhnogo puti: Uchebnoye posobie dlya studentov vuzov zh.-d. transp./V.V. Vinogradov, A.M. Nikonov, T.G. Yakovleva i dr.; Pod. red. V.V. Vinogradova i A.M. Nikonova. – Moscow: Marshrut, 2003. – 486 p.
 20. GOST 9238 – 83 Gabarity priblizheniya stroeniy i podvizhnogo sostava zheleznykh dorog kolei 1520 (1524) mm. Moscow: Transport, 1988. – 43 p.

References (transliterated)

Надійшла (received) 3.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення оптимальних значень кута нахилу кузова швидкісного електрорухомого складу / Б. Х. Єріцян, Б.Г. Любарський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 122–128. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Определение оптимальных значений угла наклона кузова скоростного электроподвижного состава / Б. Х. Єріцян, Б.Г. Любарський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 122–128. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Definitions of optimal values of the angle of inclination of the body of a high-speed electric rolling stock / О. М. Petrenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 122–128. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Єріцян Багіш Хачикович - кандидат технічних наук, Харківський національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, доцент кафедри електричного транспорту та тепловозобудування; тел.: +380979898022; e-mail: Bagish_ericjan@mail.ru

Ерицян Багисх Хачикович – кандидат технических наук, Харьковский национальный технический университет «Харьковский политехнический институт, доцент кафедры электрического транспорта и тепловозостроения; тел.: +380979898022; e-mail: Bagish_ericjan@mail.ru

Eritsyanyan Bagish Kh. – Candidate of Technical Sciences, Kharkiv National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", associate professor of electrical transport and diesel locomotive building; tel.+380979898022; e mail: Bagish_ericjan@mail.ru

Любарський Борис Григорович - доктор технічних наук, професор Харківський національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування; тел.: +380679937569; e-mail: lboris1911@ukr.net

Любарский Борис Григорьевич – доктор технических наук, профессор Харьковский национальный технический университет «Харьковский политехнический институт, профессор кафедры электрического транспорта и тепловозостроения; тел.: +380679937569; e-mail: lboris1911@ukr.net

Liubarskyi Borys G. – Doctor of Technical Sciences, professor Kharkiv National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", professor of electrical transport and diesel locomotive building; tel. +380679937569; e-mail: lboris1911@ukr.net

О. М. ПЕТРЕНКО

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ ЕЛЕКТРОВОЗУ З ВАНТАЖНИМ ПОТЯГОМ, ЩО ОБЛАДНАНИЙ, АСИНХРОННИМИ ТЯГОВИМИ ДВИГУНАМИ НА ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ З ВСТАНОВЛЕНИМ ГРАФІКОМ РУХУ ТА ПРОФІЛЕМ

В роботі розроблено методику визначення оптимальних режимів руху електровозу, що обладнаний, асинхронними тяговими двигунами та вантажним потягом для ділянки колії з заданим графіком руху на основі метода Гамільтона-Якобі-Беллмана. Визначення оптимальних режимів роботи тягового приводу було обрано комбінований метод: глобальний пошук здійснюється генетичним алгоритмом з одностороннім кроссовером і селекцією за принципом рулетки. На завершальному етапі роботи оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера - Міда.

Ключові слова: електровоз з асинхронним тяговим приводом, асинхронний тяговий двигун, оптимальні режими руху, метода Гамільтона-Якобі-Беллмана, ефективність тягового приводу.

В работе разработана методика определения оптимальных режимов движения электровоза, оборудованный, асинхронными тяговыми двигателями и грузовым поездом для участка пути с заданным графиком движения на основе метода Гамильтона-Якоби-Беллмана. Определение оптимальных режимов работы тягового привода было избрано комбинированный метод: глобальный поиск осуществляется генетическим алгоритмом с односторонним кроссовером и селекцией по принципу рулетки. На завершающем этапе работы оптимизационной процедуры уточнения оптимума осуществляется методом Нелдера - Мида.

Ключевые слова: электровоз с асинхронным тяговым приводом, асинхронный тяговый двигатель, оптимальные режимы движения, метода Гамильтона-Якоби-Беллмана, эффективность тягового привода.

The method of determining optimal modes of freight electric locomotive with asynchronous traction motors for land lines with the specified schedule traffic based method Hamilton-Jacobi-Bellman. Defining modes of traction over proposed spending in advance on the basis of solving the problem of conditional optimization of its modes. To determine the best modes of traction drive combined method was selected, the search is global genetic algorithm with one dot crossover and selection on the basis of roulette. At the final stage of optimization procedures performed by the optimum specification Nadler - Mead. There were optimization of freight electric locomotive traction drives in rotation over the frequency range of induction traction motor. The dependences transition traction drive mode space-vector to a single PWM depending on temperature windings. When moving freight electric locomotive built at the site were identified as follows: Cost of energy installed $232.3 \text{ kW} \cdot \text{h}$, the movement established in 1087 p., Corresponding to an average speed of $19.98 \text{ km} / \text{h}$ for a given average speed of $20 \text{ km} / \text{h}$. Thrust a pulsating character is necessary to maintain a given speed.

Keywords: electric locomotive with asynchronous traction drive, asynchronous traction motor, the optimum driving mode of the Hamilton-Jacobi-Bellman equation, the traction drive efficiency.

Вступ. Визначення оптимальних режимів руху електрорухомого складу (ЕРС) на ділянці колії з заданим профілем та швидкісними обмеженнями є актуальною науково-технічною проблемою вирішенням якої займаються багато провідних вчених в царині залізничного транспорту [1-5]. В наступний час одним з шляхів для вирішення цієї проблеми запропоновується створення експертних систем ведення ЕРС, що дозволяють визначити режими роботи тягового приводу в залежності від знаходження ЕРС на ділянці колії, часу його руху та швидкості.

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 [5-10] автори 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]. В цьому випадку рівняння Гамільтона-Якобі-Беллмана, а конкретніше – «зворотний підхід Беллмана», дозволяє отримати рішення при прийнятній кількості обчислень. «Зворотний підхід Беллмана» є методом, який вирішує дискретне перетворення систем реального часу [8]. Оскільки вирішувана задача у своїй основі представляє завдання оптимального управління у безперервній часовій області, необхідно представити формулювання загальної задачі оптимального управління в реальному часі. В роботі [9] розроблена математична модель системи управління електрорухомим складом, заснована на рішенні рівняння Гамільтона-Якобі-Беллмана з використанням методу динамічного програмування і зворотного рішення задачі відносно координати часу. На основі цієї моделі в роботі [10] розроблена методика ідентифікації режимів роботи напівпровідникового перетворювача для живлення тягового асинхронного двигуна (АТД).

Мета роботи: розробити методику визначення оптимальних режимів руху електровозу з вантажним потягом для ділянки колії з заданим графіком руху.

Визначення ККД ланки АТД – АІН проводиться на основі підходів запропонованих у роботах [1,11-13] що включають в себе наступне: для вирішення задачі визначення оптимальних режимів роботи тягового приводу необхідно вирішити чотири задачі умовної оптимізації параметрів роботи тягового приводу (в режимах розгону $U_{op}=1$, режим рекуперативного гальмування $U_{op}=5$, режим підтримання заданої швидкості руху $U_{op}=2,3$). Для кожний з цих задач необхідно розглянути два режиму: застосування однократної або просторово-векторної широтно-імпульсної модуляції (ШІМ). Режим розгону та режим рекуперативного гальмування схожі між собою. Застосуємо метод векторних цільових функцій запропонований в роботі [14].

Ефективність тягового приводу можливо навести у вигляді виразів

$$\eta_1 = \begin{cases} \left\{ \begin{array}{l} U_{op}=1; \\ \eta_1 \rightarrow \max, \\ F_d \rightarrow \max, \\ |F_d| < |F'_k|, \\ v < v_{\max} \\ F_d > 0 \end{array} \right\}; & \left\{ \begin{array}{l} U_{op}=2; \\ \eta_1 \rightarrow \max, \\ |F_d| < |F'_k|, \\ v < v_{\max} \\ F_d > 0 \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{l} U_{op}=3; \\ \eta_1 \rightarrow \max, \\ |F_d| < |F'_k|, \\ v < v_{\max} \\ F_d < 0 \end{array} \right\}; & \left\{ \begin{array}{l} U_{op}=5; \\ \eta_1 \rightarrow \max, \\ F_d \rightarrow \min, \\ |F_d| < |F'_k|, \\ v < v_{\max} \\ F_d < 0 \end{array} \right\} \end{cases} \quad (1)$$

де η_1 – ККД ланки автономний інвертор напруги АТД – автономний інвертор напруги (АІН), U_{op} – режим роботи тягового приводу ЕРС, F_d – сила тяги або гальмування, яку створює ЕРС, F'_k – сила обмеження за зчепленням контакту колесо-рейка, v – швидкість рухомого складу, $v_{\max}$ – конструктивна швидкість руху. $U_{op}=4$ – режим вибігу – холостого ходу, тому він не розглядається при визначенні ефективності приводу.

У якості цільової функції для режиму розгону оберемо векторну функцію з наступними параметрами

$$F_{c1} = \begin{bmatrix} 1 - \eta_1 \rightarrow \min, \\ -F_d \rightarrow \min, \end{bmatrix} \quad (2)$$

Перший компонент обрано таким чином, що при його мінімізації приходить максимізація ККД тягового приводу.

Для режиму рекуперативного гальмування векторна цільова функція має вигляд:

$$F_{c5} = \begin{bmatrix} 1 - \eta_1 \rightarrow \min, \\ F_d \rightarrow \min, \end{bmatrix} \quad (3)$$

Для режиму підтримання заданої швидкості руху у якості цільової функції оберемо:

$$F_{c3} = F_{c4} = 1 - \eta_1 \rightarrow \min \quad (4)$$

Таким чином було обрано цільові функції для визначення оптимальних режимів роботи тягового приводу, які дозволяють визначити оптимальні режими тягового приводу при застосуванні різних режимів ШІМ.

У якості методу оптимізації прийнятий комбінований генетичного алгоритму: глобальний пошук здійснюється генетичним алгоритмом з одноточечним кросовером і селекцією за принципом рулетки. На завершальному етапі роботи оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера - Міда за методиками, що наведені [1,11-14].

На рис. 1 наведені оптимальні тягові характеристики перспективного вантажного електровозу розробленого на базі вантажного тепловозу 2ТЕ25А параметри тягового приводу якого наведені в табл.1 при русі з складам з 60 чотирьохвісними вагонами загальною масою 3600 тон в режимі підтримання середньої швидкості в 20км/год.

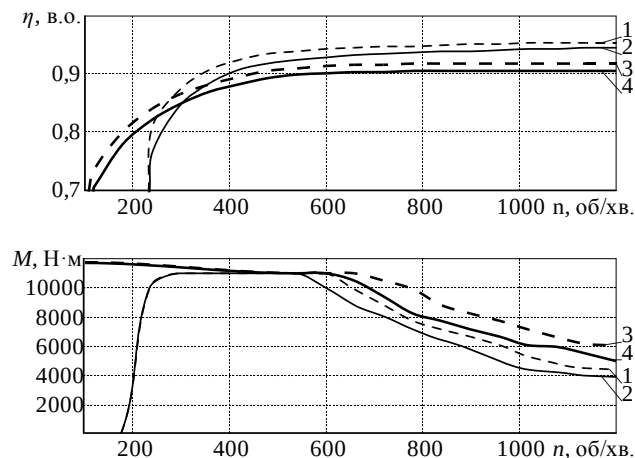


Рис.1 – Оптимальні залежності ККД та електромагнітного моменту тягового приводу тепловозу в режимі $U_{op}=2$. 1–

при застосуванні однократної ШІМ та при температурі двигуна 40 °С, 2– при застосуванні однократної ШІМ та при температурі двигуна 180 °С, 3– при застосуванні просторово-векторної ШІМ та при температурі двигуна 40 °С, 4– при застосуванні просторово-векторної ШІМ та при температурі двигуна 180 °С

У роботі [9,10] описане загальне формулювання оптимального управління в реальному часі таким чином. Програмно-орієнтована модель руху ЕРС

Розглянемо представлення рівняння руху потягу в програмно-орієнтованому виді, що дозволить її використати для визначення оптимальних законів

управління згідно з методом Гамільтона-Якобі-Белмана.

У цій роботі сили і опори розраховуються таким чином:

Таблиця 1 Основні технічні характеристики тягових приводів

Параметр	Значення
Назва базового рухомого складу	2TE25A
Потужність тягового двигуна у тривалому режимі	470
Номінальна частота обертання, об./хв.	990
ККД двигуна в номінальному режимі, %	0,96
Коефіцієнт потужності, д.о.	0,88
Кількість тягових двигунів приєднаних до одного перетворювача	3
Тип тягового двигуна	АД917
Тип напівпровідникового ключа	Infineon FZ1500R33 HE3

Сила прискорення F_A (для одного часового кроку)

$$F_A = m \frac{v(t) - v(t - tstep)}{tstep}, \quad (5)$$

де m – маса потягу, доданок

$$a = \frac{v(t) - v(t - tstep)}{tstep}, \quad (6)$$

де a – еквівалентне постійне прискорення, якому піддається потяг при різниці швидкостей $v(t) - v(t - tstep)$ за один часовий крок, обумовлене допущенням, що для кожного часового кроку прискорення постійне, а швидкість лінійно залежить від часу для кожного часового кроку.

Основний опір коченню F_{rr} (для одного часового кроку)

Оскільки швидкість лінійно залежить від часу для кожного переходу (часового кроку), опір коченню для кожного часового кроку може бути вчислений відповідно до середньої швидкості кроку, яка дорівнює:

$$v_{avg} = \frac{v(t) + v(t - tstep)}{2}. \quad (7)$$

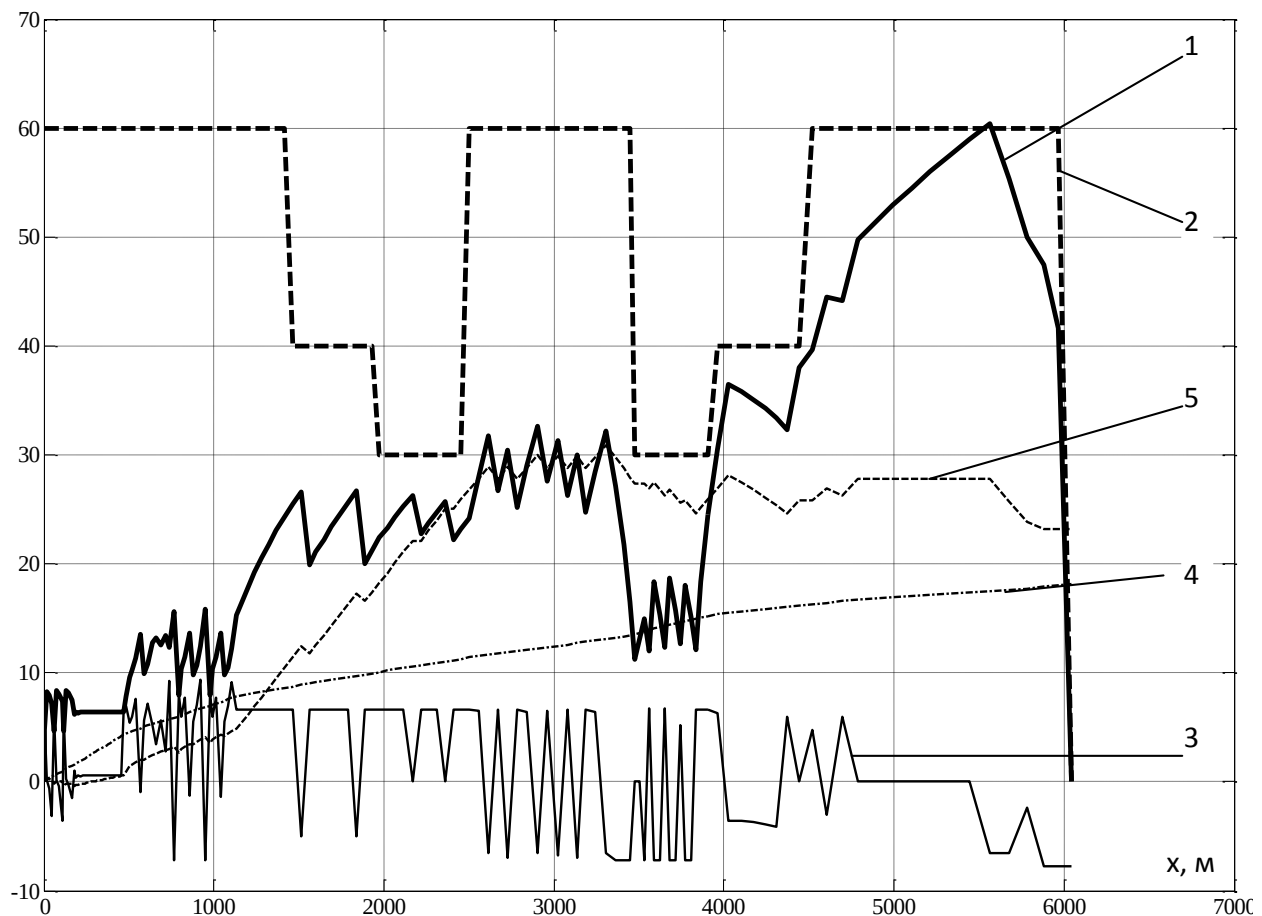


Рис. 2 – Результати вирішення тягової задачі при русі вантажного потягу. 1- швидкість руху (v), км/год; 2- обмеження швидкості, км/год; 3- сила тяги/100, ($F_{tr}/100$) кН; 4 – час руху (t), хв, 5 – витрати енергії/10 ($E/10$), кВт·год

Таким чином, основний опір руху для кожного часового кроку буде:

$$F_{rr} = a_{rr} + b v_{avg} + c v_{avg}^2, \quad (8)$$

де a_{rr}, b, c коефіцієнти які для потягу з електровозом, що розглядається, мають наступні значення 40701 Н, 1582 Н с/м, та 9,26 Н с²/м відповідно.

В результаті сила, потрібна для переміщення ЕРС на $tstep$

$$F_{tot} = (1 + \gamma)F_A + F_{rr} + F_s + F_{rk}. \quad (9)$$

де F_s, F_{rk} – сили опору від уклонів та кривих що визначаються наступними співвідношеннями:

$$F_{rs} = m g \frac{i}{1000}, \quad (10)$$

$$F_{rk} = \frac{c_{r0}}{R - c_{r1}} m, \quad (11)$$

де c_{r0}, c_{r1} – постійні відомі коефіцієнти, що визначаються за [15]; R – радіус кривої, i – ухил, g – прискорення вільного падіння.

Необхідна енергія для руху потягу на $tstep$ з урахуванням обмежень та допущення про те, що швидкість міняється лінійно з часом на основі [15] визначається:

$$E = \sum_{t=tstep}^T \frac{\text{sign}}{(\eta_1)^{\text{sign}}} \left((1 + \gamma)F_A + a_{rr} + b v_{avg} + c v_{avg}^2 + \frac{c_{r0}}{R - c_{r1}} \cdot m + mg \frac{i}{1000} \right) \times \frac{v(t) + v(t - tstep)}{2} \cdot tstep$$

$$\left| (1 + \gamma)F_A + a_{rr} + b v_{avg} + c v_{avg}^2 + \frac{c_{r0}}{R - c_{r1}} \cdot m + mg \frac{i}{1000} \right| \leq 9,81 k_s m \cdot 1000 \quad (12)$$

де $k_s = 0,28 + \frac{3}{50 + 20v_{avg}} - 0,0007v_{avg}$ – коефіцієнт зчеплення, v_{avg} – середня швидкість руху на кроку.

Для часового кроку переходу зі стану $n - 1$ до стану n , з рівняння рівноприскореного руху, пройдена відстань може бути отримана таким чином:

$$\Delta x_n = v_{n-1} \Delta t_n + \frac{1}{2} a_n \Delta t_n^2$$

$$\Delta x_n = v_{n-1} \cdot \Delta t_n + \frac{1}{2} \frac{v_n - v_{n-1}}{\Delta t_n} \Delta t_n^2 \Rightarrow$$

$$\Delta x_n = v_{n-1} \Delta t_n + \frac{1}{2} v_n \Delta t_n - \frac{1}{2} v_{n-1} \Delta t_n \Rightarrow \quad (13)$$

$$\Delta x_n = \frac{1}{2} (v_{n-1} + v_n) \Delta t_n \Rightarrow$$

$$x_n - x_{n-1} = \frac{1}{2} (v_{n-1} + v_n) \Delta t_n \Rightarrow$$

$$x_n = x_{n-1} + \frac{1}{2} (v_{n-1} + v_n) \Delta t_n$$

де x_n, v_n, a_n – положення потягу, його швидкість та прискорення на n кроці.

Для 1 часового кроку маємо

$$x_t = x_{t-tstep} + \frac{1}{2} (v_{t-tstep} + v_t) tstep, \quad (14)$$

де x_t – кінцеве положення потягу для одного $tstep$; $x_{t-tstep}$ – початкове положення потягу для одного $tstep$;

Виразення (14), дає кінцеве положення потягу для переходу, коли відомі початкове положення, початкова і кінцева швидкість, а також значення часового кроку.

Вирішення задачі оптимізації режимів руху проводилось для тестової ділянки колії розробленої для приміського руху в роботі [1] параметри якої наведені в табл.2. Результати вирішення тягової задачі при руху трамваю в оптимальному режимі наведені на рис. 2.

Таблиця 2 – Параметри тестової ділянки колії

Номер ділянки	Довжина ділянки, м	Ухил, ‰	Радіус кривій, м	Максимальна швидкість, км/год
1	500	0	0	60
2	500	10	0	60
3	500	10	4000	60
4	500	10	1200	40
5	500	10	600	30
6	500	0	0	60
7	500	0	0	60
8	500	-10	600	30
9	500	-10	1200	40
10	500	-10	4000	60
11	500	-10	0	60
12	500	0	0	60

При русі електровозу на ділянці колії було визначено наступне: Витрати енергії встановили 232,3 кВт·год, час руху встановив 1087 с, що відповідає середній швидкості руху 19,98 км/год при заданій середній швидкості 20 км/год. Сила тяги має пульсуючий характер який необхідне для підтримання заданої швидкості руху.

Висновки. Розроблено методику визначення оптимальних режимів руху вантажного електровозу з асинхронними тяговим двигунами для ділянки колії с заданим графіком руху на основі метода Гамільтона-Якобі-Беллмана. Визначення режимів роботи тягового

приводу запропоновано проводити заздалегідь на підставі вирішення задачі умовної оптимізації його режимів.

Для визначення оптимальних режимів роботи тягового приводу було обрано комбінований метод: глобальний пошук здійснюється генетичним алгоритмом з одноточечним кросовером і селекцією за принципом рулетки. На завершальному етапі роботи оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера - Міда.

Було проведено оптимізацію режимів роботи тягових приводів вантажного електровозу у всьому діапазоні частот обертання АТД. Встановлені залежності переходу тягового приводу з режиму просторово-векторної до однократної ШІМ в залежності від температури обмоток.

При русі вантажного електровозу на ділянці колії було визначено наступне: Витрати енергії встановили 232,3 кВт·год, час руху встановив 1087 с., що відповідає середній швидкості руху 19,98 км/год при заданій середній швидкості 20 км/год. Сила тяги має пульсуючий характер який необхідне для підтримання заданої швидкості руху.

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. Гетьман Г.К. Научные основы определения рационального мощностного ряда тяговых средств железнодорожного транспорта [Текст]: монография / Г.К. Гетьман. – Д.: Изд. Днепр. нац. ун-та ж/д трансп. им. акад. В. Лазаряна, 2008. – 444 с.
3. Моделювання та оптимізація руху багатомасових електричних транспортних засобів поверхнями зі складним рельєфом : монографія / О. Б. Мокін, Б. І. Мокін. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 192 с.
4. Дмитриенко В.Д. Моделирование и оптимизация процессов управления движением дизель-поездов / В.Д. Дмитриенко, А.Ю. Заковоротный. - Х.: Изд. центр "НТМТ", 2013. - 248 с.
5. Петренко О.М. Визначення ефективності електрорухомого складу. Основні положення та підходи/ О.М. Петренко, Б.Г. Любарський // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2015. № 6 – С.8-13
6. Todorov, Emanuel. "Optimal control theory." Bayesian brain: probabilistic approaches to neural coding (2006): 269-298.
7. Kappen, Hilbert J. "Optimal control theory and the linear bellman equation." Inference and Learning in Dynamic Models (2011): 363-387.
8. Kanemoto, Yoshitsugu (1980) Appendix IV: Optimal Control Theory. In: Kanemoto, Yoshitsugu. Theories of urban externalities. Vol. 6. North-Holland, p. 189.
9. Петренко О. М. Алгоритм синтезу експертної системи управління рухом електрорухомого складу на основі рішення рівняння Гамільтона-Якобі-Беллмана / О. М. Петренко, Б. Г. Любарський, М. Л. Глебова // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Математичне моделювання в техніці та технологіях – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 6 (1178). – С. 89-95.
10. Петренко О.М. Математична модель оптимального керування рухом електрорухомого складу на підставі вирішення рівнянь Гамільтона-Якобі-Беллмана/ О.М. Петренко, Б.Г. Любарський // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2016. № 2 – С.19-24
11. Петренко О.М. Методика оптимізації режимів роботи асинхронного тягового приводу рухомого складу/

О.М. Петренко, І.В. Доманський, Б.Г. Любарський // Механіка та машинобудування. – 2016. – №1. – С.59-67

12. Рябов Е. С. Анализ потерь в тяговом асинхронном двигателе при различных режимах питания/ Е.С. Рябов, А.Н. Петренко, Л.В. Оверьянова // Евразийский совет ученых – 2016. – №12(33). Ч2. – С.59-65
13. Любарський Б.Г. Оптимізація режимів роботи тягового асинхронного привода / Б.Г. Любарський // Електрика. Курск – 2014 – №6 – С5–10.
14. Северин В. П., Никулина Е. Н. Методы одномерного поиска. - Харьков. : НТУ ХПИ, 2013. – 124 с.
15. Panagiotis Gkortzas Study on optimal trainmovement for minimum energy consumption School of Innovation, Design and Engineering 82pp

References (transliterated)

1. Lyubarskiy B. G. Teoretichni osnovi dlya viboru ta otsinki perspektivnih sistem elektromekhanichnogo peretvorenniya energiyi elektroruhomogo skladu. [Disertatsiya na zdobuttya naukovoogo stupenya doktora tekhichnih nauk za spetsialnistyu 05.22.09. - «Elektrotransport»]. Natsionalniy tekhichniy universitet «Harkivskiy politekhichniy institut». Kharkov, - 2014. 368 p.
2. Getman G.K. Nauchnye osnovyi opredeleniya ratsionalnogo moschnostnogo ryada tyagovyih sredstv zheleznodorozhnogo transporta [monografiya]/ G.K. Getman. – D.: Izd. Dnepr. nats. un-ta zh/d transp. im. akad. V. Lazaryana, 2008. – 444 p.
3. Modelyuvannya ta optimizatsiya ruhu bagatomasovih elektrichnih transportnih zasobiv poverhnyami zi skladnim relEfom : monografiya / O. B. MokIn, B. I. MokIn. – Vinnitsya : VNTU, 2013. – 192 p.
4. Dmitrienko V.D. Modelirovanie i optimizatsiya protsessov upravleniya dvizheniem dizel-poezdov / V.D. Dmitrienko, A.Yu. Zakovorotnyiy. - Kharkov: Izd. tsentr "NTMT", 2013. - 248 p.
5. Petrenko O.M. Vznachennya effektivnostI elektroruhomogo skladu. Osnovni polozhennya ta pldhodi/ O.M. Petrenko, B.G. Lyubarskiy // InformatsIyno-keruyuchi sistemi na zallznichnomu transportI. – 2015. No 6 –P.8-13
6. Todorov, Emanuel. "Optimal control theory." Bayesian brain: probabilistic approaches to neural coding (2006): 269-298.
7. Kappen, Hilbert J. "Optimal control theory and the linear bellman equation." Inference and Learning in Dynamic Models (2011): 363-387.
8. Kanemoto, Yoshitsugu Appendix IV: Optimal Control Theory. In: Kanemoto, Yoshitsugu. Theories of urban externalities.2008.– Vol. 6. North-Holland, p. 189.
9. Petrenko O. M. Algoritm sintezu ekspertnoYi sistemi upravlinnya ruhom elektroruhomogo skladu na osnovI rishennya rlvnyannya GamIltona-Yakobi-Bellmana / O. M. Petrenko, B. G. Lyubarskiy, M. L. GLEbova // Visnik Nats. tehn. un-tu "HPI" : zb. nauk. pr. Temat. vip. : Matematichne modelyuvannya v tehnIstI ta tehnologiyah– Kharkov : NTU "HPI", 2016. – No 6 (1178). – P. 89-95.
10. Petrenko O.M. Matematichna model optimalnogo keruvannya ruhom elektroruhomogo skladu na pldstavl virishennya rlvnyan GamIltona-Yakobi-Bellmana/ O.M. Petrenko, B.G. Lyubarskiy // InformatsIyno-keruyuchi sistemi na zallznichnomu transportI. – 2016. No 2 –P.19-24
11. Petrenko O.M. Metodika optimizatsIYi rezhimIv roboti asinhronnogo tyagovogo privodu ruhomogo skladu/ O.M. Petrenko, I.V. Domanskiy, B.G. Lyubarskiy // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2016.– No 1. – pp.59-67
12. Ryabov E.S. Analiz poter v tyagovom asinhronnom dvigatele pri razlichnyih rezhimah pitaniya/ E.S. Ryabov, A.N. Petrenko, L.V. Overyanova // Evraziyskiy sovet uchenih– 2016.– No 12(33). – p.59-65
13. Lyubarskiy B.G. Optimizatsiya rezhimov raboty tyagovogo asinhronnogo privoda / B.G. Lyubarskiy // Elektriika. Kursk– 2014 – No 6 –pp.5–10.
14. Severin V. P., Nikulina E. N. Metodyi odnomernogo poiska. - Kharkov. : NTU HPI, 2013. – 124 p.
15. Panagiotis Gkortzas Study on optimal trainmovement for minimum energy consumption School of Innovation, Design and Engineering, 82 pp.

Надійшло (received) 03.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення оптимальних режимів руху електровозу з вантажним потягом, що обладнаний, асинхронними тяговими двигунами на ділянці колії з встановленим графіком руху та профілем / О. М. Петренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 129–134. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0066.

Определение оптимальных режимов движения электровоза с грузовым поездом, который оборудован, асинхронными тяговыми двигателями на участке пути с установленным графиком движения и профилем / А. Н. Петренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 129–134. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0066.

Determination of the optimal electric driving modes with a freight train, which is equipped with asynchronous traction motors in the section of the route with the established timetable and profile / O. M. Petrenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 129–134. – Bibliogr.: 15. – 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 Александр 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

Л. В. АВТОНОМОВА, Е. Д. ГРОЗЕНОК, Э. А. СИМСОН, А. В. СТЕПУК

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКИ ПОДШИПНИКОВОГО КОЛЬЦА

У роботі розглянуто технологічний процес виготовлення поковок підшипникового кільця з урахуванням технологічної спадковості. Приведено зв'язану математичну модель, яка описує процес індукційного нагріву і об'ємного штампування. Методом скінченних елементів чисельно вирішено зв'язані крайові задачі електромагнітного поля, теплопровідності і контактну задачу термов'язкопластичності. Знайдені розподіли полів температур і графіки зміни зусиль на штампі і пуансоні в процесі осаджування і формування показали необхідність урахування технологічної спадковості при визначенні раціональних параметрів технологічного процесу виготовлення кільця підшипника.

Ключові слова: кільце підшипника, температурне поле, індукційний нагрів, формування, осідання, термов'язкопластичність.

В работе рассмотрен технологический процесс изготовления поковок подшипникового кольца с учетом технологической наследственности. Приведена связанная математическая модель, которая описывает процесс индукционного нагрева и объемной штамповки. Методом конечных элементов численно решены связанные краевые задачи электромагнитного поля, теплопроводности и контактная задача термовязкопластичности. Найденные распределения полей температур и графики изменения усилий штампа и пуансона в процессе осадки и формовки показали необходимость учета технологической наследственности при определении рациональных параметров технологического процесса изготовления кольца подшипника.

Ключевые слова: кольцо подшипника, температурное поле, индукционный нагрев, формовка, осадка, термовязкопластичность.

The research approach and algorithms in technological process of manufacturing of a bearing ring forgings are studied in the paper considering the technological heredity. It is suggested the coupled mathematical model that describes the process of a cylindrical billet initial induction heating and its volumetric punching. The finite element method is used to numerically solve the coupled boundary value problems for the electromagnetic field, the thermal transfer, and the thermos composite contact problems for two alternatives of the initial conditions of the electrical, thermal, and physical-mechanical nonlinear characteristics of the material depending on temperature. The distribution of the temperature field in the cylindrical billet under the cooling process are found before the stamping process starts and meets the requirements to be less than maximum temperature change within the cylindrical billet. The temperature distribution is determined as the initial condition for solving the heat conduction problem and considers the thermal contact in the interaction zones of the blank-stamp, blank-punch or blank-matrix, when modeling the technological operation of draft or molding respectively. The diagrams of die and punch forces that appear during the plastic deformation of the cylindrical workpiece for two variations of a cylindrical billet's initial heating under regular temperature field distribution and its nonuniform field caused by induction heating were defined and built. The analysis of the temperature and force field within the die and punch have proved the technological heredity in determining the rational parameters of the bearing ring's manufacturing process to be considered.

Keywords: ring of bearing, temperature field, induction heating, moulding, sinking, thermo-viscoplasticity.

Введение и анализ последних исследований.

При эксплуатации железнодорожного транспорта для перевозок пассажиров и грузов особое внимание уделяется вопросам обеспечения безопасности и экономичности за счет сокращения расходов на профилактическое техническое обслуживание и ремонт основных его высоконагруженных узлов, одним из которых является подшипниковый узел. Ресурс и долговечность подшипникового узла определяется разрушением основных несущих поверхностей подшипника, как правило, это выкрашивание дорожек качения или износ торцевых поверхностей колец подшипника. Одной из причин, приводящих к таким негативным явлениям и выходу из строя подшипникового узла, является некачественное изготовление его элементов – подшипниковых колец: использование низкокачественных конструкционных материалов и нарушение технологии изготовления. В условиях эксплуатации при интенсивном циклическом нагружении в подшипниковом кольце может возникнуть усталостное разрушение. Следовательно, повышение долговечности его необходимо осуществлять уже на стадии изготовления за счет выбора оптимальных параметров на каждом этапе технологического процесса, что позволит повысить надежность всего железнодорожного подшипникового узла [1]. К основным технологическим операциям формообразования подшипникового кольца относятся предварительный индукционный нагрев, объемная штамповка и

раскатка. Исследованиям каждой технологической операции при изготовлении подшипникового кольца посвящено большое количество работ [2-7], в которых представлены как экспериментальные, так и численно-аналитические модели анализа термовязкопластического состояния при формообразовании из цилиндрической заготовки. Для получения качественной поковки подшипникового кольца объемной штамповкой необходимо обеспечить нагрев заготовки до температуры $T=1150\text{C}^0$. В работах [2-3] рассматриваются задачи оптимального управления предварительным процессом индукционного нагрева заготовки, а также дана аналитическая оценка и проведен численный расчет температурного поля заготовки, полученный решением краевых задач электромагнитного поля и теплопроводности. Формообразование кольца (соответственно, дорожки качения) из цилиндрической заготовки происходит при помощи технологической операции объемной штамповки, которая включает в себя этапы осадки, формовки и вырубки. Исследованиями влияния различных технологических параметров (вид смазки, форма пуансона и т.д.) на качество поковки и моделированию процесса горячей раскатки посвящен ряд работ [5-7].

Целью данного исследования является математическое моделирование технологического процесса изготовления подшипникового кольца (индукционного нагрева и объемной штамповки) с учетом передачи технологической наследственности

© Л. В. Автономова, Е. Д. Грозенок, Э. А. Симсон, А. В. Степук, 2017

(технологического состояния) по всей цепочке технологических операций.

Постановка задачи. В соответствии с технологическими требованиями, в процессе индукционного нагрева в цилиндрической заготовке должно создаваться температурное поле с перепадом температуры не более 50°C , которое не должно приводить к перегреву заготовки. Для обеспечения рекомендуемых физико-химических свойств и пластичности металла необходимо на стадии проектирования проводить анализ электромагнитного и температурного полей в заготовке. Для определения оптимальных параметров технологического процесса нагрева необходимо решать связанные краевые задачи электромагнитного поля и теплопроводности. Математическая модель [4] включает уравнения электромагнитного поля Максвелла и нестационарное уравнение теплопроводности Фурье с соответствующими граничными и начальными условиями с учетом зависимости термоэлектрических характеристик от температуры:

$$\text{rot}H = \sigma E + \varepsilon \frac{\partial E}{\partial t} \quad (1)$$

$$\text{rot}E = -\frac{\partial B}{\partial t} = -\mu(T) \frac{\partial H}{\partial t} \quad (2)$$

$$J = \sigma(T)E + \frac{\partial D}{\partial t} \quad (3)$$

где H - напряженность магнитного поля; E - напряженность электрического поля; B - магнитная индукция; J - плотность тока; D - электрическая индукция; $\sigma(T)$ - электрическая проводимость и $\mu(T)$ - магнитная проницаемость, нелинейно зависящие от температуры T .

Нелинейное уравнение теплопроводности имеет вид:

$$\rho C(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda(T) \text{grad}T) + Q(t) + p(t) + q_v(t) \quad (4)$$

$$p(t) = \sigma(T)E^2(t) = \frac{1}{\sigma(T)} J^2(t) \quad (5)$$

$$Q(t) = \rho L \frac{\partial \Psi}{\partial t} \quad (6)$$

где ρ - плотность; $C(T)$ - теплоемкость и $\lambda(T)$ - коэффициент теплопроводности металла, зависящие от температуры T ; $q_v(t)$ - скорость тепловыделения объемных источников тепла, $p(t)$ - плотность источников тепла электромагнитного поля, $Q(t)$ - плотность источников тепла при превращении структуры перлита в структуру аустенита, L - объемная плотность источника тепла, Ψ - доля превращенного аустенита. Граничные условия на поверхности заготовки - конвективная и лучистая теплоотдача:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\text{нов}} = \alpha_k (T_{\text{нов}} - T_{\text{cp}}) + \sigma_e (T_{\text{нов}}^4 - T_{\text{cp}}^4) \quad (7)$$

где α_k - коэффициент теплоотдачи конвекцией; σ_e - коэффициент теплоотдачи излучением; $T_{\text{нов}}$, T_{cp} - температуры поверхности и окружающей среды.

Для анализа технологического процесса объемной штамповки подшипникового кольца необходимо решать связанную нелинейную термовязкопластическую контактную задачу с учетом больших деформаций и скоростей деформаций. Математическая модель, рассмотренная авторами в работе [7], включает систему уравнений закона сохранения массы, энергии и момента количества движения в виде:

$$\dot{\rho} = -\rho \frac{\partial v_i}{\partial x_i},$$

$$\rho \dot{e} = \sigma_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \rho r - \frac{\partial q_i}{\partial x_i}, \quad (8)$$

$$\rho \dot{f}_i^B = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i^B,$$

где ρ , $\dot{\rho}$ - плотность и скорость изменения плотности, v_i , $\dot{v}_i$ - скорости и ускорения материальной точки, $e = e(\rho, T)$ - удельная внутренняя энергия, σ_{ij} - компоненты тензора напряжений, r - внутренние распределенные источники тепла, q_i - компоненты вектора теплового потока, f_i^B - компоненты вектора объемных сил, T - температура.

Физические уравнения:

$$\sigma_{ij}^T = C_{ijkl} D_{kl}, \quad (9)$$

$$\sigma_{ij}^T = \dot{\sigma}_{ij} + \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \sigma_{ij} - \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \sigma_{jk} - \frac{\partial v_j}{\partial x_k} \sigma_{ik}, \quad (10)$$

$$D_{kl} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_k}{\partial x_l} + \frac{\partial v_l}{\partial x_k} \right) \quad (11)$$

где $\dot{\sigma}_{ij}$ - тензор скоростей напряжений, C_{ijkl} - тензор физической связи напряжения-деформации, D_{kl} - тензор скоростей деформаций при больших пластических деформациях, который включает пластическую и температурную составляющие:

$$D_{ij} = D_{ij}^p + D_{ij}^T, \quad (12)$$

Пластическое деформирование материала подчиняется ассоциированному закону теории течения в скоростной форме:

$$D_{ij}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (13)$$

где $\dot{\lambda}$ - параметр пластичности, F - пластический потенциал, который можно задать в виде соотношения:

$$F(\sigma_{ij}, \sigma_y) = f(\sigma_{ij}) - \sigma_y, \quad (14)$$

где σ_y - функциональная зависимость для текущего предела текучести, $f(\sigma_{ij})$ - функция пластичности. При высокоскоростном и высокотемпературном деформировании необходимо учитывать зависимость физико-механических свойств материала от уровня температур и скоростей деформаций. Определяющие соотношения представлены в виде:

$$\sigma_y = \sigma_y(\bar{\varepsilon}_p, \dot{\bar{\varepsilon}}_p, T), \quad (15)$$

где $\bar{\varepsilon}_p$ - эквивалентная (эффективная) пластическая деформация, $\dot{\bar{\varepsilon}}_p$ - скорость эквивалентной пластической деформации, T - температура.

Контактная задача решается с учетом проскальзывания, т.е.

$$\begin{aligned} |\tau_t| &\leq \mu_s |p_n| \\ f_{cn}^I &= H^I f_{cn}^K, \quad f_{cn}^J = H^J f_{cn}^K \end{aligned} \quad (16)$$

где $p_n = \sigma_n = f_{cn}$ и $\tau_t = f_{ct}$ - контактное давление и касательное усилие в точке контакта, μ_s - коэффициент трения.

Для определения термовязкопластического состояния заготовки при технологической операции объемной штамповки необходимо параллельно решать задачу нестационарной теплопроводности (4) - (7) с соответствующими граничными условиями конвективного теплообмена на свободных поверхностях матрицы и учетом контактного теплообмена в зонах контакта заготовка-матрица и пуансон-заготовка. Найденное распределение поля температур в заготовке при решении предыдущей краевой задачи (1) - (7) для индукционного нагрева является начальным состоянием для задачи термовязкопластичности. Решение рассмотренных нелинейных контактных задач можно получить итерационным методом Ньютона-Рафсона.

Численная реализация. В работе методом конечных элементов численно решались связанные нестационарные задачи электромагнитного поля, теплопроводности и термовязкопластичности. Для операций осадки и формовки решались две задачи контактного взаимодействия пуансона с предварительно нагретой цилиндрической заготовкой. В первом варианте начальное поле температур задавалось постоянным по всему объему заготовки ($T = 1140^\circ\text{C}$), которое отвечало установленным требованиям технологического процесса штамповки. Во втором варианте при

решении задачи начальным условием задавалось неравномерное температурное поле с максимальной температурой $T_{\max} = 1140^\circ\text{C}$ и перепадом температуры $T_{\max} - T_{\min} = 50^\circ\text{C}$, которое было получено при решении задачи индукционного нагрева авторами в работе [4] для реальных условий нагрева. Конечно-элементная модель цилиндрической заготовки ($R_z = 50\text{мм}$, $h_z = 190\text{мм}$) включала 10573 элементов и 11024 узла. Материал заготовки Сталь ШХ15. Скорость движения пуансона $V_{\Pi} = 100\text{ мм/с}$. Коэффициент трения с учетом смазки на контактных поверхностях равен $\mu = 0,3$.

На рис.1 представлено распределение поля температур в цилиндрической заготовке подшипникового кольца: первый вариант рис.1, а - равномерное распределение температуры $T = 1140^\circ\text{C}$ в заготовке; второй вариант рис.1, б - неравномерное распределение температуры по объему заготовки после индукционного нагрева.

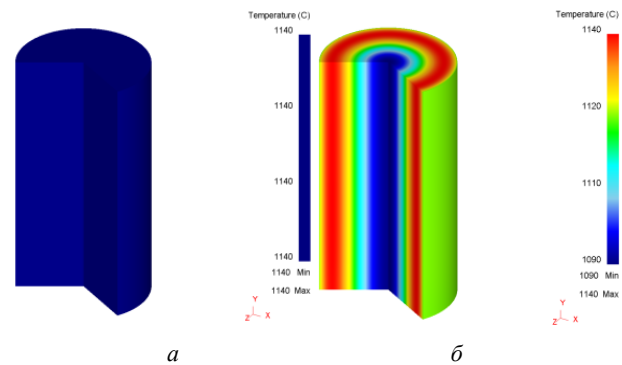


Рис. 1 – Распределение температурного поля в заготовке: а - постоянное, б - после индукционного нагрева

На рис.2 представлено распределение поля температуры в поковке подшипникового кольца после операции осадки при объемной штамповке: первый вариант рис.2, а - предварительный нагрев заготовки с равномерным распределением температуры $T = 1140^\circ\text{C}$; второй вариант рис. 2, б - неравномерный предварительный нагрев заготовки.

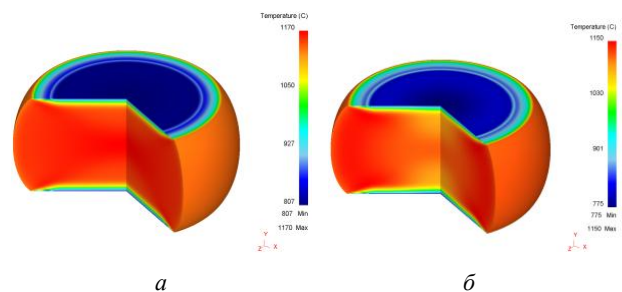


Рис.2 – Распределение температурного поля в поковке после осадки: а - предварительное постоянное распределение температуры, б - предварительное неравномерное распределение температуры

Сравнение решений двух вариантов краевой задачи теплопроводности для осадки показало, что учет предварительного неравномерного нагрева

приводит к снижению температуры в объеме поковки. Это соответствует реальным условиям и свидетельствует о связанности технологических процессов индукционного нагрева и осадки заготовки подшипникового кольца за счет передачи технологической наследственности (температуры). Решение связанной контактной задачи термовязкопластичности позволило определить усилие на штампе в процессе осадки для рассматриваемых двух вариантов. На рис.3 приведены графики изменения усилия: нижняя кривая – при постоянном предварительном нагреве заготовки до температуры $T_{\max} = 1140^{\circ}\text{C}$ (вариант *а*), верхняя кривая – при предварительном неравномерном нагреве заготовки (вариант *б*).

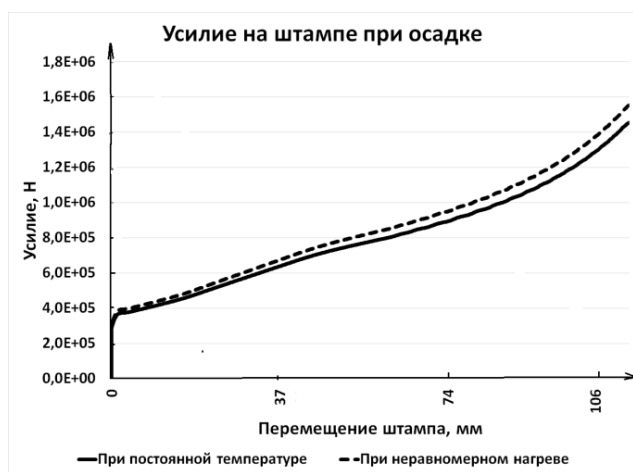


Рис.3 –Изменение усилия штампа в процессе осадки

Далее для определения усилия, прикладываемого к пуансону при проведении следующей технологической операции формовки поковки подшипникового кольца, также решалась краевая контактная задача термовязкопластичности с начальными условиями. Для краевой задачи теплопроводности начальное распределение поля температур было получено при решении задачи моделирования процесса осадки. На свободной поверхности матрицы задавались условия конвективного теплообмена, на контактных поверхностях пуансон-поковка и поковка - матрица выполнялись условия теплового контакта. Найденное распределение напряжений и деформаций в поковке для двух вариантов задач моделирования процесса осадки было использовано как начальное состояние при решении задачи формообразования поковки кольца подшипника операцией формовки. На рис.4 представлены графики изменения усилий на пуансоне для двух соответствующих вариантов начальных состояний для решения задачи термовязкопластичности при моделировании операции формовки. Нижняя кривая соответствует варианту *а*, верхняя кривая соответствует варианту *б*, соответственно вариантам рассмотренных задач для осадки.

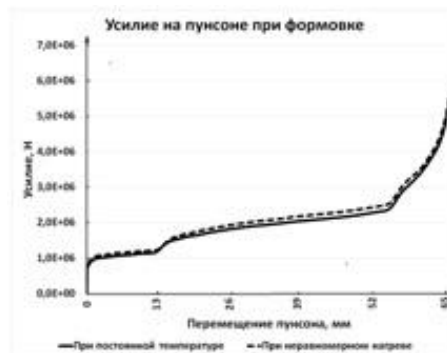


Рис.4 –Изменение усилия штампа в процессе формовки

Анализ графиков изменения усилий на штампе и пуансоне, полученных при моделировании процессов технологических операций осадки и формовки, показал, что учет характера начального предварительного нагрева заготовки влияет на решения термовязкопластичной задачи. Значения усилий, которые соответствуют варианту *б* (неравномерность предварительного нагрева заготовки), превышают значения усилий, полученные при равномерном начальном нагреве заготовки кольца подшипника, в среднем на 7%.

Выводы. В работе представлен подход и математическая модель, которая описывает термонапряженное состояние и процесс формообразования поковки подшипникового кольца, которое вызвано индукционным нагревом и последующим пластическим деформированием при технологических операциях осадки и формовки. Для определения полей распределения температуры и параметров напряженного-деформированного состояния заготовки были решены связанные краевые задачи электромагнитного поля, теплопроводности и термовязкопластичности. Анализ изменения температурных полей и изменения значений усилий на штампе и пуансоне при осадке и формовке показал необходимость учета технологической наследственности в виде температурного поля и предварительного напряженно-деформированного состояния при моделировании технологических операций изготовления повок подшипникового кольца. Это позволит получить рациональные параметры технологического процесса изготовления подшипникового кольца повышенной долговечности на этапе проектирования.

Список литературы

1. SKF/ Повреждения подшипников качения и их причины. Авторское право SKF AB, 2002, Санкт-Петербург .
2. Данилушкин А. И. Математическая модель индукционного нагрева цилиндрических заготовок перед раскаткой / А. И. Данилушкин, С. В. Князев, С. И. Семенов // Вестник ВГТУ. 2012. №10-1 С. 101-103.
3. Плещивцева Ю. Э. Оптимальное по быстродействию и энергопотреблению управление периодическим процессом индукционного нагрева металла / Ю. Э. Плещивцева, А. В. Попов, А. И. Дьяконов. // Альманах современной науки и образования. 2013. №2 (69) С.135-142.
4. Грозенок Е. Д. Численное моделирование температурного поля заготовок при индукционном нагреве для изготовления

- подшипниковых колец / Е.Д. Грозенко, Э.А. Симсон, А.В. Степук, С.Ю. Шергин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х. : НТУ «ХПІ», – 2016. – № 26 (1198). – С. 50-53.
5. Унксев Е. П. Теорияковки и штамповки / Е. П. Унксев, У. Джонсон, В. Л. Колмогоров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1992. – 720с.
6. Володин И.М. Моделирование процессов горячей объемной штамповки Текст: Монография / И.М. Володин. – М.: Машиностроение - 1. - 2006. 253 с.
7. Банных О. А. Штамповка поковок с направленным волокнистым строением / О. А. Банных, О. А. Белокуров // Вестник машиностроения. – 2000 – №10. – С. 33-37.
8. Автономова Л.В. Моделирование процесса горячей раскатки колец подшипника / Л.В. Автономова, Е.Д. Грозенко, Э.А. Симсон // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2015. – № 4 (1113). – С. 158-161.
3. Pleshivtseva Yu. E., Popov A. V., Dyakonov A. I. Optimalnoe po byistrodeystviyu i energopotrebleniyu upravlenie periodicheskim protsessom induktsionnogo nagreva metalla [Optimal speed and power consumption control of the periodic induction heating processes in metal]. *Almanah sovremennoy nauki i obrazovaniya*, 2013, no 2 (69), pp.135-142.
4. Grozenok E. D., Simson E. A., Stepuk A. V., Shergin S. Yu. Chislennoe modelirovanie temperaturnogo polya zagotovok pri induktsionnom nagreve dlya izgotovleniya podshipnikoviyh kolets [Numerical modeling of the temperature field in billets during induction heating for bearing rings manufacturing]. *Vіsник NTU «HPІ». Seriya: Dinamika i mitsnist mashin*. Kharkov, NTU «HPІ», 2016, no 26 (1198), pp. 50-53.
5. Unksov E. P., Dzhonson U., Kolmogorov V. L. i dr. *Teoriya kovki i shtampovki* [Theory of forging and stamping]. Moscow, Mashinostroenie, 1992. 720 p.
6. Volodin I.M. *Modelirovanie processov gorjachej ob#emnoj shtampovki* [Modeling of hot bulk forging processes]. Tekst: Monografiya / I.M. Volodin. – Moscow: Mashinostroenie - 1. - 2006. 253 p. Slobodyuk A. P.
7. Banniy O. A., Belokurov O. A. Shtampovka pokovok s napravlenym voloknistym stroeniem [Forging with rapt fibrous structure]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2000, no 10. 33 p.
8. Avtonomova L.V., Grozenok E. D., Simson E. A. *Modelirovanie protsessa goryachej raskatki kolec podshipnika* [Modeling the process of the bearing rings hot rolling]. *Vіsник NTU «HPІ». Seriya: Dinamika i mitsnist mashin*. Kharkov, NTU «HPІ», 2015, no 4 (1113), pp. 158-161.

Поступила (received) 07.04.2017

References (transliterated)

1. Povrezhdeniya podshipnikov kacheniya i ih prichiny [Damages to rolling bearings and their causes]. Avtorskoe pravo SKF AB, 2002, Sankt-Peterburg.
2. Danilushkin A. I., Knyazev S. V., Semenov S. I. Matematicheskaya model induktsionnogo nagreva tsilindricheskikh zagotovok pered raskatkoj [Mathematical model of induction heating of cylindrical billets before rolling]. *Vestnik VGTU*, 2012, no10-1, pp. 101-103.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Моделювання процесу об'ємної штамповки підшипникового кільця/ Л.В. Автономова, Є.Д. Грозенко, Е. А. Сімсон, О.В. Степук// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14(1236). – С. 135-139. – Бібліогр. 8 назв. – ISSN 2079-0066.

Моделирование процесса объемной штамповки подшипникового кольца/ Л.В. Автономова, Е.Д. Грозенко, Э. А. Симсон, А. В. Степук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С.135-139. – Бібліогр: 8 назв. – ISSN 2079-0066.

Modeling the process of the bearing ring bulk stamping/ L.V. Avtonomova, E. D. Grozenok, E. A. Simson. A.V.Srepuk// Bulletin of NTU "KhPI". Series: . – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No 14 (1236). – P. 135-139. – Bibliogr: 8. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Автономова Людмила Володимирівна – кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник НТУ «ХПІ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Автономова Людмила Владимировна – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Avtonomova Ludmila - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), leading researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Грозенко Евгений Денисович – аспирант кафедри опору матеріалів НТУ «ХПІ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: ev.grozenok@gmail.com

Грозенко Евгений Денисович – аспирант кафедры сопротивления материалов НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: ev.grozenok@gmail.com

Grozenok Ievgen - postgraduate student of strength of materials chair, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78, e-mail: ev.grozenok@gmail.com

Сімсон Едуард Альфредович – доктор технічних наук, професор кафедри опору матеріалів НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: simson@upesc.ua.

Симсон Эдуард Альфредович – доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: simson@upesc.ua.

Simson Eduard – Doctor of Sciences (High Ph. D.) Strength of materials' Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78; e-mail: simson@upesc.ua.

Степук Олександр Володимирович – кандидат фізико-математичних наук, старший науковий співробітник НТУ «ХПІ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: : abtop@yahoo.com

Степук Александр Владимирович – кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: : abtop@yahoo.com

Stepuk Alexander- Candidate of Physics -Mathematical Sciences (Ph. D.), sr. researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78, e-mail: abtop@yahoo.com

УДК 539.3

Ю. Б. ГУСЕВ, Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, А. Ю. ТАНЧЕНКО, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. В. НАБОВ, М. А. БОНДАРЕНКО, А. М. ГОЛОВИН, В. В. ШЕМАНСКАЯ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

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.

Ключові слова: спеціалізований програмно-модельний комплекс, важконавантажена великогабаритна машина, металлоконструкція, силовий елемент, зношування, ресурс, напружено-деформований стан, система, аналіз, синтез, параметр, модель, метод скінченних елементів, критерій.

В работе получили дальнейшее развитие методы расчета тяжело нагруженных крупногабаритных машин (ТКМ) по критериям обеспечения заданной долговечности и нагрузочной способности путем разработки специализированного программно-модельного комплекса для моделирования напряженно-деформированного состояния с учетом деградации свойств силовых элементов машин с целью обоснования структуры и параметров машин, что в совокупности является новым решением актуальной и важной для производства и машиноведения научно-технической задачи.

Ключевые слова: специализированный программно-модельный комплекс, тяжело нагруженная крупногабаритная машина, металлоконструкция, силовой элемент, износ, ресурс, напряженно-деформированное состояние, система, анализ, синтез, параметр, модель, метод конечных элементов, критерий.

In this work the methods for analysis of heavy duty large machines for providing durability and load capacity are developed. To justify structure and parameters of machine the specialized complex of programs and models for stress-strain state modeling with properties degradation for force elements of machine was created. This is new solution of an actual and important scientific and technical task of mechanical production and engineering.

Keywords: specialized software-and-modeling complex, heavy-loaded large size machine, metal ware, load-bearing element, wear, resource, deflected mode, system, analysis, synthesis, parameter, model, finite-element method, criterion.

Введение. В машиностроении значительное место занимают тонкостенные машиностроительные конструкции. В ряде работ [1, 2] проведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов тонкостенных машиностроительных конструкций (ЭТСМК). Установлены закономерности распределения компонент НДС такого типа конструкций, а также тенденции их изменения при варьировании проектных параметров. Это является важным при проектировании инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций. Вместе с тем важным моментом является достоверность получаемых результатов. Этому направлению уделяется недостаточное внимание. В связи с этим экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) ЭТСМК являются актуальной задачей, которой и посвящена данная работа.

Цель работы – анализ результатов исследования степени износа и напряженно-деформированного состояния ЭТСМК на примере кранов-перегрузателей и сопоставление полученных данных с результатами численных исследований. При этом необходимо отметить, что устанавливаемые закономерности распространяемы на широкий класс ЭТСМК.

Методика и результаты исследований. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния проводилось для оценки точности, адекватности и достоверности созданного и описанного в работах [1–4] программно-модельного комплекса, результатов и рекомендаций,

полученных на его основе, на примере мостового перегружателя ПМГ-20. Исследования проводились в условиях реального производства на машине-прототипе – перегружателе производства фирмы TAKRAF, Германия.

По своим техническим характеристикам и конструктивному исполнению перегружатель фирмы TAKRAF идентичен спроектируемому в свое время в ПАТ «Азовмаш» перегружателю грузоподъемностью 20 т (табл. 1).

Таблица 1 – Сравнительные технические характеристики перегружателей: прототип и проектируемый

Параметры	Перегружатель фирмы TAKRAF	Перегружатель ПАО «Азовмаш»
Конструктивное исполнение металлоконструкции	коробчатое со шпренгельной системой	коробчатое со шпренгельной системой
Пролет, м	60	60
Грузоподъемность, т (кН)	16 (160 кН)	20 (200 кН)
Режим работы	тяжелый	тяжелый
Грузозахватный орган	грейфер	грейфер

Были проведены 2 исследования перегружателя с 10-летним интервалом.

Исследование 1. Методика исследований. Целью испытаний являлась оценка технического состояния металлоконструкции перегружателя. Проверка состояния металлоконструкции перегружателя включала следующие этапы:

- определение степени поражения коррозией

© Ю. Б. Гусев, Р. И. Шейченко, Н. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовский, А. В. Набоков, М. А. Бондаренко, А. М. Головин, В. В. Шеманская, 2017

листов балок моста;

- определение напряжений в металлоконструкции моста от действия статических испытательных нагрузок;
- выявление методом акустической эмиссии активных дефектов в металлоконструкции перегружателя;
- обработка результатов исследований.

Обследованию подвергался находящийся в рабочем состоянии и эксплуатируемый перегружатель. Для проведения внешнего осмотра, характеризующего общее состояние металлоконструкции перегружателя, с целью систематизации осмотра и его адресности левая и правая балки моста были разбиты на пронумерованные отсеки (рис. 1). Внешний осмотр заключался в визуальном определении состояния металлоконструкции крана, выявлении трещин как в элементах металлоконструкции, так и в сварных соединениях, определение очагов коррозии и состояния защитного покрытия [5].

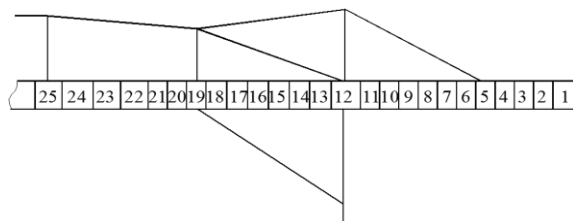


Рис. 1 – Расположение и номера отсеков главной балки (первая половина)

Определение степени поражения коррозией металлоконструкции моста. Измерение толщины листов проводилось толщиномером УТ-93П методом неразрушающего контроля. Толщиномер УТ-93П является ультразвуковым контактным толщиномером. Измерения толщины проводилось в левой и правой продольных балках моста на наиболее интенсивно эксплуатируемой его половине. Толщины листов замерялись в отсеках балок (см. рис. 1): правая – 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 13, 15, 17, 18, левая – 4, 7, 10, 14, 16, 17, 18.

Измерение напряжений от действия статических испытательных нагрузок. Измерение напряжений в элементах металлоконструкции моста от действия статических испытательных нагрузок проводилось в продольных балках (левой и правой). Напряженно-деформированное состояние продольных балок моста определялось методом электротензометрии [6]. В качестве первичных приборов для измерения использовались тензорезисторы типа КФ 5П1-10-100-Б-12. Регистрация измеряемых величин осуществлялась цифровым измерителем деформаций ИДЦ-1. Схема расположения тензорезисторов приведена на рис. 2. Тензорезисторы устанавливались на внутренних поверхностях продольных балок. Нагружение перегружателя осуществлялось грузом массой: $0,5 P_{\text{НОМ}} = 8 \text{ т}$; $1 P_{\text{НОМ}} = 16 \text{ т}$; $1,25 P_{\text{НОМ}} = 20 \text{ т}$. Положение тележки перегружателя и места приложения испытательных нагрузок в момент измерения напряжений приведены на рис. 3.

Исследования по выявлению активных (развивающихся) дефектов в продольных мостовых

балках перегружателя. Для выявления активных дефектов, развивающихся при нагружении перегружателя, использовался метод акустической эмиссии. Суть метода заключается в том, что движение и размножение дислокаций разрушения отдельных кристаллов сопровождается генерацией упругих импульсов [5]. Надежность метода обусловлена тем, что дефект, излучающий сигналы, амплитуда которых ниже уровня шумов, не сможет развиваться до критического размера [7, 8]. В настоящей работе использовался двухканальный прибор акустической эмиссии типа АФ-15, работающий совместно с цифropечатающим устройством.

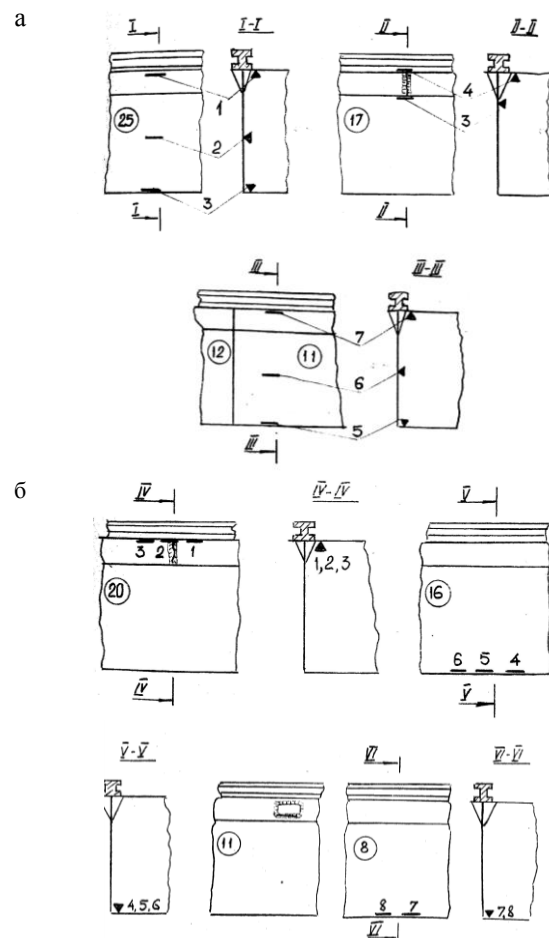


Рис. 2 – Схема расположения тензорезисторов и места выявленных визуальных трещин:
а – правая балка, б – левая балка

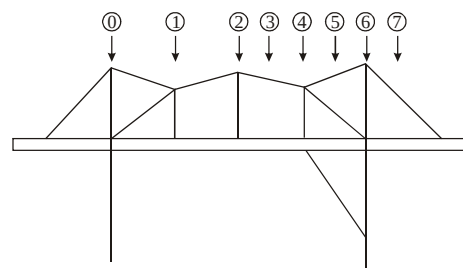


Рис. 3 – Положение тележки перегружателя и места приложения испытательных нагрузок

Прием сигналов излучающей трещины осуществлялся пьезодатчиками, которые к исследуемой поверхности закреплялись с помощью постоянного магнита или струбцин. Для обеспечения контакта пьезодатчика с поверхностью металла использовалась смазка ЦИАТИМ 201. Так как метод АЭ является интегральным, пьезодатчики могут быть удалены на несколько метров от активного дефекта. По разности времени прихода импульсов от 2-4 датчиков можно определить координату активного дефекта (например, развивающейся трещины) [7, 8]. Средства измерений, используемые при испытаниях, представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Средства измерений, используемые при испытаниях

№ п/п	Наименование, тип измерительного прибора
1	Измеритель деформации цифровой ИДЦ-1
2	Толщиномер
3	Тензорезисторы КФ-5П1-10-100-Б12
4	Прибор акустико-эмиссионный АФ-15
5	Цифропечатающее устройство ЦЦ68.000 К

Результаты исследований. Результаты измерения толщины листов верхнего, нижнего поясов и боковых стенок балок, а также степень их коррозионного поражения приведены в табл. 3, 4 и на рис. 4, 5. Согласно „Методическим указаниям...” [9] для кранов допускается коррозия (уменьшение

толщины несущих элементов) до 20%.

Наибольшему коррозионному воздействию подвержены листы верхнего пояса, боковые листы, под рельсом и несущие элементы коротких соединительных отсеков (10, 14) левой и правой продольных балок.

Максимальное уменьшение толщины несущих элементов наблюдается:

в правой балке:

отсек 4, 6, 7 верхний лист – 20%

отсек 8 верхний лист – 25%; нижний лист – 25 %

отсек 9 верхний лист – 27%

отсек 10 верхний лист – 36%; лист-вставка – 23,4%

в левой балке:

отсек 10 боковой лист - 20,9 %; лист-вставка – 20,9%

отсек 14 лист-вставка – 20,7%; под рельсом наружный – 30%

Результаты статических тензометрических испытаний. В процессе статических испытаний моста крана определялись величины напряжений: в сечениях I, II, III (правая балка) и в сечениях IV, V, VI (левая балка) (см. рис. 1, 2). В том числе выполнены измерения напряжений в устье трещин (отсек 17 - правая балка и отсек 20 – левая балка). Схема расположения тензорезисторов приведена на рис. 2. За нулевой отсчет при испытаниях балок приняты показания тензорезисторов при опущенном на землю ковше с ослабленными тросами. Результаты измерений напряжений приведены в табл. 5, 6 и рис. 6, 7.

Таблица 3 – Замеры толщин левой продольной балки

Элемент конструкции	Место замера	№	Толщина согласно чертежа, мм	Измеренная толщина в мм					Степень коррозион. поражения до, %
				1	2	3	4	5	
Отсек 4	<i>Нижний лист:</i> за св.швом к отсеку 3	1	10	8,5	8,6	8,8	8,9	9,0	15
	до св.шва от отсека 4	2	12	9,7	9,8	9,3	10,0	10,0	19,2
	<i>Боковой лист (п/рельсом)</i>	3	12	11,2	11,3	11,3	11,5	11,6	16,7
	<i>Верхний лист:</i> за св.швом к отсеку 3	4	10	9,3	9,7	9,6	10,0	10,0	7,0
	до св.шва от отсека 4	5	12	10,5	10,4	10,3	10,6	10,7	12,5
	<i>Нижний лист:</i>	6	10	8,7	8,8	8,9	9,0	9,4	13,0
Отсек 7	<i>Боковой лист (п/рельсом)</i>	7	12	10,5	10,6	10,8	11,0	11,4	12,5
	<i>Верхний лист:</i>	8	10	8,3	8,4	8,6	8,7	8,8	17,0
	<i>Нижний лист:</i> до св.шва от отсека 11*	9	10	8,2	8,2	8,4	8,6	9,0	18,0
Отсек 10	за св.швом к отсеку 9	10	10	9,0	9,1	9,5	9,6	9,8	10,0
	<i>Боковой лист (п/рельсом)</i> до шва от отсека 11	11	13	10,0	10,0	10,2	10,3	10,6	10,7
	за св.швом к отсеку 9	12	12	9,5	9,7	10,0	10,2	10,65	20,9
	<i>Лист-вставка:</i> п/рельсом	13	13	9,5	9,6	9,6	9,8	10,1	20,9
	наружный	14	8	7,1	7,2	7,3	7,5	7,6	11,3
	<i>Лист-вставка:</i> п/рельсом	15	12	9,5	9,8	9,8	10,0	10,5	20,7
Отсек 14	наружный**	16	8	5,6	5,6	5,6	5,9	6,0	30,0
	<i>Нижний лист:</i>	17	14	13,4	13,4	13,5	13,5	13,6	4,3
Отсек 16	<i>Боковой лист (п/рельсом)</i>	18	12	11,9	11,9	11,9	12,0	12,0	0,9
	<i>Нижний лист:</i>	19	14	13,0	13,0	13,1	13,1	13,2	7,2
	<i>Боковой лист (п/рельсом)</i>	20	12	10,8	10,9	11,8	11,9	11,9	10,0
Отсек 17	<i>Верхний лист:</i>	21	12	10,5	10,5	10,8	11,5	11,6	12,5
	<i>Нижний лист:</i>	22	14	13,1	13,2	13,2	13,3	13,4	6,5
	<i>Боковой лист (п/рельсом)</i>	23	12	10,8	10,9	11,8	11,9	11,9	10,0
	<i>Верхний лист:</i>	24	14	12,4	12,4	12,7	12,9	13,0	11,5

* - короткий соединительный, два вертикальных шва; ** - короткий соединительный

Таблица 4 – Замеры толщин правой продольной балки

Элемент Конструкции	Место замера	№	Толщина согласно чертежа, мм	Измеренная толщина в мм					Степень коррозион. поражения до, %
				1	2	3	4	5	
Отсек 4	Нижний лист:	1	12	9,9	10,3	10,6	10,9	11,0	17,5
	Боковой лист (п/рельсом)	2	12	9,8	9,9	10,4	10,5	11,2	18,4
	Верхний лист:	3	12	9,6	9,7	9,8	9,6	10,2	20,0
Отсек 5	Нижний лист:	4	12	10,1	10,2	10,2	10,4	10,6	15,9
	Боковой лист (п/рельсом)	5	12	10,2	10,2	10,6	10,7	10,7	15,0
Отсек 6	Нижний лист:	6	12	10,2	10,3	10,4	10,5	10,6	15,0
	Боковой лист (п/рельсом) верх	7	12	10,5	10,5	10,6	10,9	11,0	12,5
	низ	8	12	12,0	12,0	12,0	12,1	12,1	-
	Верхний лист:	9	12	9,6	9,6	9,7	9,8	10,0	20,0
	Нижний лист:	10	10	8,6	8,7	8,7	8,8	8,8	14,0
Отсек 7	Боковой лист	11	12	11,6	11,6	11,6	11,8	11,8	3,4
	Верхний лист:	12	10	8,0	8,0	8,1	8,1	8,4	20,0
	Нижний лист:	13	10	7,5	7,6	7,6	7,3	8,0	25,0
Отсек 8	Боковой лист (п/рельсом)	14	12	11,5	11,6	11,8	11,8	11,9	4,3
	Верхний лист: у рельса	15	10	8,4	8,4	8,4	8,5	8,8	16,0
	наружная сторона	16		7,5	7,5	7,6	7,6	7,7	25,0
	Нижний лист:	17	10	8,7	8,8	8,8	8,8	8,9	13,0
Отсек 9	Боковой лист	18	12	11,2	11,3	11,5	11,7	11,8	6,7
	Верхний лист:	19		7,3	7,4	7,5	7,5	7,7	27,0
	Нижний лист:	20	10	8,2	8,2	8,4	8,3	8,4	18,0
Отсек 10	Лист-вставка:	21	12	9,2	9,3	9,4	9,5	9,6	23,4
	Верхний лист: за св.швом к отсеку 9	22	10	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	36,0
	Нижний лист:	23	10	9,6	9,6	9,7	9,7	9,8	4,0
Отсек 11	Боковой лист верх	24		11,0	11,0	11,3	11,3	11,3	8,4
	низ	25		11,6	11,6	11,8	11,8	11,8	3,4
	Верхний лист: у рельса до св. шва	26	10	7,9	7,9	7,9	8,0	8,0	21,0
Отсек 11	по оси до св.шва	27	10	8,2	8,3	8,3	8,4	8,5	18,0
	у рельса за св.швом	28	14	11,3	11,3	11,4	11,4	11,5	19,3
	по оси за св.швом	29	14	11,6	11,6	11,7	11,8	12,0	17,9
	под опорой	30	14	11,5	11,6	11,6	11,7	11,8	-"
	Нижний лист:	31	12	11,1	11,3	11,4	11,5	11,5	7,5
Отсек 13	Боковой лист	32	12	10,8	10,9	10,7	11,3	11,4	10,9
	Верхний лист:	33	12	8,9	9,0	9,2	9,9	10,0	23,9
	Нижний лист:	34	12	10,8	10,6	10,8	11,6	11,6	11,7
Отсек 15	Боковой лист (п/рельсом)	35	12	11,0	12,1	12,2	12,6	12,6	9,3
	Верхний лист:	36	12	10,6	10,8	10,9	11,0	11,2	11,7
	Нижний лист:	37	14	12,7	12,8	12,9	13,0	13,2	9,3
Отсек 17	Боковой лист (п/рельсом)	38	12	11,5	11,6	11,9	12,0	12,2	4,2
	Верхний лист:	39	12	10,7	10,7	10,8	11,1	11,9	10,9
	Нижний лист:	40	14	12,7	12,8	12,9	13,0	13,2	9,3
Отсек 18	Боковой лист (п/рельсом)	41	12	11,6	11,7	11,8	11,8	12,0	3,4
	Верхний лист:	42	14	12,6	12,7	12,8	12,8	13,0	10,0

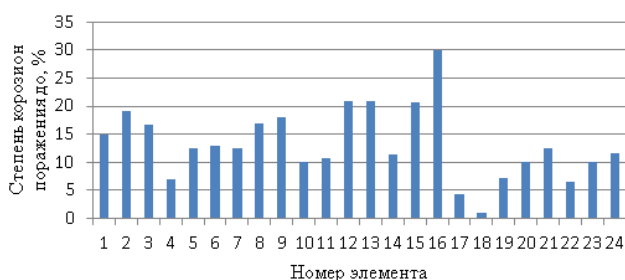


Рис. 4 – Степень коррозионного поражения левой продольной балки

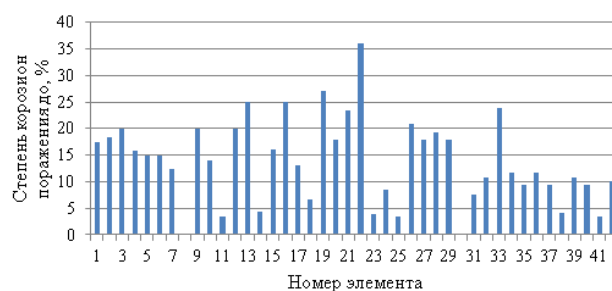


Рис. 5 – Степень коррозионного поражения правой продольной балки

Таблица 5 – Напряжения в элементах конструкции перегружателя от действия испытательных нагрузок в МПа, левая балка

Положение тележки крана	Приложенная нагрузка, т	Места расположения и номера тензорезисторов							
		Отсек 20		3		Отсек 16		Отсек 8	
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	8,0	+17,8	+27,7	+17,8	-9,90	-9,90	-9,90	+3,96	+3,96
	16,0	+33,7	+53,5	+37,6	-17,8	-17,8	-17,8	+5,94	+5,94
	испытат.	+55,4	+73,3	+57,4	-19,8	-23,8	-23,8	+5,94	+5,94
2	8,0	+13,9	+15,8	+11,9	-5,94	-3,96	-5,94	0	+1,98
	16,0	+29,8	+27,7	+19,8	-5,94	-5,94	-7,92	+1,98	+3,96
	испытат.	+43,6	+51,5	+39,6	-7,92	-9,98	-11,9	+3,96	+3,96
3	8,0	-23,8	-27,7	-23,8	+3,96	+7,92	+5,94	0	0
	16,0	-15,8	-21,8	-17,8	+7,92	+9,90	+7,92	+1,98	+1,98
	испытат.	-7,92	-9,90	-5,94	+5,94	+5,94	+5,94	-1,98	-1,98
4	8,0	-29,7	-47,5	-33,7	+21,8	+21,8	+19,8	-1,98	-3,96
	16,0	-39,6	-57,4	-47,5	+25,7	+25,7	+23,8	-1,98	-1,98
	испытат.	-43,6	-63,4	-51,5	+31,7	+33,7	+31,7	-5,94	-5,94
5	8,0	-9,90	-11,9	-9,90	+7,92	+7,92	+5,94	0	0
	16,0	-7,92	-9,90	-7,92	+9,90	+11,9	+9,90	+1,98	+1,98
	испытат.	+13,9	+13,9	+13,9	+5,94	+3,96	+3,96	0	0
7	8,0	+1,98	+1,98	+1,98	-1,98	-3,96	-3,96	0	-1,98
	16,0	+5,94	+7,92	+7,92	-3,96	-5,94	-5,94	0	0
	испытат.	+15,8	+19,8	+17,8	-7,92	-9,90	-9,90	+1,98	+1,98

Таблица 6 – Напряжения в элементах конструкции перегружателя от действия испытательных нагрузок в МПа, правая балка

Положение тележки крана	Приложенная нагрузка, т	Места расположения и номера тензорезисторов							
		Отсек 25		3	Отсек 17		Отсек 1		
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	8,0	-3,06	+3,96	+1,98	+19,8	+15,8	+7,92	+1,98	-7,92
	16,0	-5,94	+5,94	+3,96	+37,6	+31,7	+15,8	+3,96	-15,8
	испытат.	-9,90	+7,92	+5,94	+53,5	+47,5	+23,8	+3,96	-21,8
2	8,0	-9,90	+1,98	+21,8	+15,8	+7,93	+7,32	+3,96	-3,96
	16,0	-23,8	+1,98	+39,6	+29,7	+15,8	+13,9	+5,94	-7,92
	испытат.	-43,6	+1,98	+59,4	+43,6	+31,7	+21,8	+5,94	-15,8
3	8,0	-7,92	+5,94	+17,8	+3,96	+1,98	+3,96	+5,94	0
	16,0	-17,8	+7,92	+33,7	+7,92	+5,94	+5,94	+5,94	-3,96
	испытат.	-39,7	+7,92	+4,97	+11,9	+9,90	+9,90	+5,94	-7,92
4	8,0	+1,96	0	+3,96	-25,7	-13,9	-3,96	+5,94	+7,92
	16,0	-3,96	+1,98	+5,94	-49,7	-25,7	-9,90	+5,94	+13,9
	испытат.	-5,94	+1,98	+7,92	-75,2	-39,6	-13,9	+7,92	+21,8
5	8,0	+1,98	+3,96	0	-31,7	-13,9	-7,92	+5,94	+13,9
	16,0	+3,96	+5,94	0	-49,7	-19,8	-13,9	+5,94	+23,86
	испытат.	+5,94	+5,94	-1,98	-65,3	-33,7	-21,8	+5,94	+33,7
6	8,0	0	0	-1,98	-5,94	-5,94	-3,96	+3,96	+13,9
	16,0	0	0	-3,96	-7,92	-7,92	-7,92	+5,94	+19,8
	испытат.	+1,98	0	-3,96	-13,9	-13,9	-11,9	+5,94	+29,7
7	8,0	-1,93	-3,96	-3,96	+23,8	+7,92	-7,92	-1,98	+1,98
	16,0	-3,96	-5,94	-5,94	+35,6	+11,9	-9,90	-1,98	+5,94

Анализ результатов измерений показывает, что знак напряжения соответствует характеру нагружения (точке приложения нагрузки). Максимальные растягивающие напряжения 50,4 МПа зарегистрированы в нижнем поясе средней части моста (отсек №25, см. рис. 1, 2).

Уровень напряжений, измеренных в устье трещин сварного шва внутренних ламелей, составляет: в отсеке №17 правой балки - 53,5 МПа, в отсеке №20 левой балки - 73,3 МПа. В сечении III-III (см. рис. 5.2) правой балки напряжения изменяются от 23,9 до -21,8 в нижнем поясе. В верхнем поясе эта величина составит соответственно от -21,8 до 33,7 МПа в зависимости от величины и характера нагрузки. Напряжения,

измеренные в сечении V-V в нижнем поясе, изменяются от -23,8 до 33,7 МПа. В сечении VI-VI напряжения не превысили 5,94 МПа.

Результат исследований по выявлению активных (развивающихся) дефектов. Для обследования жестких опор крана в отсеках №12 левой и правой балок устанавливались по одному датчику АЭ с рабочей частотой 0,2-2,0 МГц.

Рабочий диапазон усилительного тракта прибора находился между 0,2 ÷ 0,5 МГц. Настройка прибора обеспечивала необходимую чувствительность (датчики уверенно регистрировали сигналы контрольного излучателя, расположенного в 6 м от приемного датчика) и позволяла отключить шумы производственного характера.

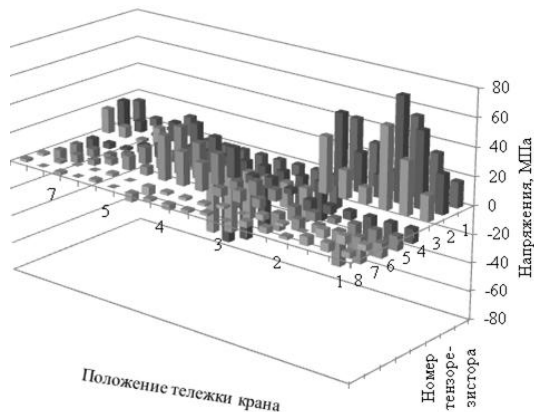


Рис. 6 – Напряжения в элементах конструкции левой балки

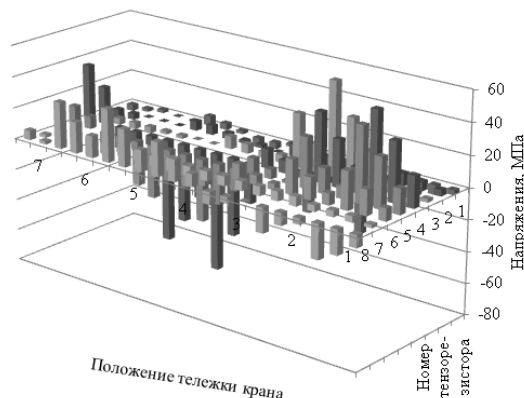


Рис. 7 – Напряжения в элементах конструкции правой балки

Статическое нагружение крана путем подъема груза от 8 до 20 тонн не выявило развивающихся трещин в жесткой опоре. Не зарегистрировано развитие трещин в жесткой опоре при работе крана по перегрузке угля.

Исследование выявленных визуально трещин в отсеках №17 правой балки и №11, №20 левой балки при статическом нагружении (подъем груза до 20 тонн) не подтвердило развитие упомянутых трещин.

Следует заметить, что при динамическом нагружении (работа крана по перегрузке угля, перемещении контрольного груза) зарегистрированы отдельные акты развития перечисленных трещин. При динамическом нагружении выявлены активные дефекты за ламелью в отсеке № 7 (правая балка) и в отсеках № 7, 8, 2 (левая балка).

Исследование II. Методика исследований. Целью настоящих исследований являлась оценка технического состояния элементов металлоконструкции крана.

Измерение толщины стенки металла несущих элементов металлоконструкции крана проводилось методом ультразвукового контроля с использованием толщиномера типа УТ-31, погрешность измерения $\pm 0,1$ мм. Схема контроля элементов металлоконструкции перегружателя представлена на рис. 8.

Контроль металлоконструкций крана методом акустической эмиссии (АЭ). Метод акустической эмиссии обеспечивает выявление развивающихся

дефектов посредством регистрации и анализа акустических волн, возникающих в процессе пластической деформации и роста трещин в контролируемом объекте. Метод АЭ является интегральным, обеспечивающий контроль всей зоны контроля с использованием нескольких преобразователей акустической эмиссии, установленных на поверхности металлоконструкции. АЭ-контроль позволяет выявить наличие и определить координаты источников развивающихся дефектов.

Выявленные и идентифицированные источники АЭ разделяются на пассивные источники; малоактивные источники; активные источники; критически активные источники. Пассивные и малоактивные источники требуют регистрации, анализа и последующего контроля за их развитием. Активные источники требуют регистрации, контроля в процессе выполнения испытаний и последующего ремонта.

Критически активные источники АЭ-сигнала требуют немедленного уменьшения нагрузки до «0», либо величины, при которой класс источника акустической эмиссии снизится до уровня малоактивных или активных. После сброса нагрузки требуется немедленный ремонт дефектного узла.

Для АЭ-контроля металлоконструкции крана использовался дефектоскопический акустико-эмиссионный комплекс. АЭ-контролю подвергались балки моста крана, нагруженные статической испытательной нагрузкой, равной максимальной грузоподъемности $Q = 16,0$ тс, с последующей выдержке под этой нагрузкой.

Расположение пьезопреобразователей акустической эмиссии на металлоконструкции моста крана-перегрузателя приведено на рис. 8. Пьезопреобразователи акустической эмиссии располагались:

- в районе жесткой опоры между отсеками 9...15;
- в центре пролета моста между отсеками 23...28;
- в районе гибкой опоры между отсеками 36...42.

Для определения фактического уровня напряжений в наиболее подверженных коррозии местах металлоконструкции перегружателя использован прибор структуроскоп КРМ-ЦК-2М.

Вышеуказанный прибор определяет значение основного магнитного параметра материала – коэрцитивную силу „H_c” (А/см). При обследовании металлоконструкции перегружателя были выбраны точки, указанные на рис. 8.

Результаты исследования. Значения коэрцитивной силы и соответствующие этим значениям величины напряжений указаны в табл. 7 и на рис. 9–11. Перевод осуществлен на базе статически обработанных нормограмм зависимости „H_c” от действующих напряжений при статическом растяжении плоских образцов из конструкционной стали ВСтЗсп, которая является аналогом немецкой стали MSt 38-3.

Результаты по максимальному утонению листов металла сведены в табл.8.

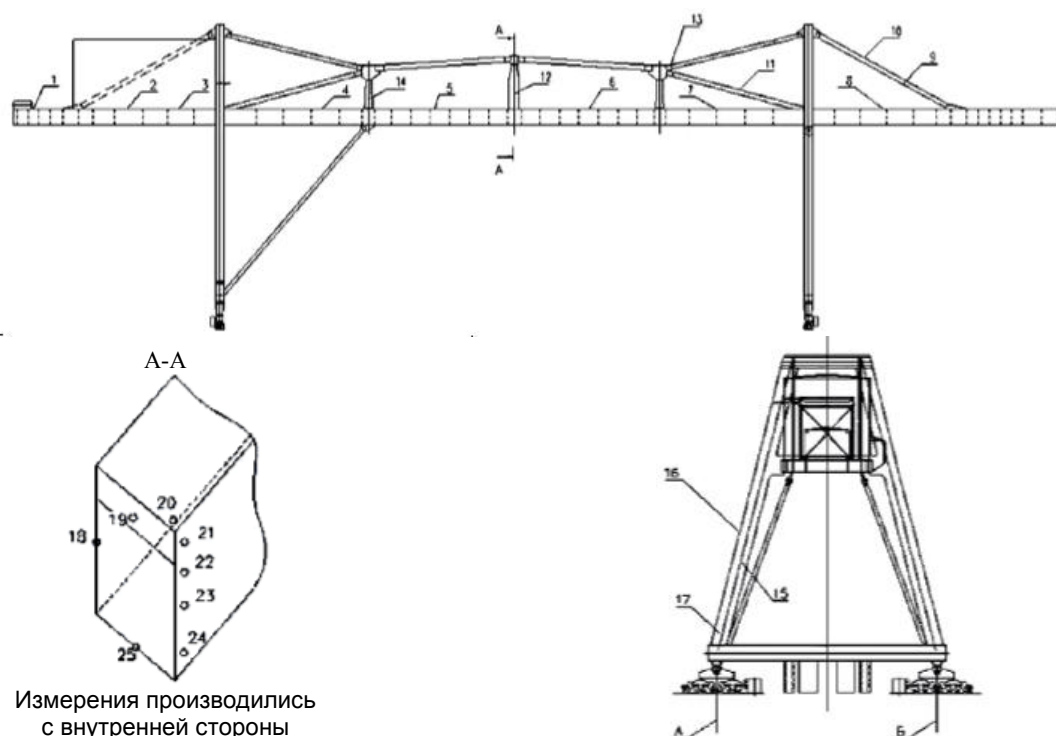


Рис. 8 – Расположение пьезопреобразователей акустической эмиссии на металлоконструкции моста крана-перегрузателя

Таблица 7 – Результаты магнитного контроля НДС металлоконструкции перегружателя

№ точек	Сторона А		Сторона Б		Коррозия стенок обеих сторон, %
	Показания прибора, значение „Н _с “, А/см	Напряжения σ, МПа	Показания прибора, значение „Н _с “, А/см	Напряжения σ, МПа	
	2.9	60	2.7	55	8
	4.6	165	3.6	100	19
	3.2	70	3.3	80	18
	3.9	120	3.4	90	16
	3.6	100	3.2	70	9
	4.6	165	3.6	100	7
	4.6	165	4.0	130	6
	3.6	100	3.8	115	6
	3.5	95	2.8	57	6
10	2.9	60	3.3	80	4
11	3.3	80	3.4	85	18
12	2.7	55	2.6	57	19
13	2.5	50	2.5	50	12
14	3.2	70	3.2	70	16
15	2.7	55	2.7	55	2
16	2.7	55	2.7	55	4
17	3.5	95	3.3	80	6
18	4.4	160			
19	4.1	130			
20	3.7	90			
21	4.4	160			
22	4.3	150			
23	4.2	145			
24	4.0	130			
25	4.0	130			

Таблица 8 – Максимальное утонение листов металла

левая сторона	правая сторона
по мостовым балкам	
верхний лист – 8,4 %	верхний лист – 8,6 %
нижний лист – 13 %	нижний лист – 6,7 %
наруж. верт. лист – 21 %	наруж. верт. лист – 31,7 %
внутр. верт. лист – 21 %	внутр. верт. лист – 15 %
по элементам надстройки:	
шпренгельные стойки – 7 %	шпренгельные стойки – 27 %

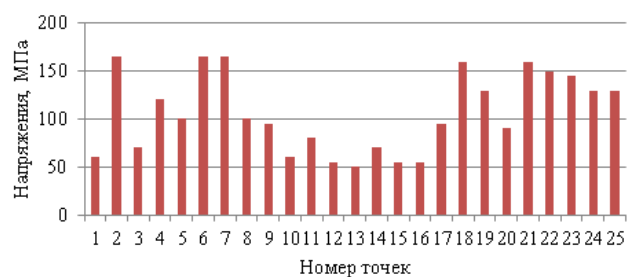


Рис. 9 – Напряжения на стороне А конструкции перегружателя

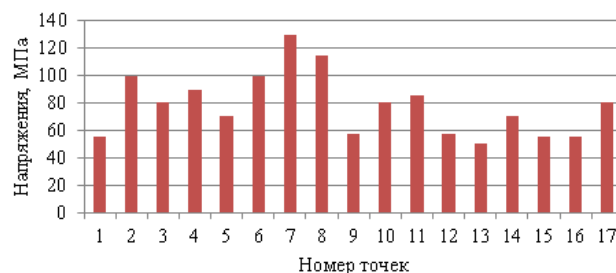


Рис. 10 – Напряжения на стороне Б конструкции перегружателя

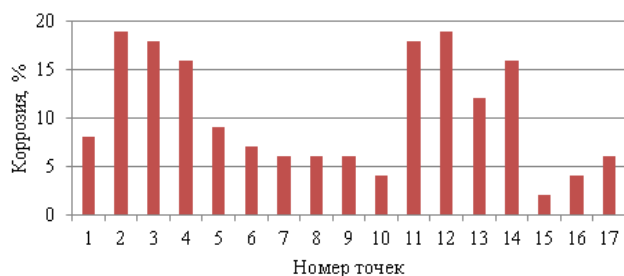


Рис. 11 – Коррозия стенок металлоконструкции

Полная картина утонения металлоконструкции перегружателя согласно схемам, представленных на рис. 12–14, сведена в табл. 9, рис. 17 (эскизы сечений приведены на рис. 15, 16). При нагружении перегружателя испытательной нагрузкой регистрируются сигналы от источников АЭ в момент отрыва грейфера от земли. После перераспределения усилий по элементам конструкции и затухания колебательных процессов в них перегружатель оставался нагруженным в течение 10 минут.

При дальнейшей регистрации АЭ-сигналов интенсивность их во времени падала, что свидетельствует о наличии в металлоконструкции мостовых балок только пассивных и малоактивных источников. На графиках локализации выделены сигналы, обусловленные трением

подшвы подтележечных рельсов по листам верхнего пояса мостовых балок.

От действия испытательной нагрузки, равной максимальной грузоподъемности крана $Q_{\text{исп}} = 160 \text{ кН}$, источники АЭ-сигналов развития не получают. Развитие дефектов в мостовых балках от действия этой нагрузки при ее статическом приложении не зафиксировано.

Таким образом, в результате исследований I, II получены фактические величины износа силовых элементов перегружателя, а также напряжения в конструкции. Первый набор данных позволяет сгенерировать расчетные модели перегружателя и расчетным путем определить напряжения, а затем сравнить их с полученными экспериментально.

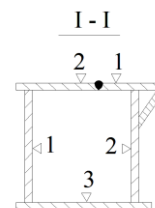


Рис. 12 – Схема расположения мест контроля толщин металла

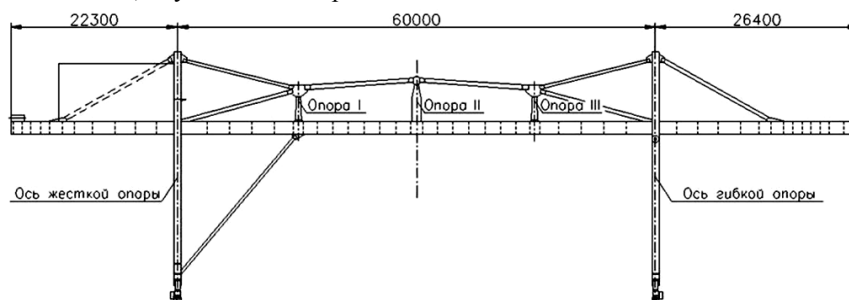


Рис. 13 – Схема контроля элементов металлоконструкции мостового перегружателя

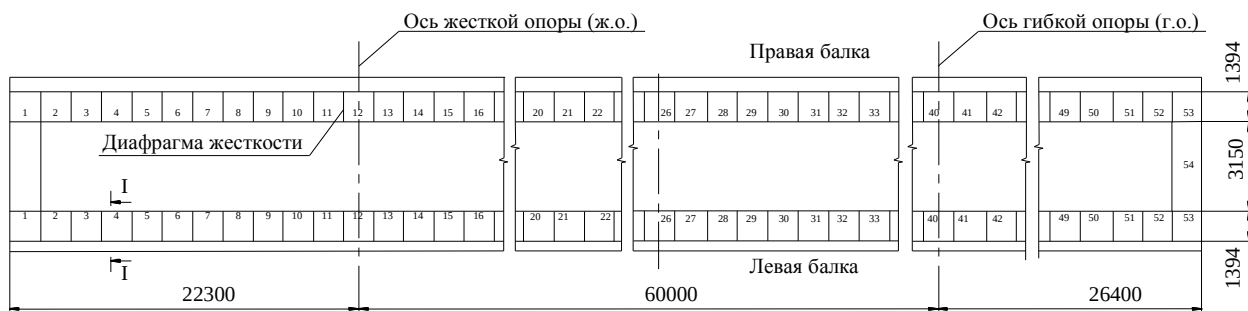


Рис. 14 – Схема расположения отсеков по мостовым балкам

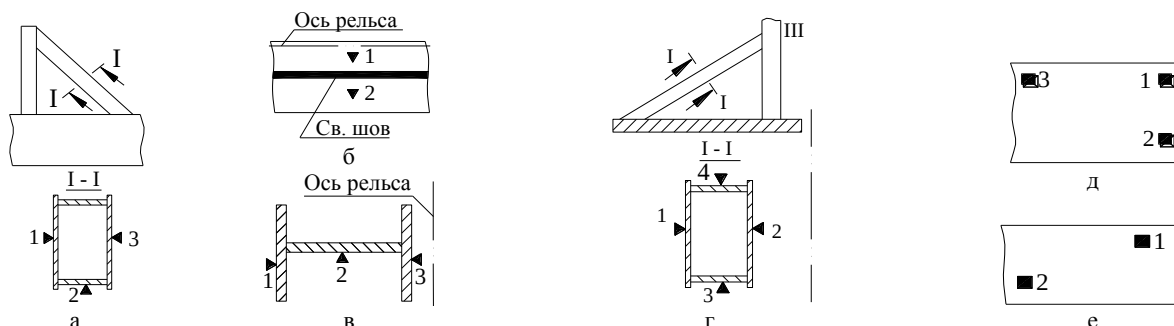


Рис. 15 – Виды эскизов мостовых балок, шпренгельных стоек, мест крепления укосин

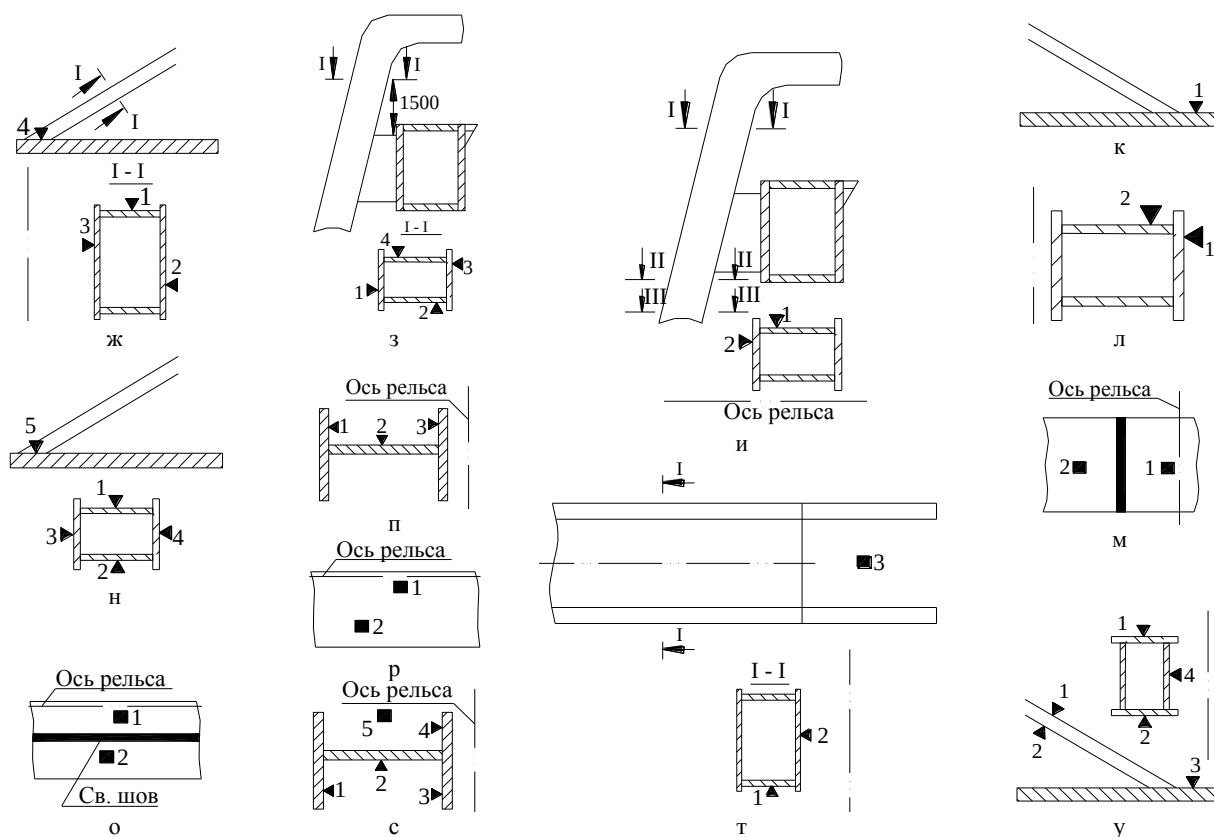


Рис. 16 – Види ескизов мостових балок, шпренгельних стоек, мест крепления укосин

Таблица 9 – Контроль толщины металла поверхности мостовых балок, шпренгельных стоек, мест крепления укосин (см. рис. 5–8)

№ п/п	Эскиз сечения	Номер точки замера	$S_{ср.}$, мм	$S_{по\ черт}$, мм	Степень коррозион. износа, %	Примечание
ПРАВАЯ СТОРОНА МОСТА						
1	а	1	10,2			укосина к шпренгельной стойке жесткой опоры
2		1	9,3			верт. наружный
3		2	7,8			верхний лист
4		3	9,5			нижний лист
5		4	8,5			верт. внутр.
6	б	1	15,2	16	5,0	район жесткой опоры верхний пояс
7		2	12,8	14	8,6	
8	а	1	11,2			верт. внутр.
9		2	11,2			нижний лист
10		3	11,7			верт. наружн.
11	б	1	15,1	16	5,6	район укосины жесткой опоры
12		2	9,7	10	3,0	
13		1	15,3	16	4,4	верхний лист у стойки I
14		2	11,1	12	7,5	
15	в	1	11,2			шпренгельная стойка I
16		2	7,3	10	27,0	
17		3	11,4			
18	в	1	10,8			шпренгельная стойка II сеч. I-I на расстоянии 0,6 м от пола
19		2	8,6			
20		3	9,6			
21	х*		14,0			у стойки II (у основания)
22	в	1	11,0			шпренгельная стойка II сеч. II-II на расстоянии h=1,5 м от пола
23		2	9,2			
24		3	10,7			
25	а	1	15,1	16	5,6	верхний лист у стойки II
26		2	13,2			

Таблиця 9 – Продовження

№ п/п	Эскиз сечения	Номер точки замера	S _{ср.} , мм	S _{по черт.} , мм	Степень коррозион. износа, %	Примечание
27	а	1	15,1	16	5,6	верхний лист за стойкой II на расстоянии 6 м к стойке III
28		2	12,8	14	8,6	
29	в	1	13,1			шпренгельная стойка III
30		2	9,7			
31		3	12,5			
32	х*		12,7	14	9,3	у стойки III (у основания)
33	а	1	15,2	16	5,0	верхний лист у стойки III
34		2	13,0	14	7,1	
35	а	1	15,3	16	4,4	верхний лист за стойкой III на расстоянии 4 м к стойке IV
36		2	12,3	14	12,1	
37	а	1	15,3	16	4,4	верхний лист за стойкой III на расстоянии 8 м к гибкой опоре
38		2	11,0	12	8,3	
39	г	1	11,4	11,1	12	наклонная связь от стойки III к шарнирной опоре
40		2	11,2	11,0		
41		3	12,1	12,0		
42		4	9,3	9,5		
43	д	1	15,4	15,4	16	верхний лист у шарнирной опоры
44		2	12,5	12,5	12	
45		3	11,4	11,3	12	верхний лист примыкания наклонной связи
ЛЕВАЯ СТОРОНА МОСТА						
46	к	1		11,7		наклонная связь шарнирной опоры место примыкания
47	л	1	12,7			стойка шарнирной опоры уровень рельса
48		2	6,9	8	13,8	
49	м	1	15,3	16	4,4	верхний лист у шарнирной опоры
50		2	11,0	12	8,3	
51	м	1	15,1	16	5,6	верхний лист от шарнирной опоры в сторону консоли ≈ 6 м
52		2	8,1			
53	н	1	11,1	12	7,5	наклонная связь от стойки III
54		2	10,3			
55		3	11,5	12	4,2	
56		4	10,9			
57		5	11,1			
58	о	1	15,2	16	5	верхний лист 6 м от примыкания наклонной связи к стойке III
59		2	10,5			
60		1	15,4	16	3,8	верхний лист между стойкой III и шарнирной опорой
61		2	14,1			
62		1	15,4	16	3,8	верхний лист у стойки III
63		2	13,0			
64	о	1	15,4	16	3,8	верхний лист между стойками II-III
65		2	12,6	12	—	
66		1	15,4	16	3,8	верхний лист у стойки II
67		2	13,0			
68	п	1	11,3			стойка II сечение на высоте 1 м от основания
69		2	8,0	10	20,0	
70		3	10,4			
71		1	9,9			стойка II сечение на высоте 1,7 м от основания
72	2	9,8				
73	3	11,3				
74	р	1	15,5	16	3,1	верхний лист между стойками II и I
75		2	15,1			
76	с	1	13,3			стойка I подошва у стойки I
77		2	9,3	10	7,0	
78		3	11,9			
79		4	11,0			
80		5	13,0	14	8,4	
81	о	1	15,5	16	3,1	верхний лист возле жесткой опоры
82		2	11,1			

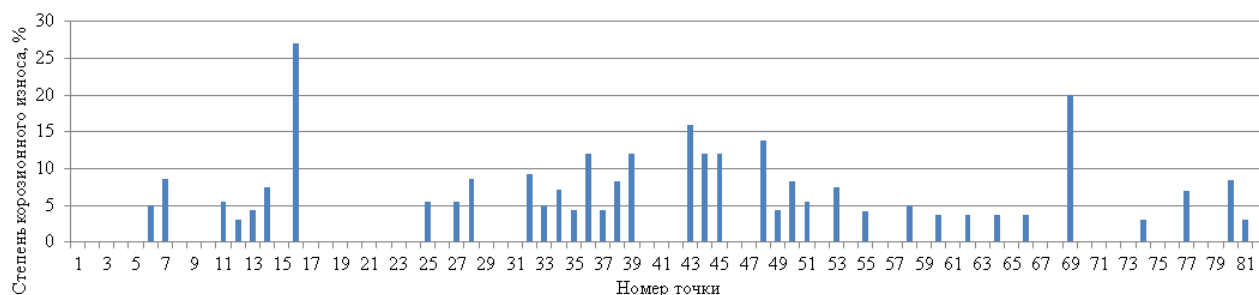


Рис. 17 – Коррозионный износ поверхности мостовых балок, шпренгельных стоек, мест крепления укосин

Расчетное определение напряженно-деформированного состояния силовых элементов перегружателя. С использованием созданного программно-модельного комплекса [1, 2] создана расчетная модель, соответствующая степеням износа I и II. В результате расчетов получены напряжения, которые сравниваем с экспериментально полученными (рис. 18–28).

Анализ полученных данных позволяет утверждать, что созданный в работе программно-модельный комплекс обеспечивает погрешность в определении напряженно-деформированного

состояния на уровне 10%.

На рис. 19–21 и рис 22–24 приведены сравнительные результаты расчетного и экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния *левой* и *правой* балок перегружателя (исследование I) соответственно.

Сравнительные результаты расчетного и экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния *левой* и *правой* балки перегружателя согласно исследованию II представлены на рис. 25–28.

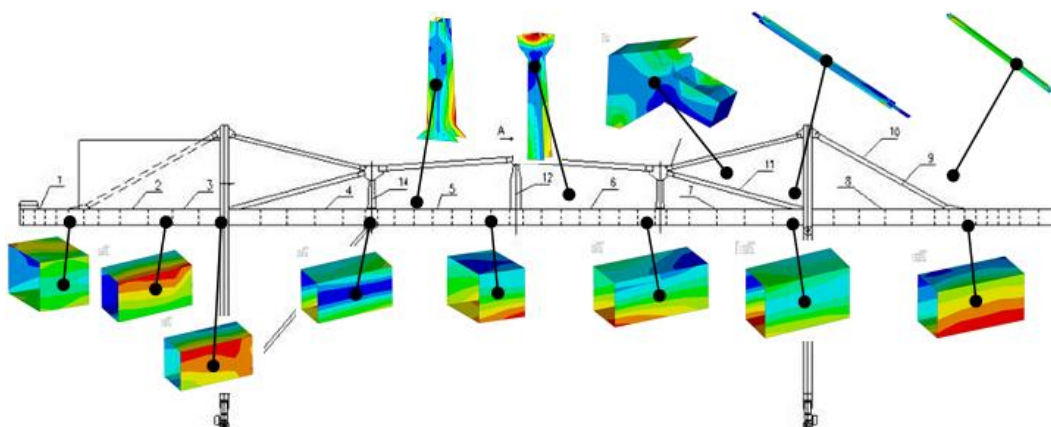
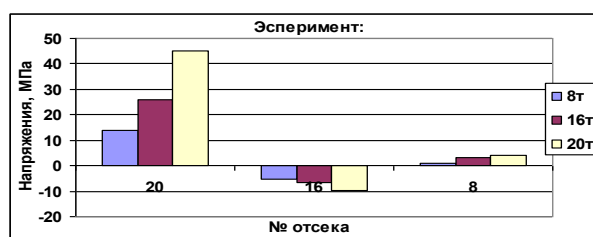
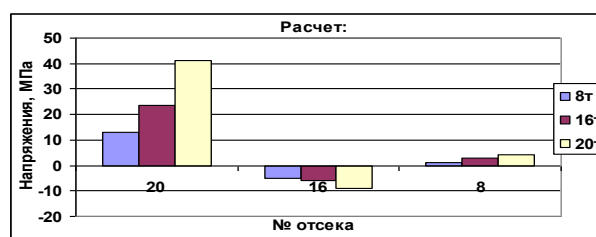


Рис. 18 – Распределения напряжений в исследуемых элементах перегружателя по результатам численного эксперимента



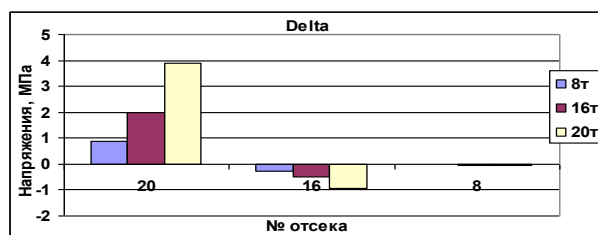
а



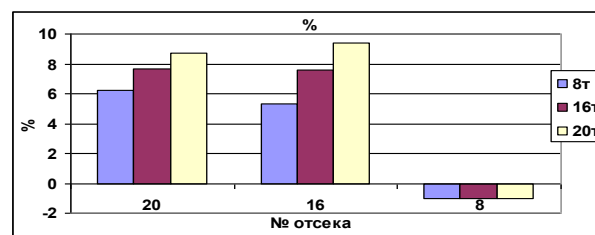
б

Рис. 19 – Напряжения в исследуемых отсеках *левой* балки для трех вариантов нагрузки: 8, 16 и 20 тонн (исследование I). Грейферная тележка находится в *середине* пролета:

а – экспериментальные данные; б – численный эксперимент



а



б

Рис. 20 – Отличие данных численного и натурного экспериментов (исследование II): а – абсолютное, б – относительное

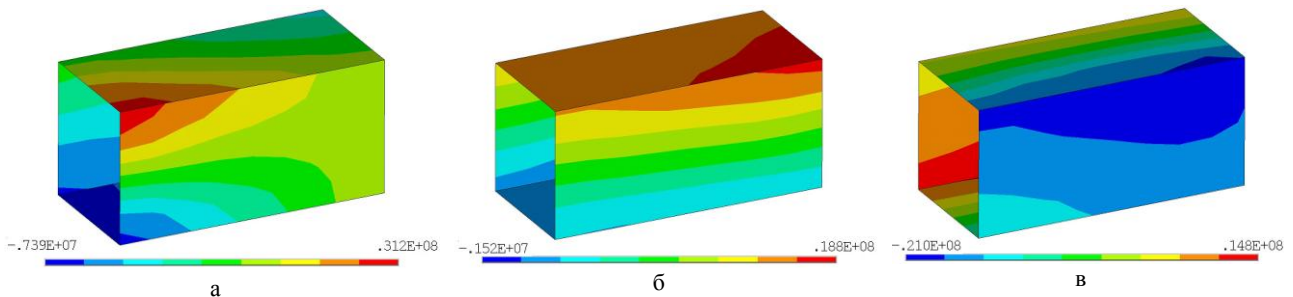


Рис. 21 – Графическое представление зон распределения напряжений в отсеках левой балки (вид с внутренней стороны балки). Тележка располагается в центре пролета, нагрузка – 16 тонн (исследование I): а – 20 отсек, б – 16 отсек, в – 8 отсек

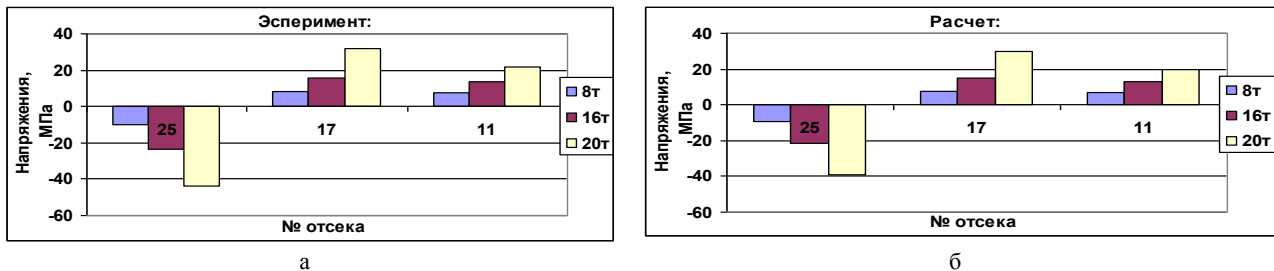


Рис. 22 – Напряжения в исследуемых отсеках правой балки для трех вариантов нагрузки: 8, 16 и 20 тонн (исследование I). Грейферная тележка находится в середине пролета: а – экспериментальные данные, б – численный эксперимент

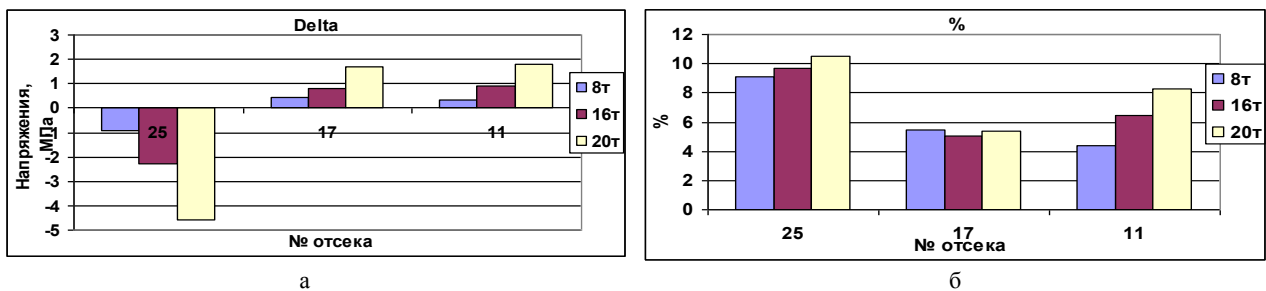


Рис. 23 – Отличие данных численного и натурного экспериментов (исследование I): а – абсолютное, б – относительное

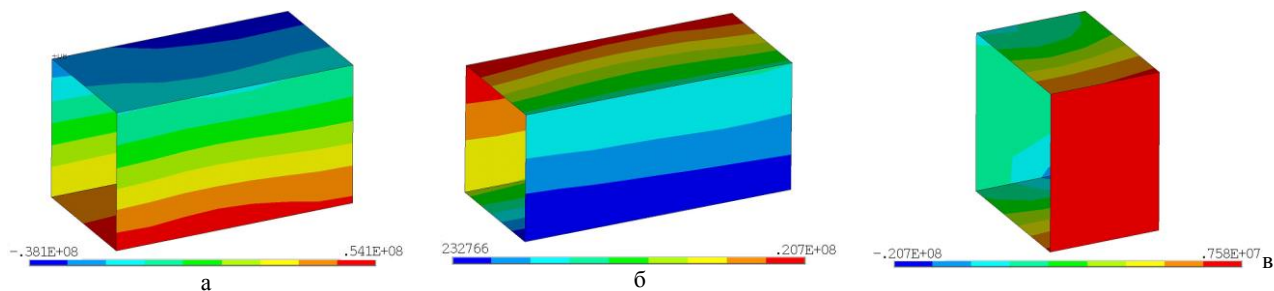


Рис. 24 – Графическое представление зон распределения напряжений в отсеках правой балки (вид с внутренней стороны балки). Тележка располагается в центре пролета, нагрузка – 16 тонн (исследование I): а – 25 отсек; б – 17 отсек; в – 11 отсек

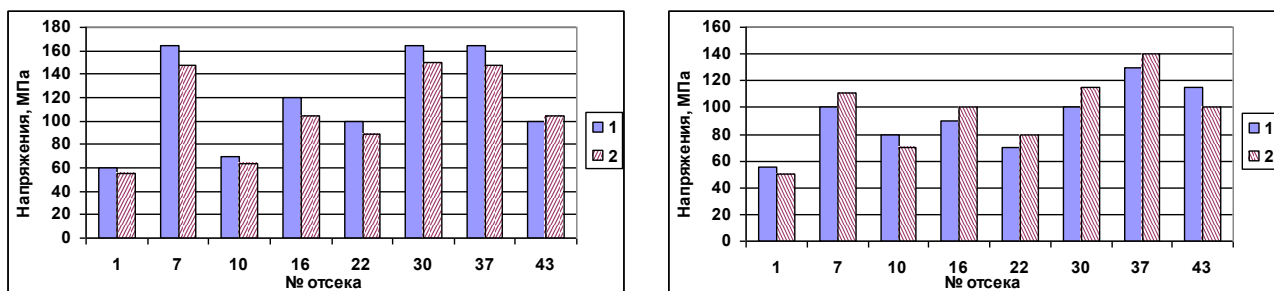


Рис. 25 – Напряжения в исследуемых отсеках:
1 – экспериментальные данные магнитного контроля; 2 – результаты проведенного численного эксперимента

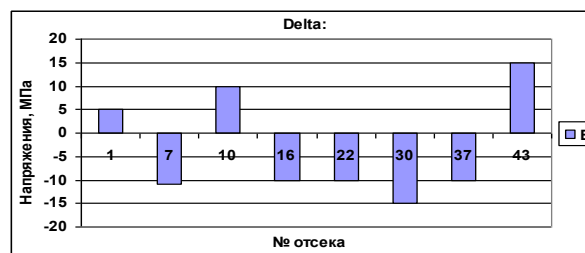
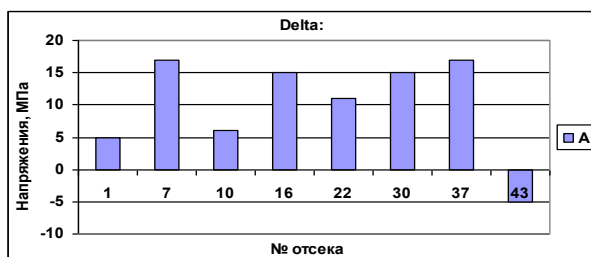


Рис. 26 – Отличие данных численного и натурного экспериментов (абсолютное) согласно исследованию II:
а – сторона А; б – сторона Б

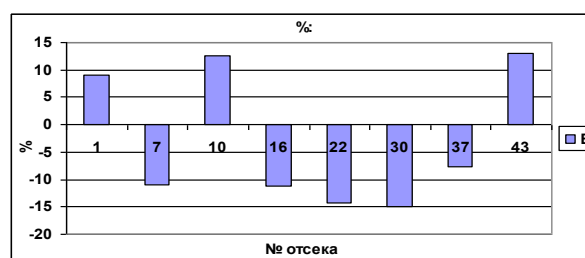
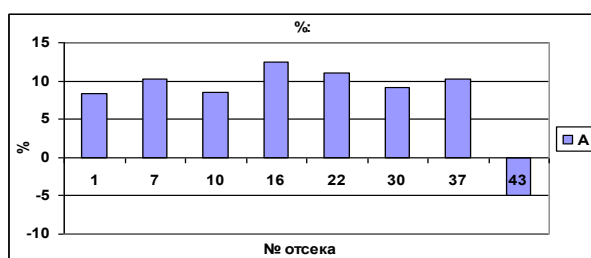


Рис. 27 – Отличие данных численного и натурного экспериментов (относительное) согласно исследованию II:
а – сторона А; б – сторона Б

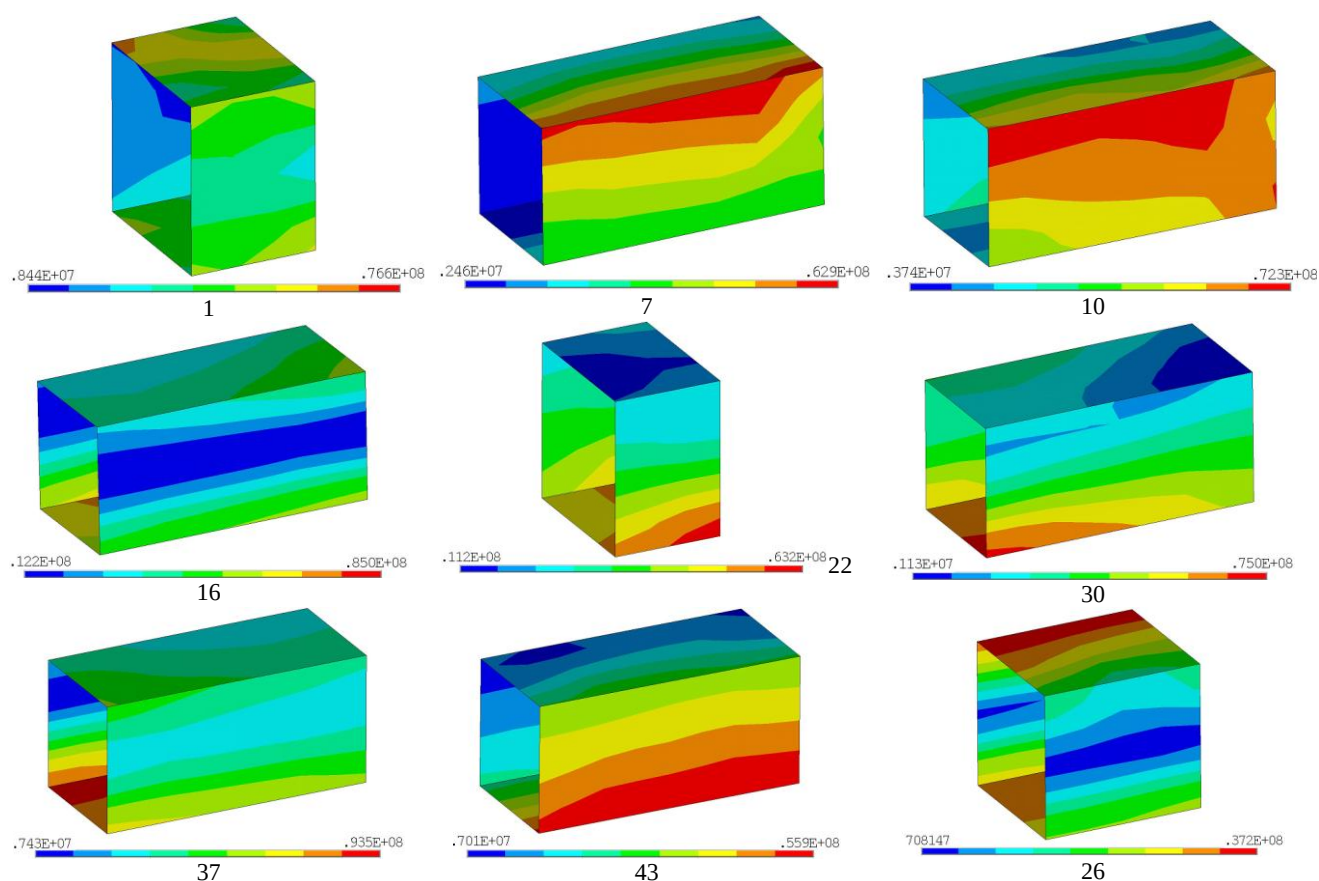


Рис. 28 – Графическое представление распределения напряжений в отсеках балки (исследование II)

Предложенные в работе на основе расчетно-экспериментальных исследований мостового перегружателя рекомендации были положены в основу проектирования грейферного перегружателя ПМГ-20. В отличие от базового варианта были проведены следующие основные изменения конструкции:

- усилена шпренгельная система за счет перераспределения материала из основной балки;
- уменьшена общая масса перегружателя на 27 т (т.е. на 8%), причем уровень напряженно-деформированного состояния остался на заданном уровне;
- перераспределены проектные толшины

листов основной балки и шпренгельной системы с учетом деградации (износа, уменьшения механических свойств), что дает возможность обеспечить 25-летний срок службы этой технологической машины с сохранением заданной нагрузочной способности.

В результате спроектирована технологическая машина с заданным повышенным сроком эксплуатации (25 лет против 20 лет у базового варианта) и с сохранением нагрузочной способности (200 кН против 160 кН у базового варианта). Основные технические характеристики спроектированного перегружателя (рис. 29) приведены в табл. 10.

Основной экономический эффект от внедрения результатов исследований достигается за счет сокращения сроков проектирования, повышения технических характеристик перегружателя, уменьшения металлоемкости (на 10% по сравнению с базовым вариантом), увеличению производительности (на 25%).



Рис. 29 – Спроектированный перегружатель ПМГ-20

Таблица 10 – Технические характеристики спроектированного перегружателя ПМГ-20

Технические характеристики	Усовершенствованный вариант	Исходный вариант
Производительность, т/час	600	525
Грузоподъемность, т	20	16
Скорость подъема, м/сек (м/мин.)	1,2 (72)	1,2
Высота подъема, м	25	15
Скорость передвижения перегружателя, м/сек (м/мин.)	0,37 (23,1)	0,35
Скорость передвижения тележки, м/сек (м/мин.)	3,73 (223,8)	2,5
Пролет, м	60	60

Выводы:

1. Разработанный специализированный программно-модельный комплекс, модели и результаты численных исследований обеспечивают погрешность моделирования напряженно-деформированного состояния на уровне 10 % для различных степеней износа металлоконструкции перегружателя.

2. Результаты численного и экспериментального исследований перегружателя находятся в полном качественном соответствии.

3. Предложенный комплект рекомендаций позволил спроектировать мостовой грейферный перегружатель, имеющий на 20-25% более высокие характеристики по долговечности, нагрузочной способности и производительности по сравнению с базовым вариантом, сниженную на 8 % массу, а также

изготовить его и внедрить в реальное производство со значительным экономическим эффектом.

Таким образом, в качестве основного вывода можно сказать, что разработанный специализированный программно-модельный комплекс является эффективным и достоверным инструментом обоснования рациональных проектных решений тяжело нагруженных машин на основе моделирования напряженно-деформированного состояния их силовых элементов с учетом деградации свойств.

В дальнейшем планируется применить разработанный программно-модельный комплекс к проектным исследованиям аналогичных инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций с целью обоснования их конструктивных параметров по критериям прочности, долговечности и повышенной нагрузочной способности.

Список литературы

1. Гусев Ю. Б. Обґрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Гусев Юрій Борисович. – Маріуполь. – 2009. – 226 с.
2. Танченко А. Ю. Методы расчета напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций при изменении толщины в процессе эксплуатации. дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 – динамика и прочность машин / Танченко Андрей Юрьевич. – Харьков, 2013. – 209 с.
3. Гусев Ю. Б.. К вопросу о техническом состоянии кранов-перегружателей / Ю. Б. Гусев, А. Ю. Танченко // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. «Машиноведение и САПР». – 2008. – №2. – С.53–69.
4. Гусев Ю. Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 / Ю. Б. Гусев // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. «Машиноведение и САПР». – 2008. – № 2. – С.71–75.
5. Коллакот Р. Диагностика повреждений. / Коллакот Р. – М.: Мир, 1989. – 198 с.
6. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений. Справочное пособие / [под ред. Ю. С. Касаткина]. – К.: Наук. думка, 1981. – 583 с.
7. Акустическая эмиссия материалов и конструкций. Труды 1-ой Всесоюз. конф. ч.1 / Под ред. И. И. Ворovichа, Ростов-на-Дону: Изд-во РГУ, 1989. – 192 с.
8. Акустическая эмиссия материалов и конструкций. Труды 1-ой Всесоюз. конф. ч.2 / Под ред. И. И. Ворovichа, Ростов-на-Дону: Изд-во РГУ, 1989. – 160 с.
9. Методические указания по проведению обследования кранов с целью определения возможности их дальнейшей эксплуатации (Руководящий документ). – М.: ВНИИПТМАШ, 1991. – 53 с.

Bibliography (transliterated)

1. Gusev Yu. B. Obgruntuvannya parametriv visokonavantazhenih mashin na osnovi modelyuvannya napruzhenno-deformovanogo stanu z urahuvannyam degradatsiyi vlastivostey osnovnih elementiv [Justification of heavy machine parameters based on modeling of stressed-strained state with degradation of basic elements properties accounted]: dis. kand. tehn. nauk: 05.02.02 / Gusev Yuriy Borisovich. Mariupol, 2009, 226 p.
2. Tanchenko A. Yu. Metodyi rascheta napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tonkostennyih konstruksiy pri izmenenii tolschinyi v protsesse ekspluatatsii [Methods of analysis of stress-strained state of thin-walled structures with thickness change during operation]. dis. kandidata tehn. nauk: 05.02.09 – dinamika i prochnost mashin / Tanchenko Andrey Yurevich. Kharkov, 2013, 209 p.
3. Gusev Yu. B. Tanchenko A.Yu. K voprosu o tehicheskom sostoyanii kranov-peregruzhateley [On the issue of technical state of

- cranes-reloaders]. *Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mashinovedene i SAPR*. [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Mechanical Engineering and CAD]. Kharkov: NTU «KhPI», 2008. no. 2, P. 53–69.
4. Gusev Yu.B. K voprosu ob issledovanii napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya metallokonstruktsii peregruzhatel'ya PMG-20 [On the issue about the study of stress-strain state of metal structure of loader SGP-20]. *Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mashinovedene i SAPR*. [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Mechanical Engineering and CAD]. Kharkov: NTU «KhPI», 2008. no. 2, P.71–75.
 5. Kollakot R. *Diagnostika povrezhdeniy* [Diagnosis of damage]. Moscow: Mir, 1989, 198 p.
 6. Eksperimentalnye metody issledovaniya deformatsiy i napryazheniy [Experimental methods for study of strain and stress]. Spravochnoe posobie / [pod red. Yu.S.Kasatkina]. – Kiev: Nauk. dumka, 1981, 583 p.
 7. Akusticheskaya emissiya materialov i konstruktsiy [Acoustic emission of materials and structures]. Trudy 1-oy Vsesoyuzn. konf. ch.1 / Pod red. I.I. Vorovicha, Rostov-na-Donu: Izd-vo RGU, 1989. 192 p.
 8. Akusticheskaya emissiya materialov i konstruktsiy [Acoustic emission of materials and structures]. Trudy 1-oy Vsesoyuzn. konf. ch.2 / Pod red. I.I. Vorovicha, Rostov-na-Donu: Izd-vo RGU, 1989. 160 p.
 9. Metodicheskie ukazaniya po provedeniyu obsledovaniya kranov s tselyu opredeleniya vozmozhnosti ih dalneyshey ekspluatatsii [Methodical instructions on carrying out of examination of cranes in order to determine the possibility of their further exploitation] (Rukovodiyaschiy dokument). Moscow: VNIPTMASH, 1991, 53 p.

Поступила (received) 07.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальні дослідження тонкостінних конструкцій / Ю. Б. Гусев, Р. І. Шейченко, М. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовський, А. В. Набоков, М. О. Бондаренко, А. М. Головін, В. В. Шеманська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 140–155. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Экспериментальные исследования тонкостенных конструкций / Ю. Б. Гусев, Р. И. Шейченко, Н. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовский, А. В. Набоков, М. А. Бондаренко, А. М. Головин, В. В. Шеманская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 140–155. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0066.

Experimental studies of thin-walled structures / Yu. B. Gusev, R. I. Sheychenko, M. A. Tkachuk, A. Yu. Tanchenko, A. V. Grabovskiy, A. V. Nabokov, M. O. Bondarenko, A. M. Golovin, V. V. Shemanska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 140–155. – Bibliogr.: 9. – 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.

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.

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.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Грабовский Андрей Владимирович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Grabovskiy Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057) 7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com.

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.

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.

Головін Андрій Михайлович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 707-69-01.

Головин Андрей Михайлович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Golovin Andrey – 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.

Шеманська Вікторія Вікторівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; тел.: (057) 707-69-01.

Шеманская Виктория Викторовна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Shemanska Victoria – 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.

О. Є. КОНОВАЛЕНКО, В. О. БРУСЕНЦЕВ

ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ МУЛЬТИМЕДІЙНИХ ТА ІНТЕРАКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ОСВІТІ

Розглядаються питання впровадження сучасних освітніх технологій у навчально-виховному процесі з метою підвищення ефективності педагогічного контролю. Пропонується набір інструментів та програмного забезпечення до організації та реалізації наочних лекційно-практичних занять, пов'язаних із подальшим застосуванням автоматизованого тестування знань. Розглянуто сучасні засоби комп'ютерної графіки та комп'ютерної анімації для створення лекцій та матеріалів на основі мультимедійних та інтерактивних технологій.

Ключові слова: освітні технології, мультимедіа-технології, інтерактивне навчання, дистанційне навчання, освітній процес

Рассматриваются вопросы внедрения современных образовательных технологий в учебно-воспитательном процессе с целью повышения эффективности педагогического контроля. Предлагается набор инструментов и программного обеспечения к организации и реализации наглядных лекционно-практических занятий, связанных с дальнейшим применением автоматизированного тестирования знаний. Рассмотрены современные средства компьютерной графики и компьютерной анимации для создания лекций и материалов на основе мультимедийных и интерактивных технологий.

Ключевые слова: образовательные технологии, мультимедиа-технологии, интерактивное обучение, дистанционное обучение, образовательный процесс

Are considered questions of introduction of modern educational technologies in the educational process with the purpose of increase of efficiency of pedagogical control. There have been proposed linear and non-linear multimedia educational technologies that are most suitable for use in distance education. Is offered a set of instruments and software for the organization and implementation of a visual lecture and practical exercises related to the further use of computer-aided testing of knowledge. Discusses multimedia complex of hardware and software of the computer as a tool that allows you to combine information presented in various forms (text, graphics, sound, video, animation) and work with it interactively, using various audio, video and gaming technologies. Are considered modern means of computer graphics and computer animation to create lectures and materials based on multimedia and interactive technologies. The conclusions about the technological development of the educational environment in educational institutions.

Keywords: educational technology, multimedia technology, interactive learning, distance learning, educational process

Вступ. Освіта входить до складу основних пріоритетів суспільства і держави. Потенціал, який надають сучасні технології для освіти, неможливо переоцінити. Інформаційне забезпечення діяльності учнів і педагогів, можливість вільного доступу до необхідної навчальної, наукової, культурної та будь-якої іншої інформації – необхідна умова вільного розвитку особистості [1].

В сучасних умовах лекція педагогами розглядається як застаріла форма роботи. Але це не зовсім так. Визначення терміна «лекція», запропоноване Л. Бауером, звучить як навчальна технологія, за допомогою якої представник освітнього підприємства, зазвичай викладач, використовуючи певний проміжок часу, усно надає інформацію та думки на певну тему певному колу учнів [2].

Однак, сучасна лекція не повинна зводитися до простої трансляції знань, адже як показано в роботах Вернера і Дікінсона вже на сорок п'ятій хвилині від її початку студенти стають абсолютно не уважні і забувають інформацію, дану на початку лекції. Тільки для 10% учнів прийнятні методи, які використовуються в традиційній школі. Решта 90% також здатні вчитися, але не з книгою в руках, а по-іншому: «своїми вчинками, реальними справами, всіма органами почуттів» [3, 4].

Метою даної роботи є дослідження особливостей використання сучасних мультимедійних та інтерактивних технологій в освітньому процесі при створенні лекції або будь-якого іншого виду занять з метою подальшого інтерактивного тестування, що дозволить донести

матеріал до студента та заощадити час викладача у майбутньому.

Постановка проблеми. Приблизно до середини 50-х років ХХ ст. спроби внести технологію в освітній процес були пов'язані із створенням технічного середовища, комплексу автоматизованих засобів для традиційного навчання. В даний час підхід до технологізації навчання розвивається шляхом впровадження в освітній процес інформаційно-комунікативних технологій. Сьогодні поняття освітньої технології може розглядатися широко – як галузь педагогічної науки і як конкретна технологія навчання.

Результати досліджень. Організаційна форма всесвітньої мережі як розподіленого і стрімко зростаючого за структурою та обсягом спільного сховища інформаційних ресурсів припускає, що саме у сфері освіти значна частина цих ресурсів споживається та виробляється. Без орієнтації на мережеві електронні носії інформації не можна розглядати сучасні і перспективні освітні системи. На цей час існують десятки тисяч різноманітних інформаційно-освітніх ресурсів. Більшість з них є «візитками» освітніх установ.

Проте інформатизація діяльності конкретного навчального закладу являє собою комплекс заходів, націлених на застосування засобів інформаційних технологій для підвищення ефективності обробки інформації у всіх видах діяльності сучасного закладу освіти [5].

Інноваційність навчальної роботи передбачає цілеспрямоване впровадження в освітній процес

нових методів і технологій, що сприяють ефективному навчанню [6]. Інноваційний підхід орієнтує на внесення в процес навчання новизни, обумовленої особливостями динаміки розвитку життя і діяльності, специфікою навчання і потребами особи, суспільства і держави у виробленні в учнів соціально корисних знань і професійно значущих компетенцій, рис і якостей характеру, відносин і досвіду поведінки.

Основні методичні інновації пов'язані сьогодні із застосуванням інтерактивних технологій навчання, які передбачають таку організацію навчального процесу, при якій практично всі студенти виявляються залученими в процес пізнання, мають можливість розуміти і рефлексувати з приводу того, що вони знають і думають. Спільна діяльність студентів у процесі пізнання, засвоєння навчального матеріалу означає, що кожен вносить свій особливий індивідуальний внесок, йде обмін знаннями, ідеями, способами діяльності.

Мультимедійні технології нерозривно пов'язані практично зі всіма сферами людського життя. Навчання, розваги, бізнес – скрізь вони застосовуються досить широко. Без них наш світ був би зовсім іншим. Також невід'ємна складова всіх сучасних систем мультимедіа – це інтерактивність, тобто можливість взаємодії з користувачем. Сьогодні мультимедіа-технології – один із перспективних напрямів у інформатизації навчального процесу. Удосконалення програмного і методичного забезпечення, матеріальної бази, а також в обов'язковому підвищенні кваліфікації викладацького складу бачиться перспектива успішного застосування сучасних інформаційних технологій в освіті [7].

Використання сучасних мультимедійних та інтерактивних технологій у викладанні предметів дозволяє підвищити наочність і ергономіку сприйняття навчального матеріалу, що позитивно

позначається на навчальній мотивації та ефективності навчання. Мультимедійні та інтерактивні технології збагачують процес навчання, залучаючи в процес сприйняття навчальної інформації більшість чуттєвих компонент учня. Інтерактивні мультимедіа-технології інтегрують у собі потужні розподілені освітні ресурси, вони можуть забезпечити середовище формування і прояв ключових компетенцій, до яких відносяться в першу чергу інформаційна й комунікативна. Освітні інформаційні технології відкривають принципово нові методичні підходи в системі загальної освіти.

Прийнято поділяти мультимедійні технології на лінійні і нелінійні. Перші існують незалежно від користувача. Наприклад, це може бути фільм в кінотеатрі або лазерне шоу. Нелінійні підлаштовуються під людину і реагують на його запити і команди. Приклад таких технологій – інтерактивна презентація або комп'ютерна гра.

У широкому сенсі інтерактивна взаємодія передбачає діалог будь-яких суб'єктів один з одним з використанням доступних їм засобів і методів. При цьому передбачається активна участь у діалозі обох сторін – обмін питаннями і відповідями, управління ходом діалогу, контроль за виконанням прийнятих рішень і т. п. Телекомунікаційне середовище, призначене для спілкування мільйонів людей один з одним, є апіорі інтерактивного середовища. При дистанційному навчанні суб'єктами в інтерактивній взаємодії будуть виступати викладачі та студенти, а засобами здійснення подібної взаємодії – електронна пошта, телеконференції, діалоги в режимі реального часу і т. д.

До освітніх технологій, найбільш пристосованих для використання у дистанційному навчанні, відносяться технології, вказані на рис. 1.

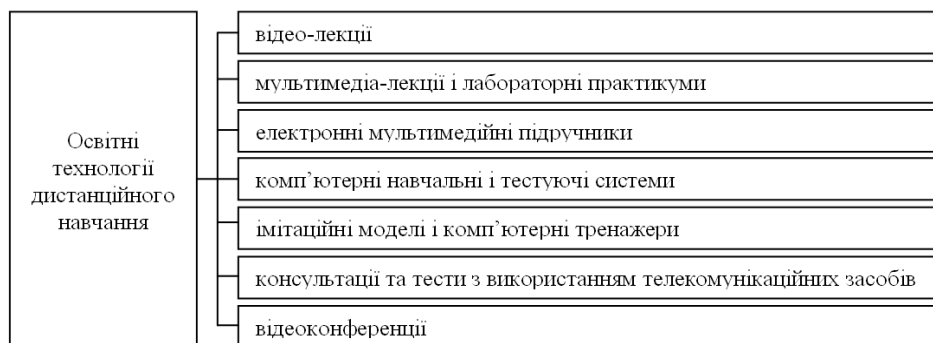


Рис. 1 – Освітні технології, що пристосовані для дистанційного навчання

Інтерактивне навчання дозволяє вирішувати одночасно кілька завдань, головним з яких є розвиток комунікативних умінь та навичок. Дане навчання допомагає встановленню емоційних контактів між учнями, забезпечує виховне завдання, оскільки привчає працювати в команді, прислухатися до думки своїх товаришів, забезпечує високу мотивацію, міцність знань, творчість і фантазію, комунікабельність, активну життєву позицію, цінність індивідуальності, свободу самовираження, акцент на

діяльність, взаємоповага і демократичність. Використання інтерактивних форм у процесі навчання, як показує практика, знімає нервову навантаження учнів, дає можливість змінювати форми діяльності, переключати увагу на вузлові питання теми занять.

Інтерактивні технології в сукупності з інтерактивним програмним забезпеченням дозволяють реалізувати якісно нову ефективну модель викладання навчальних дисциплін, а сучасні

інтерактивні дошки, що з'явилися в освітніх установах, є технічним інструментом для реалізації ефективної моделі електронного навчання.

На сьогоднішній день найбільш універсальним технічним засобом навчання є електронні інтерактивні дошки. Електронні інтерактивні дошки – це ефективний спосіб впровадження електронного змісту навчального матеріалу та мультимедійних матеріалів у процес навчання. Матеріал заняття чітко вимальовується на екрані інтерактивної дошки і націлює кожного учня до активної плідної діяльності. Заздалегідь підготовлені навчальні та перевіірочні вправи, барвисті картинки різного характеру, матеріал мультимедійних дисків, аудіо-, відеоматеріали служать для введення або активізації матеріалу уроку, повторення або закріплення, контролю і самоконтролю знань.

Використання інформаційних та мультимедійних технологій є однією з найважливіших умов для проведення занять в інтерактивній формі і передбачає використання мультимедійних засобів, комп'ютерної техніки, інтерактивних дошок і мережних освітніх інформаційних ресурсів. Мультимедіа-комплекс апаратних і програмних засобів комп'ютера дозволяє об'єднувати інформацію, подану в різних формах (текст, графіка, звук, відео, анімація), і працювати з ним у інтерактивному режимі. Мультимедійні технології в освіті включають в себе різні аудіо, відео, ігрові технології, за допомогою яких здійснюється процес викладання та атестації знань учнів.

Розвиток обчислювальної техніки дозволив вивести розробки на новий рівень. До особливостей сучасних мультимедіа відносяться:

– використання 3D-технологій, а також голограм;

– активне впровадження систем доповненої реальності;

– використання проекторів;

– активна взаємодія з фізичними об'єктами (наприклад, при відео-мепінгу);

– максимальне залучення користувачів в презентацію (віртуальна реальність);

– розробка і реалізація проектів високої складності.

Провідною метою застосування мультимедійного обладнання є досягнення більш глибокого запам'ятовування навчального матеріалу через образне сприйняття, посилення її емоційного впливу, забезпечення "занурення" в конкретну соціокультурну середу. Це відбувається за рахунок використання мультимедіа-проектору, інтерактивної дошки та комп'ютеру, що забезпечує вихід в Інтернет. Мультимедійність полегшує процес запам'ятовування, дозволяє зробити заняття більш цікавим і динамічним, створити ілюзію присутності, сприяє становленню об'ємних і яскравих уявлень.

Інтерактивна дошка (Smart Board) надає викладачу і студентам унікальне поєднання комп'ютерних і традиційних методів організації навчальної діяльності: з її допомогою можна працювати практично з будь-яким програмним забезпеченням і одночасно реалізовувати різні прийоми індивідуальної і колективної, публічної («відповідь біля дошки») роботи студентів.

Для створення лекцій та матеріалів на основі мультимедійних та інтерактивних технологій мають широке розповсюдження засоби комп'ютерної графіки і комп'ютерної анімації, які показано на рис. 2.

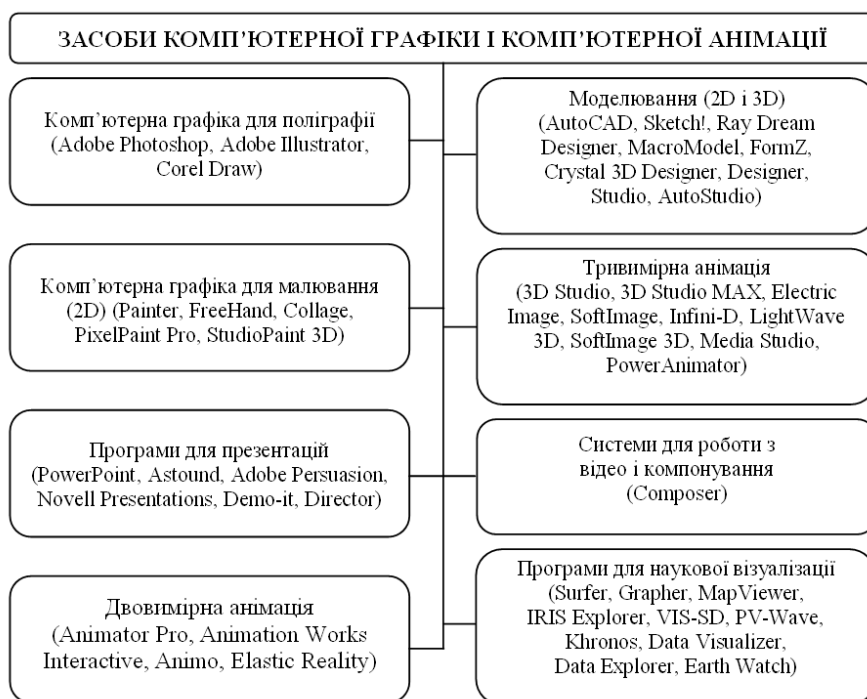


Рис. 2 – Засоби комп'ютерної графіки і комп'ютерної анімації

Використання комп'ютерної техніки та програмного забезпечення дає можливість:

- підвищити інтерес до предмету;
- полегшити формування у студентів основних понять з досліджуваної теми;
- підготувати до самостійного засвоєння дисциплін;
- оволодівати конкретними знаннями, необхідними для застосування у практичній діяльності;
- інтелектуально розвивати студентів;
- розширити види спільної роботи, підвищити комунікативний досвід.

З впровадженням нових освітніх технологій змінюються сама структура навчального процесу, форма подачі знання, і, що найважливіше, змінюється комунікація між тим, хто навчає, і тим, кого навчають. Сьогодні інноваційні та розвивальні технології навчання набувають все більшу популярність. Комп'ютерні технології на сьогоднішній день стали вже невід'ємною частиною життя багатьох учнів. Вони часто сприймають їх з великим інтересом, ніж звичайний підручник. Використання інформаційних технологій дає велику ступінь засвоєння матеріалу учнями. Застосування новітніх технологій у навчанні підвищує наочність, полегшує сприйняття матеріалу. Це сприятливо впливає на мотивацію учнів та загальну ефективність освітнього процесу.

Висновки. Комп'ютеризоване навчання на базі технології мультимедіа не може замінити людини-викладача, але воно може доповнити та удосконалити його діяльність, особливо в тих областях, в яких розвиваються самостійність і творче мислення, тому що інтерактивна творчість учителя та учня безмежні.

Таким чином, розвиток дистанційного навчання, нерозривно пов'язаний з прогресом інформаційних і комунікаційних технологій, є прямим наслідком виникнення нових освітніх потреб суспільства і вимог до професійних компетенцій випускників. Сьогодні в розвинених країнах світу величезні кошти витрачаються на технологічний розвиток освітнього середовища в університетах, тому що засвоєння знань студентами за допомогою нових технологій відбувається на 40-60% швидше, ніж при традиційних технологіях навчання, і найголовніше – це прищеплює навички самонавчання в професійній діяльності.

У той же час система дистанційного навчання покликана не підміняти, а доповнювати традиційну освіту, створювати можливість будь-якій людині вивчати цікаві науки і технології, дотримуючись при виборі індивідуальної траєкторії навчання власним ціннісно-смысловим установкам.

Список літератури

1. Кочисов В. К. Роль дистанционного обучения в изменении способов и приемов образовательного процесса в вузе / В. К. Кочисов, О. У. Гогитсаева, Н. В. Тимошкина //

Образовательные технологии и общество. – 2015. – Т.18. – №1. – С.395-407.

2. Захарова О. А. Дистанционные технологии в профессиональном образовании / О. А. Захарова // Среднее профессиональное образование. – 2009. – №7. – С. 15-19.
3. Коноваленко О. С. Інформаційно-комунікаційні технології в навчальному процесі / О. С. Коноваленко, В. О. Брусенцев // Системи обробки інформації. – 2014. – Вип. 1 (117). – С. 251-253.
4. Ибрагимова О. В. Дистанционные образовательные технологии в дополнительном профессиональном образовании / О. В. Ибрагимова, Н. В. Кузнецова // Образовательные технологии и общество. – 2015. – Т.18, №3. – С. 421-435.
5. Реутов А. Я. Технологии дистанционного обучения в современном профессиональном образовании / А. Я. Реутов, С. А. Пономарева // Материалы VI Междунар. науч.-практ. конф. «Педагогический опыт: теория, методика, практика». – Чебоксары : ЦНС «Интерактив плюс», 2016. – № 1 (6). – С. 347-348.
6. Афанасьев В. П. Применение электронного обучения и дистанционных образовательных технологий при повышении квалификации и переподготовке инженерных кадров / В. П. Афанасьев, Г. А. Коноплев, А. В. Тимофеев // Образовательные технологии и общество. – 2013. – Т.16. – №4. – С.372-386.
7. Анисимов А. М. Работа в системе дистанционного обучения Moodle / А. М. Анисимов. – Харьков : ХНАГХ, 2009. – 292 с.

References (transliterated)

1. Kochisov V. K., Gogitsaeva O. U., Timoshkina N. V. Rol' distantsionnogo obucheniya v izmene-nii sposobov i priemov obrazovatel'nogo protsessa v vuze [The role of distance education in changing methods and techniques of the educational process in high school]. *Obrazovatel'nye tekhnologii i obshchestvo* [Educational technology and society]. 2015, vol.18, no. 1, pp. 395–407.
2. Zakharova O. A. Distantsionnye tekhnologii v professional'nom obrazovanii [E-learning technologies in vocational education]. *Srednee professional'noe obrazovanie* [Vocational secondary education]. 2009, no. 7, pp. 15–19.
3. Konovalenko O. E., Brusentsev V. O. Informatsiyno-komunikatsiyni tekhnologii v navchal'nomu protsesi [Information and communication technologies in educational process]. *Sistemi obrobki informatsii* [Information processing systems]. 2014, vol. 1 (117), pp. 251–253.
4. Ibragimova O. V., Kuznetsova N. V. Distantsionnye obrazovatel'nye tekhnologii v dopolnitel'nom professional'nom obrazovanii [Remote educational technologies in additional professional education]. *Obrazovatel'nye tekhnologii i obshchestvo* [Educational technology and society]. 2015, vol. 18, no. 3, pp. 421–435.
5. Reutov A. Ya., Ponomareva S. A. Tekhnologii distantsionnogo obucheniya v sovremennom professional'nom obrazovanii [Technology distance learning in modern vocational education]. *Materialy VI Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. "Pedagogicheskiy opyt: teoriya, metodika, praktika"* [Mater. of the VI Int. Science-Pract. Conf. "Teaching experience: theory, methodology, practice"]. Cheboksary, CNS "Interactive plus" Publ., 2016, no. 1 (6), pp. 347–348.
6. Afanas'ev V. P., Konoplev G. A., Timofeev A. V. Primenenie elektronogo obucheniya i distantsionnykh obrazovatel'nykh tekhnologiy pri povyshenii kvalifikatsii i perepodgotovke inzhenernykh kadrov [The use of e-learning and distance educational technologies in training and retraining of engineering personnel]. *Obrazovatel'nye tekhnologii i obshchestvo* [Educational technology and society]. 2013, vol. 16, no. 4, pp. 372–386.
7. Anisimov A. M. Rabota v sisteme distantsionnogo obucheniya Moodle [Work in system of distance learning Moodle]. Kharkov, KhNAGKh Publ., 2009. 292 p.

Надійшла (received) 07.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Використання сучасних мультимедійних та інтерактивних технологій в освіті / О. Є. Коноваленко, В. О. Брусенцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 156–160. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079–0066.

Использование современных мультимедийных и интерактивных технологий в образовании / О. Е. Коноваленко, В. А. Брусенцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 156–160. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079–0066.

Use of modern multimedia and interactive technologies in education / O. E. Konovalenko, V. A. Brusentsev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – № 14 (1236). – P.156–160. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079–0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Коноваленко Ольга Євгенівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 315-15-84; e-mail: koe2010@ukr.net.

Коноваленко Ольга Евгеньевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 315-15-84; e-mail: koe2010@ukr.net.

Konovalenko Olha Evgenivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Theory and Systems of Automated Design of Mechanisms and Machines; tel.: (057) 315-15-84; e-mail: koe2010@ukr.net.

Брусенцев Віталій Олександрович – кандидат технічних наук, доцент, Харківська державна академія культури, доцент кафедри інформаційно-документних систем; тел.: (057) 759-74-73; e-mail: vitalij.brusentsev@ukr.net.

Брусенцев Виталий Александрович – кандидат технических наук, доцент, Харьковская государственная академия культуры, доцент кафедры информационно-документных систем; (057) 759-74-73; e-mail: vitalij.brusentsev@ukr.net.

Brusentsev Vitalij Oleksandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Docent, Kharkiv State Academy of Culture, Associate Professor at the Department of Information and Documentary Systems; tel.: (057) 759-74-73; e-mail: vitalij.brusentsev@ukr.net.

**А. П. МАРЧЕНКО, М. А. ТКАЧУК, С. О. КРАВЧЕНКО, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В. Г. ГОНЧАРОВ,
О. В. КОХАНОВСЬКА, І. Я. ХРАМЦОВА, А. М. ГОЛОВІН, В. В. ШЕМАНСЬКА**

**ТЕХНОЛОГІЯ ДИСКРЕТНОГО ТА КОМБІНОВАНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ
РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ВІЙСЬКОВОЇ ТА ЦИВІЛЬНОЇ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ:
ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НА ОСНОВІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

У статті описане розроблення та впровадження у виробництво нової комплексної енергозберігаючої технології виготовлення і ремонту на базі дискретного зміцнення відповідальних важконавантажених деталей військових та цивільних машин. Вона дає змогу підвищити ресурс та імпортозаміщення матеріалів, а також зменшити витрати енергії як на етапі виготовлення, так і при їх експлуатації. Розроблені рекомендації щодо режимів обробки деталей з використанням технологій дискретного зміцнення, які забезпечують підвищення енергоефективності на етапі виготовлення та експлуатації деталей машин.

Ключові слова: технологія дискретного зміцнення, комбіноване зміцнення, ресурс елементів конструкцій, військова та цивільна мобільна техніка, комп'ютерне моделювання.

В статье описана разработка и внедрение в производство новой комплексной энергосберегающей технологии изготовления и ремонта на базе дискретного упрочнения ответственных тяжелонагруженных деталей военных и гражданских машин. Она позволяет повысить ресурс и импортозамещения материалов, а также уменьшить затраты энергии как на этапе изготовления, так и при их эксплуатации. Разработаны рекомендации по режимам обработки деталей с использованием технологий дискретного упрочнения, обеспечивающих повышение энергоэффективности на этапе изготовления и эксплуатации деталей машин.

Ключевые слова: технология дискретного упрочнения, комбинированное упрочнения, ресурс элементов конструкций, военная и гражданская мобильная техника, компьютерное моделирование.

It's described development and introduction of new complex energy-efficient technology of manufacturing and repairing based on discrete strengthening of responsible heavy-duty military and civilian vehicles. It allows increasing resource and replacement of import materials, as well as reducing energy consumption during their manufacturing and operation. Recommendations for regimes of parts machining using discrete strengthening technology, which provide energy efficiency during production and exploitation of machine parts, are developed.

Keywords: discrete strengthening technology, combined strengthening, resource of structural elements, military and civilian mobile technics, computer modeling.

Вступ. Проблема створення високонадійної цивільної і військової техніки та забезпечення її високих технічних і тактико-технічних характеристик (ТіТТХ) при використанні найменш витратних, енергоефективних та екологічно безпечних методів виробництва і обробки, безумовно, є дуже важливою для сучасного машинобудування. Значна частина машинобудівних конструкцій працює у важких умовах одночасної дії багатьох чинників – високих і неоднорідно розподілених напружень, циклічних навантажень, що викликають втому матеріалу виробу; важливі також і такі чинники як підвищені та високі температури, наявність тертя, результатом якого є зношування контактуючих поверхонь, вплив агресивного середовища тощо. У зв'язку з цим при їх виготовленні необхідний пошук таких технологій, які дозволили б задовольнити якщо не всі, то принаймні найважливіші вимоги до характеристик матеріалу. Зокрема, гостро стоїть питання підвищення ресурсу транспортної військової та цивільної техніки, яке у першу чергу впирається у збільшення довговічності двигунів та інших визначальних елементів їхніх конструкцій.

Отже, проблема підвищення зносостійкості деталей транспортних засобів та трибосистем в цілому є актуальною і вимагає всебічного підходу і вивчення. При цьому технологічний процес виготовлення, ремонту і відновлення деталі (агрегату) передбачає не тільки досягнення необхідних геометричних параметрів, але і, головним чином, усунення або уповільнення руйнівних процесів, які природно протікають на поверхні деталі. Тому при досить великій кількості способів актуальною

проблемою досі є пошук нових ефективних технологій, що забезпечують підвищення ресурсу робочих поверхонь.

Аналіз стану проблеми. На теперешній час існує велика кількість методів, способів та технологій зміцнення деталей [1–7]. Це викликано тим, що основним чинником підвищення технологічного рівня та економічної ефективності експлуатації важконавантажених виробів є використання енерго- та ресурсозберігаючих технологій, які забезпечують підвищення триботехнічних і механічних характеристик деталей, вузлів та агрегатів, а також максимальний залишковий ресурс об'єктів.

При виготовленні та ремонті будь-якої машини слід визначити її агрегат, вузол чи деталь, які у першу чергу схильні до відмов у роботі. Практика показала, що такою слабкою ланкою для транспортних засобів є, наприклад, дизель, а найбільш характерною деталлю останнього з позицій відмов є колінчастий вал. Він зміцнюється із застосуванням азотування, цементації, СВЧ та інших засобів зміцнення. При виконанні заключних операцій шліфування значна частина зміцненого шару видаляється. Внаслідок цього нові колінчасті вали, як правило, мають різну товщину зміцненого шару за периметром корінних та шатунних шийок. У результаті там, де цей шар найтонший, виникають втомні віспоподібні вириви металу глибиною до 0,5 мм, що вимагає перешліфування вала у менший ремонтний розмір. Отже, згідно з діючими ремонтними технологіями, видаляється первинний зміцнений шар металу. Тому після декількох ремонтів вал із дорогої сталі доводиться утилізувати, хоча цей вал втратив усього

кілька сот грамів металу.

Подібні проблеми виникають при ремонті інших важких машин – прокатних станів, турбін, потужних металорізальних верстатів, двигунів морських та річкових суден тощо. Тому протягом останніх двох десятиліть був проведений цикл теоретичних та експериментальних досліджень, метою яких було визначення оптимальних напрямків підвищення надійності таких машин технологічними методами при виготовленні та ремонті. Першим етапом цих досліджень була систематизація методів інженерії поверхні деталей машин, що знайшла відображення в наукових працях [8–10]. Було показано, як впливають різні методи на експлуатаційні властивості деталей (зносостійкість, опір втомі, опір адгезійним явищам, задиристійкість, триботехнічні характеристики тощо) через комплекс фізико-механічних характеристик (мікротвердість, залишкові напруження, мікроструктуру, текстуру, мікро- і макропрофіль поверхні, товщину зміцненого шару та міцність його утримання на основі).

На основі цих досліджень було науково обґрунтовано, широко апробовано і впроваджено у виробництво принципово нову високоефективну технологію зміцнення деталей типу вал двигунів та силових агрегатів, основою якої є нова концепція формування зносостійкого шару металу. Цей шар поєднує переваги класичних суцільних покриттів, такі як хороші захисні властивості від дії середовища та високий опір зношуванню. Крім того, особливостями такого методу отримання поверхневого шару є його дискретність, що передбачає чергування зносостійких "острівців" або "стрічок" будь-якої конфігурації з незміцненими ділянками основи деталі. Оскільки ці "острівці" або "стрічки" між собою розділені основним матеріалом, то кожен з них несе тільки свою частину навантаження. Цей захід дає змогу виключити розтріскування поверхневого шару під навантаженням, що є досить характерними для суцільних покриттів. Ще однією особливістю концепції є створення заглиблень на самих "острівцях" та "стрічках" зносостійкого матеріалу для поліпшення умов змащування пари деталей, що працюють при терті ковзання. Що стосується змащування, то суттєвою перевагою дискретного покриття над суцільним є різні швидкості зношування матеріалу "острівців" і матеріалу основи. Тобто під час припрацювання пари деталей в контакті утворюються мікрозазори по усій поверхні основного матеріалу, які стають резервуарами для мастила.

Теоретичний та числовий аналіз та синтез роботи зміцнених деталей [11–17] на мікро- та макрорівні за допомогою методу скінченних елементів продемонстрував, що для технології дискретного зміцнення характерні прояви двох ефектів: «Δ-ефект» та «σ-ефект». Перший пов'язаний із тим, що із-за різниці фізико-механічних властивостей матеріалу зони дискретного зміцнення та основного металу при навантаженні на поверхні зміцненої деталі формуються виступи дискретних зон над номінальним рівнем поверхні. При цьому такий «архіпелаг» острівців несе основне навантаження. Другий ефект пов'язаний з тим,

що при складанні залишкового та робочого напружено-деформованого станів підвищується рівень напружень у зонах дискретного зміцнення, а в основному металі – зменшується. Це приводить у цілому до підвищення міцності загальної композиції, оскільки механічні властивості легувального металу значно вищі.

Параметрична оптимізація параметрів дискретизації дала змогу оцінити рекомендований показник відносної площі дискретного зміцнення у $65\div 75\%$.

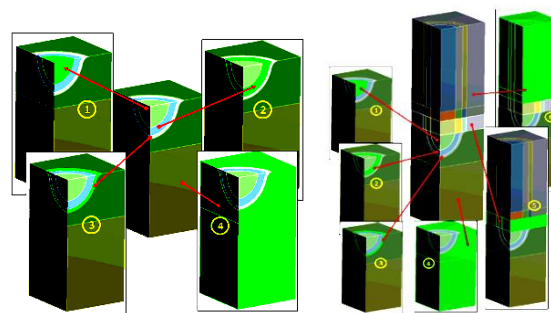
Постановка завдань досліджень. Мета роботи – визначення науково обґрунтованих рекомендацій щодо застосування технологічних режимів з метою забезпечення тактико-технічних та технічних характеристик широкого класу військових машин та цивільної техніки на основі додаткових багатоваріантних комп'ютерних досліджень напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машин.

Для обґрунтування ефективності розробленої технології дискретного зміцнення були проведені чисельні дослідження напружено-деформованого стану представницького фрагменту матеріалу деталі, зміцненої за технологією дискретного зміцнення, з одного боку, та деталі із зоною гальвано-плазмового оксидування (ГПО), – з іншого.

Зокрема, проведені варіювання коефіцієнту дискретного зміцнення (тобто відношення площі зміцнених зон до загальної площі поверхні деталі). Це відбувається за рахунок зростання розмірів деталі за межами зони дискретного зміцнення.

Досліджування об'єкта. При проведенні дослідження були розглянуті різні геометричні моделі, які описували $1/4$ частину виділеної ділянки матеріалу, що містить ґратку, утворену після проведення технологічної обробки - дискретного зміцнення.

Це дослідження складалося з двох етапів. На першому етапі розглядався сектор із ґраткою (зоною дискретного зміцнення) під дією зовнішнього тиску, на другому етапі розглядалася контактна взаємодія ґратки і елемента спряженого тіла. На рис. 1 представлені геометричні моделі для двох етапів досліджень, тут же позначені елементи геометричних моделей, для яких визначалися компоненти напружено-деформованого стану.



Геометрична модель I етапу Геометрична модель II етапу

Рис. 1 – Геометричні моделі для двох етапів досліджень:
1 – перший шар ґратки, 2 – другий шар ґратки, 3 – третій шар ґратки, 4 – основний матеріал, 5 – шар «ГПО», 6 – основний матеріал

На кожному етапі дослідження проводилося варіювання габаритних розмірів досліджуваної моделі, при якому розміри ґратки (трьох її елементів) залишалися незмінними, а варіювання, як зазначалося вище, проводилося за рахунок основного матеріалу. На рис. 2 представлена частина геометричної моделі із позначеним параметром варіювання a . У табл. 1 наведені габаритні розміри моделей для кожного з етапів.

Таблиця 1 – Габаритні розміри геометричних моделей

Радіус ґратки, мм	0,5						
Довжина сторони a_i , мм	0,1	0,94	0,88	0,82	0,76	0,7	0,64
Висота нижньої частини b , мм	2						
Товщина шару ГПО c , мм	0,3						
Висота верхньої частини d , мм	2,3						

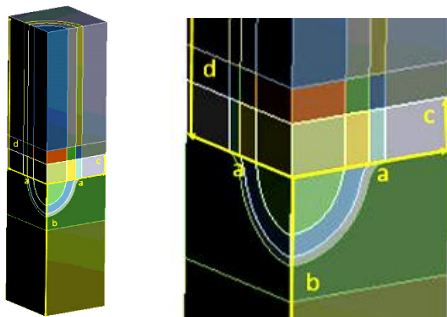


Рис. 2 – Частина геометричної моделі з варіюваним параметром a

При цьому, як було відзначено вище, ґратка складалася з трьох частин, товщина третього і другого шару становить 1/10 і 1/4 частина радіусу ґратки, відповідно. У табл. 2 наведені фізико-механічні властивості матеріалів, які відповідають різним елементам досліджуваних моделей.

Таблиця 2 – Фізико-механічні властивості матеріалів

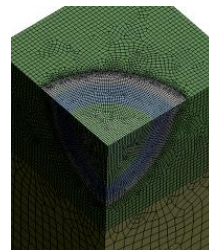
Матеріал	Модуль пружності E , МПа	Коеф. Пуассона ν	Границя міцності σ_B , МПа
Сталь (шар 1)	$2 \cdot 10^5$	0,3	$8 \cdot 10^2$
Сталь (шар 2)	$2 \cdot 10^5$	0,3	$6 \cdot 10^2$
Сталь (шар 3)	$2 \cdot 10^5$	0,3	$4 \cdot 10^2$
Чавун	$1,1 \cdot 10^5$	0,25	$1,5 \cdot 10^2$
Шар ГПО	$3,448 \cdot 10^5$	0,3	$1,5 \cdot 10^2$
Алюміній	$7 \cdot 10^4$	0,35	$1,5 \cdot 10^2$

Таким чином, були побудовані 8 розрахункових схем для першого етапу дослідження. Перші 7 з них мали різні геометричні розміри при відповідних фізико-механічних властивостях матеріалів з урахуванням дискретного зміцнення, а 8-а відповідала 1-й за геометричними розмірами, але без урахування зміни фізико-механічних властивостей для дискретно зміцненої зони.

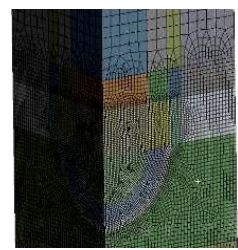
Для другого етапу було побудовано 10 розрахункових схем. Перші 7 пропонували варіювання параметра a_i з урахуванням фізико-механічних властивостей для дискретно зміцненої зони і шару ГПО,

проте були додані ще три моделі: 8-а розрахункова схема – без урахування властивостей дискретно зміцненої зони (призначалися властивості основного матеріалу – чавун), але з урахуванням властивостей матеріалу, отриманих при використанні ГПО; 9-а розрахункова схема – без урахування фізико-механічних властивостей, отриманих при використанні ГПО (призначалися властивості основного матеріалу – алюміній), але з урахуванням властивостей дискретно зміцненої зони; 10-а розрахункова схема – без урахування властивостей дискретно зміцненої зони і без властивостей, отриманих при використанні ГПО, обом елементам призначалися властивості основного матеріалу – чавун (для елементів 1-3) і алюміній (для елемента 5).

Побудовані скінченно-елементні моделі налічували близько 160 тис. елементів для моделей першого етапу і 200 тис. елементів – для другого. На рис. 3 представлені скінченно-елементні моделі для двох етапів. Використання елемента типу SOLID186 дає змогу мінімізувати похибку і тим самим домогтися найбільш точних результатів у ході чисельних досліджень.



СЕ модель I етапу



СЕ модель II етапу

Рис. 3 – Скінченно-елементні моделі для двох етапів дослідження

Як навантаження прикладався тиск 100 МПа до верхньої поверхні для усіх розрахункових схем, а нижня поверхня фіксувалася. Також на модель накладалися умови симетрії на всі бічні поверхні.

За підсумками проведених досліджень визначалися компоненти напружено-деформованого стану, переміщень, коефіцієнт запасу. Також будувалися графіки еквівалентних напружень і повних переміщень за заданими шляхами, на рис. 4 представлені задані шляхи.

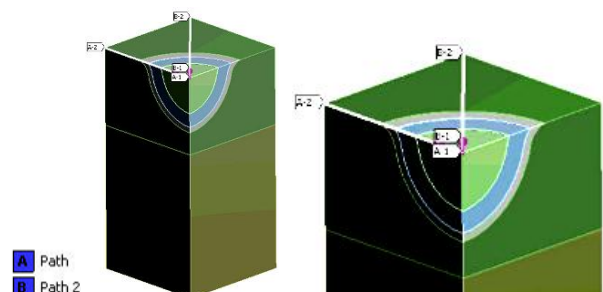


Рис. 4 – Задані шляхи для двох етапів дослідження

Результати чисельних досліджень першого етапу. Нижче на рис. 5–7 представлені діаграми з максимальними значеннями еквівалентних напружень, компонент тензора напружень, повними і осьовими деформаціями, переміщеннями і коефіцієнта запасу для елементів моделі.

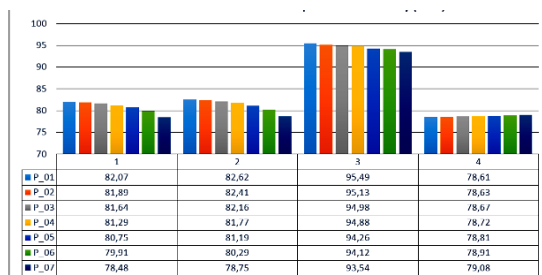


Рис. 5 – Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом(МПа)

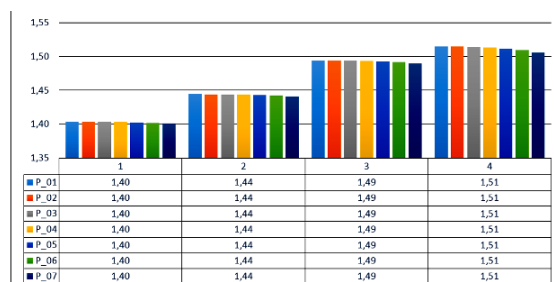


Рис. 6 – Максимальні повні переміщення (мм)

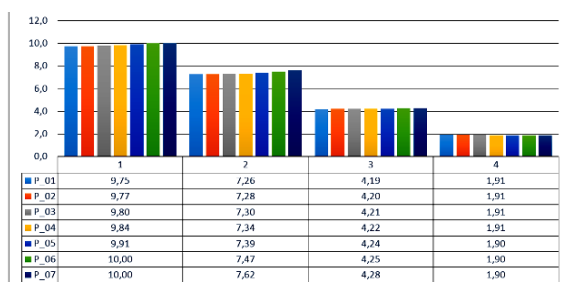


Рис. 7 – Коефіцієнт запасу

Також аналогічні діаграми були отримані і для моделей, що мали відмінності за фізико-механічними властивостями, які наведені на рис. 8, 9. При цьому представлені тільки характерні величини (максимальні еквівалентні напруження за Мізесом, максимальні повні деформації і коефіцієнт запасу).

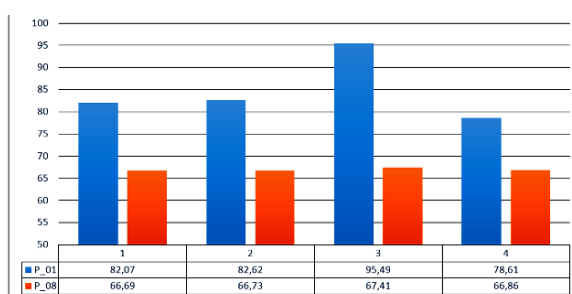


Рис. 8 – Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом(МПа)

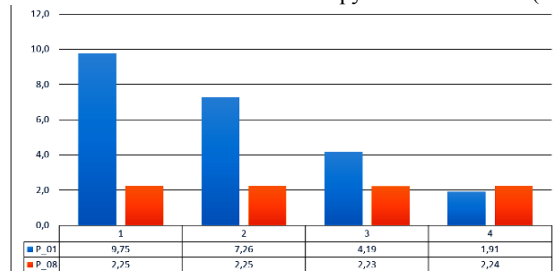


Рис. 9 – Коефіцієнт запасу за еквівалентними напруженнями

На рис. 10–13 представлені графіки розподілів окремих величин, побудовані за двома шляхами, повними деформаціями і повними переміщеннями, відповідно. На рис. 14–17 – аналогічні графіки для моделей, що мали відмінності за фізико-механічними властивостями.

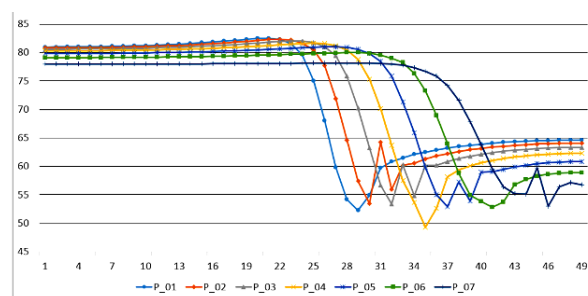


Рис.10 – Еквівалентні напруження за Мізесом(МПа), шлях 1

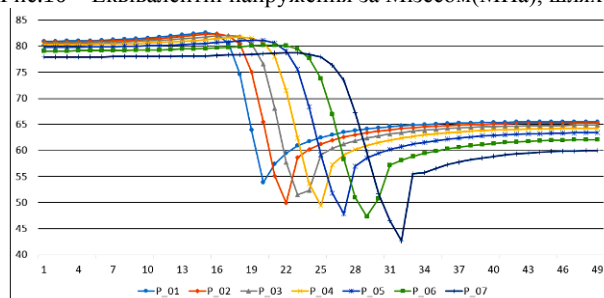


Рис. 11 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 2

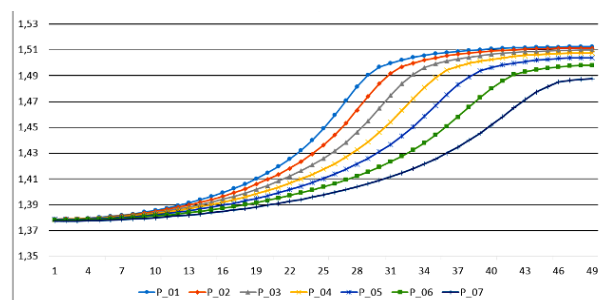


Рис. 12 – Повні переміщення (мм), шлях 1

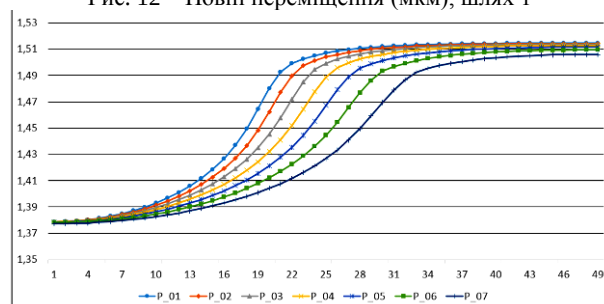


Рис. 13 – Повні переміщення (мм), шлях 2

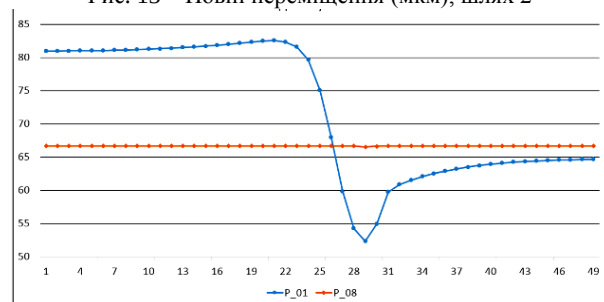


Рис. 14 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 1

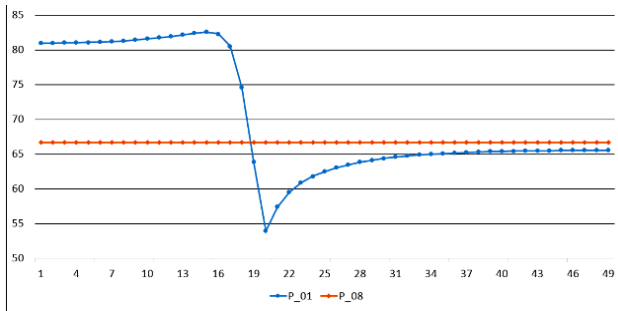


Рис. 15 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 2

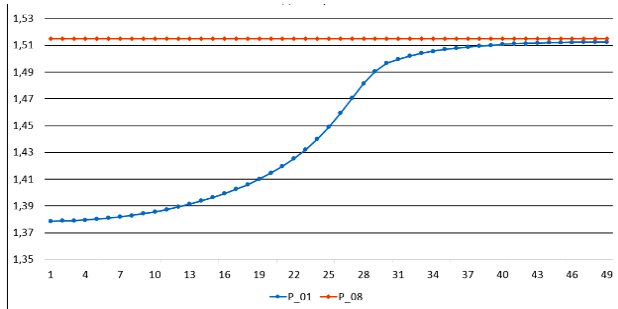


Рис. 16 – Повні переміщення (мм), шлях 1

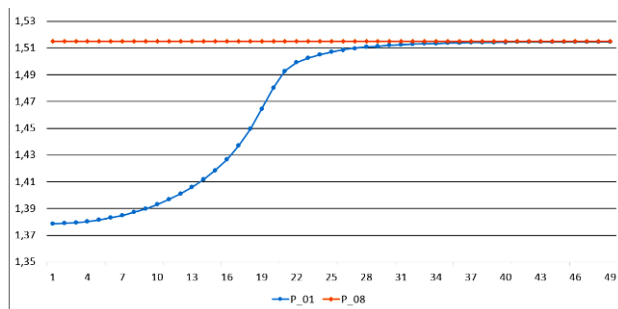


Рис.17 – Повні переміщення (мм), шлях 2

У свою чергу, були визначені поля еквівалентних напружень, компонент тензора напружень, повних і головних деформацій, переміщень, а також коефіцієнта запасу для всіх елементів досліджуваної моделі. Однак оскільки для всіх моделей, що відрізнялися лише габаритними розмірами, але були однаковими за фізико-механічними властивостями матеріалів елементів моделі, дані розподілу є характерними, то на рис. 18–22 представлені результати для двох моделей, відмінності яких становили фізико-механічні властивості матеріалів, але самі моделі – однакові за розмірами.

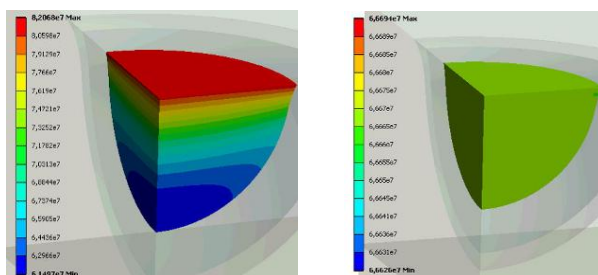


Рис.18 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

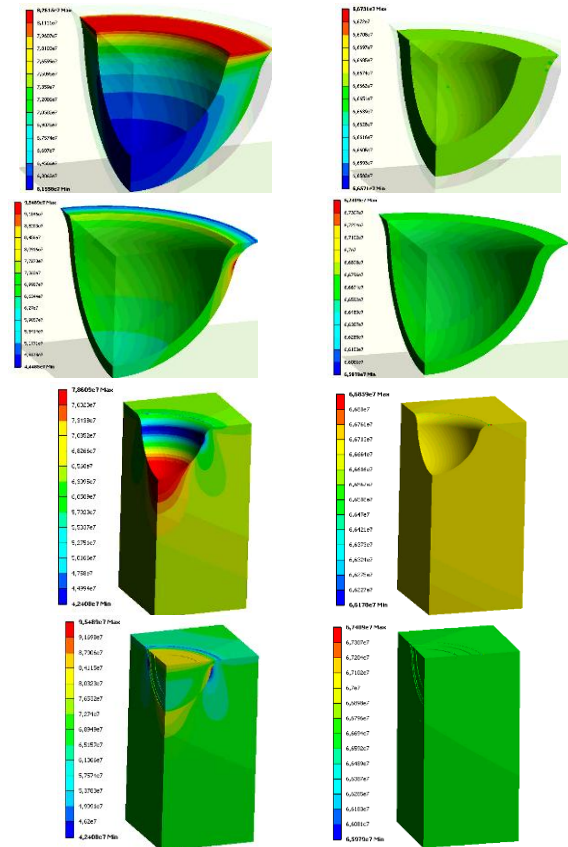


Рис. 19 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

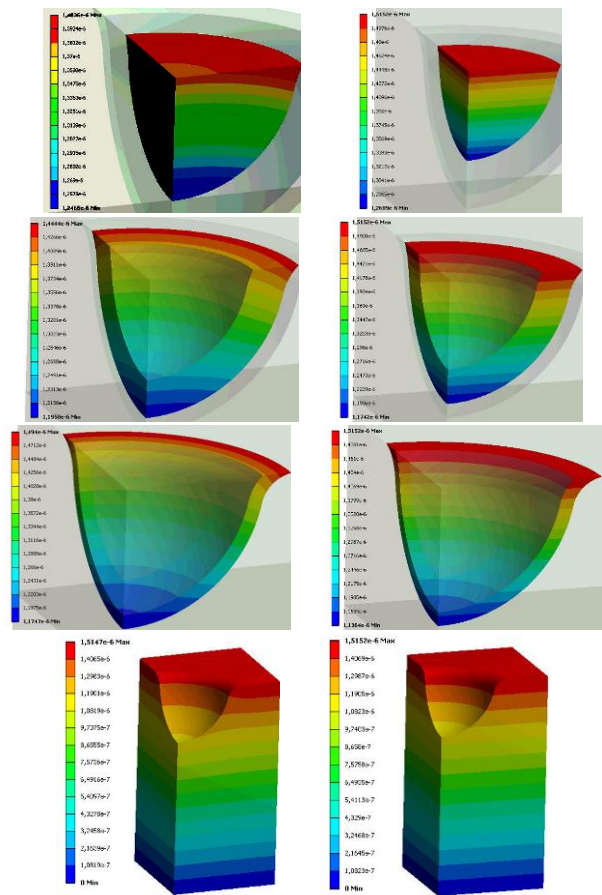


Рис. 20 – Розподіл повних переміщень

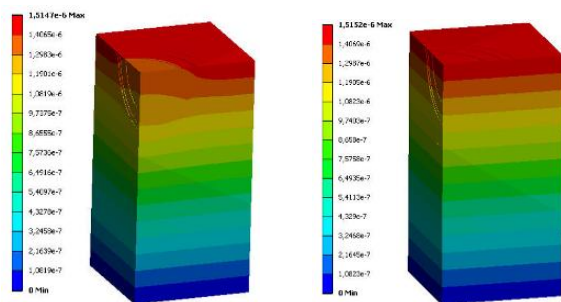


Рис. 21 – Розподіл повних переміщень

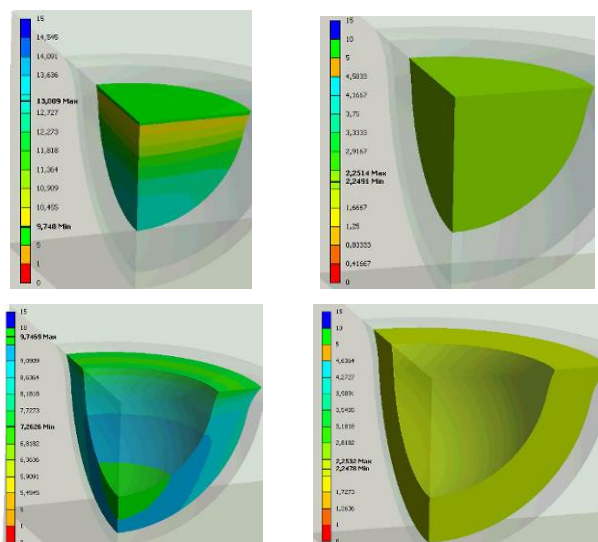


Рис. 22 – Розподіл коефіцієнта запасу

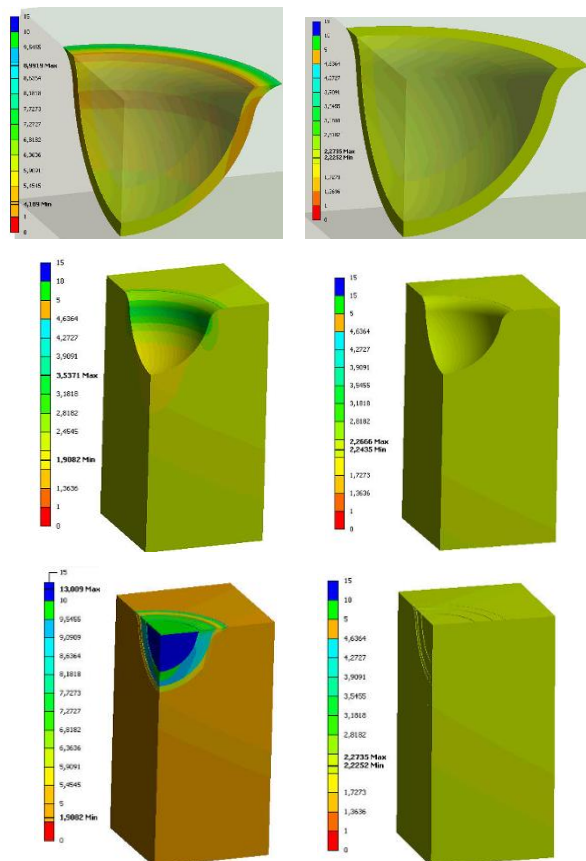


Рис. 23 – Розподіл коефіцієнта запасу

Результати другого етапу досліджень. Аналогічні результати досліджень для другого етапу представлені на рис. 24–53.

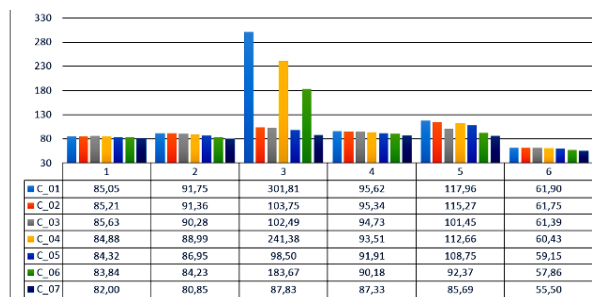


Рис. 24 – Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)

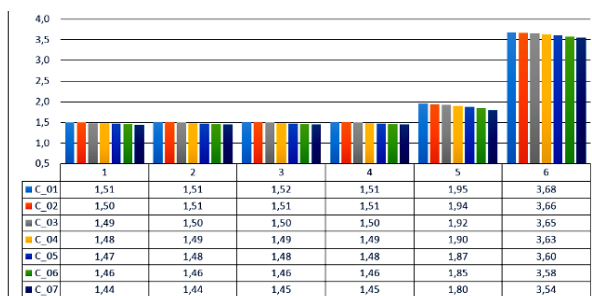


Рис. 25 – Максимальні повні переміщення (мм)

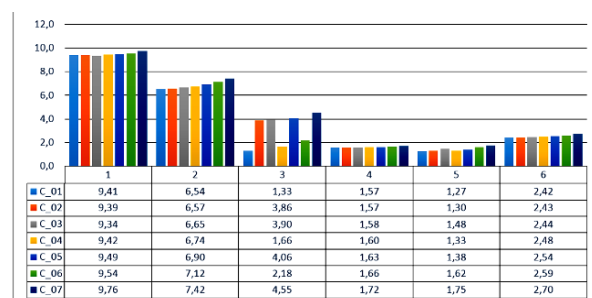


Рис. 26 – Коефіцієнт запасу

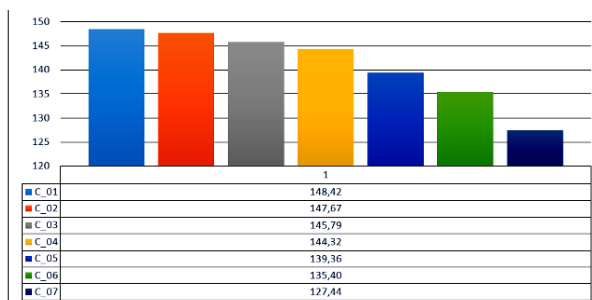


Рис. 27 – Контактний тиск (МПа)

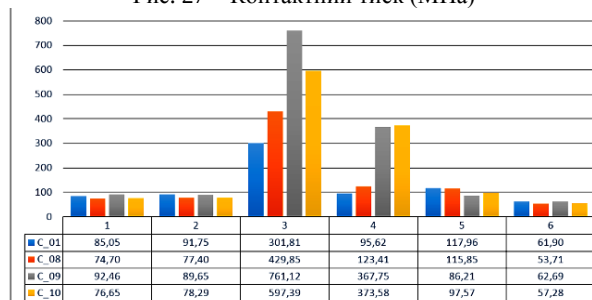


Рис. 28 – Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)

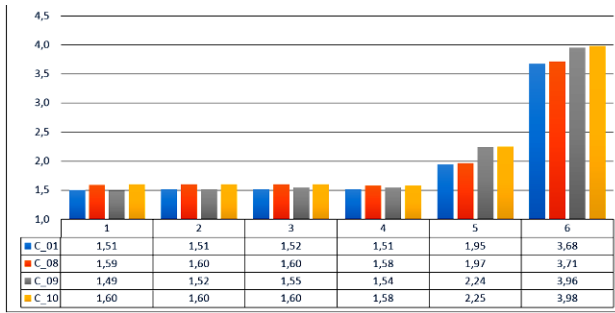


Рис.29 – Максимальні повні переміщення (мм)

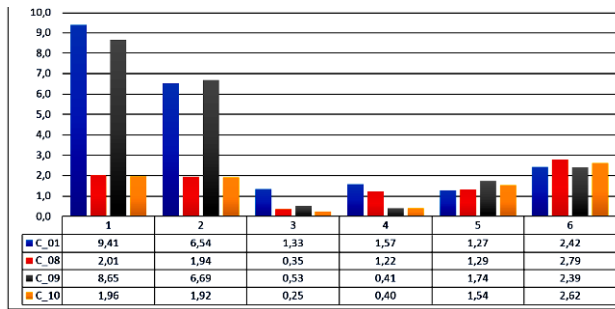


Рис. 30 – Коефіцієнт запасу

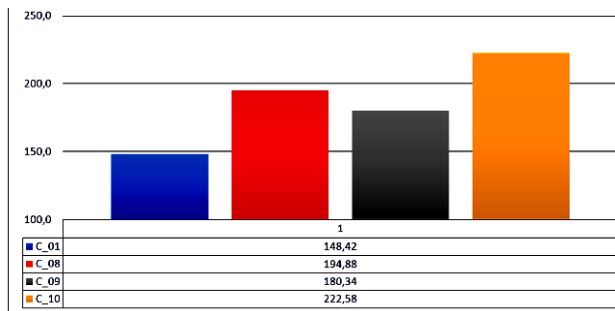


Рис. 31 – Контактний тиск (МПа)

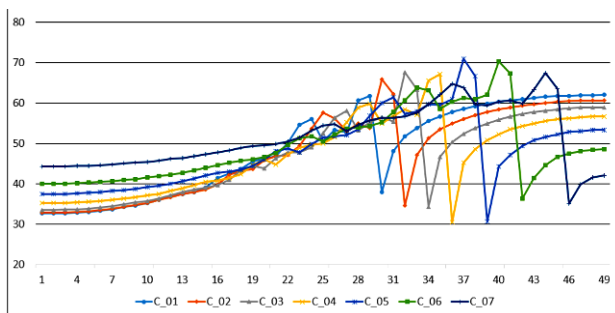


Рис. 32 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 1

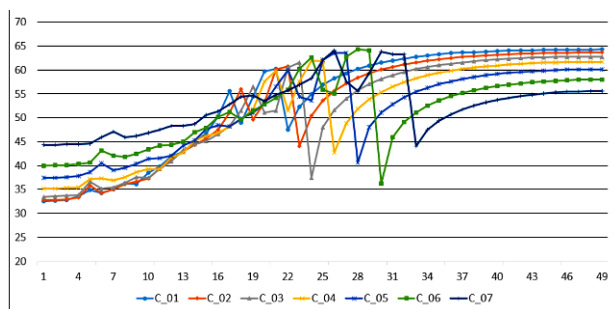


Рис. 33 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 2

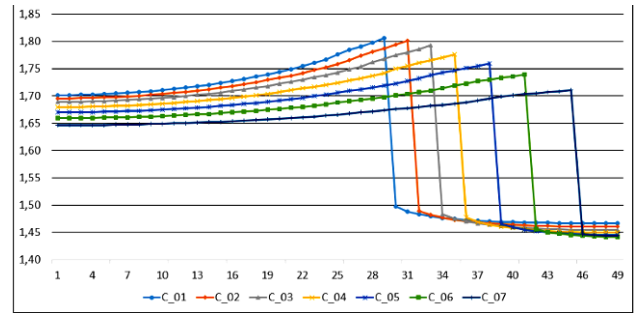


Рис. 34 – Повні переміщення (мм), шлях 1

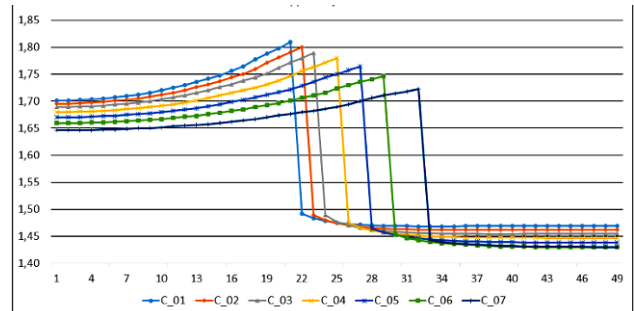


Рис. 35 – Повні переміщення (мм), шлях 2

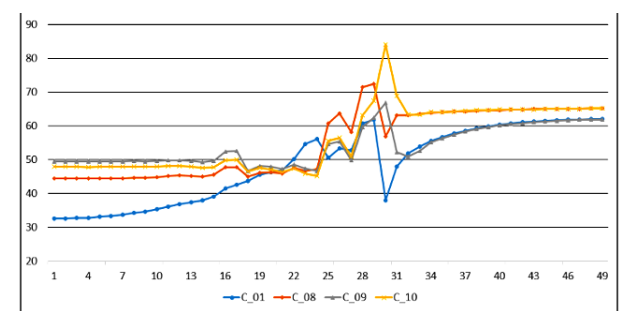


Рис. 36 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 1



Рис. 37 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), шлях 2

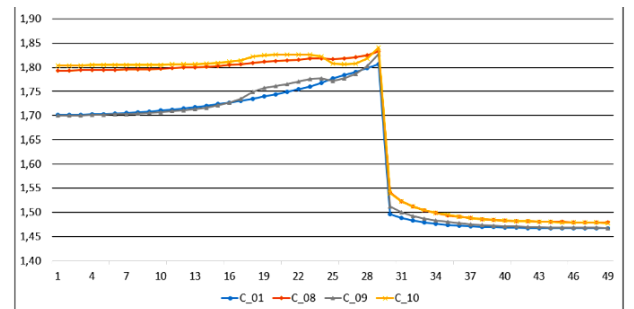


Рис. 38 – Повні переміщення (мм), шлях 1

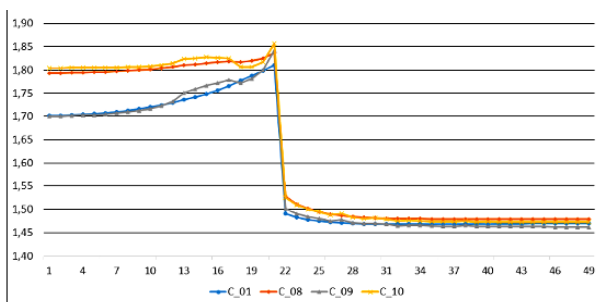


Рис. 39 – Повні переміщення (мкм), шлях 2

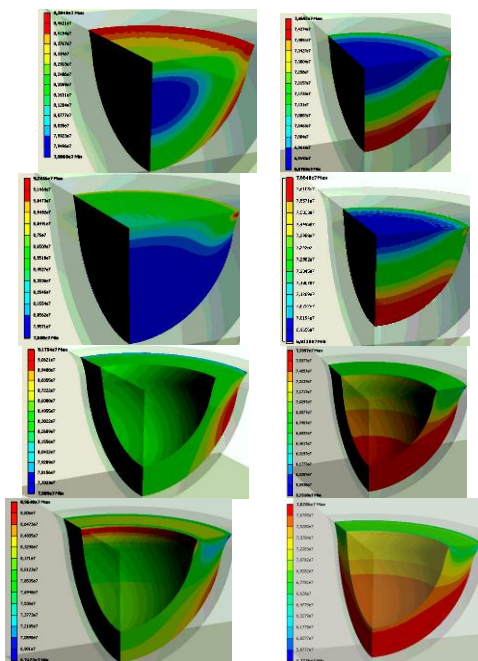


Рис. 40 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

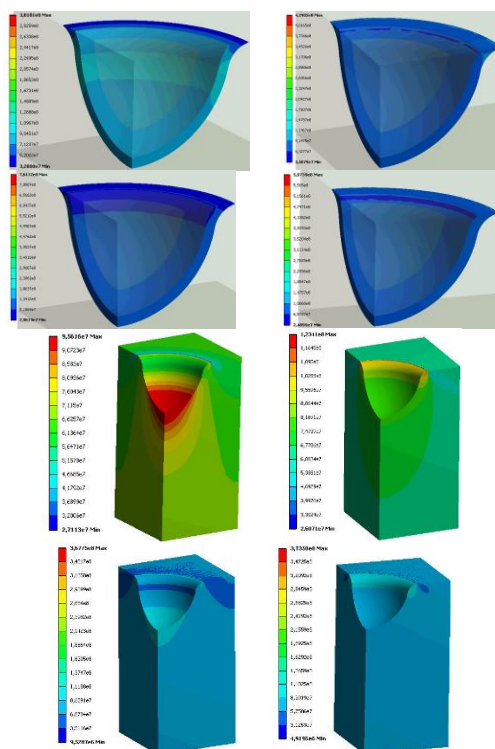


Рис. 41 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

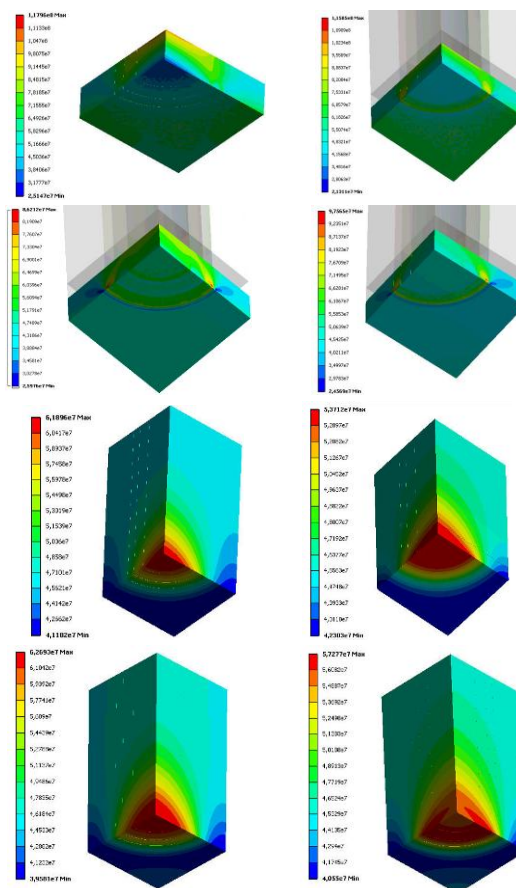


Рис. 42 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

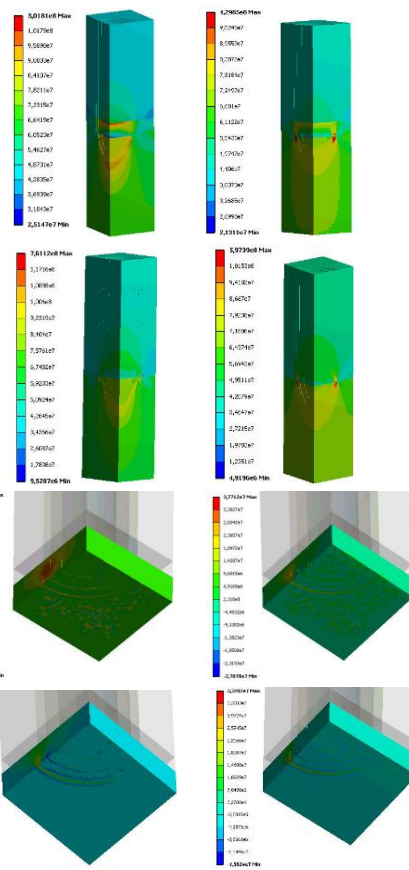


Рис. 43 – Розподіл контактного тиску, МПа

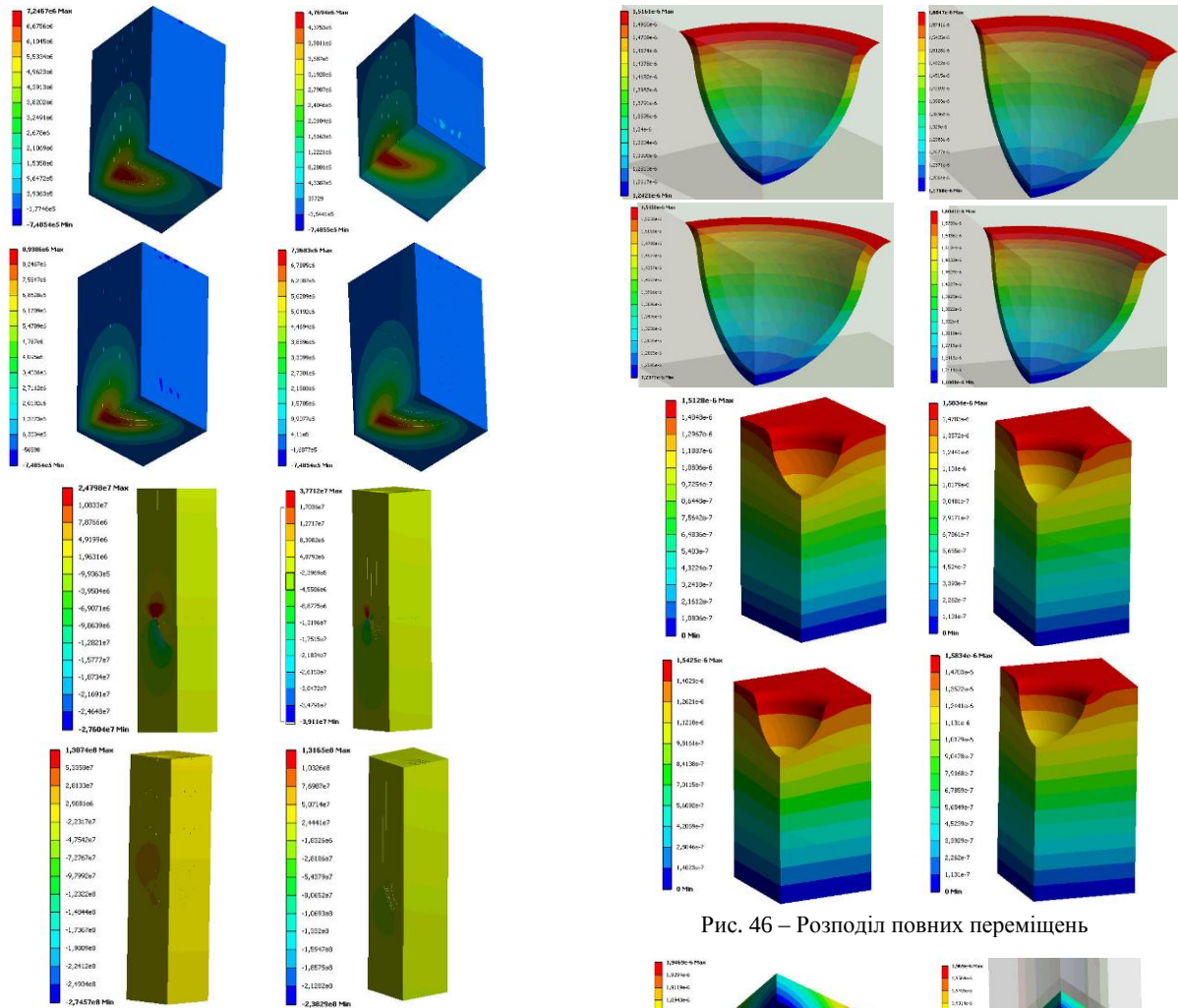


Рис. 44 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

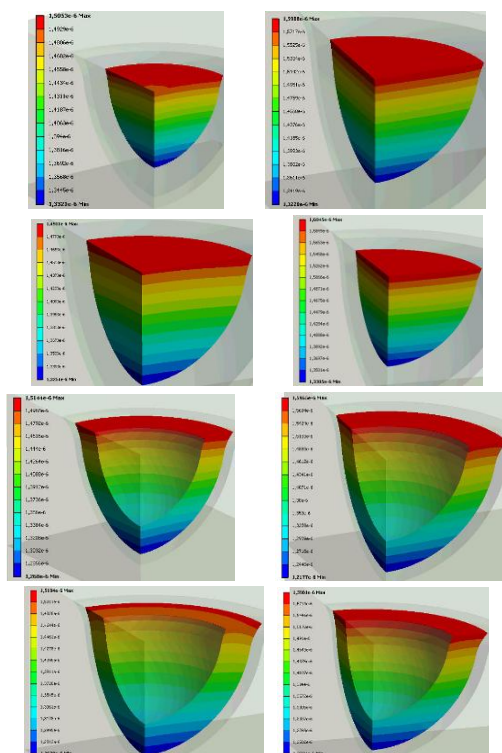


Рис. 45 – Розподіл повних переміщень

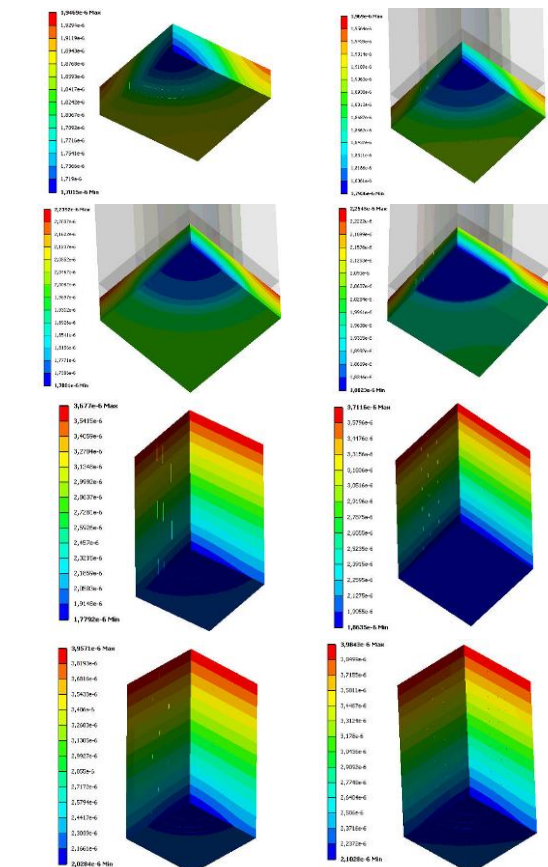


Рис. 47 – Розподіл повних переміщень

Рис. 46 – Розподіл повних переміщень

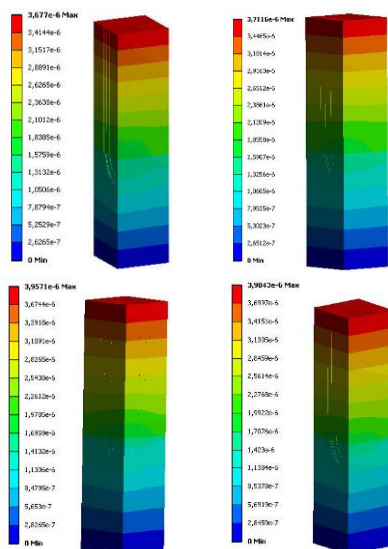


Рис. 48 – Розподіл повних переміщень

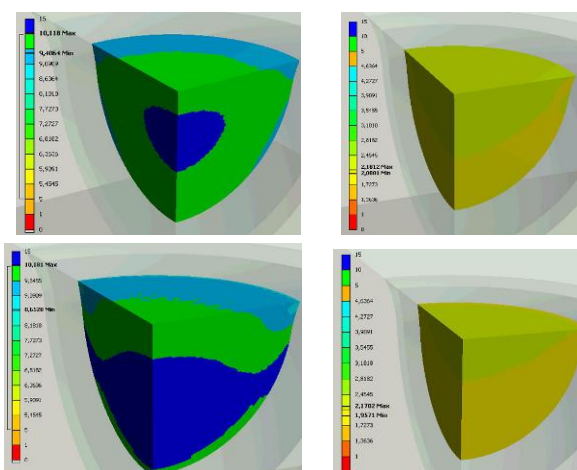


Рис. 49 – Розподіл коефіцієнту запасу

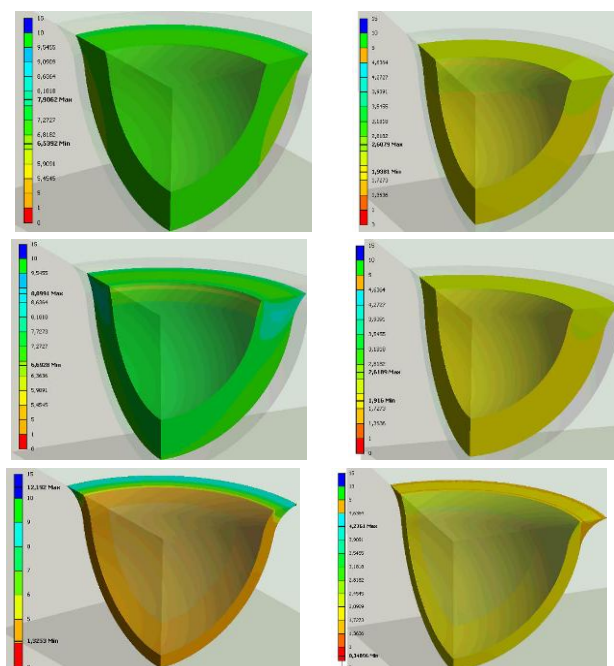


Рис. 50 – Розподіл коефіцієнту запасу

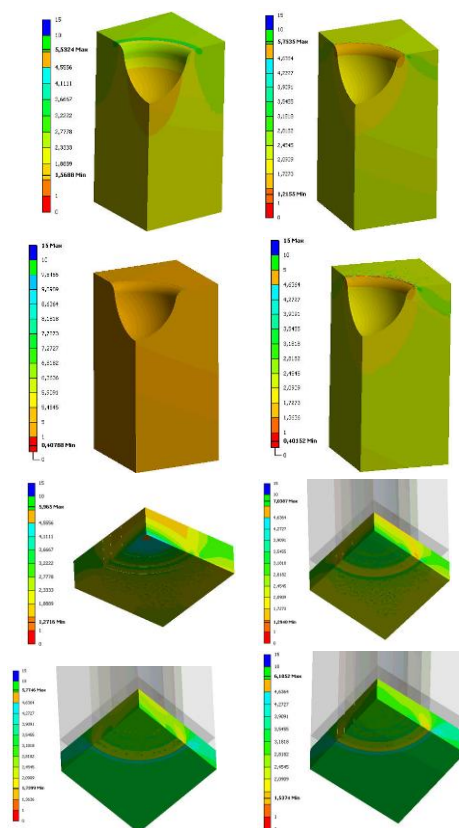


Рис. 51 – Розподіл коефіцієнту запасу

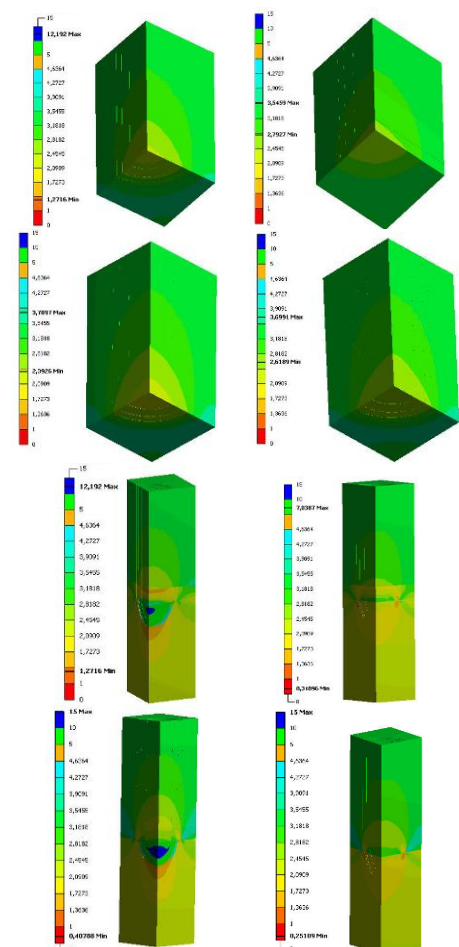


Рис. 52 – Розподіл коефіцієнту запасу

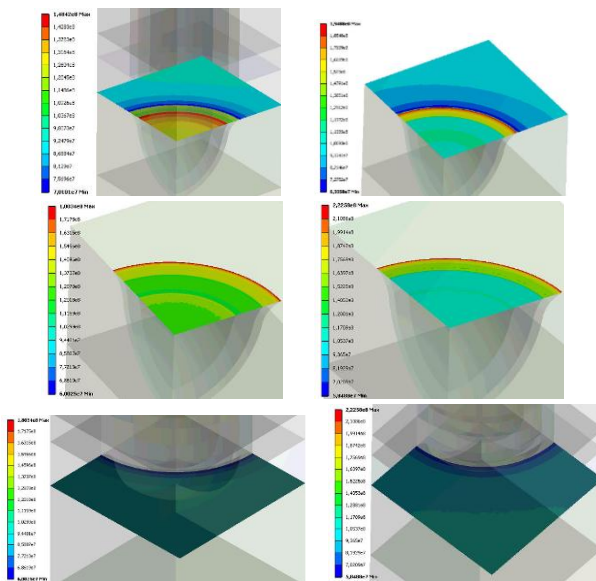


Рис. 53 – Розподіл коефіцієнту запасу

Аналіз результатів. Як видно із наведених результатів, досягається неоднорідний напружено-деформований стан досліджуваних тіл. При цьому підтверджено результати попередніх досліджень [11–17], отримані на моделях більш простого рівня, проте уточнено розподіл компонент напружено-деформованого стану за рахунок побудови та використання у дослідженнях більш масштабних моделей.

Зокрема, побудована модель є, на відміну від попередніх [11–17], багатозаровною, а не однорідною, у частині моделювання зон дискретного зміцнення. Крім збільшення кількості зон із різними характеристиками, було значно збільшено також розмірність скінченно-елементної моделі. Це було викликано тим, що результати лабораторних досліджень, які виконані на попередніх етапах досліджень [11–17], демонстрували певну нерівномірність розподілу механічних і фізико-механічних властивостей матеріалу у зоні дискретного зміцнення. Це й було відображено у вдосконаленій скінченно-елементній моделі. Більш того, із використанням удосконалених моделей були проведені багатоваріантні розрахунки із варіюванням, як відзначалося вище, геометричних параметрів досліджуваної системи.

У результаті проведених досліджень встановлено:

1) зони дискретного зміцнення при прикладанні навантаження дещо виступають над номінальним рівнем поверхні дискретно зміцненої деталі; таким чином, більш інтенсивна взаємодія між контактуючими тілами здійснюється переважно через зони дискретного зміцнення; цей ефект, названий раніше [11–17] «Δ-ефект», підтвердився; він створює сприятливі умови для роботи контактуючих деталей;

2) підтвердився також раніше виявлений [11–17] т.з. «σ-ефект», який полягає у підвищенні загального запасу міцності за рахунок перерозподілу контактного

тиску на зони дискретного зміцнення, матеріал яких має значно вищі механічні властивості порівняно із основним матеріалом деталі;

3) побудовані та застосовані скінченно-елементні моделі проємонстрували вирівнювання характеру розподілу компонент напружено-деформованого стану порівняно із тими, що були отримані із використанням більш простих моделей;

4) встановлено, що раціонально коефіцієнт дискретності слід забезпечувати на рівні 60÷75%.

На основі проведених досліджень вдалося перейти до аналізу ефективності роботи контактуючих пар із дискретно зміцненими деталями.

Отже, розрахунковим шляхом спрогнозовано значне зростання енергоефективності застосування дискретно зміцнених деталей на етапі експлуатації за рахунок підвищення міцності та зниження сил тертя.

Таким чином, проведений комплекс досліджень із застосуванням комп'ютерного моделювання є достатньо суттєвим підґрунтям для забезпечення ефективних технологічних рішень для технологій дискретного та комбінованого зміцнення.

Ці дослідження плануються продовжити на майбутнє.

Список литературы

1. Канарчук В. С. Инженерия поверхности деталей транспортных засобів: сучасний стан і перспективи / В. С. Канарчук, Е. К. Посвятенко, Л. А. Лопата // Вісник Національного транспортного ун-ту. – К., 2000. – Вип.4. – С. 6–24.
2. Савченко Б. В. Дискретная обработка – эффективный способ упрочнения деталей машин / Б. В. Савченко, В. Г. Гончаров, А. Н. Леоненко // Механіка та машинобудування. – Х., 2010. – №1. – С. 44–49.
3. Гончаров В. Г. Повышение износостойкости трибосистем / В. Г. Гончаров, Б. В. Савченко // Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – Х., 2003. – Вип.13. – С. 117–119.
4. Матеріалознавство. Підручник / С. С. Дяченко, І. В. Дощечкіна, А. О. Мовлян, Е. І. Плешаков. За ред. проф. С. С. Дяченко. – Харків: ХНАДУ, 2007. – 440 с.
5. Материаловедение : учебник / С. С. Дьяченко, И. В. Дощечкина, А. А. Мовлян, А. И. Плешаков; Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Х., 2010. – 462 с.
6. Верхотуров А. Д. Влияние структуры диборида титана на условия формирования покрытий при электроискровом легировании стали / А. Д. Верхотуров, М. С. Ковальченко, И. А. Подчерняева [и др.] // Порошковая металлургия. – 1983. – № 8. – С. 35–39.
7. A.D.Panasjuk, I.A.Podchernyaeva, I.P.Neshpor, W.Gawalek, V.N.Ivanov. Magnetron sputtered coatings of AlN-TiCrB₂ system. STC "Institute for Single Crystals" Functional Materials 16, No.4 (2009), p. 492–496.
8. Гончаров В. Г. Повышение износостойкости коленчатых валов форсированных дизелей большой мощности / В. Г. Гончаров, Э. К. Посвятенко, С. С. Дяченко // Резание и инструмент в технологических системах. – 2009. – Вип. 77. – С. 53–65.
9. Гончаров В. Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / В. Г. Гончаров. – Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. – Х.: 2008. – 20 с.
10. Гончаров В. Г. Исследование износостойкости стальных коленчатых валов / В. Г. Гончаров, Б. В. Савченко // Вісник ХДТУСГ. – Харків: Изд-во ХДТУСГ. – 2003. – Випуск 17 – С. 71–76.
11. Ткачук Н. А. Численное моделирование контактного взаимодействия деталей ДВС, изготовленных с применением комбинированных технологий / Н. А. Ткачук,

- О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукр. научно-техн. журнал. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 2. – С. 63-67.
12. Кравченко С. Комбинированные технологии повышения износостойкости высоконагруженных пар трения / С. Кравченко, Е. Посвятенко, М. Ткачук, О. Веретельник // Systemy i šrodky transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – S. 269-280.
 13. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей: монография / Н. А. Ткачук, С. С. Дьяченко, Э. К. Посвятенко, С. А. Кравченко, В. Г. Гончаров, В. В. Шпаковский, Н. Л. Белов, А. И. Шейко, А. К. Олейник, И. В. Пономаренко. – Х. : Щедра садиба плюс, 2015. – 259 с.
 14. Гончаров В. Г. Наукові основи зміцнення поверхонь високонавантажених елементів двигунів / В. Г. Гончаров, М. А. Ткачук, С. С. Дьяченко, С. О. Кравченко, В. М. Шеремет // Вісник НТУ «ХП». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХП», 2009. – №28. – С.20-30.
 15. Ткачук М. А. Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням / М. А. Ткачук, В. М. Шеремет, Т. О. Васильєва // Вісник НТУ «ХП». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХП», 2010. – №12. – С. 93-99.
 16. Ткачук Н. А. Повышение ресурса тяжело нагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния / В. Н. Шеремет, Н. А. Ткачук, В. Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – Х. : НТУ «ХП», 2010. – №2. – С. 118-123.
 17. Ткачук М. А. Розвиток методів зміцнення найбільш навантажених деталей – шлях до підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин / М. А. Ткачук, С. О. Кравченко, В. В. Шпаковський, М. Л. Белов, О. І. Шейко, В. І. Демиденко, С. С. Д'яченко, Е. К. Посвятенко, В. Г. Гончаров // Вісник НТУ «ХП». Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», – 2015. – №43 (1152). – С. 116-122.
 7. A.D.Panasyuk, I.A.Podchernyaeva, I.P.Neshpor, W.Gawalek, V.N.Ivanov. Magnetron sputtered coatings of AlN-TiCrB2 system. STC "Institute for Single Crystals" Functional Materials 16, No.4 (2009), p. 492-496.
 8. Goncharov V. G. Povyshenie iznosostojkosti kolenchatykh valov forsirovannykh dizelej bol'shoj moshnosti / V. G. Goncharov, Je. K. Posvjatenko, S. S. Djachenko // Rezanie i instrument v tehnologicheskikh sistemah. – 2009. – Vol. 77. – p. 53-65.
 9. Honcharov V. H. Pidvyshchennya resursu transportnoyi tekhniki udoskonalenniyam tekhnolohiyi remontu kolinchastykh valiv: avtoref. dyss. ... kand. tekhn. nauk: 05.22.20 / V. H. Honcharov. – Kharkivsk'yy natsional'nyy avtomobil'no-dorozhnyy un-t. – Kharkov: 2008. – 20 p.
 10. Goncharov V. G. Issledovanie iznosostojkosti stal'nykh kolenchatykh valov / V. G. Goncharov, B. V. Savchenkov // Visnik HDTUSG. – Kharkov: Izd-vo HDTUSG. – 2003. – Vol 17 – pp. 71-76.
 11. Tkachuk N. A. Chislennoe modelirovanie kontaktного vzaimodejstviya detalej DVS, izgotovlennykh s primeneniem kombinirovannykh tehnologiy / N. A. Tkachuk, O. V. Veretel'nik, A. V. Grabovskij, S. A. Kravchenko, S. Ju. Belik // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Vseukr. nauchno-tehn. zhurnal. – Kharkov : NTU "HPI", 2014. – No 2. – pp. 63-67.
 12. Kravchenko S. Kombinirovannyye tehnologii povysheniya iznosostojkosti vysokonagruzhennykh par treniya / S. Kravchenko, E. Posvjatenko, M. Tkachuk, O. Veretel'nik // Systemy i šrodky transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – pp. 269-280.
 13. Kontinual'naja i diskretno-kontinual'naja modifikacija poverhnostej detalej: monografija / N. A. Tkachuk, S. S. Djachenko, Je. K. Posvjatenko, S. A. Kravchenko, V. G. Goncharov, V. V. Shpakovskij, N. L. Belov, A. I. Shejko, A. K. Olejnik, I. V. Ponomarenko. – Kharkov : Shhedra sadiba pljus, 2015. – 259 pp.
 14. Honcharov V. H. Naukovi osnovy zmitsnennya poverkhon' vysokonavantazhenykh elementiv dyvuniv / V. H. Honcharov, M. A. Tkachuk, S. S. D'yachenko, S. O. Kravchenko, V. M. Sheremet // Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats'. Tem. vyp.: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkov : NTU «KhPI», 2009. – No 28. – P.20-30.
 15. Tkachuk M. A. Doslidzhennya napruzhenno-deformovanoho stanu detalej mashyn z dyskretnym zmitsnennym / M. A. Tkachuk, V. M. Sheremet, T. O. Vasyl'yeva // Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats'. Tem.vyp.: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkov : NTU «KhPI», 2010. – No 12. – pp. 93-99.
 16. Tkachuk N. A. Povyshenie resursa tjazhelonagruzhennykh jelementov DVS putem diskretnogo uprochneniya detalej. Modelirovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya / V. N. Sheremet, N. A. Tkachuk, V. G. Goncharov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – Kharkov : NTU «HPI», 2010. – No 2. – pp. 118-123.
 17. Tkachuk M. A. Rozvytok metodiv zmitsnennya naybil'sh navantazhenykh detaley – shlyakh do pidvyshchennya tekhnichnykh i taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk mashyn / M. A. Tkachuk, S. O. Kravchenko, V. V. Shpakovskyy, M. L. Byelov, O. I. Shejko, V. I. Demydenko, S. S. D'yachenko, E. K. Posvjatenko, V.H. Honcharov // Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats'. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kharkov : NTU «KhPI». – 2015. – No 43 (1152). – pp. 116-122.

Bibliography (transliterated)

Надійшла (received) 10.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Технологія дискретного та комбінованого зміцнення для збільшення ресурсу елементів конструкцій військової та цивільної мобільної техніки: визначення параметрів на основі комп'ютерного моделювання / А. П. Марченко, М. А. Ткачук, С. О. Кравченко, О. В. Веретельник, В. Г. Гончаров,

О. В. Кохановська, І. Я. Храмцова, А. М. Головін, В. В. Шеманська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 161–174. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0066.

Технология дискретного и комбинированного укрепления для увеличения ресурса элементов конструкций военной и гражданской мобильной техники: определение параметров на основе компьютерного моделирования / А. П. Марченко, Н. А. Ткачук, С. А. Кравченко, О. В. Веретельник, В. Г. Гончаров, О. В. Кохановская, И. Я. Храмцова, А. М. Головин, В. В. Шеманская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 161–174. – Библиогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0066.

Technology discrete and combined resource strengthening to increase the structural elements of the military and civilian mobile technology: the definition of the parameters on the basis of computer modeling / A. P. Marchenko, M. A. Tkachuk, S. O. Kravchenko, O. V. Veretelnyk, V. H. Honcharov, O. V. Kokhanovska, I. Y. Khramtsova, A. M. Holovin, V. V. Shemanska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 161–174. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Марченко Андрій Петрович – доктор технічних наук, професор, проректор з наукової роботи, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", тел. (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Марченко Андрей Петрович – доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», тел. (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Marchenko Andriy Petrovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, vice-rector for scientific work, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

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 Anatoliyovych – Doctor of Technical Sciences, Full 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.

Кравченко Сергій Олександрович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри "Двигуни внутрішнього згоряння", , тел. (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Кравченко Сергей Александрович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», тел.: (057) 707-69-01.

Kravchenko Serhiy Oleksandrovych – candidate of technical sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv polytechnic institute", Senior Research Officer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

Веретельник Олег Вікторович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01

Веретельник Олег Викторович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», младший научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-69-01.

Veretelnyk Oleh Viktorovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Research Assistant at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01.

Гончаров Віктор Григорович – кандидат технічних наук, генеральний директор, Приватна науково-дослідна виробничо-комерційна фірма "ТАВІ", тел. (067) 7878060, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Гончаров Виктор Григорьевич – кандидат технических наук, генеральный директор Частная научно-исследовательская производственно-коммерческая фирма "ТАВИ", тел. (067) 7878060, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Goncharov Viktor Hryhorovych – Candidate tehnicnih Sciences, CEO, Private Research production and commercial firm "TAVI", тел. (067) 7878060, e-mail: tma@tmm-sapr.org

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 Vladyslavivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior engineer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01

Храмцова Ирина 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 Officer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

Головін Андрій Михайлович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Головин Андрей Михайлович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-69-01.

Holovyn Andrey Mykhaylovych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

Шеманська Вікторія Вікторівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Шеманська Виктория Викторовна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин», тел.: (057) 707-69-01.

Shemanska Viktoriya Viktorivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, Я. М. МОРМИЛО

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ БЛОКИРУЕМЫХ И САМОБЛОКИРУЮЩИХСЯ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ВОЕННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Проведено аналіз необхідної величини коефіцієнта блокування міжколесного диференціала для отримання максимальної сили тяги машини по зчепленню в залежності від можливої комбінації коефіцієнтів зчеплення під бортами. Обґрунтовано перехід від коефіцієнта блокування до блокувального моменту диференціала для машин, розрахованих на рух при можливому повному вивішуванні одного або декількох коліс. Пропонується алгоритм побудови залежності необхідного блокувального моменту міжколесного диференціала від частоти відносного обертання півосі і корпусу диференціала на прикладі колісного бронетранспортера БТР-4.

Ключові слова: бронетранспортер, трансмісія, міжколесний диференціал, прохідність, коефіцієнт блокування.

Проведен анализ необходимой величины коэффициента блокировки межколесного дифференциала для получения максимальной силы тяги машины по сцеплению в зависимости от возможного сочетания коэффициентов сцепления под бортами. Обоснован переход от коэффициента блокировки к блокировочному моменту дифференциала для машин, рассчитанных на движение при возможном полном вывешивании одного или нескольких колес. Предлагается алгоритм построения зависимости необходимого блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала на примере колесного бронетранспортера БТР-4.

Ключевые слова: бронетранспортер, трансмиссия, межколесный дифференциал, проходимость, коэффициент блокировки.

The analysis of existing technical solutions for lockable and self-locking differentials wheeled vehicles intended for off-road. Were evaluated the required value of lock ratio of cross-axle differential for maximum traction force of the machine depending on the possible combinations of coefficients of adhesion under the wheels. Substantiated transition from lock ratio to the locking torque of differential for machines designed for movement with the possible full hanging one or more wheels. An algorithm for plotting the necessary locking torque of cross-axle differential from the frequency the relative rotation of axis and the differential case on the example of a wheeled armored personnel carrier BTR-4 is proposed. This could be relevant for the development of an electronic system of automatic control lock ratio and for generating performance requirements of gerotor differential.

Keywords: armored personnel carrier, transmission, inter-wheel (cross-axle) differential, passability, lock ratio.

Введение. Актуальность задачи.

При проектировании нерельсовых транспортных средств, предназначенных для эксплуатации, в том числе, в условиях полного бездорожья, вопрос проходимости является одним из ключевых при выборе типа и конструкции движителя и трансмиссии. В последнее время в мире для таких машин просматривается стойкая тенденция к смещению приоритетов в сторону колесного движителя по сравнению с движителем гусеничным. В связи с этим задача повышения проходимости колесных машин в условиях полного бездорожья является **актуальной**.

Краткий анализ проблемы, цель и постановка задачи.

Для автомобилей с механическим распределением мощности по ведущим колесам и мостовой схемой трансмиссии по вполне объективным причинам обязательным элементом является межколесный дифференциал.

В классической научно-технической литературе по автомобилестроению второй половины прошлого века [1 – 4], как правило, рассматриваются дифференциалы четырех типов: простой конический без устройства для полной принудительной блокировки или с ним, а также самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения трех типов: с дисками трения, кулачковые (сухарные) и червячные. Иногда в эту группу попадают так называемые «дифференциалы» с механизмами свободного хода, выполняющие аналогичные функции, но не являющиеся дифференциальными механизмами.

В изданиях этого века описываются так же и

более современные технические решения, такие как конструкции «Квайф», «Торсен», гидравлические дифференциалы с масляными насосами и муфтами вязкостного трения (вискомуфты) по патенту Фергюссона [5 – 8].

Проблема классических дифференциалов повышенного трения состоит в том, что они имеют либо постоянный коэффициент блокировки, либо коэффициент блокировки, зависящий от нагрузки. Для получения достаточной проходимости коэффициент блокировки должен быть достаточно большим, а для сохранения управляемости и устойчивости движения он должен быть минимальным и стремиться к единице.

Для большинства машин, эксплуатирующихся преимущественно на дорогах с твердым покрытием и лишь периодически выезжающих на грунтовые дороги в период распутицы или гололеда «...нет необходимости иметь большое значение коэффициента блокировки, так как предельные значения коэффициента сцепления под отдельными колесами встречаются крайне редко. По некоторым данным $K_0=3$ достаточен для 80% дорожных условий, $K_0=5$ – для 94%» [5]. Однако если речь идет о «бездорожьях» условиях, связанных с вероятностью вывешивания одного или нескольких колес в процессе преодоления как естественных, так и искусственных препятствий, то возникает необходимость дополнительного увеличения коэффициента блокировки или полного блокирования дифференциала.

Пути решения указанной проблемы могут лежать либо в области разработки электронной системы

автоматического управления индивидуальными потоками мощности между ведущими колесами [9] либо управления коэффициентом блокировки, например, дифференциала с дисками трения, либо в более глубокой проработке гидравлических (героторных) дифференциалов. В отношении последних в [5] отмечается, что «момент трения в них зависит не от передаваемого крутящего момента, а от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Эти дифференциалы имеют наиболее благоприятную зависимость момента трения от условий движения. Так, при небольшой разнице угловых скоростей полуосей момент трения у них близок к нулю и нет затруднений при криволинейном движении машины; при буксовании же одного из колес момент трения резко возрастает и позволяет передать большую часть мощности на небуксующее колесо.»

В работе [10] авторами был поднят вопрос о формировании требований к дифференциалам военных колесных машин на примере колесного бронетранспортера БТР-4 с точки зрения определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов. Данная статья продолжает начатый цикл работ, посвященный этой теме.

Целью представленной работы является определение крутящих моментов, необходимых для полной или частичной блокировки межколесных дифференциалов при движении в условиях бездорожья и возможного вывешивания одного или нескольких ведущих колес.

Эта задача может быть актуальна как для разработки электронной системы автоматического управления коэффициентом блокировки, так и для выработки требований к характеристикам героторного дифференциала.

Основная часть.

Классическая теория движения колесных машин при определении силы тяги машины на плохих дорогах и бездорожье оперирует понятием коэффициент блокировки дифференциала [5]. В зависимости от подхода к его определению величина коэффициента блокировки находится либо в диапазоне от 0 до 1, либо от 1 до бесконечности. При этом 0 или бесконечность соответствуют полной блокировке дифференциала.

Максимальная сила тяги, которую может реализовать ведущий мост, если одно из колес имеет показатель максимальной тяги по сцеплению $(N\varphi)_{\min}$, а другое $(N\varphi)_{\max}$, составляет:

– для работающего дифференциала:

$$P_d = (1 + K_\phi)(N\varphi)_{\min};$$

– для заблокированного дифференциала:

$$P_{\max} = (N\varphi)_{\min} + (N\varphi)_{\max},$$

причем обязательной является проверка на выполнение условия $P_d \leq P_{\max}$. Если это условие не выполняется, то величина P_d принудительно

снижается до $P_{\max}$.

Здесь под показателем максимальной тяги по сцеплению понимается произведение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью φ и усилия нормального прижатия N этого колеса к опорной поверхности с учетом возможного угла уклона опорной поверхности. Коэффициент блокировки дифференциала K_ϕ здесь принят находящимся в диапазоне от 1 до бесконечности.

Основной задачей сохранения подвижности полноприводной машины является превышение полученной суммарной силы тяги над суммарной силой сопротивления с учетом возможного угла уклона опорной поверхности.

При анализе характеристик дорожных поверхностей, по которым возникает необходимость перемещаться военной технике [4, 11, 12] (табл. 1) с учетом вероятности их встречи [5, 13] подтверждается отмеченный во введении тезис о том, что « $K_\phi=3$ достаточен для 80% дорожных условий, $K_\phi=5$ – для 94%». В табл. 1 параметры, приведенные над чертой, соответствуют нормальному, а под чертой – сниженному давлению в шинах.

Таблица 1 – Сравнительная таблица коэффициентов сопротивления движению и сцепления движителя с опорной поверхностью

Дорожные условия	f	φ
Автомобильная дорога I категории	0,012-0,02 0,03-0,04	0,7-0,8
Автомобильные дороги II и III категории	0,018-0,025 0,03-0,04	0,75-0,8
Ровное булыжное шоссе	0,02-0,03 0,035-0,045	0,6-0,7
Разбитая булыжная дорога	0,03-0,05 0,04-0,06	0,65-0,75
Профилированная сухая грунтовая дорога	0,025-0,03 0,04-0,05	0,5-0,6 0,5-0,7
Разбитая грунтовая дорога	0,06-0,08 0,05-0,075	0,4-0,6 0,45-0,6
Грунтовая дорога в период распутицы	0,15-0,25 0,08-0,15	0,25-0,35 0,3-0,4
Задерненная местность	0,06-0,12	0,5-0,55 0,5-0,6
Сухой песчаный грунт	0,2-0,3 0,1-0,15	0,2-0,3 0,3-0,35
Влажный плотный песок	0,1-0,2	0,35-0,5 0,4-0,5
Обледенелая дорога	0,025-0,035	0,05-0,15 0,1-0,2
Укатанная заснеженная дорога	0,045-0,06	0,15-0,25 0,2-0,4
Снежная целина	0,25-0,35 0,18-0,25	0,15-0,25 0,2-0,4
Заболоченная местность	0,5-0,65 0,3-0,45	0,05-0,1 0,1-0,25

При анализе возможных сочетаний $(N\varphi)_{\min}$ и $(N\varphi)_{\max}$ в предположении что машина находится на горизонтальной поверхности и ее загрузка равномерна по бортам можно построить график (рис. 1), показывающий минимально необходимый коэффициент блокировки дифференциала, позволяющий реализовать всю возможную для моста

силу тяги $P_{\max}$ по условиям сцепления обоих колес с дорожной поверхностью.

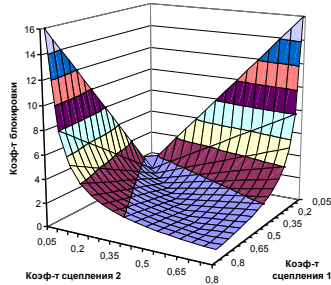


Рис. 1 – Зависимость необходимого коэффициента блокировки межколесного дифференциала для получения максимальной силы тяги по сцеплению от сочетания коэффициентов сцепления под бортами

Однако работа с коэффициентом блокировки межколесного дифференциала имеет смысл до тех пор, пока величина $(N\varphi)_{\min}$ не становится равной или очень близкой к нулю. Это может произойти в случаях вывешивания одного из колес моста при преодолении искусственных препятствий, при попадании в локальную глубокую яму или при «диагональном вывешивании», возникающем при преодолении под углом глубоких и достаточно широких рвов (при преодолении узких рвов происходит одновременное вывешивание обоих колес одного моста и мост на это время полностью выключается из процесса формирования силы тяги).

В большинстве конструкций межколесных дифференциалов военных колесных машин предыдущих поколений для решения этой проблемы использовалась или полная механическая блокировка дифференциала или использовались кулачковые (сухарные) дифференциалы повышенного трения. Однако при механической блокировке, как правило, требовалась для включения (выключения) блокировки дифференциала полная остановка машины, так как процесс включения блокировки обеспечивался классической зубчатой муфтой. Исключение составляла немногочисленная группа дифференциалов, которая имела фрикционное включение, но она требовала дополнительных затрат энергии для работы сервопривода, обеспечивающего сжатие пакета фрикционных дисков. Кулачковые (сухарные) дифференциалы повышенного трения при работе в режиме полного вывешивания одного из колес не могут обеспечить достаточно большую силу тяги на отстающем колесе, так как даже при относительно большом (<6) коэффициенте блокировки могут опереться только на момент трения в подшипниках и уплотнениях ступицы и колесного редуктора.

В последнее время на автомобилях получили широкое распространение прогрессивные противобуксовочные системы, построенные на использовании элементов АБС. При их использовании буксующее колесо индивидуально подтормаживается (не доводя до полной остановки или до текущей реальной скорости движения машины), создавая опорный

момент на втором (отстающем) колесе. Электроника с помощью системы датчиков, контролирующей скорости вращения колес, реальную продольную и угловую скорости корпуса машины и сигналы с органов управления, определяет момент начала торможения, его интенсивность с учетом меняющейся обстановки и момент прекращения подтормаживания. При этом в качестве межколесного дифференциала используется дешевый и технологичный тривиальный симметричный дифференциал на базе конических шестерен.

Однако на данный момент, к сожалению, мы не имеем отработанных достаточно надежно работающих в условиях военного применения отечественных АБС, которые могли бы лечь в основу создания противобуксовочной системы. Поэтому, как было обосновано в [10], возможным альтернативным решением проблемы может стать разработка эффективного гидравлического (героторного) дифференциала.

При параметрическом синтезе гидравлического (героторного) дифференциала определяющей является зависимость момента блокировки от относительной частоты вращения полуоси и корпуса дифференциала.

В работе [10] была найдена необходимая зона нечувствительности дифференциала. Она составила 90 об/мин, то есть до достижения такой относительной частоты вращения на дифференциале не должно генерироваться заметного дополнительного момента блокировки.

Следующим этапом параметрического синтеза является определение частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала, при которой должен развиваться максимально возможный момент блокировки. Для бронетранспортера БТР-4, по нашему мнению, это должно происходить в режиме полного буксования одного из колес на самой медленной передаче (пониженной заднего хода) в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от максимального крутящего момента до максимальной мощности двигателя.

Эта величина составляет:

$$\Delta n_{M \max} = \frac{n_{\text{ог}}^M \div n_{\text{ог}}^N}{i_R i_{\text{КПР}} i_{\text{ПК}} i_{\text{ТП}}} = 86,35 \div 115,12 \text{ об/мин},$$

где $n_{\text{ог}}^M$ – частота вращения коленчатого вала двигателя ЗТД-3 в режиме максимального крутящего момента $n_{\text{ог}}^M = 1950$ об/мин;

$n_{\text{ог}}^N$ – частота вращения коленчатого вала двигателя ЗТД-3 в режиме максимальной мощности $n_{\text{ог}}^N = 2600$ об/мин;

i_R – передаточное отношение согласующего редуктора между двигателем и комплексной гидродинамической передачей $i_R = 1,092(1)$;

$i_{\text{КПР}}$ – передаточное отношение коробки передач в режиме заднего хода $i_{\text{КПР}} = 7,18$;

i_{PKI} – передаточное отношение раздаточной коробки на пониженном диапазоне $i_{PKI}=2,182$;

$i_{ГП}$ – передаточное отношение главной передачи $i_{ГП}=1,32$.

Таким образом, нарастание момента блокировки от нуля до максимального значения должно происходить в диапазоне разницы частот относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала 80 – 115 об/мин.

Третьим этапом параметрического синтеза является определение требуемого момента блокировки между полуосью и корпусом дифференциала, который позволит уверенно преодолевать препятствия, связанные с вывешиванием одного из колес моста. Для этого необходимо определить потенциально возможную максимальную силу тяги, которую можно будет попытаться реализовать на колесе, находящемся в лучших сцепных условиях, чем буксующее.

Рассмотрим полное вывешивание одного из колес моста на машине, находящейся приблизительно в горизонтальном положении на поверхности с максимальным естественным коэффициентом сцепления $\varphi_{\max}=0,8$. В этом случае вся нагрузка моста будет приложена к единственному колесу, оставшемуся в контакте с опорой. Максимально возможный тяговый момент на колесе $M_K^{\max}$ будет равен:

$$M_K^{\max} = \frac{G_M R_K \varphi_{\max}}{4} \approx 26000 \text{ Нм},$$

где G_M – вес бронетранспортера $G_M = 245250 \text{ Н}$;

R_K – радиус колеса $R_K = 0,53 \text{ м}$.

Соответственно на полуоси до колесного редуктора этот момент без учета опорного момента вывешенного колеса составит:

$$M_D^{\max} = \frac{M_K^{\max}}{i_{KP}} \approx 6000 \text{ Нм},$$

где i_{KP} – передаточное отношение колесного редуктора $i_{KP} = 4,33$.

Полученный закон изменения блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала на примере колесного бронетранспортера БТР-4 приведен на рис. 2.

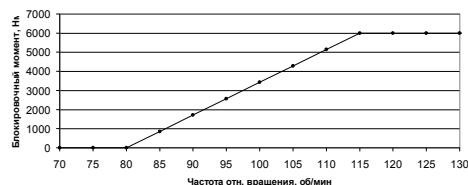


Рис. 2 – Зависимость изменения блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала

Выводы.

1. При анализе проходимости колесных машин, которые предполагают возможность вывешивания при движении одного или нескольких колес, необходимо оперировать понятием блокировочного момента дифференциала, а не его коэффициента блокировки.

2. Для колесных машин, которые предполагают возможность вывешивания при движении одного или нескольких колес, в межколесных дифференциалах для обеспечения проходимости необходимо использовать либо полную блокировку, либо противобуксовочные системы на базе АБС, либо самоблокирующиеся героторные дифференциалы с блокирующим моментом, зависящим от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала.

3. Получена зависимость необходимого для обеспечения проходимости блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала на примере колесного бронетранспортера БТР-4.

Список литературы

- Аксенов П. В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений / П. В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.
- Бочаров Н. Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунян и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.
- Гаспарянц Г. А. Повышение проходимости автомобиля / Г. А. Гаспарянц. – М.: Транспорт, 1967. – 63 с.
- Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили / В. Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
- Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т., Т.2 / Б. А. Афанасьев, Л. Ф. Жеглов, В. Н. Зуев и др.; Под ред. А. А. Полуняна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил.
- Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20–23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.
- Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S. H. Gawande, S. V. Khandagale, V. T. Jadhav, V. D. Patil, D. J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26-27th of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278–1684, ISSN(p): 2320–334X, – P.P. 59–66.
- Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Foltá, P. Maršálek // MECCA 03.2012. – P.P. 22–30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступа: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.html>.
- Келлер А. В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между двигателями колесных машин / А. В. Келлер // Вестник ЮУрГУ, – 2006. – №11, – С. 96–101.
- Волонцевич Д. О. К вопросу определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес / Д. О. Волонцевич, Я. М. Мормило, // Механіка та машинобудування, – №1, – 2016. – С. 30–35.
- Машиностроение. Энциклопедия: [в 40 т.] – М.: Машиностроение. 1997. – Т. IV: Колесные и гусеничные машин. / [сост. В. Ф. Платонов, В. С. Азаев, Е. Б. Александров и др.; под ред. В. Ф. Платонова], 1997. – 688 с.
- Платонов В. Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В. Ф. Платонов, Г. Р. Леиашвили. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с., ил.
- Фролов К. В. Колёсные и гусеничные машины / К. В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1997. – 687 с.

References (transliterated)

1. Aksenov P. V. *Mnogoosnyie avtomobili: Teoriya obschih konstruktivnyih resheniy* [Multi-axle vehicles: The general theory of design solutions] / P. V. Aksenov. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. – 207 p.
2. Bocharov N. F. *Konstruirovaniye i raschet kolesnyih mashin vyisokoy prohodimosti* [Design and calculation of all-terrain wheeled vehicles] / N. F. Bocharov, I. S. Tsitovich, A. A. Polungyan, i dr. – Moscow: Mashinostroenie, 1983. – 299 p.
3. Gasparyants G. A. *Povyisheniye prohodimosti avtomobilya* [Increased terrain of the car] / G. A. Gasparyants. – Moscow: Transport, 1967. – 63 p.
4. Platonov V. F. *Polnoprivodnyie avtomobili*. [All-wheel drive vehicles] / V. F. Platonov. – Moscow: Mashinostroenie, 1989. – 312 p.
5. *Proektirovaniye polnoprivodnyih kolesnyih mashin: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t., Vol.2* [Design of all-wheel drive wheeled vehicles: Textbook for high schools] / B. A. Afanasev, L. F. Zhiglov, V. N. Zuev i dr.; Pod red. A. A. Polungyana. – Moscow: Izd-vo MGTU im. N. E. Bauman, 2008. – 528 p.: il.
6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: *Power Transmissions*. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20 – 23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125-140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.
7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S. H. Gawande, S. V. Khandagale, V. T. Jadhav, V. D. Patil, D. J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26–27th of April, 2013. *OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)* ISSN(e): 2278-1684, ISSN(p): 2320-334X, –P.P.: 59–66.
8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Foltá, P. Maršálek // *MECCA* 03.2012. – P.P.22-30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступа: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecca.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml>.
9. Keller A. V. *Metodologicheskie printsipy optimizatsii raspredeleniya moschnosti mezhdu dvizhitelyami kolesnyih mashin* [Methodological principles of optimization of the power distribution between the movers of wheeled vehicles] / A. V. Keller // *Vestnik YuUrGU*, – 2006. – No 11, – pp. 96-101.
10. Volontsevich D. O. *K voprosu opredeleniya zony nechuvstvitel'nosti samoblokiruyushchih s koeffitsientom bloirovki, zavislyashchim ot skorosti otositel'nogo vrashcheniya koles* [On the determination of insensitivity zone self-locking cross-axle differential with lock ratio, speed-dependent relative rotation of wheels] / D. O. Volontsevich, Ya. M. Mormilo // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*, – No 1, – 2016. – p. 30–35.
11. *Mashinostroenie. Enciklopediya: [v 40 t.]*. – Moscow: Mashinostroenie, 1997. – Vol. IV: Kolesnye i gusenichnye mashin. [Mechanical Engineering. Encyclopedia: Wheeled and tracked machines] / [sost. V. F. Platonov, B. C. Azaev, E. B. Aleksandrov i dr.; pod red. V. F. Platonova], 1997. – 688 p.
12. Platonov V. F. *Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny* [Tracked and wheeled traction machines] / V. F. Platonov, G. R. Leishvili. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 296 p., il.
13. Frolov K. V. *Kolyosnye i gusenichnye mashiny* [Tracked and wheeled machines] / K. V. Frolov. – Moscow : Mashinostroenie, 1997. – 687 p.

Поступила (received) 10.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

До питання визначення навантажувальних режимів для міжколісних диференціалів військових колісних машин, що блокуються примусово та самостійно / Д.О. Волонцевич, Я. М. Мормило // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 175–179. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

К вопросу определения нагрузочных режимов блокируемых и самоблокирующихся межколесных дифференциалов военных колесных машин / Д.О. Волонцевич, Я. М. Мормило // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236) – С. 175–179. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

To the question of determining the load mode of blockable and self-blockable cross-axle differentials of military wheeled vehicles / D.O. Volontsevich, Ya. M. Mormilo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 175–179. – Bibliogr.: 13. – 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.

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.

Т. К. ПЫЛЕВА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КАНОНИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ФУНКЦИИ ОТКЛИКА ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИЙ

Пропонується методика вибору початкових точок оптимізації функції відгуку другого порядку, що підвищує економічність класичних методів оптимізації. Методика заснована на приведенні відповідного поліному до канонічної форми, визначенні центру симетрії поверхні, що досліджується, та на аналізі коефіцієнтів моделі. Початкові точки оптимізації обираються в залежності від розміщення центру симетрії досліджуваної поверхні відносно області адекватності функції відгуку. Наведено приклади застосування методики.

Ключові слова: поліном другого ступеня, канонічна форма, коефіцієнти моделі, екстремум функції, область адекватності, початкові точки оптимізації.

Предлагается методика выбора начальных точек оптимизации функции отклика второго порядка, повышающая экономичность классических методов оптимизации. Методика основана на преобразовании соответствующего полинома к канонической форме, определении центра симметрии исследуемой поверхности и анализе коэффициентов модели. Начальные точки оптимизации выбираются в зависимости от расположения центра симметрии исследуемой поверхности относительно области адекватности функции отклика. Приведены примеры использования методики.

Ключевые слова: полином второй степени, каноническая форма, коэффициенты модели, экстремум функции, область адекватности, начальные точки оптимизации.

Optimizing the design parameters of the technical systems in the process of their design is generally accepted prerequisite for achievement of high technical and economic indices of production. The place has the existence of a significant amount of research in this area. This explains the development and efficient algorithms for optimal solutions. The technique of selecting the starting points feature second-order response optimization. The technique improves the efficiency of classical optimization methods. The method is based on the conversion of the corresponding polynomials to canonical form; define the centre of symmetry of the studied surface and analysis of coefficients of the model. The starting points of optimization are chosen depending on the location of the centre of symmetry of the studied surface relative to the area of the adequacy of the response function. Examples of the use of the methodology are presented.

Keywords: second degree polynomial, the canonical form, the model coefficients, extremum of the function scope of adequacy, the starting point of optimization.

Введение. Осуществление оптимизации конструктивных параметров технических систем в процессе их проектирования на сегодня является общепринятым необходимым условием достижения высоких технико-экономических показателей продукции. При этом предполагается, что реализация процедур оптимизации, которые опираются на типизацию объектов проектирования и автоматизацию процесса проектирования, должны обеспечить как высокий технический уровень изделий, так и сокращение времени их проектирования. Тем самым обеспечивается сокращение этапов жизненного цикла технической системы, предшествующих ее производству [1]. Именно с разработкой и привлечением экономичных алгоритмов получения оптимальных решений связывают факт наличия значительного количества исследований в данном направлении.

Анализ состояния проблемы. Среди большого разнообразия работ в части развития и использования методов оптимизации можно выделить следующие основные направления.

Первое связывают с существенным увеличением числа варьируемых параметров объекта проектирования. Одним из наиболее эффективных методов здесь считают метод И.М.Соболя и Р.Б.Статникова, который позволяет установить область Парето при выполнении в большинстве практических случаев от 128 до 256 вариантных вычислений [2]. В качестве примера реализации метода может выступать задача оптимизации параметров топливной системы дизеля [3], в которой при варьировании 13 конструктивными параметрами

найдено решение на основе 160 вариантов моделирования.

Следует отметить, что данное направление предполагает наличие научных представлений о моделируемых процессах и соответствующих им достоверных математических, чаще всего алгоритмических, моделей. Поэтому использование методов ограничивает время разработки математических моделей, а также время получения граничных условий для их реализации. Практически всегда при этом возникает необходимость в проведении объемных натурных экспериментов.

В связи с вышеуказанным на сегодня также рассматривается и развивается направление, связанное с использованием классических методов оптимизации [4-6]. Известно, что здесь ограничивающим фактором выступает низкая их экономичность. По этой причине осуществляют выбор минимального количества варьируемых параметров, устанавливая интервалы их изменения как область адекватности искомой функции отклика, после чего осуществляют планирование эксперимента с получением оптимизируемой функции в виде полинома второй степени [7]

$$f = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i,j=1; i \neq j}^n a_{ij} x_i x_j. \quad (1)$$

Известно, что количество вариантных вычислений до получения искомого результата классическими безградиентными либо градиентными методами может существенно зависеть от выбора начальной точки оптимизации. Поэтому актуальными

следует считать также работы этого направления.

Цель и задачи исследования. В работе преследуется цель повышения экономичности классических методов оптимизации конструкции за счет рационального выбора начальной точки оптимизации. Для достижения указанной цели поставлена задача разработки экономичного алгоритма, реализующего предварительный анализ расположения точки минимума либо максимума исследуемой функции отклика относительно области ее адекватности.

Последующей задачей является рассмотрение примеров использования предложенного подхода.

Основная часть. Практическое применение метода планирования эксперимента накладывает существенные ограничения на количество варьируемых параметров функции отклика (1). С другой стороны, сама реализация метода предполагает выделение основных влияющих факторов. Рассмотрим случай, когда среди исходно отобранных n переменных функции (1) выделяют два основных фактора. Тогда исходная функция отклика приобретает практически используемый вид

$$f = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{12}x_1x_2. \quad (2)$$

Известно, что уравнение второго порядка (2) может быть приведено к канонической форме. При этом на основе [8] может быть реализован следующий алгоритм анализа функции отклика.

На первом этапе в соответствии с рис. 1 осуществим переход от исходной системы координат Ox_1x_2 к системе $Px'_1x'_2$ так, что из выражения (2) исчезают линейные члены. При этом начало координат переносим в точку P , являющуюся центром симметрии поверхности f .

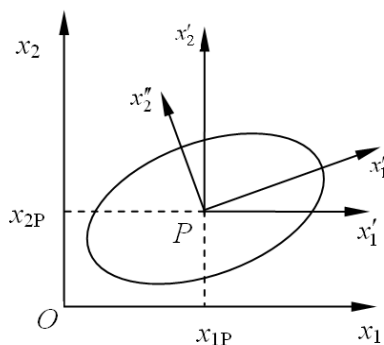


Рис. 1 – Преобразование координат функции отклика

Связь между исходной и новой системами координат имеет вид:

$$x'_1 = x_1 - x_{1P}; \quad (3)$$

$$x'_2 = x_2 - x_{2P}; \quad (4)$$

$$\partial f / \partial x_1 = 0; \quad (5)$$

$$\partial f / \partial x_2 = 0. \quad (6)$$

На основе (2)-(6) находим координаты точки P в исходной системе координат Ox_1x_2 ,

$$x_{1P} = \frac{a_2a_{12} - 2a_1a_{22}}{4a_{11}a_{22} - a_{12}^2}; \quad (7)$$

$$x_{2P} = \frac{a_1a_{12} - 2a_2a_{11}}{4a_{11}a_{22} - a_{12}^2}. \quad (8)$$

С учетом (7),(8) находим значение функции отклика в точке P ,

$$f_P = a_0 + a_1x_{1P} + a_2x_{2P} + a_{11}x_{1P}^2 + a_{22}x_{2P}^2 + a_{12}x_{1P}x_{2P}. \quad (9)$$

Тогда в системе координат $Px'_1x'_2$ функция отклика приобретает вид

$$f - f_P = a_{11}(x'_1)^2 + a_{22}(x'_2)^2 + a_{12}x'_1x'_2. \quad (10)$$

На втором этапе преобразований в соответствии с рис. 1 осуществим переход от системы координат $Px'_1x'_2$ к системе $Px''_1x''_2$ так, что из выражения (10) исчезает взаимодействие факторов. Для этого осуществляют преобразование к главным осям, а поиск значения коэффициентов λ уравнения

$$f - f_P = \lambda_1(x''_1)^2 + \lambda_2(x''_2)^2 \quad (11)$$

осуществляют как корней характеристического уравнения

$$\begin{vmatrix} a_{11} - \lambda & 1/2a_{12} \\ 1/2a_{12} & a_{22} - \lambda \end{vmatrix} = 0, \quad (12)$$

либо в классическом виде

$$\lambda^2 - (a_{11} + a_{22})\lambda + a_{11}a_{22} - 1/4a_{12}^2 = 0. \quad (13)$$

Важно, что каноническая форма функции отклика (11) позволяет установить вид изолиний равного уровня f . В большинстве случаев задач конструктивной оптимизации этим видом является эллипс. Причем из (11) видно, что если оба корня характеристического уравнения имеют положительное значение, то координата точки P является минимумом f . Если же оба корня отрицательны, то найденная координата является максимумом. Последнее обстоятельство обеспечивает высокую информативность осуществления последующей процедуры поиска оптимального решения. Покажем это.

Примем, что область адекватности функции отклика ограничивается начальными $x_{1н}, x_{2н}$ и конечными $x_{1к}, x_{2к}$ значениями параметров варьирования. При этом точка P может иметь различное расположение относительно указанной области, а установленный экстремум f являться оптимальным решением либо нет.

Положим, что на рис. 2а представлен случай, когда точка P является искомым оптимумом функции отклика и лежит в области адекватности значений ее

параметров. Это означает, что решение оптимизационной задачи найдено и соответствует выражениям (7)-(9). Дальнейшее применение методов поиска оптимального решения теряет смысл.

Если же согласно рис. 2а точка P , лежащая в области адекватности значений параметров функции отклика, не является искомым оптимумом, то поиск оптимального решения следует начинать с точек, наиболее удаленных от P . Такими точками здесь выступают $(x_{1i}; x_{2i})$, $(x_{1e}; x_{2i})$, $(x_{1e}; x_{2e})$.

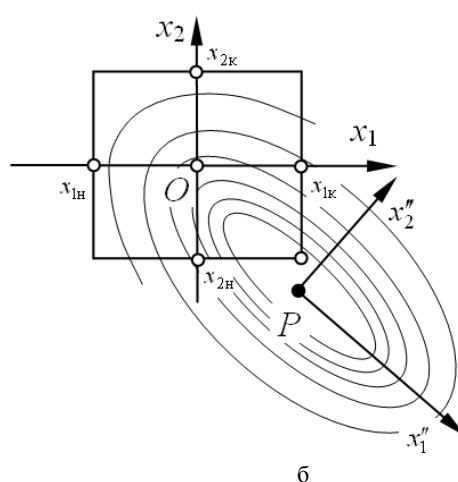
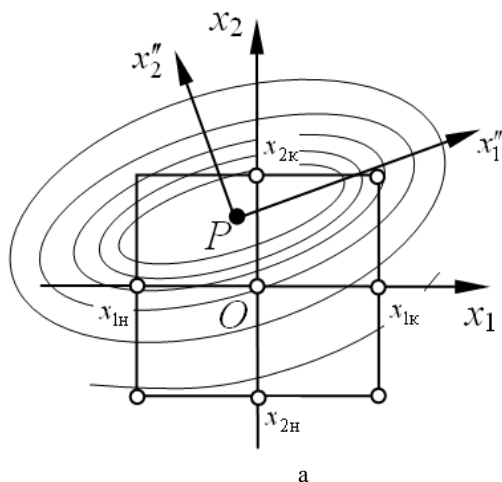


Рис. 2 – Варианты размещения экстремума функции отклика относительно области ее адекватности

Если же согласно рис. 2б точка P не является искомым оптимумом функции f и лежит за пределами области адекватности ее параметров, то поиск оптимального решения следует начинать с точек, наиболее удаленных от P .

Проиллюстрируем сказанное примерами решения конкретных задач.

Пример 1. Осуществим поиск минимального удельного расхода топлива двигателя 4ЧН12/14 в зависимости от максимального давления впрыскивания топлива (x_1) и диаметров распыливающих отверстий форсунки (x_2). Диапазон изменения варьируемых параметров соответственно составляет 65...90 МПа и 0,2...0,36 мм. Рассматривается двухклапанная головка цилиндров и четырехдырчатый распылитель форсунки. Мощность двигателя 100 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹. Коэффициенты модели (2) представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Коэффициенты эмпирической модели рабочего процесса дизеля 4ЧН12/14

a_0	a_1	a_2	a_{11}	a_{22}	a_{12}
3,2126	-1,643	-716	0,007	1040	2,34

Используя алгоритм (3)-(9),(13) устанавливаем, что искомые коэффициенты λ модели вида (11) положительны, они равны 0,0052 и 1040. Это означает, что точка P представляет собой минимум функции f , т.е. является оптимальным решением

Пусть на рис. 2б представлен случай, когда точка P является искомым оптимумом функции отклика, но лежит за пределами области адекватности значений ее параметров. В данном случае поиск оптимального решения следует начинать с точки, наиболее близкой к P . Согласно рассматриваемому рисунку ею является $(x_{1e}; x_{2i})$.

рассматриваемой задачи. Здесь в качестве решения согласно (3)-(9) имеем $f_p = 221$ г/(кВт·ч) при 81 МПа и 0,25 мм. Процесс поиска решения завершен.

Пример 2. Рассмотрим задачу определения максимальной скорости движения транспортера-тягача МТ-Л на плаву в зависимости от частоты вращения ведущего колеса (x_1) и длины щита, закрывающего верхнюю часть гусеничного обвода (x_2). В эксперименте диапазон изменения варьируемых параметров соответственно изменялся в пределах 5...32 с⁻¹ и 1...4,8 м. Полученные коэффициенты уравнения регрессии вида (2) приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Коэффициенты эмпирической модели скорости движения транспортера-тягача МТ-Л на плаву

a_0	a_1	a_2	a_{11}	a_{22}	a_{12}
2,4896	3,0517	0,6783	0,8739	0,2106	0,5592

В данном случае корни λ характеристического уравнения (13) принимают значения 0,98 и 0,11. Это означает, что экстремум функции f является ее минимумом. Кроме этого он находится за пределами области адекватности модели в точке P со значениями кодированных факторов (-2,14;1,23). По этой причине решение оптимизационной задачи может осуществляться со следующих максимально удаленных от P начальных точек, находящихся в области адекватности модели – (-1;-1), (1;-1), (1;1).

Здесь решением оптимизационной задачи является $f_{idn} = 7,9$ м/с, соответствующее точке (1;1) для максимальных значений варьируемых параметров.

Следует обратить внимание на то, что точка оптимума оказалась наиболее близкой к точке симметрии P . Это поясняется наклоном координат системы $Px_1''x_2''$ относительно системы Ox_1x_2 , а также конкретными значениями коэффициентов λ . Здесь уточнение начальной точки оптимума может быть выполнено с учетом определения угла наклона конечной системы координат относительно исходной.

Выводы. В работе предложена методика, позволяющая повысить экономичность классических методов поиска оптимальных решений за счет рационального выбора начальной точки оптимизации. Методика основана на аналитическом анализе расположения точки экстремума исследуемой функции второго порядка относительно области ее адекватности.

Дальнейшее направление работ связано с уточнением начальной точки оптимизации на основе анализа поверхности функции отклика, а также с увеличением количества рассматриваемых варьируемых параметров.

Список литературы

1. *Энгельке У.Д.* Как интегрировать САПР и АСТПП: Управление и технология / У.Д. Энгельке – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
2. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболь, Р.Б. Статников – М.: Наука. 1985. – 110 с.
3. *Врублевский А.Н.* Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Денисов А.В // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. - №1. – С.91-98.

4. *Пылева Т.К.* Многокритериальная оптимизация технико-экономических показателей автотранспортного средства / Т. К. Пылева // Вісник НТУ «ХПІ». – 2006. – № 26. – С. 166–169.
5. *Пильова Т.К.* Вибір двигуна автотранспортного засобу за параметрами його головного робочого поля / Т. К. Пильова // Механіка та машинобудування. – 2011. – № 2. – С. 136-142.
6. *Рейзлин В.И.* Численные методы оптимизации / В.И. Рейзлин // – Томск: Изд-во ТПУ. 2011. – 105 с.
7. *Барабашук В.И.* Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко – К.: Техніка. – 1984. – 200 с.
8. *Бронштейн И.Н.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев – М.: Наука. 1986. – 544 с.

References (transliterated)

1. *Engel'ke U.D.* Kak integriruvat' SAPR i ASTPP: Upravlenie i tekhnologiya / U.D. Engel'ke – Moscow: Mashinostroenie, 1990. – 320 p.
2. *Sobol' I.M.* Vybory optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami / I.M. Sobol', R.B. Statnikov – Moscow: Nauka. 1985. – 110 p.
3. *Vrublevskiy A.N.* Mnogokriterial'nyy sintez toplivnoy sistemy s elektronnyim upravleniem vpryskivaniya / A.N. Vrublevskiy, A.L. Grigor'ev, A.V. Denisov A.V // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2008. – No 1. – pp.91-98.
4. *Pyleva T.K.* Mnogokriterial'naya optimizatsiya tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley avtotransportnogo sredstva / T. K. Pyleva // Visnik NTU «KhPI». – 2006. – No 26. – pp. 166–169.
5. *Pylova T.K.* Vybory dvyhuna avtotransportnoho zasobu za parametramy yoho holovnoho robochoho polya / T. K. Pylova // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – 2011. – No 2. – pp. 136-142.
6. *Reyzlin V.I.* Chislennyye metody optimizatsii / V.I. Reyzlin // – Tomsk: Izd-vo TPU. 2011. – 105 p.
7. *Barabashchuk V.I.* Planirovaniye eksperimenta v tekhnike / V.I. Barabashchuk, B.P. Kredentser, V.I. Miroshnichenko – Kiev: Tekhnika. – 1984. – 200 p.
8. *Bronshteyn I.N.* Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchikhsya vtuzov / I.N. Bronshteyn, K.A. Semendyaev – Moscow: Nauka. 1986. – 544 p.

Поступила (received) 11.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Використання канонічної форми функції відгуку при оптимізації конструкцій / Т. К. Пильова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14(1236). – С. 180–183. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0023.

Использование канонической формы функции отклика при оптимизации конструкций / Т. К. Пылева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 180–183. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0023.

Using the statistical analysis methods in the processing of survey data of population / L. V. Ivanov, V. S. Petrov, V. S. Tishkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 180–183. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Пильова Тетяна Кузьмівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри ІТС КГМ ім.О.О.Морозова; тел.: (057) 707-62-99; e-mail: t_pilyova@meta.ua.

Пылева Татьяна Кузьминична – кандидат технических, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры ИТС КГМ им. А.А.Морозова; тел.: (057) 707-62-99; e-mail: t_pilyova@meta.ua.

Pylova Tetjana Kuzmivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of ITS KGM named of O.O.Morozov; tel.: (057) 707-62-99; e-mail: t_pilyova@meta.ua.

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

Бондаренко А. І., Ткачов В. Ю. Математичний опис руху не підресорених і підресорених мас вантажного автомобіля в процесі гальмування.....	3
Волков В. П., Грицук І. В., Грицук Ю. В., Шурко Г. К., Волков Ю. В. Особливості формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS.....	10
Кальченко Б. И., Редчиц В. В., Головина Е. В., Редчиц С. В. Кинематика криволинейного движения трехзвенного автопоезда	21
Краснокутський В. М., Павлій Н. В., Агапов О. М., Галуцьких А. Д. Методи та алгоритми рішення рівнянь руху тракторного потягу.....	28
Кузьменко Л. В. Сучасні завдання машинобудівних підприємств в умовах відтворення основних засобів сільськогосподарських підприємств.....	31
Мамонтов А. Г. Исследования колебаний тракторов, оборудованных пневморессорной и серийной подвесками при движении по грунтовой дороге.....	35
Назаров И. А., Сергиенко Н. Е. Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей	41
Пелипенко Є. С. Закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії при реалізації різних способів гальмування.....	51
Ребров О. Ю. Аналіз відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини агроєкологічним вимогам ймовірнісним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України.....	58
Самородов В. Б., Аврунин Г. А., Мороз И. И. Анализ применения гидроприводов в трансмиссиях колесных тракторов ХТЗ.....	65
Самородов В. Б., Кальченко Б. І., Ребров О. Ю., Кожушко А. П., Чернишев Д. О. Робота двигуна внутрішнього згоряння та безступінчастої трансмісії в економічному режимі для тракторів серії ХТЗ-170/240К.....	73
Самородов В. Б., Мандрыка В. Р. Экспериментальные исследования прямолинейного неустановившегося движения гусеничного трактора с объемным гидроприводом.....	80
Самородов В. Б., Шевцов В. М. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідроприводів гідрооб'ємно-механічних трансмісій.....	85
Симсон Э. А., Хавин В. Л., Ягудин Д. С., Автономова Л. В. Стенд для испытания стойки дисковой борони на сопротивление усталости.....	93
Якунін М. Є., Ребров О. Ю., Насальський В. А., Трофимова Н. Б. Аналіз особливостей сучасних їздових циклів, що застосовуються для нормування токсичності відпрацьованих газів і оцінки паливної економічності автомобілів.....	98

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Осетров О. О., Обозний С. В., Бекарюк О. М. Експериментальне дослідження механічних втрат в малолітражному бензиновому двигуні Briggs & Stratton Vanguard.....	104
Прокопенко М. В. Аналіз впливу зміни фаз газорозподілу на різних режимах роботи на економічні показники автотракторного двигуна.....	108
Триньов О. В., Кафтанов Ю. О., Карнаухов О. О. Поліпшення процесів тепловідведення від деталей клапанного вузла тепловозного дизеля.....	113

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Єріцян Б. Х., Любарський Б. Г. Визначення оптимальних значень кута нахилу кузова швидкісного електрорухомого складу.....	122
Петренко О. М. Визначення оптимальних режимів руху електровозу з вантажним потягом, що обладнаний, асинхронними тяговими двигунами на ділянці колії з встановленим графіком руху та профілем.....	129

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Автономова Л. В., Грозенок Е. Д., Симсон Э. А., Степук А. В. Моделирование процесса объемной штамповки подшипникового кольца.....	135
Гусев Ю. Б., Шейченко Р. И., Ткачук Н. А., Танченко А. Ю., Грабовский А. В., Набоков А. В., Бондаренко М. А., Головин А. М., Шеманская В. В. Экспериментальные исследования тонкостенных конструкций.....	140
Коноваленко О. Є., Брусенцев В. О. Використання сучасних мультимедійних та інтерактивних технологій в освіті.....	156
Марченко А. П., Ткачук М. А., Кравченко С. О., Веретельник О. В., Гончаров В. Г., Кохановська О. В., Храмцова І. Я., Головін А. М., Шеманська В. В. Технологія дискретного та комбінованого зміцнення для збільшення ресурсу елементів конструкцій військової та цивільної мобільної техніки: визначення параметрів на основі комп'ютерного моделювання.....	161

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Волонцевич Д. О., Мормило Я. М. К вопросу определения нагрузочных режимов блокируемых и самоблокирующихся межколесных дифференциалов военных колесных машин.....	175
Пылева Т. К. Использование канонической формы функции отклика при оптимизации конструкций...	180

Для нотатків

Для нотатків

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 14 (1236) 2017

Наукові редактори: канд. техн. наук, проф. В. В. Єпіфанов,
д-р техн. наук, доц. А. І. Бондаренко
Технічні редактори: д-р техн. наук, доц. А. І. Бондаренко, Ткачов В.Ю.

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057) 707-67-62; e-mail: anatoliybon13@gmail.com

Обл.-вид № 89–17.

Підп. до друку 03.05.2017 р. Формат 60×84 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,0.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

Друкарня ТОВ «Цифра принт»
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.
