

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ**

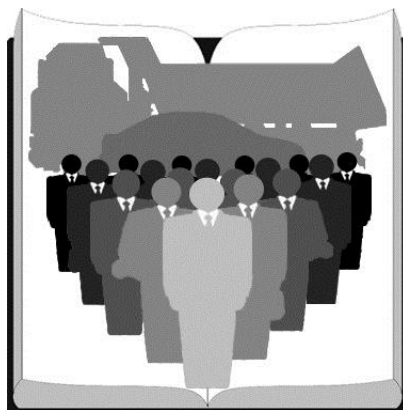
ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ

82-ої Міжнародної наукової конференції студентів університету

секція

”Технології машинобудування і ремонту машин”

21-24 квітня 2020 р., м. Харків



Харків, 2020

ЗМІСТ

Подригало М.А., Гончаренко В.М., Смоляков І.А.	4
Оцінка власної частоти коливань коробки передач мобільної машини з послідовним вмиканням блоків зубчастих коліс	
Подригало М.А., Гончаренко В.М., Смоляков І.А.	11
Оцінка можливості застосування єдиної трансмісії на тракторних самохідних шасі з 3–х і 4–х циліндровими двигунами	
Подригало М.А., Рябушко І.А.	16
Силовий аналіз гальма-зупинки планетарного механізму	
Полянський О.С., Сахнюк П.А.	22
Особливості подефектно-групової технології ремонту деталей	
Полянський О.С., Манжос М.В.	25
Технологічні методи підвищення працездатності машин	
Полянський О.С., Яшній Є.В.	29
Імовірнісні методи контролю якості продукції	
Полянський О.С., Дмитренко М.Г.	32
Оцінка технічного стану машин використанням капілярної дефектоскопії	
Задорожня В.В., Дубінін Є.О., Овчаренко Є.В.	36
Ергономічні показники модернізації складальних стендів ремонтного виробництва	
Дубінін Є.О., Годзь О.А.	39
Перспективна система захисту колісних машин від перекидання на схилах	
Цибульський В.А., Баканіна Н.О., Малишко М.С.	45
Визначення і аналіз факторів, що впливають на зношування елементів пар тертя кочення при наявності абразивних частинок	
Тарасов Ю.В., Касьяненко О.В.	49
Функціональна стабільність динамічних властивостей автомобілів і відомі методи її оцінки	
Коробко А.І., Яровой Є.С.	53
Обґрунтування методу вимірювання кута поперечної стійкості машин	

Коробко А.І., Стрельченко М.Д.	54
Нові вимоги до систем управління випробуваннями	
Рибалко І.В., Стрельченко М.Д.	56
Співробітництво України та ЄС у сфері технічного регулювання	
Рибалко І.В., Колесникова А.В.	58
Застосування статистичних методів в міжнародній сертифікації	
Дудукалов Ю.В., Атанесян І.В., Бращенко М.О.	62
Перспективні технологічні засоби для багатомономенклатурних виробничо-транспортних систем ремонтних підприємств	
Шаповалов О.І., Овчаренко Т.В.	65
Метод визначення тягово-швидкісних показників автобронетанкової техніки	
Споришев К.О., Тесьолкін Д.К.	66
Проблемні питання експлуатації автомобільної техніки Національної гвардії України при низьких температурах	
Скляров М.В., Верхорубов Д.О.	67
Аналіз систем забезпечення екстреного гальмування автомобілів та можливість використання їх на автомобільній техніці Національної гвардії України	
Переверзєва Л.М., Баєва Д.В.	69
Нормування робочого часу технічного обслуговування і ремонту машин на механічній ділянці	

Подригало М.А., д.т.н., професор, завідувач кафедри Технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гончаренко В.М., студент групи АПт-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Смоляков І.А., студент групи АПт-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА ВЛАСНОЇ ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ З ПОСЛІДОВНИМ ВМІКАННЯМ БЛОКІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Оцінка вібростійкості моторно-трансмісійних установок мобільних машин дозволяє запобігти можливості появи резонансних коливань, що призводять до зниження їх коефіцієнта корисної дії й надійності. Зазначеному питанню присвячена значна кількість досліджень, що дозволило на певному етапі поліпшити якість трансмісії автомобілів і тракторів.

Співробітниками ХНАДУ запропонована коробка передач для автомобілів і тракторів, що представляє собою послідовний кінематичний ланцюг, який складається з однакових блоків зубчастих коліс. У зв'язку із цим становить інтерес оцінка вібростійкості зазначеної коробки передач, що й виконано в наведеній роботі.

При розв'язанні задач керування динамічними навантаженнями машин і механізмів використовуються динамічні моделі та відповідні їм математичні моделі [1-3]. У роботах Комарова М. С. [1] і Вейца В. Л. [2, 3] усі динамічні ланки розділені на наступні: інерційні; пружні; дисипативні.

При зміні швидкісного режиму трансмісії інерційні ланки або накопичують, або віддають кінетичну енергію. Пружні ланки накопичують і віддають потенційну енергію при коливаннях навантаження (крутного моменту). Дисипативні ланки розсіюють передану енергію в парах тертя [1]. Будь-яка ланка трансмісії може бути як дисипативною, так і пружною і інерційною. У роботі [1] запропоновано класифікувати ланки за пріоритетним видом накопиченої або розсіяної енергії, а в роботі [4] запропонований метод проведення їх ідентифікації.

Динаміці крутильних коливань силових агрегатів автомобіля присвячені роботи [5-8]. Однак у зазначених роботах розглянуті коробки передач традиційних конструкцій з паралельним розташуванням пар зубчастих коліс, що перемикаються при зміні передачі.

У роботі [9] досліджена вібростійкість моторно-трансмісійної установки транспортно-тягових машин і визначена залежність циклового ККД трансмісії від частот вимушених і власних коливань.

На рис. 1 представлена схема коробки передач, що складається з блоків зубчастих коліс. З метою максимальної уніфікації блоки зубчастих коліс виконані однаковими і знаходяться в постійному послідовному зачепленні один з

одним. Кожний з однакових блоків зубчастих коліс пов'язаний з валом за допомогою синхронізатора. Розглянута коробка передач, схема якої представлена на рис. 1, має одинадцять передач для руху вперед і п'ять передач заднього ходу.

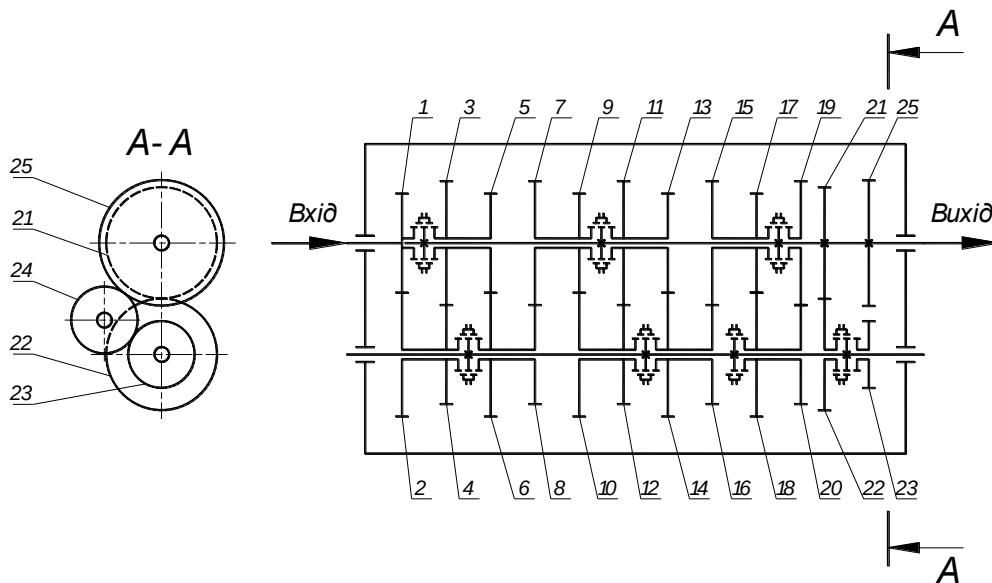


Рисунок 1. Схема коробки передач автомобіля з послідовним вмиканням (вимиканням) уніфікованих блоків зубчастих коліс

На рис. 2 наведена схема уніфікованого блоку зубчастих коліс. Момент інерції $I_{\text{бл}}$ блоку зубчастих коліс може бути визначений за наближеною формулою (як поєднання трьох порожнистих циліндрів)

$$I_{\text{бл}} = \frac{\pi\gamma}{32} \left[b_{w1}(d_1^4 - d_B^4) + b_{w2}(d_2^4 - d_B^4) + (d_{\text{бл}}^4 - d_B^4)(l - b_{w1} - b_{w2}) \right], \quad (4)$$

де γ – густина матеріалу (сталі), $\gamma = 7700\text{--}7900 \text{ кг/м}^3$;
 b_{w1} ; b_{w2} – ширина вінця меншого й більшого зубчастих коліс, відповідно;
 d_1 ; d_2 – ділильні діаметри зубчастих коліс (меншого й більшого – рис. 2),

$$d_1 = mz_1; \quad (5)$$

$$d_2 = mz_2; \quad (6)$$

m – модуль зачеплення;

z_1 ; z_2 – числа зубців зубчастих коліс 1 і 2, відповідно;

d_B – діаметр вала, на якому установлений блок зубчастих коліс;

$d_{\text{бл}}$ – зовнішній діаметр втулки блоку зубчастих коліс;

l – осьова довжина блоку зубчастих коліс.

Крутильна жорсткість блоку зубчастих коліс

$$c_{\text{бл}} = \frac{\pi G}{32} \frac{d_{\text{бл}}^4 - d_B^4}{l - b_{w1} - b_{w2}} = \frac{GI_\rho}{l - b_{w1} - b_{w2}}, \quad (7)$$

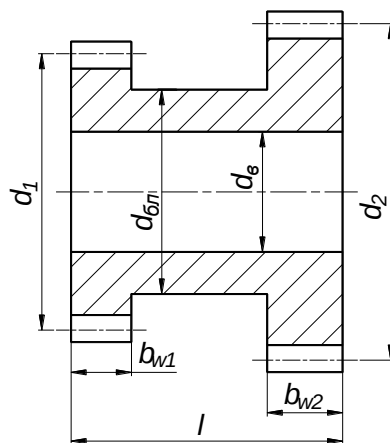


Рисунок 2. Схема уніфікованого блоку зубчастих коліс

де G – модуль пружності II-го роду (модуль зсуву); для сталі $G=8,1 \times 10^4$ МПа;

I_ρ – полярний момент інерції втулки блоку зубчастих коліс,

$$I_\rho = \pi \frac{d_{\text{бл}}^4 - d_{\text{в}}^4}{32}. \quad (8)$$

Момент інерції коробки передач, зведений до вхідного вала при послідовному зачепленні всіх блоків зубчастих коліс

$$I_{\text{зв}} = I_1 + I_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + I_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \dots + I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 + \dots + I_n \left(\frac{\omega_n}{\omega_1} \right)^2, \quad (9)$$

де $I_1; I_2; I_3; I_i; I_n$ – моменти інерції 1-го; 2-го; 3-го; i -го; n -го блоків зубчастих коліс,

$$I_1 = I_2 = I_3 = I_i = I_n = I_{\text{бл}}; \quad (10)$$

n – число послідовних блоків зубчастих коліс

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}; \quad (11)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{\omega_1}{u_1 u_2}; \quad (12)$$

$$\omega_i = \frac{\omega_1}{u_1 u_2 \dots u_{i-1}}; \quad (13)$$

$$\omega_n = \frac{\omega_1}{u_1 u_2 \dots u_{n-1}}, \quad (14)$$

де $u_1; u_2; \dots u_{n-1}$ – передаточні числа трансмісії від відповідного попереднього блоку зубчастих коліс до наступного (див. рис. 1).

Таким чином, підставляючи співвідношення (11) – (14) в рівняння (9), одержимо при виконанні умови (10)

$$I_{зв} = I_{бл} \left(1 + \left(\frac{1}{u_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{u_1 u_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{u_1 u_2 \dots u_i} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{u_1 u_2 \dots u_{n-1}} \right)^2 \right). \quad (15)$$

Приймаючи, що передаточні числа коробки передач відповідають закону геометричної прогресії зі знаменником q , тобто

$$u_1 = u_2 = u_3 = u_i = u_{n-1} = q, \quad (16)$$

перетворимо (15) до виду

$$\begin{aligned} I_{зв} &= I_{бл} \left(1 + \left(\frac{1}{q} \right)^2 + \left(\frac{1}{q^2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{q^i} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{q^{n-1}} \right)^2 \right) = \\ &= I_{бл} \left(1 + \frac{1}{q^2} + \left(\frac{1}{q^2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{q^2} \right)^i + \dots + \left(\frac{1}{q^2} \right)^{n-1} \right). \end{aligned} \quad (17)$$

Вираз в дужках являє собою суму n членів спадної геометричної прогресії зі знаменником $1/q^2$ і першим членом, що дорівнює $a_1=1$

$$s_n = \frac{a_1 \left(\left(1/q^2 \right)^n - 1 \right)}{1/q^2 - 1} = \frac{q^{2n} - 1}{(q^2 - 1)q^{2(n-1)}}. \quad (18)$$

З урахуванням співвідношення (18) вираз (17) прийме вид

$$I_{зв} = I_{бл} \frac{q^{2n} - 1}{(q^2 - 1)q^{2(n-1)}}. \quad (19)$$

Співвідношення між зведеним моментом інерції і моментом інерції блоку зубчастих коліс

$$\frac{I_{зв}}{I_{бл}} = \frac{q^{2n} - 1}{(q^2 - 1)q^{2(n-1)}}. \quad (20)$$

На рис. 3 представлена залежність $I_{зв}/I_{бл} = f(n)$ при $q=1,37$. Графік на рис. 3 свідчить про те, що збільшення кількості послідовно встановлених блоків зуб-

частих коліс понад 6-ти практично не впливає на величину зведеного моменту інерції $I_{зв}$.

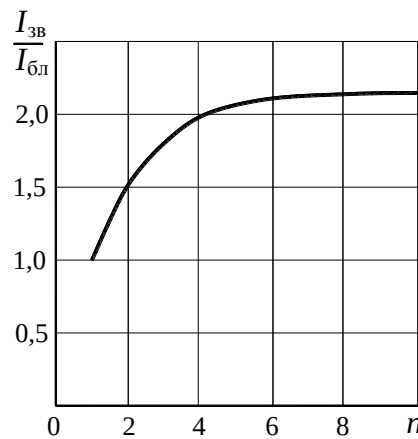


Рисунок 3. Залежність $I_{зв}/I_{бл}=f(n)$ для коробки передач при $q=1,37$

Визначимо зведену до вхідного вала крутильну жорсткість коробки передач. Очевидно, що пружна кутова деформація i -го блоку зубчастих коліс

$$\varphi_i = \frac{T_i}{c_{бл}} = \frac{T_1 q^{i-1}}{c_{бл}}, \quad (21)$$

де T_i – крутний момент, що діє на i -й блок (без урахування механічного ККД);

T_1 – крутний момент, що діє на вхідному валу.

Пружна кутова деформація на вхідному валі

$$\varphi_1 = \sum_{i=1}^n \varphi_i q^{i-1} = \frac{T_1}{c_{бл}} \sum_{i=1}^n q^{2(i-1)} = \frac{T_1}{c_{зв}}. \quad (22)$$

З рівняння (22) отримаємо

$$c_{зв} = \frac{c_{бл}}{\sum_{i=1}^n q^{2(i-1)}} = \frac{c_{бл}}{1 + q^2 + (q^2)^2 + (q^2)^3 + \dots + q^{2(n-1)}}. \quad (23)$$

Вираз

$$1 + q^2 + (q^2)^2 + (q^2)^3 + \dots + q^{2(n-1)} = s'_n \quad (24)$$

являє собою суму n членів геометричної прогресії зі знаменником q^2 і першим членом, що дорівнює $a_1=1$

$$s'_n = \frac{q^{2n} - 1}{q^2 - 1}. \quad (25)$$

Після підстановки (25) в (23), одержимо

$$c_{зв} = c_{бл} \frac{q^2 - 1}{q^{2n} - 1}. \quad (26)$$

Співвідношення між зведеною жорсткістю і жорсткістю окремого блоку зубчастих коліс

$$\frac{c_{зв}}{c_{бл}} = \frac{q^2 - 1}{q^{2n} - 1}. \quad (27)$$

На рис. 4 представлена залежність $c_{зв}/c_{бл} = f(n)$ при тому ж значенні $q=1,37$. Графік на рис. 4 демонструє стрімке зменшення зведеної жорсткості $c_{зв}$ зі збільшенням числа блоків зубчастих коліс, що приймають участь в передачі крутного моменту.

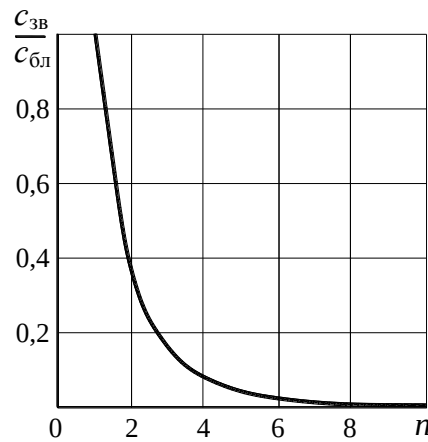


Рисунок 4. Залежність $c_{зв}/c_{бл} = f(n)$ для коробки передач при $q=1,37$

Після підстановки виразів (19) і (26) у співвідношення (2) визначимо частоту власних коливань вхідного вала коробки передач

$$k = \sqrt{\frac{c_{бл}}{I_{бл}} q^{2(n-1)} \frac{q^2 - 1}{q^{2n} - 1} \frac{q^2 - 1}{q^{2n} - 1}} = k_{бл} q^{n-1} \frac{q^2 - 1}{q^{2n} - 1}, \quad (28)$$

де $k_{бл}$ – частота власних (вільних) коливань блоку зубчастих коліс

$$k_{бл} = \sqrt{\frac{c_{бл}}{I_{бл}}}. \quad (29)$$

Співвідношення між частотами власних коливань вхідного вала коробки передач і блоку зубчастих коліс

$$\frac{k}{k_{бл}} = q^{n-1} \frac{q^2 - 1}{q^{2n} - 1}. \quad (30)$$

На рис. 5 представлена залежність $k/k_{бл} = f(n)$ при $q=1,37$.

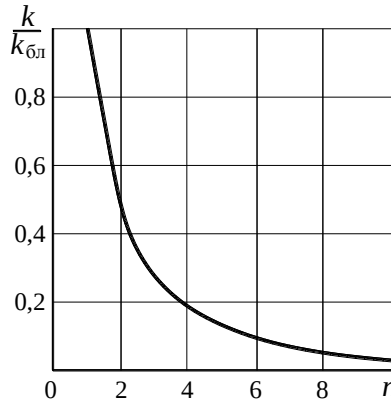


Рисунок 5. Залежність $k/k_{\text{бл}}=f(n)$ для коробки передач при $q=1,37$

Аналіз графіка, наведеного на рис. 5, показує, що зі збільшенням числа n послідовно розташованих блоків зубчастих коліс відбувається зниження частоти власних (вільних) коливань вхідного вала коробки передач.

Після підстановки (4) і (7) в (29) одержимо

$$k_{\text{бл}} = \sqrt{\frac{d_{\text{бл}}^4 - d_{\text{в}}^4}{b_{w1}(d_1^4 - d_{\text{в}}^4) + b_{w2}(d_2^4 - d_{\text{в}}^4) + (d_{\text{бл}}^4 - d_{\text{в}}^4)(l - b_{w1} - b_{w2})}} \times \sqrt{\frac{G}{\gamma(l - b_{w1} - b_{w2})}}. \quad (31)$$

При проектуванні трансмісії й відомому числі передач необхідно керувати частотою власних (вільних) коливань коробки передач за рахунок частоти власних (вільних) коливань блоку зубчастих коліс. У цьому випадку з рівняння (30) визначимо

$$k_{\text{бл}} = k \frac{q^{2n} - 1}{q^{n-1}(q^2 - 1)}. \quad (32)$$

У рівнянні (32) величина k задається з умови відсутності резонансу, тобто $\omega_{\text{м}} \neq k$.

В результаті проведеного дослідження отриманий метод оцінки частоти власних (вільних) коливань вхідного вала коробки передач з послідовним вмиканням блоків зубчастих коліс. Зі збільшенням числа послідовно встановлених уніфікованих блоків зубчастих коліс відбувається зменшення частоти власних (вільних) коливань вхідного вала коробки передач. Розглянута динамічна модель описує роботу коробки передач на нижчій (1-й) передачі. При наступних дослідженнях необхідно визначити частоту власних (вільних) коливань вхідного вала на всіх передачах. Також необхідно врахувати всі ланки трансмісії й поступальну масу машини.

Література

1. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
2. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейц. – М. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
3. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1971. – 352 с.
4. Подригало Н. М. Идентификация элементов механических систем машинных агрегатов по приоритетному виду трансформируемой энергии / Н. М. Подригало, М. В. Байцур // Вісник машинобудування та транспорту – №2(8). – ВНТУ, 2018. – с. 92-97.
5. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок / В. П. Терских. – М. – Л.: Машгиз. – Ч. 1, 1953. – 258 с.
6. Колебание силового агрегата автомобиля / [В. Е. Тальский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев, Л. М. Минкин]. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.
7. Reik W. Torsional vibration and transmission noise / W. Reik // 3-rd Luk Symposium book. – 1986. – 39 p.
8. Galvagno E. Analysis and Simulation of a Torque Assist Automated Manual Transmission / E. Galvagno, M. Velardocchia, A. Vigliani // Mechanical System and Signal Processing. – August 2011/ – Vol/ 25, Issue 6. – p. 1877-1886.
9. Подригало Н. М. Концепція забезпечення ефективності і контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Н. М. Подригало. – Харків, 2016. – 36 с.

Подригало М.А., д.т.н., професор, завідувач кафедри Технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гончаренко В.М., студент групи АПт-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Смоляков І.А., студент групи АПт-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЄДИНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ З 3-Х І 4-Х ЦИЛІНДРОВИМИ ДВИГУНАМИ

Трансмсія тракторного самохідного шасі представляє собою багатомасову коливальну систему з безліччю ступенів свободи.

Частота вільних (власних) коливань системи «двигун - трансмісія – ведучі колеса - ґрунт - поступально рухома маса трактора» визначає ККД трансмісії і тяговий коефіцієнт корисної дії самохідного шасі.

Останній показник є показником енергоефективності сільськогосподарських тракторів. У даній статті розглянута можливість застосування єдиної трансмісії для розроблених за участю авторів тракторних самохідних шасі з потужністю двигунів 26 кВт (3 циліндра) і 50 кВт (4 циліндри). Необхідною умовою вирішення зазначеного завдання було виконання умов міцності, а достатньою - забезпечення вібростійкості.

Питанню забезпечення вібростійкості машинних агрегатів з ДВС присвячено значну кількість наукових досліджень [1-5]. В роботах [1-2] показано, що всі ланки кінематичного ланцюга трансмісії можна розділити по виду накопичуваної і розсіювальної енергії на інерційні, пружні і дисипативні. В роботах [3,4,5] показано, що пружні і інерційні ланки істотно впливають на динаміку і ККД машинного агрегату з двигуном внутрішнього згоряння.

Причиною додаткових втрат енергії в моторно-трансмісійних установках є нерівномірність крутного моменту ДВС. Зазначена нерівномірність залежить від числа циліндрів чотиритактного двигуна [6] і зміна індикаторного крутного моменту може бути описано гармонійним законом

$$M_i = \bar{M}_i \left[1 + \frac{k_1}{2} \sin(\omega_M \cdot t) \right] = \bar{M}_i + A_M \sin(\omega_M \cdot t), \quad (1)$$

$\bar{M}_i$ – середній індикаторний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння при сталому русі;

ω_M – кругова частота коливань крутного моменту,

$$\omega_M = \frac{\bar{\omega}_e}{2} i_u; \quad (2)$$

$\bar{\omega}_e$ – середня кутова швидкість колінчастого валу при усталеному русі;

i_u – число циліндрів ДВЗ;

k_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [7],

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_u} [5]; \quad (3)$$

A_M – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту,

$$A_M = \bar{M}_i \frac{k_1}{2}. \quad (4)$$

В роботі [5] визначено, що коливання крутного моменту двигуна супроводжуються коливаннями величин кругових деформацій валів, що супроводжуються появою відбитих хвиль коливань. Останні викликають додаткові втрати енергії, що характеризуються циклових пружним ККД трансмісії [5]

$$(\eta_{tr}^{ynp})_{цикл} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_{conp}}\right)}{I_{np} \cdot \bar{\omega}_{ex} \cdot \omega_M \pi \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (5)$$

де M_{conp} – момент опору обертання колінчастого вала, $M_{conp} = \bar{M}_i$;

$\bar{\omega}_{ex}$ – кутова швидкість вхідного вала трансмісії, $\bar{\omega}_{ex} = \bar{\omega}_e$;

k – кругова частота вільних (власних) коливань вхідного вала трансмісії,

$$k = \sqrt{\frac{C_{np}}{Y_{np}}}; \quad (6)$$

C_{np} ; I_{np} – наведені до вхідного валу жорсткість і момент інерції трансмісії.

Рівняння (5) з урахуванням співвідношень (2-4) може бути представлено у вигляді

$$(\eta_{tr}^{ynp})_{цикл} = 1 - \frac{\bar{M}_i}{I_{np}} \frac{(0,006i_u + 1,126)(1 - \frac{3,68}{i_u})}{k^2 - \omega_M^2}. \quad (7)$$

Аналіз виразу (7) був виконаний в роботі [5]. Було визначено, що при $i_u < 3,68$ ($i_u = 3,68$ – умовне число циліндрів) вібростійкість моторно-трансмісійної установки буде забезпечена при $\omega_M > k$, тобто при роботі в зарезонансній зоні коливань. При $i_u > 3,68$ вібростійкість моторно-трансмісійної установки буде забезпечена при $\omega_M < k$, тобто – в дорезонансній зоні коливань. Таким чином, при $i_u < 4$ необхідно забезпечувати роботу моторно-трансмісійної установки в зарезонансній зоні, а при $i_u \geq 4$ – в дорезонансній зоні. Це створює проблеми при створенні сімейства тракторних самохідних шасі з $N_{emax} = 26$ кВт і $N_{emax} = 50$ кВт (N_{emax} – максимальна ефективна потужність ДВЗ), оскільки в першому випадку використовується трициліндровий двигун, а в другому - чотирициліндровий двигун.

Вираз (7) для моторно-трансмісійних установок з $i_u = 3$ і $i_u = 4$ прийме наступний вигляд, відповідно

$$(\eta_{tr}^{ynp})_{цикл3} = 1 - \frac{\bar{N}_{i3}}{I_{np3} \cdot \bar{\omega}_{e3}} \cdot \frac{(0,006 \cdot 3,0 + 1,126)(\frac{3,68}{3,0} - 1)}{\frac{\bar{\omega}_{e3}^2}{4} \cdot 3,0^2 - k^2}; \quad (8)$$

$$(\eta_{tr}^{ynp})_{цикл4} = 1 - \frac{\bar{N}_{i4}}{I_{np4} \cdot \bar{\omega}_{e4}} \cdot \frac{(0,006 \cdot 4,0 + 1,126)(1 - \frac{3,68}{4})}{k^2 - \frac{\bar{\omega}_{e4}^2}{4} \cdot 4,0^2}; \quad (9)$$

За умови $(\eta_{tr}^{ynp})_{цикл3} = (\eta_{tr}^{ynp})_{цикл4} = (\eta_{tr}^{ynp})_{цикл}$ отримаємо

$$\frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{\omega}_{en}} \cdot \frac{0,092}{C_{np} - 4\bar{\omega}_{e4}^2 I_{np4}} = \frac{\bar{N}_{i3}}{\bar{\omega}_{e3}} \cdot \frac{0,259}{0,25\bar{\omega}_{e3}^2 I_{np3} - C_{np}}. \quad (10)$$

З рівняння (10) визначаємо необхідне значення наведеної жорсткості C_{np} , що забезпечує вібростійкість моторно-трансмійних установок з $i_u = 3$ і $i_u = 4$ і єдиної трансмісії. Як уже зазначалося, забезпечення міцності трансмісії є необхідною умовою для проведення оцінки вібростійкості розглянутих об'єктів. Таким чином

$$C_{np} = 4\bar{\omega}_{e4}^2 I_{np4} \frac{1 + 0,5 \frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{N}_{i3}} \cdot \frac{\bar{\omega}_{e3}^3}{\bar{\omega}_{e4}^3} \cdot \frac{I_{np3}}{I_{np4}}}{1 + 0,355 \frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{N}_{i3}} \cdot \frac{\bar{\omega}_{e3}^3}{\bar{\omega}_{e4}^3}} \quad (11)$$

Якщо зробити припущення те, що

$$\frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{N}_{i3}} = \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}}; \quad (12)$$

$$\frac{I_{np3}}{I_{np4}} = \frac{m_3}{m_4}, \quad (13)$$

то вираз (11) набуде вигляду

$$C_{np} = 4\bar{\omega}_{e4}^2 I_{np4} \frac{1 + 0,5 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \cdot \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right) \cdot \frac{m_3}{m_4}}{1 + 0,355 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \cdot \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right)^3}, \quad (14)$$

де $\bar{N}_{e\max 4}; \bar{N}_{e\max 3}$ – середні значення максимальної ефективної потужності, відповідно 4-х і 3-х циліндровим двигуном.

При допущенні того, що $I_{np3} = I_{np4} = I_{np}$ вираз (11) може бути перетворено з урахуванням співвідношення (6)

$$k = 2\bar{\omega}_{e4} \sqrt{\frac{1 + 0,5 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right)^3}{1 + 0,355 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right)^3}}. \quad (15)$$

Для проектного сімейства тракторних самохідних шасі обрано параметри:

$$\bar{N}_{e\max 3} = 26 \text{ кВт}; \bar{N}_{e\max 4} = 50 \text{ кВт}; \bar{\omega}_{e3} = 314 \text{ с}^{-1}; \bar{\omega}_{e4} = 188,4 \text{ с}^{-1}.$$

Відповідно, у відповідності з виразом (2),

$$\bar{\omega}_{M_3} = \frac{314}{2} \cdot 3 = 471 \text{ с}^{-1};$$

$$\bar{\omega}_{M_4} = \frac{188,4}{2} \cdot 4 = 376,8 \text{ с}^{-1}.$$

Після підстановки розрахункових параметрів в рівняння (15) отримаємо $k = 431,3 \text{ с}^{-1}$.

Аналізуючи отриманий результат можна зробити наступні висновки:

- для моторно-трансмісійної установки з $N_{emax}=26\text{кВт}$ і $\bar{\omega}_{M_3} = 471\text{с}^{-1}$ отримане значення $k < \bar{\omega}_{M_3}$, що свідчить про дорезонансну зону коливань;
- для моторно-трансмісійної установки з $\bar{N}_{emax} = 50\text{кВт}$ і $\bar{\omega}_{M_4} = 376,8 \text{ с}^{-1}$ отримані значення $k < \bar{\omega}_{M_4}$, що відповідає дорезонансній зоні коливань.

Запропонована методика дозволила визначити для єдиної трансмісії сімейства тракторних самохідних шасі з двигунами, які мають різні потужності і число циліндрів, раціональну кругову частоту власних (вільних) коливань. Для тракторного самохідного шасі з двигуном потужністю 50 кВт (4 циліндри) і тракторного самохідного шасі з двигуном потужністю 26кВт (3 циліндра) раціональна кругова частота власних (вільних) коливань повинна складати $431,3 \text{ с}^{-1}$. При указаному значення кругової частоти власних (вільних) коливань моторно-трансмісійна установка при $N_{emax} = 26\text{кВт}$ буде працювати в зарезонансній зоні, а при $N_{emax} = 50\text{кВт}$ – в дорезонансній, що забезпечує їх вібростійкість. Розвитком результатів, отриманих в цьому дослідженні, буде забезпечення оптимального значення кругової частоти власних (вільних) коливань при проектуванні єдиної трансмісії сімейства тракторних самохідних шасі.

Література

1. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейц, – М. – Л.: Машиностроение, 1969, – 370с.
2. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров, – М.: Машиностроение, 1969. – 296с.
3. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура, – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1976. – 384с.
4. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. Монография. –К.: Издательство АН УССР, 1961, – 160с.
5. Подригало Н. М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств: дис... д-ра наук: 05.22.20 / Подригало Н. М. – Харьков, 2016 – 408с.
6. Подригало М. А. Дослідження буксування ведучих коліс трактора при русі по деформованій опорній поверхні / М. А. Подригало, Є. М. Гецовия, М. П. Артьомов, М. П. Холодов // Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. – Вип. 1 (35), 2019, – с.13-18.
7. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971, –344 с.
8. Попык К. Т. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К. Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1970, –328 с.

Подригало М.А., д.т.н., професор, завідувач кафедри Технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Рябушко І.А., студент групи АПт-21-18, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ГАЛЬМА-ЗУПИНКИ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

В планетарних механізмах широко використовуються гальма-зупинки, що дозволяють змінювати передавальне відношення. Як гальмо-зупинку епіциклічних коліс зручно використовувати стрічкові гальмівні механізми. Недоліком стрічкових гальмівних механізмів є залежність приводного зусилля від напрямку обертання ротора (шків). Цей недолік ускладнює їх використання як нормально замкнутих гальм.

У цій статті запропонована схема нормально замкнутого стрічкового гальма-зупинки для планетарного механізму та розроблено методику силового розрахунку при реверсивному обертанні (знакозмінному гальмівному моменті) ротора.

В основі розрахунку стрічкових гальм лежить модель тертя гнучкої нитки о тіло круглої форми [1] (рис.1).

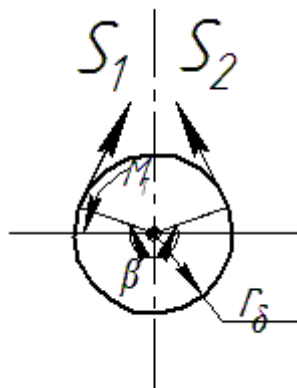


Рисунок 1. Тертя гнучкої нитки о шків

Між зусиллями натягу набігаючої S_1 і збігаючої S_2 гілок нитки Л. Ейлером отриманий взаємозв'язок

$$S_1 = S_2 \exp(\mu\beta), \quad (1)$$

де μ - коефіцієнт тертя нитки о шків;

β - кут обхвату ниткою шківів.

При виведенні формули (1) Л. Ейлер прийняв допущення того, що нитка є невагомою і нерозтяжною.

Визначено, що

$$S_1 - S_2 = M_T / r_b \quad (2)$$

де M_T – момент, що створюється тертям гнучкої стрічки о шків;
 r_b – радіус шків (барабана).

Також відомо співвідношення

$$S_0 = (S_1 + S_2) / 2, \quad (3)$$

де S_0 – зусилля попереднього натягу стрічки.

В роботі [2] розглянута модель тертя розтяжної нитки про шків і визначена робота приводної сили при створенні моменту тертя стрічкового гальма. Однак у вказаних дослідженнях не наводиться силовий розрахунок нормально замкнутого стрічкового гальма (замкнутого гвинтовою пружиною) при знакозмінному моменті тертя (гальмівному моменті).

Метою дослідження є розробка методу силового розрахунку нормально замкнутого стрічкового гальма при знакозмінному гальмівному моменті.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити взаємозв'язок між силами, що діють в нормально замкнутому стрічковому гальмівному механізмі при знакозмінному гальмівному моменті.

Схема пропонованого нормально-замкнутого стрічкового гальмівного механізму двосторонньої дії представлена на рис.2.

Прийmemo допущення того, що пружина 1 має високу жорсткість і при великому зусиллі її натягу систему пружина-важіль-стрічка можна вважати абсолютно жорсткою. Розглянемо рівновагу важелів 5 (рис.3).

При прийнятому допущенні реактивний момент в гальмі створюється сумарною горизонтальною реакцією в шарнірах O_1 і O_2 (рис.1 і рис.2)

$$R_z = R_1 + R_2 = M_T / h. \quad (4)$$

Розглянемо рівноваги двохплечого важеля. Зусилля натягу стрічки [1]

$$S_1 = M_T / r_b \exp(\mu\beta) / (\exp(\mu\beta) - 1), \quad (5)$$

$$S_2 = M_T / r_b 1 / (\exp(\mu\beta) - 1). \quad (6)$$

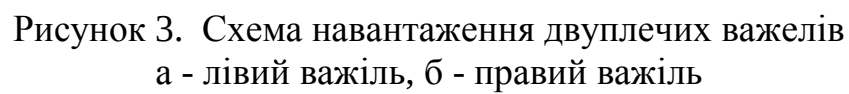
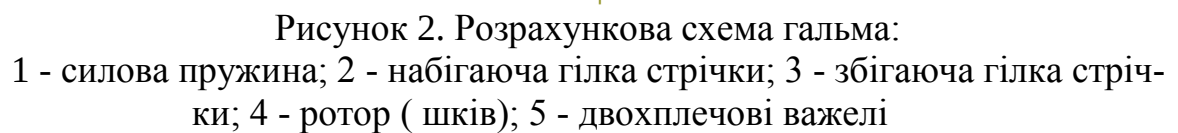
З рисунка 2 визначаємо

$$\alpha = \pi/2 - \Psi/2 = \pi/2 - (2\pi - \beta) \cdot 1/2 = \beta/2 - \pi/2. \quad (7)$$

Умови рівноваги лівого важеля

$$R_1 - P_{np} - S_1 \sin \alpha = 0, \quad (8)$$

$$R_{\phi 1} - S_1 \cos \alpha = 0. \quad (9)$$



$$P \sin \alpha \cos \delta_1 - S_1 I_2 \cos \alpha \cos \gamma_1 - S_1 I_2 \sin \alpha \sin \gamma_1 = 0 \quad (10)$$

Умови рівноваги правого важеля

$$S_2 \sin \alpha + P_{\text{пр}} + R_2 = 0; \quad (11)$$

$$R_2 - S_2 \cos \alpha = 0; \quad (12)$$

$$P_{\text{пр}} l_1 \cos \delta_2 - S_2 l_2 \cos \alpha \cos \gamma_2 - S_2 l_2 \sin \alpha \sin \gamma_2 = 0. \quad (13)$$

З рівняння (11) визначимо

$$R_2 = -(P_{\text{пр}} + S_2 \sin \alpha). \quad (14)$$

Це означає, що реакція R_2 , що виникає в горизонтальному напрямку на осі O_2 , спрямована в протилежний бік (див. рис.3б). За умови що

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma \quad (15)$$

і

$$\delta_1 = \delta_2 = \delta, \quad (16)$$

перетворимо вирази (10) і (13) до виду

$$P_{\text{пр}} l_1 \cos \delta - S_1 L_2 \cos(\alpha - \gamma); \quad (17)$$

$$P_{\text{пр}} l_1 \cos \delta - S_2 L_2 \cos(\alpha - \gamma). \quad (18)$$

Очевидно, що рівняння (17) і (18) справедливі при

$$S_1 = S_2 = S_0. \quad (19)$$

Таким чином, в запропонованій схемі стрічкового гальма гальмівний момент не викликає збільшення S_1 і зменшення S_2 . Сили натягу S_1 і S_2 залишаються рівними силі попереднього натягу S_0 . Отже, два рівняння (17) і (18) приводяться до одного

$$P_{\text{пр}} l_1 \cos \delta - S_0 L_2 \cos(\alpha - \gamma) = 0. \quad (20)$$

З рівняння (20) визначимо зусилля стиснення пружини

$$P_{\text{пр}} = S_0 l_2 / l_1 (\cos(\alpha - \gamma)) / \cos \delta. \quad (21)$$

Або, з урахуванням співвідношення (7) отримаємо

$$P_{\text{пр}} = S_0 l_2 / l_1 (\cos(\beta / 2 - \gamma - \pi / 2)) / \cos \delta. \quad (22)$$

Підставляючи співвідношення (3) в рівняння (22) визначаємо, з урахуванням виразів (5) і (6),

$$P_{\text{пр}} = M_T / (2r_{\delta}) (\exp(\mu\delta) + 1) / (\exp(\mu\delta) - 1) l_2 / l_1 (\cos(\beta / 2 - \gamma - \pi / 2)) / \cos\delta \quad (23)$$

З огляду на те, що функція $\cos$ є парною, перетворимо (23) до виду

$$P_{\text{пр}} = M_T / (2r_{\delta}) (\exp(\mu\delta) + 1) / (\exp(\mu\delta) - 1) (\sin(\beta / 2 - \gamma)) / \cos\delta \quad (24)$$

Як приклад побудуємо залежність $P_{\text{пр}}(M_T)$ для стрічкового гальма при наступних параметрах: $r_{\delta} = 0.23$ м; $\beta = 298$ град.; $\mu = 0.3$; $l_2/l_1 = 2$; $\delta = 0$. Графіки залежності $P_{\text{пр}}(M_T)$ при зазначених параметрах і різних значеннях кута γ установки важеля стрічки представлені на рис.4.

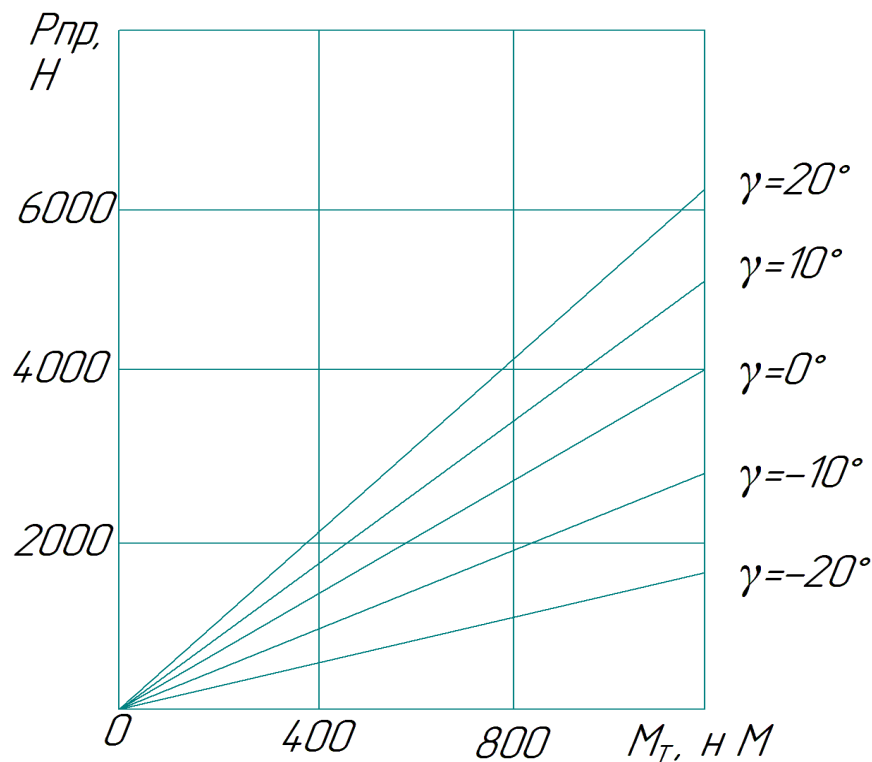


Рисунок 4 – Залежність РПР (M_T) при різних кутах γ установки важеля стрічки: $r_{\delta} = 0.23$ м; $\beta = 298$ град.; $\mu = 0.3$; $l_2/l_1 = 2$; $\delta = 0$

Аналіз графіків, наведених на рис.4, показує, що зі збільшенням від'ємного значення кута γ (по абсолютній величині) дозволяє зменшити зусилля пружини P пр при інших рівних умовах. Обмеженням від'ємного значення кута γ (див. рис.2 та рис. 3) є компоновальні габарити (виділяється на установку приводу гальма).

Рівняння (24) можна представити у вигляді

$$P_{\text{пр}} = M_T / (2r_{\delta}) l_2 / l_1 u(\beta), \quad (25)$$

де $u(\beta)$ – безрозмірна функція від кута обхвату стрічкою шківів (ротора),

$$u(\beta) = (\exp(\mu\delta) + 1) / (\exp(\mu\delta) - 1) (\sin(\beta / 2 - \gamma)) / \cos\delta \quad (26)$$

Графіки залежності (26) при $\mu = 0,3$ і різних значеннях γ представлені на рис.5. Чим менше значення приймає $u(\beta)$ тим менше зусилля $R_{пр}$ при значеннях $M_T, r_{\delta} \text{ і } l_2/l_1$.

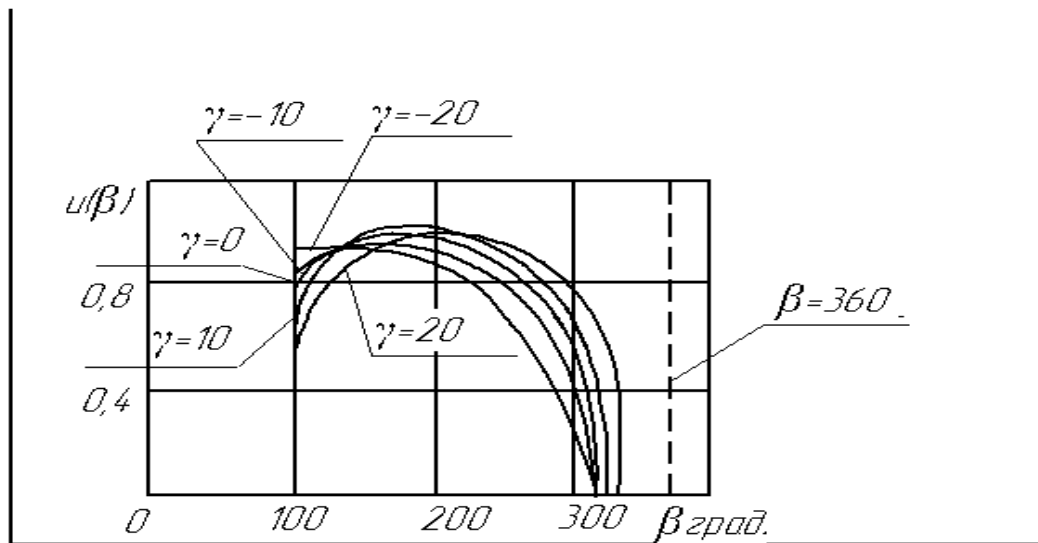


Рисунок 5. Залежність $u(\beta)$ при $\mu = 0,3$

В результаті проведеного дослідження запропонована конструкція постійно замкнутого стрічкового гальма-зупинки двосторонньої дії планетарного механізму. Запропоновано метод визначення зусилля замикаючої пружини. Визначено, що збільшення (за абсолютно величиною) від'ємного кута γ установки важеля стрічки дозволяє знизити зусилля замикаючої пружини.

Література

1. Артоболевский И.И. «Теорія механізмів і машин» - м: Наука, 1975 - 640 с.
2. Гальмівні властивості і гальмівні механізми колісних тракторів / [М.А. Подригало, В. П. Волков, В.А. Павленко, Я.А. Бобров, Д.В. Абрамов], під ред. Подригало М.А. -Харків: Видавництво ХНАДУ, 2007 - 507 с.

Полянський О.С., д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Сахнюк П.А., студент групи АПТ-41-т1-17, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ ПОДЕФЕКТНО-ГРУПОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ

Сучасні технології ремонту агрегатів розраховані на повне розбирання всіх деталей. Досвід досліджень показує, що при цьому порушується взаємне

розташування сполучених поверхонь, погіршуються умови тертя спрацьованих деталей. Удосконалення технології ремонту агрегатів і вузлів найбільш ефектively, якщо є точна оцінка фактичного технічного стану. Тому технологія ремонту повинна бути адаптована до цього технічного стану, з яким агрегати надходять в ремонт. Один з основних методів оцінки технічного стану агрегатів є безрозбірне діагностування за параметрами вібраційних сигналів. [1]

Дефектно-групова маршрутна технологія являє собою закінчений процес ремонту агрегатів, вузлів і деталей, яка передбачає найвигіднішу послідовність виконання окремих операцій за обґрунтованими співвідношенням дефектів, які входять до складу маршруту.

Таким чином, подефектно-груповий маршрут ремонту вузла, агрегату розуміють як співвідношення таких дефектів, які визначаються їх природним взаємозв'язком, єдністю технологічного маршруту і економічною доцільністю відновлення працездатності.

Маршрут ремонту агрегату визначається після віброакустичного діагностування при вхідному контролі комплектності та оцінці його вихідного технологічного стану. У тому випадку, коли агрегат за характером дефектів не може бути віднесений до жодного із зазначених маршрутів, ремонт виконується за індивідуальним маршрутом.

Основні недоліки подефектної технології розглянуті у роботах [1,2].

По-перше дуже складно забезпечити робочий ритм ділянки по ремонту вузлів і деталей. Збереження проводиться за їх назвами, а не за наявністю дефектів. Тому утруднено планування обсягів і видів ремонтних робіт, МТО, завантаження робочих місць.

Другим недоліком подефектної технології є відсутність збереження запущеної партії вузлів і деталей, які ремонтуються, враховуючи, що деталі і вузли вимагають різних способів усунення дефектів, які укомплектовані на складі партіями в залежності від наявних дефектів будуть змінюватися в міру їх усунення.

При подефектній технології ремонту, правильну послідовність ремонтних операцій можна забезпечити тільки по одному дефекту. У тих випадках коли маємо кілька дефектів, перелік їх впливає не тільки на чергу виконання окремих операцій, але і на вибір способу ремонту. Вибір базових поверхонь не може бути передбачено технологією, а повністю залежить від кваліфікації виконавців і виробничих керівників (майстер, технолог, настроювач).

Третя вада подефектної технології - велика кількість первинної документації, і часта її невідповідність дійсному обсягу робіт.

Оскільки в подефектній технології велика роль кваліфікації виконавців у визначенні обсягів робіт при ремонті декількох дефектів, то виконаний ремонт не завжди має ті витрати трудових і матеріальних ресурсів, а технологія, - ресурсозберігальна. Це п'ятий недолік технології, що розглядається.

Маршрутна технологія [1,2] відображає важливу для якості і собівартості послідовність виконання операцій ремонту деталей і вузлів по групі дефектів в

складі даного маршруту. У ній передбачено ремонт деталей і вузлів всієї партії в суворій послідовності.

На відміну від подефектної технології послідовність операцій у маршрутній технології не розділена по дефектах, а єдина для всього переліку дефектів. Тому при маршрутній технології немає об'єктивних умов для пропуску деталей і вузлів з поломками, або порушенням послідовності проведення операцій.

Застосування маршрутної технології ремонту деталей і вузлів дозволяє забезпечити економічну доцільність ремонту в цілому і по кожному маршруту.

Таким чином, переваги маршрутної технології перед подефектній явні. Маршрутна технологія і організація на її основі виробничого процесу сприяє скороченню виробничого циклу ремонту, і забезпечує підвищення техніко-економічних показників виробництва.

В основі технології групового ремонту деталей і вузлів класифікація за загальним конструктивним і технологічним ознаками.

Залежно від зарахування дефектів в перші групи, технологію можливо розробити за маршрутами, тобто з однаковими дефектами. При розробці маршрутної технології всі деталі і вузли, які підлягають ремонту, поділяють на класи і групи. Залежно від дефектів по кожній групі визначають маршрути. Ця технологія дозволяє впровадити порівняно ефективні методи ремонту деталей і вузлів, які особливо важливі для неспеціалізованих ремонтних підприємств з дрібносерійним виробництвом і широкою номенклатурою відновлених деталей (майстерні колгоспів, майстерні загального призначення).

Груповий метод ремонту деталей і вузлів дасть можливість упорядкувати технічне нормування і поліпшити організацію роботи.

При розробці групової технології найбільш відповідальний етап - визначення технологічних груп вузлів і деталей, які ремонтуються [1,2].

Для розробки групової технології спочатку потрібно скласти єдиний технологічний класифікатор за видами виробництва і робочих креслень деталей і вузлів з урахуванням характеру, величини спрацювання і вимог технічних умов. Потім їх поділяють на групи за способами ремонту.

Статистичний аналіз показує, що надходять в ремонт машини повторюються в виділених об'єднаннях дефектів і підкоряються виділеної закономірності.

Необхідно відзначити, що ні з кожним об'єднанням дефектів ремонт агрегату буде економічно виправданий, очевидно, тільки за умов економічної доцільності тобто при отриманні при цьому прибутку.

При розробці подефектно-групової маршрутної технології ремонту агрегатів, тракторів і комбайнів необхідно розробити методику класифікації дефектів в подібні технологічні групи.

Узагальнюючий критерій класифікації вибрати складно. При застосуванні економічного показника, наприклад, моделі абсолютного ефекту, буде потрібен облік всіх витрат, не залежних від показника надійності. Тому необхідно визначити кілька критеріїв, які могли б визначити технологічні та економічні показники: 1-й критерій - з'єднання дефектів в маршрутах повинні відпо-

відати дійсним, з якими вузли та деталі надходять в ремонт.

Цей критерій передбачає необхідність уважного вивчення характерних відмов вузлів і агрегатів машин, їх групи складності, частини всіх відмов у загальній кількості, а також варіанти з'єднань дефектів внаслідок відмови, який виник.

2-й критерій - кількість маршрутів повинно бути мінімальним.

Велика кількість маршрутів ускладнює дефектовку, вимагає значної кількості сортування, а відповідно і стелажів, і площа що вони займають. Збільшення кількості маршрутів ускладнює планування робіт, вимагає великої кількості технічної документації і т.п.

3-й критерій - маршрут ремонту повинен передбачати технологічну взаємозв'язок з'єднань дефектів зі способами ремонту.

4-й критерій - маршрути усунення наслідків відмов повинні забезпечити економічну доцільність відновлення працездатності машини.

За рахунок скорочення зайвих розбірно-складальних робіт, скорочення допоміжного і підготовчо-заключного часу трудових витрат при маршрутної технології ремонту будуть значно нижче ніж при усуненні відмов по дефектної технології.

Результати досліджень з виявлення взаємозв'язку дефектів, принципи, які визначають зміст маршрутів і способи скорочення їх числа, дозволили встановити критерії і перейти до розробки основних положень методики класифікації дефектів в технологічно подібні групи [1,2].

У технологічно-подібну групу входять дефекти, які мають:

- 1) взаємозв'язок дефектів при експлуатації машин, які дають дійсні співвідношення, з якими надходять в ремонт агрегати;
- 2) спільність робочих місць, на яких усувається дефект або їх співвідношення;
- 3) найменше переміщення по ділянці вузлів і деталей при їх ремонті;
- 4) найменшу відмінність трудомісткості операції ремонту вузла, деталей;
- 5) економічну доцільність усунення дефекту або їх співвідношень.

Спеціалізація робочих місць щодо усунення дефектів або їх сполуки підвищує ступінь оснащення цього робочого місця.

Ремонт агрегатів, вузлів і деталей за запропонованою технологією з оцінкою фактичного технічного стану під час вступу до ремонт і оцінка якості ремонту може забезпечити задані замовником ресурси зменшення витрат на запасні частини на 30 ... 40%, зменшення вартості ремонту на 20-30%.

Огляд і аналіз існуючих технологій дозволив сформулювати їх основні недоліки. Обґрунтовано критерії формування технологічно подібних груп обробки деталей. Обґрунтовано вимоги розробки маршрутної технології усунення дефектів технологічно подібних груп дефектів деталей.

Література

1. Дорожкин И. И., Елистратов А. П., Кашицын Л. П. Новые методы ремонта деталей машин. Мн., 1980. 120 с.

2. Анилович В.Я., Строков А.П., Полянский А.С. Повышение эксплуатационной надёжности тракторных двигателей. // Техніка в АПК. – 2000. - №11-12. - С. 11-13.

Полянський О.С., д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com
Манжос М.В., студент групи АПТ-41-т1-17

ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАШИН

Інноваційна сфера є ядром структурних змін економіки, її характеристики визначають швидкість і якість протікають перетворень. Процес оновлення техніки і технологій на автомобільному транспорті, як в сфері виробництва, так і в сфері управління виробництвом, за своєю суттю інтегрує всі ресурси - людські, інтелектуальні та матеріальні [1, 5]. Розвиток підприємства відбувається шляхом освоєння різноманітних інновацій на всіх етапах життєвого циклу: проектування, виробництва і експлуатації. Слід зазначити, що будь-які досить серйозні інновації в одній сфері діяльності підприємства, як правило, вимагають негайних змін в об'єднаних ділянках, а іноді і загальної перебудови організаційних структур його менеджменту [5].

Огляд літератури показав, що необхідним є використання нових рішень в сфері техніки, технології та організації виробництва. Учасники ринкових відносин повинні самостійно і цілеспрямовано формувати і здійснювати науково-технічну політику, яка дозволяє забезпечити високий рівень виробленої продукції [2].

Сучасні машини складаються з великого числа агрегатів, вузлів і деталей, які мають нерівні і некратні між собою ресурси, які значно відрізняються між собою.

Значний розбіг ресурсів призводить до того, що машина втрачає працездатність через вихід з ладу якої-небудь деталі, при цьому інші елементи машини мають достатній залишковий ресурс.

Зазначене положення в даний час погіршується в зв'язку з ростом віку машинно-тракторного парку та зміною технічного стану агрегатів в більш широких межах [2,3].

Метою даної роботи є вивчення проблеми вдосконалення технологічних процесів ремонту машин пошуку нових технологічних методів підвищення їх працездатності шляхом впровадження в ремонтне виробництво прогресивних видів обладнання.

Для досягнення поставленої мети необхідно сформулювати такі завдання дослідження:

- виконати аналіз якості ремонтного фонду машин під час вступу до ремонту;

- обґрунтувати принцип оптимального використання технологічного обладнання шляхом поєднання технологічно подібних робіт, виконувати на одному верстаті.

- періодичне введення разових нововведень, які якісно змінюють стан і рівень системи, що забезпечить концентрацію ресурсів підприємства в часі і високу їх результативність.

Сучасні технології ремонту агрегатів розраховані на повне розбирання всіх деталей. Досвід досліджень показує, що при цьому порушується взаємне розташування сполучених поверхонь, погіршуються умови тертя спрацьованих деталей. Удосконалення технології ремонту агрегатів і вузлів найбільш ефективно, якщо є точна оцінка фактичного технічного стану ремонтного фонду надходить в ремонт техніки [2, 3, 4].

Ремонтне виробництво є особливо несприятливим з точки зору якості виконання технологічних процесів ремонту машин. Це обумовлено тим, що об'єкти, які надходять в ремонт, можуть бути забруднені речовинами, шкідливими для здоров'я людини, горючими матеріалами, а пошкоджені деталі можуть бути причиною травмування. Специфікою ремонтного виробництва є також те, що робітники постійно працюють з різними об'єктами ремонту і виконують різні операції, їх робочі місця, як правило, не є постійними.

Тому технологія ремонту повинна бути адаптованою до цього технічного стану, з яким агрегати надходять в ремонт.

Більше 60% трудомісткості ремонту машин, вузлів і агрегатів становить трудомісткість розбірно-складальних робіт. Тому, завдання поліпшення умов праці робочого місця слюсаря - збирача ремонтного підприємства при ремонті силових агрегатів автомобілів, тракторів, складних самохідних сільськогосподарських машин, що мають розсіювання ваги від 50 до 1800 кг і максимальних габаритних розмірів від 0,6 до 2,5 м є актуальною. Сучасне ремонтне виробництво вимагає розробки обладнання модульного принципу базування, що дозволяє виконувати на одному робочому місці разборочно-складальні роботи до 50 типів.

У багатьох господарствах такі роботи, як зняття і постановка ресор, карданних валів, редукторів, гальмівних барабанів, передніх і задніх мостів і інших вузлів і агрегатів машин проводиться вручну, без застосування відповідного обладнання і пристосувань. Перші кроки рішення цієї задачі було створення і впровадження у виробничих процесах ремонту елементів широко універсальних механізованих ремонтних виробництв на основі розробки системи уніфікованого технологічного обладнання [2,3]. Під терміном "широко універсальних" розуміється можливість у невеликому діапазоні робіт переналагодження устаткування і оснащення з невеликими витратами часу, трудових і матеріальних ресурсів.

Одним з ефективних напрямків діяльності ремонтних підприємств є оптимізація кількості та підвищення надійності технологічного обладнання, що є

важливою складовою у витратах часу на усунення відмов засобів транспорту. При цьому основним напрямком слід вважати створення та впровадження у виробничих процесах ремонту елементів гнучких механізованих виробництв (ГМП) на основі розробки системи уніфікованого технологічного обладнання [3,4,5].

Під терміном "гнучкі" розуміється можливість швидкого переналагодження обладнання та оснастки з невеликими витратами часу, трудових і матеріальних ресурсів. Гнучким механізованим виробництвам властиві: розрив технологічного потоку в часі, резервування ремонтного фонду та незавершеного виробництва для ритмічного виробництва з максимальним завантаженням обладнання та виробничих площ, сприятливі передумови для широкого застосування бригадної форми організації праці, значне впровадження агрегатного методу ремонту, застосування процесів групової технології та організації ремонту, можливості впровадження, як поперед ремонтної так і між операційного діагностування ремонтованих і обслуговуваних машин та агрегатів, їх контролю, випробування і обкатки.

Під гнучкістю технологічної системи розуміють її здатність швидко перебудовуватися на обробку нових деталей у межах, визначених технічними можливостями обладнання і технологією обробки групи деталей. Високий ступінь гнучкості забезпечує більш повне задоволення вимог замовника, оперативний перехід до випуску нової продукції, збереження дрібносерійного виробництва.

Гнучке автоматизоване (механізоване) виробництво має володіти такими основними ознаками:

- гнучкість стану системи, тобто здатність добре функціонувати при різних змінах;
- гнучкість системи групування, тобто можливість розширення сімейства оброблюваних деталей;
- гнучкість технології, яка визначає здатність системи враховувати зміни у складі виконання технологічних операцій;
- організаційна гнучкість виробництва, що полягає в можливості простого і негайного переходу на обробку будь-який з освоєних системою деталей.

Таким чином, інноваційна діяльність на ремонтному підприємстві являє собою складний і багатоплановий процес, який включає економічні, технологічні, організаційні, соціальні та екологічні фактори виробництва. Однак, на підприємстві має здійснюватися найбільш ефективне управління інноваційною діяльністю, яка передбачає використання нових технологічних методів ремонту машин.

В Україні важливим з точки зору організаційних форм інноваційної діяльності на сучасному етапі є досягнення балансу інтересів всіх учасників інноваційної діяльності для забезпечення ефективної інноваційної політики. Різноманітність форм власності, диверсифікація виробництва, зумовлені ростом ролі інноваційних процесів в економіці країни вимагають нового підходу до управління інноваційною діяльністю ремонтного виробництва, яка враховує не тільки раціональні форми організації виробництва, його ефективність, мінімізацію

витрат, але і здатність швидко адаптувати технологічні складові виробничого процесу до новим вимогам рівня якості готової продукції.

Проведено аналіз і запропоновано класифікацію основних напрямків впровадження інновацій в роботу підприємств автомобільного транспорту. З використанням інновацій в області розрахунків запасів запасних частин і впровадження елементів гнучких механізованих виробництв на основі розробки системи уніфікованого технологічного обладнання можливе істотне підвищення якості продукції та послуг підприємств автомобільного транспорту.

Література

1. Балабанов И.Т. Инновационный менеджмент. – СПб: «Питер», 2001. – 304 с.
2. Анилович В.Я., Гринченко А.С. Анализ и пути совершенствования методов оценки надежности машин // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. – №9. – С. 25-30.
3. Полянский А.С., Дубинин Е.А., Плетнев В.Н. Повышение точности нормирования запасных частей агрегатов транспорта по технико-экономическим критериям // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 59, Т. 2. – Харків, 2007. – С. 227-232.
4. Полянский А.С., Дубинин Е.А., Плетнев В.Н. Пути снижения времени восстановления работоспособности машин и их агрегатов // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 75, Т. 1. – Харків, 2008. – С. 391-397.
5. Невертій Г.С., Дубініна І.М. Вдосконалення управління інноваційною діяльністю // Економіка транспортного комплексу. Зб. наук. праць. Вип.10 - Харків, 2006. - С. 153-162.

Полянський О.С., д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Яшній Є.В., студент групи АПТ-41-т1-17

ІМОВІРНІСНІ МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ

Проблема підвищення якості продукції є комплексною, що вимагає значних зусиль у багатьох областях людської діяльності. Соціальні та інші заходи щодо підвищення якості зрозумілі всім і успішно проводяться. Дещо складніше йде справа з інженерними методами управління якістю. Для здійснення такого

управління необхідно здійснювати оцінку та прогнозування якості продукції. Однак відомості про методи оцінки і прогнозування якості недостатньо систематизовані і тому далеко не всі інженери знають ці методи. У роботі зроблена спроба такої систематизації. Поряд з відомими відомостями наводяться деякі нові результати. Тому проблема імовірнісних методів контролю якості продукції є актуальною.

Вибірковий приймальний контроль визнається фахівцями з контролю якості вельми ефективним і економічним методом оцінки якості продукції. Аналогічний метод використовують і фахівці, що працюють в області надійності, для перевірки надійності обладнання і його складових частин. В цілому, використовувані для контролю надійності методи мають велику схожість з аналогічними методами приймального контролю якості. Внаслідок цього і математичний апарат обох методів контролю є в значній мірі однаковим. Основні відмінності виражаються головним чином у тому, що приймальний контроль якості стосується дефектів фізичних одиниць продукції, в той час як контроль надійності пов'язаний з відмовами, розподіленими в часі. Можна сказати, що контроль надійності є тимчасовим приймальним контролем.

Метою даної роботи є підвищення якості виготовлення і ремонту машин шляхом обґрунтування параметрів прийнятої продукції за статистичними даними про їх надійності.

Незважаючи на розвиток технічних засобів контролю в багатьох випадках найбільш ефективний контроль, вироблений контролером за допомогою органів почуттів. Близько 85% інформації про навколишній світ він отримує через зір. Тому найбільш поширений візуальний контроль, заснований на зоровому сприйнятті предметів і явищ. При візуальному контролі контролер по черзі фіксує малі зони огляду. В процесі зміни зони огляду очей майже нічого не сприймає. Коли зона фіксована, очей може сприймати дрібні деталі поверхні об'єкта. Огляд триває або до виявлення дефекту, або до рішення контролера про марність подальшого огляду. Алгоритм візуального контролю зображений на рисунку 1.

На відміну від технічних засобів контролю контролер може помилятися при прийнятті навіть простих рішень і приймати різні рішення в повторюваних ситуаціях. Тому якість роботи контролера при заданому часу контролю одного виробу можна оцінити лише імовірнісними характеристиками.

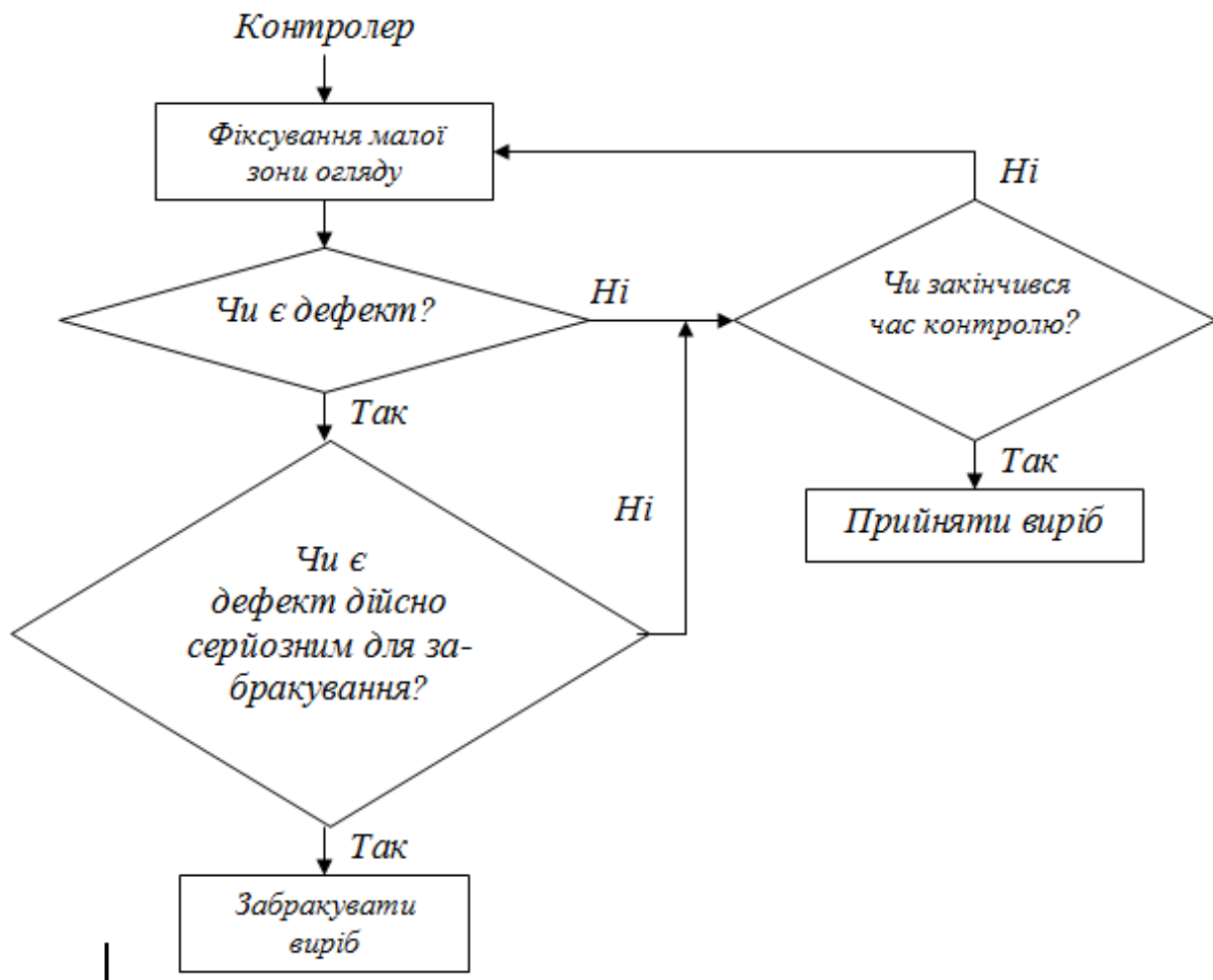


Рисунок 1. Алгоритм візуального контролю

У ряді випадків контролерам доводиться працювати в умовах дефіциту часу, який значно збільшується в міру наближення заданого терміну завершення певного етапу робіт. Дефіцит часу призводить до збільшення кількості помилок самих контролерів, які можуть приділяти кожній одиниці продукції лише дуже короткий час. В результаті помилки контролерів стають важливим фактором, що визначає якість продукції.

Розглянемо вплив помилок контролерів на результати приймального контролю продукції. Нехай перевірку одиниць продукції, що становлять вибірку, здійснює один контролер. Так як він може при перевірках помилятися, то рішення про прийняття або бракування партії доводиться приймати при деякому уявній числі дефектних одиниць продукції у вибірці X' , що відрізняється від істинного числа дефектних одиниць продукції X в ній. Це значення X' утворюється з числа X потрапили у вибірку дійсно дефектних одиниць продукції мінус кілька пропущених дефектних одиниць продукції плюс деяка кількість придатних одиниць продукції, марно визнаних дефектними.

При наявності можливих помилок контролера, рішення про приймання чи браковці партії приймається за значенням X' . Тому партія приймається не з

ймовірністю $L(q)$, що відповідає істинному значенню q , а з ймовірністю $L(q')$, що відповідає удаваному значенням q' , яке можна знайти, розмірковуючи так.

Для компенсації впливу можливих помилок контролерів доводиться збільшувати обсяг вибірки з n до деякого n' . Значення n' можна визначити з умови збереження значення ймовірності приймання партії. При цьому значення n знаходять з рівняння

$$L(q_1, n) = 1 - \alpha, \quad (1)$$

де q_1 -допустима частка дефектності; α -ризик виробника.

Зазвичай процес вибіркового контролю організовується так, що всі випадки виявлення нібито бракованої одиниці продукції негайно повідомляються виконавцям (виробникам) і обговорюються ними. В результаті помилки першого роду швидко виявляються і усуваються.

Розглянемо застосування подальших оцінок при імовірнісному приймальному контролі.

Наступними називають статистичні оцінки, обчислені за результатами контролю декількох партій. При цьому використовують накопичену в результаті контролю інформацію про приймання або бракування цих партій. Зазвичай знаходять незсунені оцінки, які в середньому дають точні значення, тобто математичні очікування випадкової величини Y і її оцінки Y^* рівні. При цьому під оцінкою розуміють деяку функцію, залежну від результатів випробування і не залежну явно від самої випадкової величини.

Звичайною метою подальших оцінок є визначення ефективності дії плану контролю і виявлення можливих шляхів його коригування. Для цього часто обчислюють оцінки середніх рівнів дефектності: вхідного і вихідного. Середній вхідний рівень дефектності - математичне очікування рівня дефектності в декількох партіях або потоці продукції, що надходить на контроль за певний інтервал часу. Наступні оцінки середніх вхідного і вихідного рівнів дефектності застосовують не тільки при коригуванні плану контролю, а й при прийнятті рішень про вдосконалення виробничого процесу, при обґрунтуванні заходів з економічного стимулювання підвищення якості продукції і т. п.

Маючи оцінку вхідного рівня дефектності, можна за оперативною характеристикою плану контролю знайти оцінку ризику постачальника α :

$$\alpha^* = 1 - L(\bar{q}^*), \quad (2)$$

де, $L(q)$, - ймовірність, з якою приймається партія продукції.

Отримана оцінка ризику постачальника показує, наскільки гарантовані його інтереси при використанні даного плану контролю продукції. Для прийняття рішення з цього питання проводять техніко-економічний аналіз для встановлення втрат від бракування при наявному значенні ризику. При занадто великій втраті перевіряють діяльність служби контролю, знову вивчають можливі шляхи вдосконалення виробничого процесу або приймають рішення про необ-

хідність коригування плану контролю (наприклад, про перехід до ризику споживача $\beta = 0,10$ замість $0,05$ або про вибір плану контролю при $c > 0$).

Встановлено, що найбільш ефективним методом контролю є контроль за дворазової вибірці. Застосування методу з межами регулювання дозволяє оцінити тенденцію зміни якості і вжити своєчасних заходів недопущення браку.

Література

1. Беляев Ю. К. Вероятностные методы выборочного контроля. - М.: Наука, 1975. - 408 с.
2. Бендерский А. М. Статистическое регулирование технологических процессов методом кумулятивных сумм. - М.: Знание, 1973. - 70 с.
3. Глудкин О. П., Обичкин Ю. Г., Блохин В. Г. Статистические методы в технологии производства радиоэлектронной аппаратуры. - М.: Энергия, 1977. - 296 с.

Полянський О.С., д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com

Дмитренко М.Г., студент групи АПТ-41-т1-17

ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МАШИН ВИКОРИСТАННЯМ КАПІЛЯРНОЇ ДЕФЕКТОСКОПІЇ

Відмова машини виникає раптово, але підготовка цієї відмови виникає протягом певного часу: зношування деталей, утомні явища, зміна властивостей мастильних матеріалів та інші процеси є функціями умов експлуатації.

Технічне діагностування машин дозволяє встановлювати технічний стан машини в даний момент часу, прогнозувати зміну технічного стану машини з метою встановлення передбачуваного моменту відмови, а так само визначати принципи побудови й організації використання систем діагностування. Основною метою технічного діагностування є встановлення фактичного технічного стану кожної конкретної машини, що дозволяє організувати цілеспрямоване проведення робіт по підтримці їх працездатності на заданому рівні надійності і забезпечити таким чином вироблення нормативного ресурсу їх працездатності.

Застосування засобів дефектоскопії при експлуатації й ремонті машин забезпечує:

- повне вироблення призначеного й міжремонтних ресурсів, а також експлуатацію машин за технічним станом;
- зменшення частоти відмов;
- економію матеріальних коштів і скорочення простоїв техніки.

Застосування засобів неруйнівного контролю на різних етапах розвитку техніки залежить від рівня розвитку науки й техніки, стану економіки країни, вимог по надійності, що пред'являються до техніки.

Наявність тріщин у навантажених деталях і вузлах до 50-х років визначалася в основному візуально. Однак для відповідальних вузлів, наприклад, складних машин, візуального огляду виявилось недостатньо. Було потрібно використати інструментальні методи неруйнівного контролю, такі як: - капілярні методи; - магнітопорошковий метод; - ультразвуковий метод; - струмових-ровий метод; - радіографічні методи; - імпедансний метод.

Ці методи дозволяють виявляти тріщини утоми на ранній стадії їх розвитку, поки вони ще не видимі оком.

Капілярні методи набули великого поширення. Герметичність зварних або клепаних з'єднань здавна перевіряють за допомогою гасу. Одну сторону зварного шва, більш доступну для огляду, фарбують крейdiaним розчином з наступною просушуванням. Потім протилежну сторону шва рясно змочують гасом. Так як гас має здатність проникати в найдрібніші пори металу, то при наявності навіть незначної нещільності на стороні шва, пофарбованої крейдою, виявляються плями гасу.

Капілярний метод застосовується також для виявлення некрізних несплошностей: тріщин, мікропористості та ін. Якщо деталь з такою несплошністю занурити в рідину-проникатель або нанести її на деталь пензлем, то завдяки капілярним силам рідина проникне в тріщину. Потім рідину видаляють струменем води. Деталь сушать. Таким чином, проникатель видаляють з поверхні деталі, і він залишається лише в тріщинах.

На суху деталь наносять спеціальний порошок-проявник. Він діє як промокальний папір, витягаючи проникатель з тріщини і утворюючи над нею смугу, значно ширшу, ніж розкриття тріщини.

Щоб поліпшити видиме зображення дефекту в проникателі розчиняють яскравий барвник. Такий метод отримав назву кольорової дефектоскопії. Після нанесення суспензії деталь просушують. На ній утворюється щільно прилягає до поверхні деталі пухкий шар проявника, добре вбирають (абсорбуючої) проникатель з несплошностей. Трохи менш трудомісткий люмінесцентний метод контролю. При контролі цим методом в проникателі розчиняють барвник, а люмінесцирує речовина. Така речовина світиться, якщо його опромінювати, наприклад, ультрафіолетовим світлом.

Деталь витримують кілька хвилин, після чого, струшують з неї проявник. За цей час проявник вбирає (абсорбує) проникатель з тріщин і налипає біля них. Оброблену таким чином деталь висвітлюють ультрафіолетовим світлом і оглядають. Так як наше око не сприймає відбитого від деталі ультрафіолетового світла, її поверхня виглядає темною. На темній поверхні яскраво світиться блакитно-синім світлом проникатель, який виступив в місцях несплошностей.

Капілярними методами можуть бути виявлені дефекти на будь-яких неруйнівних матеріалах: алюмінії, магнії, пластмасі та ін. (Якщо вони не заповнені якою-небудь речовиною). Могуть бути виявлені тріщини шириною від 0,05 до

0,01 мм і глибиною від 0,2 до 0,03 мм, пористість, мікрорихлоти в магнієвих відливках та ін. Чутливість залежить від застосовуваних проникателів, проявителів і методики проведення контролю.

Існує багато різних варіантів капілярної дефектоскопії, проте всі вони містять такі основні етапи:

- 1- підготовка об'єктів до контролю;
- 2- обробка об'єкта Дефектоскопічний матеріалами;
- 3- прояв дефектів;
- 4- виявлення дефектів і розшифровка результатів контролю;
- 5- остаточне очищення об'єкту.

Технологічні режими операцій контролю (тривалість, температуру, тиск, інтенсивність зовнішніх фізичних впливів) встановлюють залежно від необхідного класу чутливості, використовуваного набору дефектоскопічних матеріалів, особливостей об'єкта контролю і типу шуканих дефектів, умов контролю і апаратури, яка використовується.

Підготовка об'єктів до контролю включає очищення контрольованої поверхні і порожнин дефектів від всіляких забруднень, лакофарбових покриттів, миючих складів і дефектоскопічних матеріалів, що залишилися від попереднього контролю, а також сушку контрольованої поверхні і порожнин дефектів.

В даний час відомо кілька способів заповнення порожнин дефектів індикаторними пенетрантами.

1. Капілярна - мимовільне заповнення порожнин несплошностей індикаторним пенетрантом, що наноситься на контрольовану поверхню змочуванням, зануренням, струменевий, розпиленням за допомогою стиснутого повітря, хладону або інертного газу.

2. Вакуумне - заповнення порожнин несплошностей індикаторним пенетрантом при тиску в їх порожнинах менш атмосферного

3. Компресійне - заповнення порожнин несплошностей індикаторним пенетрантом при впливі на нього надлишкового тиску

4. Ультразвукове - заповнення порожнин несплошностей індикаторним пенетрантом в ультразвуковому полі з використанням ультразвукового капілярного ефекту

5. Деформаційне - заповнення порожнин несплошностей індикаторним пенетрантом при впливі на об'єкт контролю пружних коливань звукової частоти або статичного навантаження, що збільшує розкриття несплошності

6. Магнітне або електромагнітне - заповнення порожнин несплошностей індикаторним пенетрантом, що володіє магнітними властивостями при впливі магнітного або електромагнітного полів.

Видалення пенетранта з поверхні виробу

Індикаторний пенетрант після просочення необхідно повністю видаляти з поверхні виробу. При його неповному видаленні на поверхні утворюється фон, який знижує вірогідність контролю, а в деяких випадках не дозволяє виявити дефекти. Однак слід мати на увазі, що надмірно інтенсивна обробка при вида-

ленні пенетранта також негативно позначається на якості контролю, так як при цьому частково видаляється пенетрант з порожнин дефектів.

Прояв слідів дефектів являє собою процес утворення малюнка в місцях наявності дефектів. У дефектоскопії широко використовуються в основному три типи проявителів: сухий порошок, суспензія, наприклад суспензія крейди у воді або спирті, і проявник типу фарби ПР-1.

Виявлення дефектів і видалення проявника.

1. Візуальне - Сукупність зорових прийомів виявлення, в тому числі із застосуванням оптичних або фотографічних засобів, оператором відомого індикаторного сліду несплошності, виявленої люмінесцентним кольоровим, люмінесцентно-кольоровим або яркостное методами

2. Фотоелектричне - Сукупність фотоелектричних прийомів виявлення і перетворення із застосуванням різних засобів непрямой індикації та реєстрації сигналу видимого індикаторного сліду несплошності, виявленої люмінесцентним, кольоровим, люмінесцентно-кольоровим і яскравість методами

3. Телевізійне - Сукупність телевізійних прийомів виявлення, перетворення в аналогову або дискретну форму з відповідним поданням на екран, дисплей, магнітну плівку сигналу від видимого індикаторного сліду несплошності

4. Інструментальне - Сукупність непрямих прийомів виявлення сигналу від невидимого оком індикаторного сліду несплошності або сигналу від індикаторного пенетранта, що знаходиться всередині порожнини несплошності

Після виявлення дефектів проявник, як правило, видаляють з поверхні виробу.

Проведений аналіз дозволив зробити наступні висновки:

1. Переваги капілярного метода оцінки технічного стану машин:

- можливе застосування на будь-яких матеріалах і конструкціях за винятком пористих і схильних до розчинення органічними розчинниками;
- має високу чутливість;
- простий у застосуванні;
- є прямим методом контролю, дефекти можна фотографувати й документувати.

2. Недоліки методу:

- вимагає ретельної підготовки поверхні;
- має великий час контролю;
- утруднений контроль при низьких температурах;
- дозволяє виявляти тільки поверхневі дефекти.

Література

1. ГОСТ 18442-80. Качество продукции. Неразрушающий контроль. Капиллярные методы. Общие требования. М., 1980.

2. Неразрушающий контроль : справ. : в 8 т. / под общ. ред. В. В. Клюева. 2-е изд., испр. М. : Машиностроение, 2008.

Задорожня В.В., к.т.н., доцент, Харківський національний технічний університет імені Петра Василенка
Дубінін Є.О., д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dubinin-rmn@ukr.net
Овчаренко Є.В., студент групи 64 М ННІ МСМ, Харківський національний технічний університет імені Петра Василенка

ЕРГОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ МОДЕРНІЗАЦІЇ СКЛАДАЛЬНИХ СТЕНДІВ РЕМОНТНОГО ВИРОБНИЦТВА

При проведенні поточного ремонту автомобілів в автогосподарствах відбувається близько 35% всіх нещасних випадків.

Аналіз нещасних випадків, що сталися під час поточного ремонту автомобілів, дозволив виявити найбільш небезпечні види робіт і операцій, як в ремонтній зоні, так і на допоміжних ділянках. Так, в зоні ремонту при роботах, пов'язаних зі зміною ресор, відбувається до 20% нещасних випадків (відсотки дані від загального числа нещасних випадків, що сталися під час поточного ремонту), при роботах по зміні коліс – до 15%, при роботах по заміні і ремонту двигуна – близько 14%, при заміні і ремонті кузова, кабіни – близько 13%, при знятті і встановленні коробок передач, так само як і при ремонті гальмівної системи – близько 10% нещасних випадків і т.д. [1].

На допоміжних ділянках нещасні випадки за видами робіт розподіляються приблизно таким чином.

Таблиця 1 – Розподіл нещасних випадків за видами робіт, %

Робота на металорізальних верстатах	25
Ремонт агрегатів на агрегатній ділянці	16
Шиномонтажні та шиноремонтні роботи	15
Ковальсько-ресорні роботи	14
Теслярські-столярні роботи	12
Інші	18

Специфіка роботи автогосподарств і велика кількість нещасних випадків, що сталися на допоміжних ділянках, підтверджують необхідність вжиття заходів, спрямованих на попередження травматизму на цих ділянках.

Результати аналізу нещасних випадків за професіями: слюсар – 39,9%, водій – 36,1%, токар – 5,5%, електрозварник – 2% та інші.

Ці результати показують, що в більшості автогосподарств до виконання поточного ремонту автомобілів залучають водіїв. Однак низька продуктивність їх праці і великий травматизм говорять про недоцільність використання водіїв на поточному ремонті автомобілів. Велика кількість травм відбувається і серед слюсарів-авторемонтників.

Нещасні випадки серед слюсарів-авторемонтників відбуваються, в основному, при застосуванні ними неправильних (небезпечних) прийомів праці, при роботі з несправними інструментами, пристроями та обладнанням або при виконанні робіт без відповідних пристосувань, інструментів і обладнання, а також внаслідок незадовільних умов праці в зоні поточного ремонту і на допоміжних ділянках.

В автогосподарствах не завжди є достатня кількість оглядових канав, підйомників, естакад, внаслідок чого поточний ремонт автомобілів здійснюється на необладнаних відкритих майданчиках.

При роботі на необладнаних робочих місцях доводиться виконувати різні операції не тільки зверху, збоку, але і знизу автомобіля. Причому роботи знизу автомобіля виконуються робітниками у вкрай незручних позах: сидячи, напівлежачи або лежачи на спині під автомобілем. Це не забезпечує безпеки виконання робіт і сприяє збільшенню кількості нещасних випадків і захворюваності в автогосподарствах. Недостатнє оснащення робочих місць в зоні ремонту обладнанням і механізмами, які полегшують виконання різних видів робіт, змушує робочих докладати великі фізичні зусилля, що нерідко є причиною травм.

Тому напрямок по впровадженню нових підходів до підвищення ремонтних робіт технологічного обладнання, забезпечення якості продукції, зниженню виробничого травматизму і витрат в ремонтному виробництві є актуальним.

Метою дослідження є обґрунтування рекомендацій, що забезпечують зниження нещасних випадків на виробництві, підвищення ефективності ремонтних робіт на основі розробки технологічного обладнання з високим рівнем надійності і ергономіки. Для досягнення поставленої мети необхідно виконати і сформулювати вимоги до технологічного обладнання, розробити принципову схему такого обладнання ремонтних підприємств (на прикладі розбірно-складального).

Огляд літератури показав, що в даний час розбирання і складання двигунів, коробок передач, редукторів і інших агрегатів засобів транспорту зручно робити на стендах-кантувачах [1, 2]. Ці стенди є складовими елементами ГМП і дозволяють без великих витрат зробити переналагодження обладнання та оснащення при ремонті агрегатів різних модифікацій. Найбільш ефективним є застосування стендів в складі комплексного робочого місця, оснащеного необхідним в кожному конкретному випадку комплектом інструментів і пристосувань. Для підвищення продуктивності праці, поліпшення ергономічних показників, вони можуть оснащуватися механізованими або гідрофікованими органами управління.

Основні вимоги до технологічного обладнання сучасного авторемонтного виробництва (на прикладі разборочно-складального):

- універсальність і блочність;
- здатність швидко і з мінімальними витратами праці перебудовуватися під нові види продукції;

- здатність надійно закріплювати деталі при виконанні технологічних операцій;

- високий рівень надійності і ремонтпридатності;

- високий рівень ергономіки і безпеки в експлуатації;

- низька вартість експлуатації.

З урахуванням ергономічних вимог, розроблений стенд-кантувач (рис.1), оснащений компенсуючими пристроями, які забезпечують зменшення сил, що діють на рухомі частини стенду, підвищуючи надійність його роботи [2].

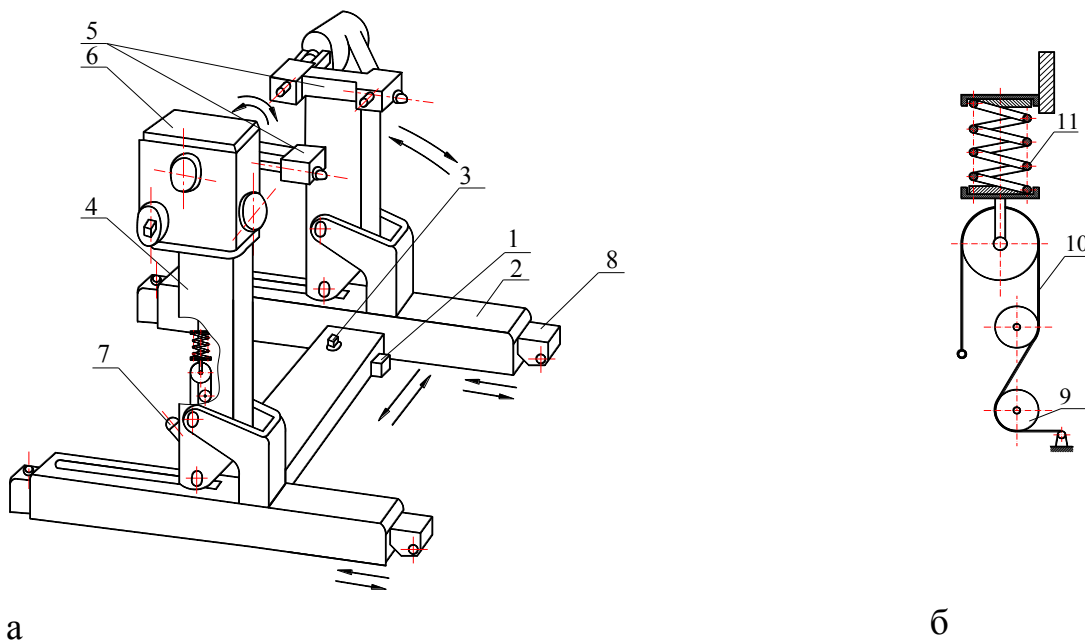


Рисунок.1. Перспективне розбірно-складальне обладнання авторемонтних підприємств (принципова схема):

а – стенд-кантувач; б – компенсуючий пристрій

Стенд-кантувач працює наступним чином. Перед початком роботи, вставивши в отвір упора 1 важіль, обертають його навколо осі в крайнє положення. При цьому упор спирається на настил підлоги, піднімаючи одну з поздовжніх балок 2. Обертанням за допомогою рукоятки або гайковерта черв'яка 3 зрушують або розсовують праву і ліву поздовжні балки 2 зі стійками 4. Встановивши певну відстань між затискними площинами траверс 5 (відповідає ширині виробу, яке встановлюється), фіксують це положення. Повертають описаним вище прийомом упор 1 в початкове положення. Стенд-кантувач стійко опирається поздовжніми балками 2 на підлогу. Закріплене на траверсах 5 виріб повертають навколо його осі за допомогою приводу 6. Повертанням приводного вала 7 рух передається на стійки 4, які опускаються вниз на необхідну висоту. Одночасно з цим висувуються опори 8 і приводяться в дію компенсуючі пристрої. Через те, що при нахилі стійок центр ваги виробу зміщується, висувні опори оберігають стенд від перекидання. Після проведення операцій розбирання-збирання стійки 4 повертаються в початкове положення. При опусканні виробу, закріпленого в стенді, нижні частини стійок 4 переміщуються вліво. Разом з ними переміщу-

ються зірочки 9. Довжини горизонтальних частин ланцюгів 10 змінюються в бік збільшення за рахунок розтягування пружин 11. Сили пружності пружин спрямовані в протилежну сторону силам, які виникають від дії ваги виробу і частково компенсують їх, знижують навантаження на рухомі частини стенду, підвищуючи тим самим рівень його надійності.

Встановлюється і закріплюється об'єкт на стенді за допомогою захвату, що виконує роль бази модуля і змінюється в залежності від конструктивних особливостей виробу.

Розроблено вимоги з модернізації, що пред'являються до сучасного технологічного обладнання ремонтних виробництв. Для підвищення ефективності ремонтних робіт запропонований стенд-кантувач, оснащений компенсуючими пристроями, які забезпечують зменшення сил, що діють на рухомі частини стенду, підвищуючи надійність його роботи.

Література

1. Полянский А.С., Дубинин Е.А., Плетнев В.Н. Пути снижения времени восстановления работоспособности машин и их агрегатов // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 75, Т. 1. – Харків, 2008. – С. 391-397.
2. Апальков В.И., Карманов А.П., Полянский А.С., Чух Л.К. Перенастраиваемый механизированный стенд-кантователь для гибких разборочно-сборочных производств. – М: ГОСНИТИ, 1988. – С. 67-69.

Дубінін Є.О., д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Годзь О.А., студент групи АПм-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

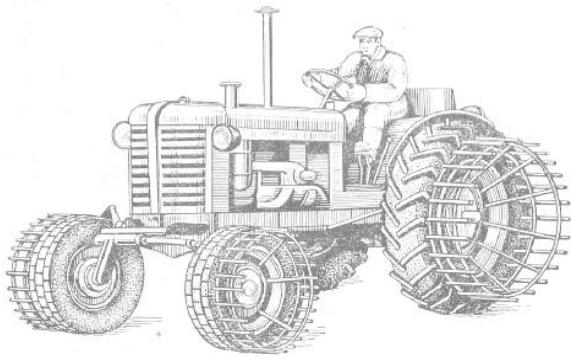
ПЕРСПЕКТИВНА СИСТЕМА ЗАХИСТУ КОЛІСНИХ МАШИН ВІД ПЕРЕКИДАННЯ НА СХИЛАХ

За даними економічної комісії ООН, а також Всесвітньої організації охорони здоров'я щорічно у світі відбувається близько 55 млн. дорожньо-транспортних пригод (ДТП) [1–3]. При цьому дані, наведені в джерелах [4–6], говорять про те, що значна кількість потерпілих у ДТП пов'язані з експлуатацією колісних тракторів.

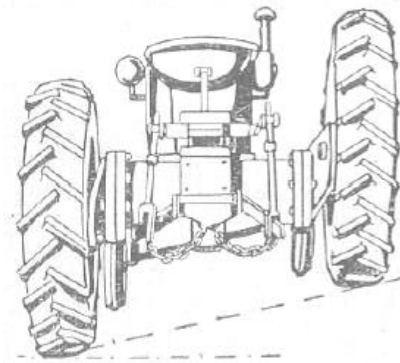
Найбільш травмонебезпечними є аварії, пов'язані з перекиданням таких машин. Згідно з [7] ДТП з перекиданням – це складний випадок, який відображує взаємодію водія, дороги, транспортного засобу та оточуючих факторів. Взаємозв'язок між цими факторами та ризиком перекидання можливо описати за допомогою даних, які отримані у ході проведених програм зі збору даних про ДТП. За даними США за 2004 рік в результаті перекидання автомобілів за-

гинуло 33% від всієї кількості водіїв та пасажирів, які загинули протягом вказаного періоду в ДТП. Оцінки, проведені на основі даних США за 2000-2004 роки, показують, що в результаті ДТП з перекиданням 29 тисяч водіїв або пасажирів цих автомобілів отримали серйозні поранення. При цьому встановлено, що 82% випадків перекидання приходяться на аварії одиночних транспортних засобів, а 88% перекидань одиночних автомобілів відбулися після їх з'їзду з проїжджої частини.

У цей час існують різні конструктивні рішення для забезпечення безпеки експлуатації тракторів на пересіченій місцевості й на ухилах [8, 9]. Найпоширеніші варіанти таких конструкцій представлено на рисунку 1.



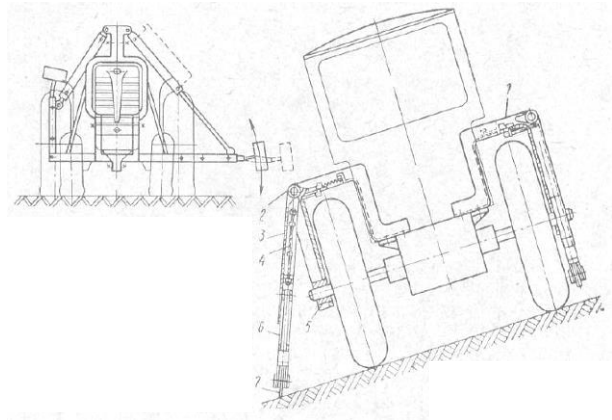
а



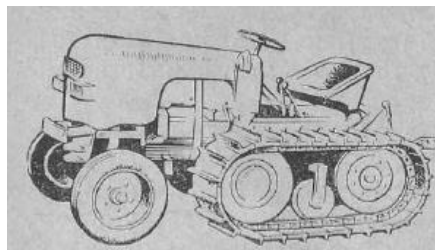
б



в



г



д

а – додаткові ґратчасті колеса; б – установка коліс на шарнірному паралелограмі; в – зниження центра мас; г – противаги та аутрігери;

д – напівгусеничний хід

Рисунок 1. Конструктивні рішення, що підвищують стійкість положення машин [8, 9]

Основними недоліками представлених конструктивних рішень є: висока вартість доробки (розробки) для існуючих моделей тракторів; складності для застосування й підвищені вимоги до безпеки руху на дорогах загального користування у зв'язку з наявністю додаткових конструктивних елементів, які в більшості випадків є виступаючими за габаритні розміри трактора; необхідність додаткового навчання водіїв навичкам пересування на колісних машинах, обладнаних протиперекидаючими системами. Тому на сьогодні необхідно вирішувати завдання підвищення стійкості положення колісних машин, спираючись на сучасні розробки, які дозволять зробити це з мінімальним втручанням у конструкцію. Такий підхід є найбільш актуальним для машин, які вже знаходяться в експлуатації.

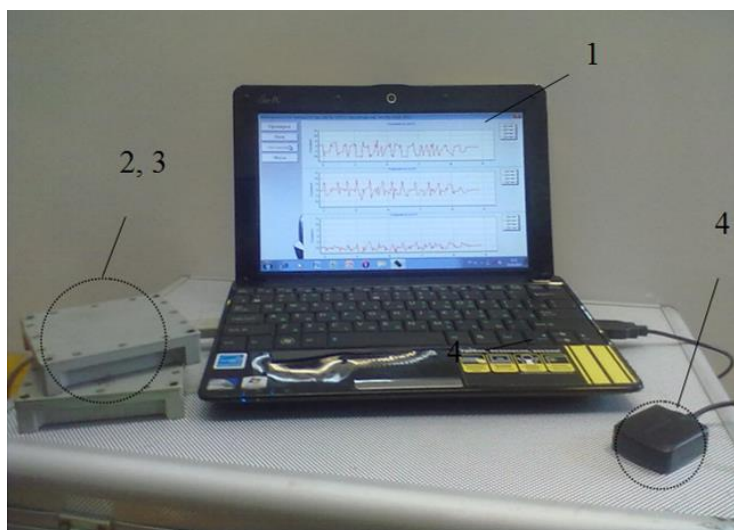
На основі аналізу відомих методів контролю та засобів забезпечення стійкості положення колісних машин встановлено, що одним з найбільш перспективних напрямків є розробка та перевірка в умовах реальної експлуатації сучасних електронних засобів контролю і комплексу програмного забезпечення, що дозволяють попередити появу аварійної ситуації, пов'язаної з втратою стійкості положення. причому необхідне забезпечення як статичної, так і динамічної стійкості положення шарнірно-зчленованої колісної машини.

З метою реєстрації даних під час дорожніх випробувань мобільних машин на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ розроблений мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс (МРВК) [10, 11] (рис. 2), що складається з датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT (основні характеристики зазначено в таблиці 1), GPS-приймача моделі GM-3 N RU300, а також ПЕОМ для зняття й архівації даних.

Таблиця 1 – Основні характеристики датчиків лінійних прискорень Freescale Semiconductor MMA7260QT [12]

Параметр	Значення
Діапазон вимірів, м/с^2	$\pm 14,7$
Інтервал робочих температур, $^{\circ}\text{C}$	$-40 \dots +105$
Робоча напруга, В	2,2-3,6
Чутливість, мВ/g	200-800
Частота зняття даних, с^{-1}	80
Похибка вимірів, не більше, %	1

Використані датчики – ємнісні акселерометри із трьома робочими осями й межею виміру $\pm 14,7 \text{ м/с}^2$, мають вбудований фільтр корекції зміни температури, фільтр нижніх частот і крайніх значень, не вимагають додаткових пристроїв. При дослідженнях використовувалися 4 датчика лінійних прискорень, максимальна довжина сполучного кабелю бортової контрольно-вимірювальної системи склала менше 7 метрів.



1 – ПЕОМ для зняття й архівації даних; 2, 3 – датчики прискорень;
4 – GPS-приймач

Рисунок 2. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс, розроблений на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ

У зазначених датчиках передбачена можливість «сплячого режиму» для економії батареї ПЕОМ. Датчики використовують низьку напругу в межах 2,2–3,6В и мають високу чутливість (800 мВ/г), характеризуються швидкою ініціалізацією, гарним протистоянням перепадам напруги й впливу статичної електрики. Напівпровідникові акселерометри Freescale містять ємнісний чутливий елемент і інтегрований на кристалі вимірювальний ланцюг, виконаний за КМОП-технологією. Ємнісний чутливий елемент G-cell є герметичним. Він являє собою механічну структуру, виконану за допомогою напівпровідникового процесу з полікремнію. Диференціальний чутливий елемент має верхню й нижню нерухомі пластини й центральну пластину, закріплену за допомогою пружних елементів. Центральна пластина має сейсмомасу і може зміщатися під впливом прискорення. У складі чутливого елемента є пластина для самотестування цілісності датчика.

Похибка виміру прискорень за допомогою контрольно-вимірювальної системи не перевищує 4%. Ця похибка містить у собі похибку самих датчиків і похибку їх установки на машині.

Для обробки отриманих даних (лінійних прискорень) розроблене відповідне програмне забезпечення DPSAV (Dynamic Position Stability of Articulated Vehicles) (рис. 3). Воно використовує лінійні прискорення для переведення їх у кутові величини у режимі реального часу, а також підтримує зміну граничної величини кутової швидкості за умови перекидання шляхом налаштування програми.

Розроблене програмне забезпечення дозволяє в режимі реального часу демонструвати поточні величини компонент лінійних прискорень, величину кутової швидкості у вертикальній поперечній площині та критерій динамічної

стійкості колісної машини, а також надавати звуковий та світловий сигнал водієві при наявності потенційно небезпечної ситуації щодо перекидання.

Таким чином, на практиці робота із МРВК (із встановленим програмним забезпеченням DPSAV) для забезпечення стійкості положення колісних машин потребує виконання наступного алгоритму: визначення граничної за умовою перекидання кутової швидкості засобу транспорту в поперечній площині $\omega_{\text{гран}}$ для різних кутів нахилу опорної поверхні; встановлення на колісну машину МРВК, адаптованого для оцінки динамічної стійкості положення; визначення поточних значень кутових швидкостей секцій шарнірно-зчленованої колісної машини в поперечній площині $\omega_{\text{поточн}}$; розрахунки критерію динамічної стійкості $K_{\text{ДС}}$.

При наближенні $K_{\text{ДС}}$ до критичних величин подається відповідний сигнал на зниження швидкості руху машини.

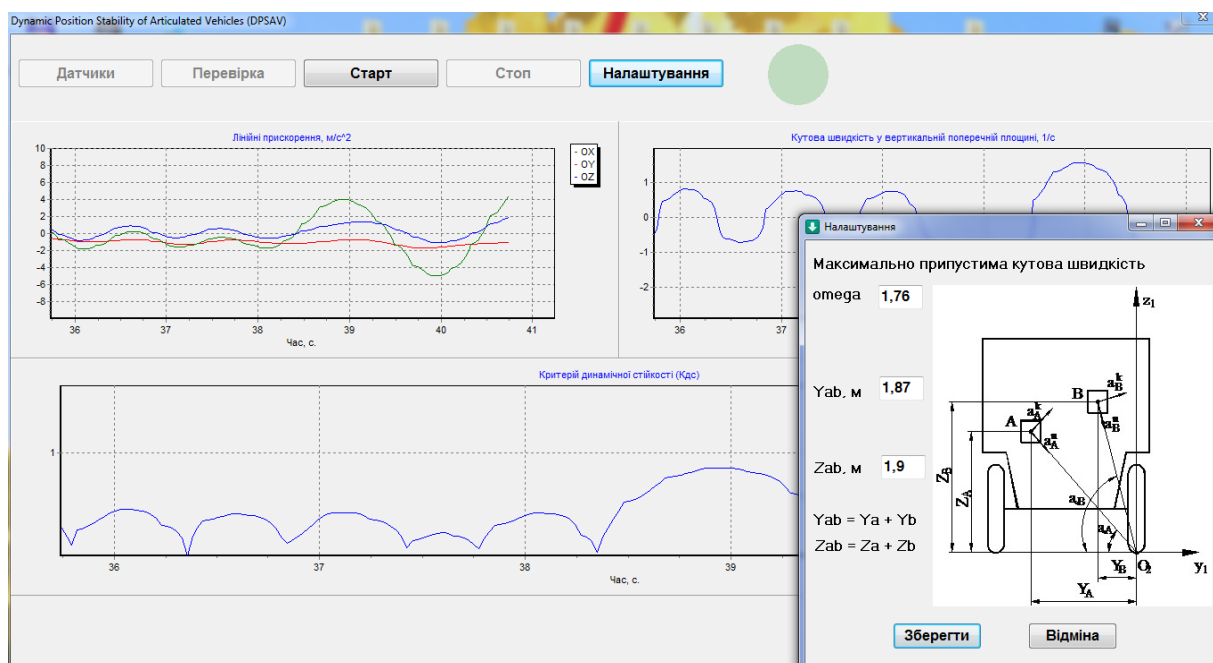


Рисунок 3 – Зовнішній вигляд екранної форми програми DPSAV з вікном налаштувань

Запропонований підхід до забезпечення стійкості положення колісних машин на основі використання вбудованих засобів контролю у вигляді приладу для контролю кутів нахилу та мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу з відповідним програмним забезпеченням DPSAV. Максимальна похибка визначення параметрів стійкості положення колісних машин не перевищує 4%. Розроблені рекомендації з підвищення стійкості положення колісних шарнірно-зчленованих машин на основі перспективної бортової електронної системи з відповідним програмним забезпеченням DPSAV.

Література

1. Дзюба П. Я. Безопасность движения автомобилей и тракторов / П. Я. Дзюба, И. Г. Козлов. – К.: Урожай, 1979. – 145 с.
2. Лукьянов В. В. Безопасность дорожного движения / Лукьянов В. В. – М.: Транспорт, 1983. – 262 с.
3. Пенежко Г. И. Безопасность движения на автомобильном транспорте / Пенежко Г. И. – М.: Транспорт, 1976. – 216 с.
4. Коновалов В. Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В. Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
5. Коновалов В. Ф. Результаты экспериментального изучения динамической устойчивости колесных тракторов / В. Ф. Коновалов // Повышение рабочих скоростей тракторов и сельскохозяйственных машин. – М.: ЦИНТИАМ, 1963. – С. 75–77.
6. Маргвелашвили О. В. Курсовая устойчивость трактора / Маргвелашвили О. В. – Тбилиси: Мецниереба, 1984. – 84 с.
7. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8. – [Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.
8. Поспелов Ю. А. Устойчивость трактора / Поспелов Ю. А. – М.: Машиностроение, 1966. – 248 с.
9. Амельченко П. А. Колесные тракторы для работы на склонах / [П. А. Амельченко, И. П. Ксенович, В. В. Гуськов, А. И. Якубович]. – М.: Машиностроение, 1978. – 248 с.
10. Подригало М. А. Регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний мобильных машин / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожная // Транспорт, экология – устойчиво развитие: XX науч.-техн. конф. с межд. участие, 15-17 мая 2014 г.: сб. доклады. – Варна, 2014. – С. 358–366.
11. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
12. MMA7260QT. $\pm 1.5g$ – $6g$ Three Axis Low-g Micromachined Accelerometer / Technical Data. – Freescale Semiconductor. – 2008. – 12 p.

Цибульський В.А., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, tsybulsky@ukr.net

Баканіна Н.О., студентка гр. АПМ-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Малишко М.С., студент гр. АПМ-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИЗНАЧЕННЯ І АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЗНОШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПАР ТЕРТЯ КОЧЕННЯ ПРИ НАЯВНОСТІ АБРАЗИВНИХ ЧАСТИНОК

Абразивне зношування є основним для багатьох елементів гірських, бурових, будівельних, дорожніх, транспортних, сільськогосподарських та інших машин, що працюють в умовах, в яких присутні абразивні частинки.

Велика поширеність абразивного зносу, а також відносна простота фізичних процесів, що призводять до нього послужили причиною багатьох його досліджень, причому значна їх частина присвячена зношуванню дослідних зразків об жорстко закріпленій абразив.

Знос взагалі і абразивний знос, зокрема, мають статистичну природу. Наприклад, знос двох зубів на шестерні, незважаючи на однакові умови роботи, може відрізнятись в два і більше разів [1]. У відповідності до такої природи зносу для його дослідження використовуються методи статистичної механіки і теорії ймовірності [1-3].

Можна виділити два механізми взаємодії абразивних частинок з елементами пари тертя кочення:

- абразивні частинки проходять з клиновидного зазору в контакт і, не руйнуючись під дією навантаження, призводять до зносу;

- абразивні частинки, сприймаючи дію все більш зростаючих нормальних сил, дробляться при певній глибині заглиблення. Дроблення частинок відбувається до розмірів d_i , що співвідносяться з величиною $\delta' + \Delta$ (δ' – товщина змащувальної плівки; Δ – висота мікронерівності), після чого вони проходять зону контакту [1, 3, 4].

Реалізація того чи іншого механізму залежить від співвідношення величин P_a (лінійний тиск в контакті, Н/см) і $P_d = \sum_{n_{\Delta t}} P_i$ ($n_{\Delta t}$ – число абразивних частинок, одночасно взаємодіючих з поверхнями спряження); P_i – навантаження, що руйнує абразивну частинку з еквівалентним радіусом R_i . Якщо навантаження, що сприймається абразивними частинками P_a буде меншим за навантаження, яке необхідне для їх подрібнення P_d , то взаємодія відбувається згідно першого механізму. В іншому випадку має місце другий механізм.

Навантаження P_i визначається механічною міцністю частинки, тобто $P_i = \sigma \pi R_i^2$, де σ – умовне напруження стискання (руйнівне навантаження, поділене на площу її максимального перетину).

Проведені оціночні розрахунки з використанням експериментальних даних σ [2, 3, 5] показали, що особливості роботи елементів пар тертя кочення (високі навантаження в контакті, значна твердість поверхонь, що труться, невелика кількість абразивних частинок, що потрапляють в їх зазори) призводять до здійснення другого механізму. Зовнішнім проявом цього механізму є слабка залежність інтенсивності зношування від навантаження, що пов'язано з інтенсивним дробленням абразивних частинок. Ця особливість абразивного зношування навантажених трібосполучень, поверхні яких виконано з твердих матеріалів, відзначена в ряді експериментальних робіт, а також спостерігається при експлуатації деяких машин.

Важливою особливістю другого випадку зносу для вибору розрахункової схеми є те, що характеристики взаємодії абразивної частинки з матеріалами поверхонь трібосполучення не залежать від числа, взаємного розташування і розмірів інших частинок, на протилежність першому механізму. Отже завдання аналітичної оцінки зносу зводиться до визначення зносу, виробленого однією частинкою (механіка частинки) і підсумовуванню незалежних ушкоджень.

Для розгляду механіки абразивної частинки в зазорі трібосполучення авторами [1] введено ймовірнісне уявлення її швидкості v в системі координат $aa - O_1O_2$ (рис.1), як лінійної комбінації швидкостей поверхонь v_1 і v_2

$$v = \alpha v_1 + \beta v_2; \quad \alpha + \beta = 1, \quad (1)$$

де α і β – ймовірності закріплення абразивної частинки на поверхнях 1 і 2, значення яких прийняті обернено пропорційними твердості спряжених поверхонь H_1 і H_2 (за Брінеллем), оскільки твердість є умовним позначенням глибини впровадження індентора в поверхню

$$\alpha = \frac{H_2}{H_1 + H_2}; \quad \beta = \frac{H_1}{H_1 + H_2} \quad (2)$$

В результаті теоретичних досліджень авторами [1] було отримано математичну залежність для визначення швидкості зношування елементів в умовах присутності абразивних частинок, яку з метою спрощення аналізу нами

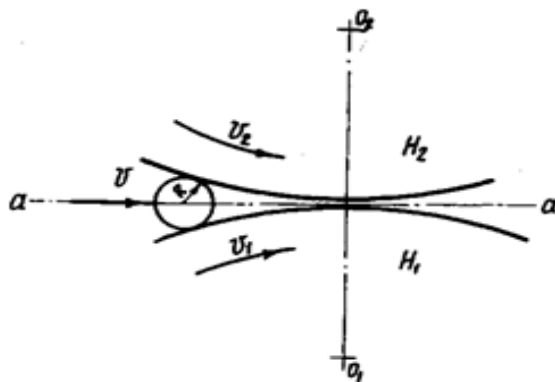


Рисунок 1. Ймовірнісне уявлення швидкості абразивної частинки

представимо наступним чином

$$I = 4 \cdot 10^2 \frac{AK}{M}; \quad (3)$$

У формулі (3)

$$A = \varepsilon^{2/3} R^{0,5} \sigma^{2,5-x}; \quad (4)$$

$$M_{1(2)} = \delta_{1(2)}^t H_{1(2)}^{1,5} H_{2(1)}^{1,0}; \quad (5)$$

$$K = \sqrt{\rho^*} \cdot \frac{\nu_1 - \nu_2}{\alpha \nu_1 + \beta \nu_2} n_{1(2)} \cdot \sigma_{\kappa}^x, \quad (6)$$

де I – швидкість зношування елементів 1 і 2;

ε – концентрація абразивних домішок;

R – об'ємний радіус частинки;

σ – механічна міцність частинки;

δ – відносне подовження матеріалу при розриві;

t – коефіцієнт втоми матеріалу при пластичній деформації;

σ_{κ} – контактне напруження;

x – шлях, який проходить абразивна частинка;

ρ^* – приведений радіус кривизни;

n – число навантажень за хвилину поверхонь, що зношуються або частота обертання, відповідно, першої і другої поверхонь.

Фактор A (4) характеризує абразивну дію і залежить від концентрації абразивних домішок ε , їх середнього розміру. Механічні властивості абразивних частинок визначає характеристика їх міцності (σ , МПа). Оскільки знос елементів пар тертя кочення пов'язаний з інтенсивним дробленням абразивних частинок, то саме ця характеристика (σ) є найбільш яскравим показником абразивної здатності частинки (в порівнянні з її іншими механічними властивостями, наприклад, твердістю). Вона є і більш фізично обґрунтованою характеристикою, що видно з наступних міркувань. Твердість матеріалу, що визначається за методом відбитка, є гарною характеристикою його зносостійкості, оскільки вона є позначенням глибини проникнення індентора в матеріал. Твердість же абразивної частинки, яка визначається за методом відбитка, це показник проникнення індентора в частинку, а не в матеріал, що зношується нею. Глибину, на яку проникає абразивна частинка в матеріал до моменту свого руйнування, характеризує саме σ і, таким чином, вона є прямим показником глибини проникнення (а отже, і її абразивної здатності).

Фактор M (5) показує вплив на знос механічних властивостей матеріалів поверхонь трібосполучення. Знос поверхні залежить як від її твердості (H_1 ,

МПа), так і від твердості поверхні, з якою вона спрягається (H_2 , МПа). Важливу роль відіграють також відносне подовження при розриві δ і коефіцієнт втоми t . Такий результат характерний для випадків, коли певну роль в процесі зношування відіграють повторні пластичні деформації поверхневих шарів матеріалу. Саме таким є механізм абразивного зношування елементів пар тертя кочення.

Отриманий результат, зокрема, ще раз ілюструє переваги термомеханічної обробки матеріалів в порівнянні з термічною обробкою для підвищення їх зносостійкості. Дійсно, якщо термічна обробка дає лише підвищення твердості матеріалів, то термомеханічна обробка, крім цього, збільшує також δ і t . Це, мабуть, є однією з причин значного підвищення зносостійкості при термомеханічній обробці.

Фактор K (6) показує вплив на знос кінематичних і геометричних параметрів спряження. З (6) видно, що знос залежить від швидкостей поверхонь (v_1 і v_2), числа навантажень за хвилину – n , проковзування v_1-v_2 , приведенного радіуса кривизни поверхонь, а також ймовірностей α і β закріплення частинки на поверхнях 1 і 2. Цікавим є результат, що зношування обумовлюється як проковзуванням поверхонь, так і їх приведеним радіусом кривизни. Відома важлива роль кривизни поверхонь при розрахунку контактних параметрів спряжених деталей. Однак, як показують дослідження, певну роль відіграє також кривизна поверхонь в абразивному зношуванні елементів пар тертя кочення: зі збільшенням кривизни (за інших рівних умов) швидкість зношування збільшується.

Література

1. Ямпольский Г.Я., Натаров А.П. Расчет абразивного износа зубьев зубчатых передач / Г.Я. Ямпольский, А.П. Натаров // Сб. «Расчетные методы оценки трения и износа». – Брянск, 1975. – С. 186-204.
2. Ямпольский Г.Я., Крагельский И.В. Исследование абразивного износа элементов пар трения качения / Г.Я. Ямпольский, И.В. Крагельский. – М.: Наука, 1973. – 63 с.
3. Икрамов И. А., Махкамов К.Х. Расчет и прогнозирование абразивного износа / И.А. Икрамов, К.Х. Махкамов. – Ташкент: Фан, 1982. – 148 с.
4. Дворук В.І., Войтов В.А. Трібофізика: підручник / В.І. Дворук, В.А. Войтов. – 2014. – 374 с.
5. Добровольский А.Г., Кошеленко П.И. Абразивная износостойкость материалов: Справочное пособие / А.Г. Добровольский, П.И. Кошеленко – К.: Техника, 1989. – 128 с.

Тарасов Ю.В., к.т.н. доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yuriy.ledd@gmail.com
Касьяненко О.В., АПТ-22-т1-18, akasjan47@gmail.com

ФУНКЦІОНАЛЬНА СТАБІЛЬНІСТЬ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ І ВІДОМІ МЕТОДИ ЇЇ ОЦІНКИ

Енциклопедичний словник [1] дає формулювання стабільності, під яким розуміється стійкість, міцність, насиченість, тривале збереження певного стану або рівня.

Стабільності експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів присвячено значну кількість проведених за останні роки досліджень [2-4].

Об'єктом дослідження в теорії функціональної стабільності, на відміну від теорії надійності, є не відмова, а швидкість зміни параметрів автомобіля в процесі експлуатації.

В процесі експлуатації автомобілів, показники динамічних властивостей знижуються в зв'язку з нестабільністю їх параметрів. При цьому вимоги до показників динамічних властивостей постійно зростають. Настає момент часу, в який зазначені показники стануть нижче, ніж нормативні вимоги і автомобіль необхідно знімати з експлуатації.

Динамічні властивості характеризуються здатністю автомобілів рухатися по заданому закону під дією прикладених сил. Оцінка динамічних властивостей автомобілів зводиться до вирішення 2-ої (прямої) задачі механіки. При проектуванні автомобілів, навпаки, по заданому закону руху автомобіля визначають діючі сили, тобто вирішують 1-шу (пряму) задачу механіки.

Оцінка динамічних властивостей автомобіля зводиться, як до оцінки здатності останнього долати дорожній опір, так і здійснювати швидкий розгін до максимальної швидкості.

Рівняння динаміки автомобіля має наступний вигляд:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{\delta_{ep}} \left(P_k - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 \right), \quad (1)$$

де V_a – лінійна швидкість автомобіля;

$\frac{dV_a}{dt}$ – лінійне прискорення автомобіля;

δ_{ep} – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії і двигуна;

P_k – тягова сила автомобіля;

m_a – маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння, $= 9,81 \text{ м / с}^2$;

ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;

$$\psi = f \pm i, \quad (2)$$

f – коефіцієнт опору коченню;

i – поздовжній ухил дороги;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору автомобіля;

ρ – щільність повітря;

F – площа лобового розтину (мидель) автомобіля.

Лінійне прискорення автомобіля $\frac{dV_a}{dt}$ прийнято в якості показника динамі-

чних властивостей автомобіля. Час розгону до максимальної або до заданої швидкості визначається при проведенні випробувань автомобіля на розгін. Залежність лінійної швидкості V_a і шляху розгону δ_p від часу отримали назву розгінних характеристик автомобіля. Однак, розгінні характеристики не дають можливості оцінити витрати тягової сили на подолання сил опору руху. Для цього в теорії автомобіля введено відоме [5, 6] поняття динамічного фактора

$$D = \frac{P_k - P_w}{G}, \quad (3)$$

де P_w – сила аеродинамічного опору,

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (4)$$

G – вага автомобіля,

$$G = m_a g. \quad (5)$$

При $G = const$ і $V_a = const$ мінливість показника D визначається мінливістю тягової сили P_k , оскільки сила аеродинамічного опору P_w залежить тільки від лінійної швидкості автомобіля. Після обліку в рівнянні (3) співвідношень (1) і (4) отримуємо [1-4]

$$D = \psi + \delta_{ep} \frac{dV_a}{dt}, \quad (6)$$

Динамічний фактор характеризує як здатність автомобіля долати максимальний дорожній опір, так і створювати максимальне прискорення при розгоні. З рівняння (6) визначимо лінійне прискорення автомобіля

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{D - \psi}{\delta_{ep}}, \quad (7)$$

З рівняння (7) видно, що, чим менше коефіцієнт δ_p , тим більш високі значення може приймати лінійне прискорення $\frac{dV_a}{dt}$ при тих же значеннях D і ψ .

Коефіцієнт обліку обертових мас автомобіля можна представити у вигляді [7]

$$\delta_{ep} = 1 + A_1 + A_2 u_k^2, \quad (8)$$

де A_1 – коефіцієнт обліку інерційності обертових мас трансмісії пов'язаних з колесами постійним передавальним відношенням;

A_2 – коефіцієнт обліку інерційності обертових мас трансмісії і двигуна, пов'язаних з колесами змінним передавальним відношенням;

U_k – передавальне число коробки передач.

Для одиночних автомобілів при номінальному навантаженні зазначені коефіцієнти можуть приймати значення [5] $A_1 = 0,03-0,05$; $A_2 = 0,04-0,06$ (менше значення відноситься до більш важких автомобілів).

У роботах [3,4] проведена оцінка стабільності розподілу гальмівних сил між осями, що впливає на стійкість автомобіля при гальмуванні. Вплив характеристик теплостійкості фрикційних накладок передніх і задніх гальмівних механізмів, що також впливають на розподіл гальмівних сил між осями і стійкість автомобілів розглянуто раніше в роботах. Раніше вчені пропонували [8] методику підбору гальмівних пар фрикційних механізмів по характеристикам їх теплостійкості. Рекомендовано заміну зношених гальмівних колодок автомобілів здійснювати комплектами (тобто одночасно на передніх і задніх колесах).

У роботах [3, 4] розглянуто вплив типів гальмівних механізмів на стабільність останніх і стабільність розподілу гальмівних сил між осями. Цьому сприяло отримання в роботі [8] узагальненого рівняння гальмівного моменту, справедливого для всіх відомих типів фрикційних гальмівних механізмів.

Вплив нестабільності гальмівних моментів на бортову нерівномірність гальмівних сил і стійкість автомобіля досліджено в роботі [8]. Запропоновано способи і пристрої для автоматичного зменшення бортової нерівномірності гальмівних сил автомобіля.

У роботах з участю авторів проведено дослідження падіння потужності на колесах автомобіля в процесі експлуатації. Для проведення експериментальних досліджень використовувався мобільний реєстраційно - вимірювальний комплекс, робота якого здійснювалася на основі методу парціальних прискорень. Результати досліджень показали значне (до 20%) зниження потужності на колесах автомобіля, що, безсумнівно, необхідно враховувати при проектуванні і випробуваннях автомобіля. Зазначене зниження потужності на колесах обумовлено погіршенням технічного стану двигуна, трансмісії і ходової частини автомобіля.

Дослідженню впливу зміни характеристик ходової частини і рульового управління на динамічні властивості автомобілів присвячені роботи [3, 4]. Показано вплив зміни технічного стану рульового управління і ходової частини на додаткові витрати енергії при русі автомобіля.

Вплив дисбалансу напрямних коліс автомобіля, зміну характеристик підвіски автомобіля на енергетичні витрати розглянуто в роботі [9]. Запропоновано [10] оцінювати технічний стан зі зміни витрат енергії на рух автомобіля.

Проведений аналіз показав, що при проектуванні і кваліметричних випробуваннях АТЗ необхідно враховувати функціональну нестабільність його елементів, які впливають на якість виробу. При розробці технічних завдань необхідно закладати запас потужності двигунів, що забезпечує збереження заданого рівня показників динамічних властивостей автомобілів.

Література

1. Энциклопедический словарь / [под ред. Б.А.Веденского]. Часть 3. – М.:БСЭ, 1955. -744с.
2. Клец. Д.М. Концепция обеспечения стабильности показателей устойчивости и управляемости автомобилей: дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. – Х. , 2015. –528с.
3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый, А.А.Бобошко]; под ред. М.А.Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003. -403с.
4. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков,В.А.Карпенко, Е.М.Гецович, А.А.Бобошко, В.М.Ефимчук, А.Н.Матырин]; под ред. М.А.Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003.
5. Чудаков Е.А. Теория автомобиля/ Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950.– 343с.
6. Вахламов В.К. Эксплуатационные свойства автомобиля/ В.К. Вахламов.– М: Академия, 2008. –238с.
7. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник/ В.П. Волков. –Х.: ХНАДУ, 2003. – 292с.
8. Тарасов Ю.В. Улучшение эксплуатационных свойств легковых автомобилей совершенствованием методики выбора тормозных колодок: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.22.02 / Тарасов Юрий Владимирович. – Х., 2007.-230с.
9. Мазин А.С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя / А.С.Мазин // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Х. НАНГУ, 2015. – Вип. 1 (25). – с.21-25
10. Подригало М.А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / М.А. Подригало, А.С.Мазин, А.А.Бобошко и др.// Вісник машинобудування та транспорту. Науковий журнал. – Вінниця: ВНТУ. - №2 (6), 2017. – с.116-123

Коробко А.І., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Яровой Є.С., студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ВИМІРЮВАННЯ КУТА ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ МАШИН

В останній час спостерігається тенденція розвитку нових методів і способів оцінювання якості продукції, а саме експрес-методів (фокус-тести). Це прискорені методи випробувань або вимірювання деякого параметру, що забезпечують здійснення процедури в короткий термін. Експрес-методи засновані на тих же принципах, що і аналогічні стандартні методи випробувань. Проте вони дають змогу з найменшими затратами (в тому числі часовими) зробити висновок про відповідність або невідповідність об'єкту випробувань встановленим вимогам

Однією з важливих властивостей транспортно-тягових (автомобіль, трактор) та причіпних сільськогосподарських машин є поперечна стійкість, яка характеризує здатність працювати на поперечних ухилах без перекидання. Поперечна стійкість положення оцінюється статичним кутом поперечного ухилу, на якому може стояти загальмована машина без перекидання.

При вимірюванні кута поперечної стійкості машини необхідно проводити розрахунки координат положення центру мас машини, наслідком чого є збільшення похибки непрямих вимірювань кута поперечної стійкості. Точність результатів залежить від того, наскільки точно відносно подовжньої координати центру мас випробовуваної машини було закріплено підйомне обладнання стенду.

У доповіді запропонований експрес-метод послідовного зважування для вимірювання кута поперечної стійкості машини.

При розташуванні машини на поверхні з поперечним ухилом відбувається перерозподіл її ваги між бортами. Вага машини перерозподіляється за лінійною залежністю. При досягненні кута ухилу, при якому вектор сили тяжіння буде проходити через точку опори, наступить момент «байдужої рівноваги», коли уся вага машини буде розподілена на борт, що знаходиться нижче за схилом (реакція розвантаженого борту буде дорівнювати нулю).

Щоб уникнути недоліків існуючих методів вимірювання кута поперечної стійкості, з метою підвищення безпеки випробувань, зменшення енергетичних, матеріальних і трудових ресурсів при випробуваннях, підвищення точності вимірювання кута поперечної стійкості машини, запропоновано стенд, який містить в своїй конструкції дві платформи здатних переміщуватись у вертикальному напрямку, за рахунок чого здійснюється нахил машини на один із бортів на невеликий кут, на яких розміщені ваговимірювальні пристрої, один вимірювач кута поперечного нахилу машини, а вимірювання кута поперечної стійкості

машини і зменшення похибки його вимірювання здійснюється за методом послідовного зважування.

Коробко А.І., к. т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Стрельченко М.Д., студентка, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

НОВІ ВИМОГИ ДО СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ВИПРОБУВАННЯМИ

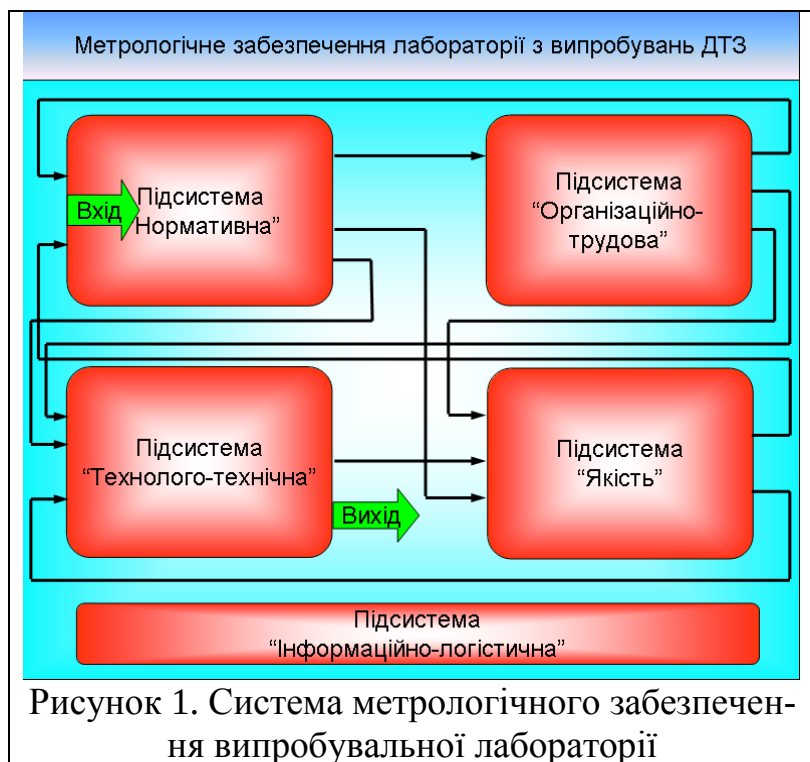
Технічний стан ДТЗ залежить від багатьох факторів. В найбільшій мірі це недосконалість, безпосередньо, конструкції вузлів і агрегатів, недостатній рівень технічного обслуговування і ремонту, невиконання вимог по забезпеченню необхідної точності і достовірності вимірювань при технічному обслуговуванні, діагностиці і випробуваннях [1, 2].

Саме останній фактор, на нашу думку, є найбільш вагомим. Це обумовлено тим, що недотримання вимог до точності і єдності вимірювань може впливати на технічний стан ДТЗ протягом усього його життєвого циклу, від розробки конструкції до закінчення терміну експлуатації. Недостатня точність вимірювання може неправильно охарактеризувати технічний стан вузлів і агрегатів, а в процесі експлуатації недостовірні результати діагностики і випробувань можуть призвести до значних економічних втрат і людських жертв.

Особливістю вимірювань при випробуваннях ДТЗ є фізична різнохарактерність отримуваної інформації, значний діапазон зміни параметрів [3]. Крім цього в [4] показано, що кожен окремих зразок автомобілів, навіть однотипних, які були виготовлені на заводі і пройшли період обкатки, мають індивідуальні особливості і потребують індивідуального підходу при оцінюванні їх технічного стану. Тобто, фактично відсутній стандартний зразок, що в свою чергу створює труднощі при оцінюванні професійного рівня лабораторії з випробувань ДТЗ. Методи і методики, що використовуються при випробуваннях ДТЗ, наприклад, регламентовані [5], не дозволяють в повній мірі оцінити невизначеність вимірювання і забезпечити якісне оцінювання професійного рівня ВЛ. Сучасний розвиток науки і техніки при випробуваннях ДТЗ потребує застосування нових методів випробувань і вимірювально-реєстраційних комплексів [6]. Особливо це стосується динамічних (ходових) випробувань автомобілів, результати яких найбільш залежать від випадкових похибок.

У доповіді запропоновано схему нової системи метрологічного забезпечення випробувальної лабораторії з використанням системного підходу. Такий підхід дає можливість вирішувати поставлені задачі з урахуванням конкретних умов, за рахунок роботи інформаційно-логістичної підсистеми.

Загальний вид запропонованої підсистеми метрологічного забезпечення випробувальної лабораторії показано на рис. 1.



Кожна підсистема має свої визначені задачі.

Запропонована схема системи метрологічного забезпечення охоплює усі сторони забезпечення необхідної точності вимірювань і випробувань, а саме передбачає наявність необхідної нормативно-технічної документації; наявність засобів вимірювальної техніки і випробувального устаткування, еталонів і зразкових мір; наявність кваліфікованого персоналу; впевненість у тому, що результати випробувань точні

(правильні і прецизійні) і отримані на правильному обладнанні по правильній методиці; і забезпечує ефективне прийняття рішень на основі об'єктивної інформації.

Окремого дослідження потребують питання розробки критеріїв ефективності метрологічного забезпечення з урахуванням ризиків, а також питання реалізації технологічного процесу випробувань щодо зменшення похибок I і II-го роду при обробці результатів випробувань.

Література

1. Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій (ISO/IEC 17025:2017, IDT): ДСТУ ISO/IEC 17025:2017. — [Чинний від 2017-07-01]. — К. : Держспоживстандарт України, 2017. — VI, 26 с. — (Національний стандарт України).
2. Сергеев А. Г. Точность и достоверность диагностики автомобиля / А. Г. Сергеев. — М. : Транспорт, 1980. — 191 с.
3. Сергеев А. Г. Метрологическое обеспечение автомобильного транспорта / А. Г. Сергеев. — М. : Транспорт, 1988. — 246 с.
4. Беднарский В. В. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Учебник. Изд. 2-е / В. В. Беднарский. — Ростов-на-Дону : Феникс, 2005. — 376 с.
5. Аригин И. Н. Диагностирование технического состояния автомобиля / И. Н. Аригин. — М. : Транспорт, 1978. — 443 с.
6. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. — [Чинний від 2011-07-01]. — К.: Держспоживстандарт України, 2011. — III, 28 с. — (Національний стандарт України).

Рибалко І.В., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rybalko_irina@ukr.net

Стрельченко М.Д., студентка групи АП-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, masha.strelchenko.1999@gmail.com

СПІВРОБІТНИЦТВО УКРАЇНИ ТА ЄС У СФЕРІ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Питання адаптації законодавства України у сфері технічного регулювання згідно норм і правил ЄС особливо гостро постало після підписання Угоди про партнерство і співробітництво.

Україна має довгу історію взаємовідносин з Європейським Союзом. Ще до підписання Угоди про асоціацію з ЄС існувала Угода про партнерство та співробітництво. Ця Угода мала здебільшого політичний характер і не вимагала від України проведення структурних реформ в національній економіці. Цілями такого партнерства були визначені: розвиток політичних відносин шляхом політичного діалогу; сприяння торгівлі, інвестиціям і економічним відносинам; забезпечення основи для взаємовигідного економічного, соціального, фінансового, науково-технічного та культурного співробітництва; підтримку зусиль України щодо зміцнення демократії та завершення переходу до ринкової економіки.

Угода про асоціацію між Україною та ЄС стала новим форматом взаємостосунків між Україною та ЄС. Ця угода мала за мету проведення важливих економічних і політичних реформ. Основними завданнями Угоди мають бути: проведення структурних реформ, відновлення та зростання української економіки, організація співпраці у сферах енергетики, транспорту, екології, промисловості, соціальних аспектів, рівності прав, захисту споживачів, освіти, молоді та культури. Важливою частиною Угоди стало положення про створення зони вільної торгівлі, що набуло чинності 1 січня 2016 року.

Гармонізація системи технічного регулювання України з вимогами ЄС потребує значних капіталовкладень. За оцінками фахівців можливі чотири основних джерела фінансування:

- державний бюджет, але, беручи до уваги складну економічну ситуацію, така можливість виглядає дуже проблематичною. З іншого боку, уряд та парламент зобов'язані на законодавчому рівні забезпечити адаптацію технічних стандартів;

- споживачі, які повинні будуть сплатити більшу ціну за товари українського виробництва. Але на даному етапі український споживач, здебільшого, не готовий сплачувати вищу ціну за спожитий товар;

- інвестор, який буде зацікавлений у впровадженні нових стандартів для української продукції, з подальшим її виходом на єдиний ринок ЄС і на ринки інших розвинутих країн, з якими ЄС має угоди про взаємне визнання результатів оцінки відповідності. Це є основним джерелом фінансування процесу технічної адаптації;

– міжнародні організації шляхом реалізації різних програм технічної допомоги.

Україна має привести свою систему технічного регулювання у відповідність до європейських вимог, оскільки на сьогодні головними бар'єрами у взаємній торгівлі України з ЄС є не стільки тарифи, скільки технічні бар'єри.

Підписання окремого додаткового протоколу до Угоди про асоціацію – Угоду про оцінку відповідності та прийнятність промислової продукції (Agreement on Conformity Assessment and Acceptance of Industrial Products, скорочено АСАА) є способом усунення технічних бар'єрів у торгівлі між Україною і ЄС. Передбачається, що в охоплених цією Угодою секторах українські експортери зможуть маркувати свою продукцію знаком СЕ та вільно продавати її на ринку ЄС без додаткової сертифікації в ЄС. Потенційно, Угода АСАА може охопити до п'ятої частини українського експорту до ЄС, передусім продукцію машинобудування. Крім економії часу та коштів експортерів на проходження сертифікації, угода АСАА з ЄС призведе до зростання іміджу української продукції, полегшить для України доступ на інші глобальні ринки та збільшить привабливість України для інвестицій. Також, без додаткової сертифікації до України можна буде вільно завозити та продавати на українському ринку виготовлену будь-де продукцію, марковану європейським знаком відповідності СЕ. Це полегшить життя імпортерам в Україні та зменшить контрабанду.

Відповідно до положень Угоди про асоціацію, для укладення угоди АСАА Україна має:

– привести у повну відповідність до європейського своє законодавство, як горизонтальне (рамкове), так і вертикальне (галузеве);

– прийняти в якості національних європейські гармонізовані стандарти на відповідні види продукції;

– привести у відповідність до європейських вимог усю свою національну інфраструктуру якості (національний орган стандартизації, національний орган акредитації, метрологічні організації, органи з оцінки відповідності) та інфраструктуру державного ринкового нагляду (органи та процедури ринкового нагляду);

– скасувати усі регуляторні режими, більшість з яких існують ще з радянських та пострадянських часів, які суперечать, дублюють або є додатковими до європейських вимог до відповідних видів продукції.

Основоположними документами, що визначають державну політику у сфері технічного регулювання, є Стратегія та План заходів реформування системи технічного регулювання до 2020 р. Ці документи вимагають розроблення технічних регламентів та інших нормативно-правових актів у повній відповідності з директивами і регламентами ЄС. Основним центром реформування системи технічного регулювання та підготовки до укладання Угоди АСАА є Міністерство розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України. Воно відповідає за формування державної політики у цій сфері, виконує регуляторні та координуючі функції у сфері горизонтального законодавства (технічні регламенти та оцінка відповідності, стандартизація, метрологія, ринковий на-

гляд), а в плані вертикального (галузевого) законодавства є також регулятором, що розробляє технічні регламенти у визначених секторах. Інші центральні органи виконавчої влади виконують функції регулятора або інспекційні (наглядові) функції у визначених секторах.

Література

1. Кабінет Міністрів України, розпорядження № 844р від 19. 08. 2015 року про Стратегію розвитку системи технічного регулювання на період до 2020р.

2. Угода про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом і його державами-членами, з іншої сторони [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http:// comeuroint.rada.gov.ua/comevoint/doccatalog/document;jsessionid=92F3367443C120648A8A50B0E9275CB7?id=56219](http://comeuroint.rada.gov.ua/comevoint/doccatalog/document;jsessionid=92F3367443C120648A8A50B0E9275CB7?id=56219).

3. Шнирков О. О. Інтеграція України з ЄС в сфері технічного регулювання [Електронний ресурс] Режим доступу: <http://journals.iir.kiev.ua/index.php/apmv/article/view/2699>

Рибалко І.В., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, rybalko_irina@ukr.net

Колєсникова А.В., студентка групи АП-41-16, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alinakolesnikovaa@ukr.net

ЗАСТОСУВАННЯ СТАТИСТИЧНИХ МЕТОДІВ В МІЖНАРОДНІЙ СЕРТИФІКАЦІЇ

Питаннями сертифікації на міжнародному рівні займаються такі організації, як ISO – Міжнародна організація зі стандартизації (зокрема, її Комітет з оцінки відповідності CASCО), Міжнародна електротехнічна комісія (IEC); Генеральна угода з тарифів і торгівлі (ГАТТ); Світова організація торгівлі (ВТО); Європейська економічна комісія ООН (UNECE); Міжнародна конференція з акредитації випробувальних лабораторій (ІLАС) та ін.

ISO своїми розробками сприяє гармонізації процедури сертифікації, що робить можливим взаємне визнання результатів сертифікації навіть при відмінностях в національних системах сертифікації. В цій області ISO тісно співпрацює з IEC, про що говорять багато спільних документів. Основоположним керівництвом в області сертифікації вважається керівництво ISO/IEC 28 «Загальні правила типової системи сертифікації продукції третьою стороною», що містить рекомендації щодо створення національних систем сертифікації.

Стандарти ISO серії 9000 характеризують статистичні методи як один з найважливіших елементів систем якості на всіх стадіях «петлі якості». Зокрема, стандарт рекомендує застосовувати статистичні методи при:

- аналізі ринку продукції (послуги);
- проектуванні або розробці продукції (послуги);

- визначенні вимог до продукції (послуги);
- вивченні можливостей продукції (послуги);
- аналізі даних (дефектів).

Таким чином, документація, що відноситься до статистичних методів, є засобом підтвердження відповідності системи якості вимогам стандартів ISO серії 9000.

Стандарти ISO серії 9000 рекомендують використовувати такі статистичні методи:

- планування експериментів (факторний аналіз);
- аналіз дисперсій (дисперсійний аналіз);
- оцінка безпеки (аналіз ризиків);
- критерії значимості;
- контрольні карти;
- вибіркового статистичного контролю.

Для вибору найбільш прийнятної для конкретних умов сертифікації методу, необхідно розглянути можливі схеми сертифікації, а потім проаналізувати можливість використання рекомендованих статистичних методів.

Міжнародною організацією зі стандартизації визначено вісім можливих схем сертифікації третьою стороною згідно Керівництва ISO/IEC 28 «Загальні правила типової системи сертифікації продукції третьою стороною».

Перша схема передбачає проведення типових випробувань представленою заявником зразка на відповідність встановленим вимогам. Ця схема застосовується при обмеженому обсязі випуску продукції і її реалізації протягом короткого проміжку часу малими партіями по мірі їх серійного виробництва. Цей вид сертифікації є найбільш простим і вимагає порівняно невеликих витрат.

Друга схема ґрунтується на проведенні типових випробувань зразків продукції з наступними періодичними контрольними випробуваннями зразків, узятих зі сфери торгівлі. Застосування цієї схеми дає можливість оцінити порядок якості представлених зразків і якість продукції, що серійно випускається. Цей метод також досить простий, хоча витрати в порівнянні з попереднім методом вищі. Його недоліком є те, що встановлення невідповідності продукції відбувається, коли продукція вже надійшла в реалізацію.

Третя схема передбачає проведення типових випробувань зразків продукції з наступним контролем якості продукції, що виготовляється шляхом проведення періодичних випробувань зразків, взятих перед відправкою в торгову мережу. На відміну від другої схеми контрольні випробування проводяться до надходження продукції в торговельну мережу, що дозволяє призупинити її відвантаження при виявленні невідповідності стандартам.

Четверта схема ґрунтується на проведенні типових випробувань зразків продукції з наступним контролем якості шляхом проведення періодичних контрольних випробувань зразків, взятих як зі сфери торгівлі, так і з виробництва. Однак і в цьому випадку констатація невідповідності продукції вимогам стандартів здійснюється після того, як продукція виготовлена і на її виробництво витрачені кошти.

Особливість схем 1-4 полягає в тому, що вони базуються на типовому випробуванні та подальшій періодичній перевірці сертифікованої продукції (схеми 2-4).

Як правило, типове випробування здійснюється на єдиному зразку і, отже, статистичні методи в цій ситуації не застосовуються для більшості показників якості продукції, що сертифікується. Однак для деяких виробів в число показників, які підлягають перевірці при сертифікаційних випробуваннях (за схемами 1-4), можуть входити статистичні (наприклад, для приладів часу таким показником є середньодобова похибка ходу). Перевірка таких показників здійснюється найбільш ефективно з використанням методів математичної статистики.

Крім того, в схемах 2-4 передбачений періодичний контроль за сертифікованою продукцією.

Керівництво ISO/IEC для схем 2-4 рекомендує контроль за кількісними і альтернативними ознаками.

Схема 5 передбачає проведення типових випробувань зразків продукції та оцінку системи забезпечення якості продукції на підприємстві з подальшим контролем якості шляхом проведення періодичних контрольних випробувань зразків, взятих зі сфери торгівлі і з виробництва.

Цей вид сертифікації дозволяє не тільки встановити якість продукції, але і оцінити можливість підприємства випускати продукцію необхідного рівня якості. У порівнянні з попередніми схемами сертифікації ця схема є найбільш складною і дорогою. Однак її перевага в тому, що споживач впевнений у високому рівні якості продукції.

В схемі 5 присутні елементи схем 1-4 і, отже, варіанти застосування статистичних методів для цієї схеми подібні розглянутим вище. Крім того, для цієї схеми прийнята сертифікація (перевірка) системи якості виробництва продукції, що сертифікується. Сертифікація системи якості зазвичай здійснюється шляхом проведення експертиз та конкретних перевірок, які включають аналіз показників точності і стабільності технологічного процесу.

Формування плану перевірок безпеки також може бути здійснено із застосуванням статистичних методів.

Шоста схема ґрунтується тільки на проведенні оцінки системи забезпечення якості продукції на підприємстві. При використанні даного виду сертифікації оцінюється виключно здатність підприємств випускати продукцію встановленого рівня якості. Ця схема використовується, коли стандарт не регламентує вимоги до кінцевої продукції, а лише встановлює вимоги до виду виробництва. Спрощеним варіантом цієї схеми є сертифікація виробництва.

При формуванні плану перевірки системи якості Керівництва ISO/IEC рекомендує застосування методів статистичного аналізу: діаграми Парето, схеми Ісікава. Для незалежного аналізу показників точності і стабільності технологічного процесу може застосовуватися контроль за кількісною ознакою і найпростіші методи статистичного прогнозування.

Для незалежного аналізу показників надійності – контроль показників надійності за даними про гарантійні ремонти

Для незалежного аналізу безпеки – експертні методи аналізу видів, наслідків та критичності відмов (за даними про відмови за гарантійний термін)

Сьома схема ґрунтується на випробуваннях вибірок з кожної виготовленої партії продукції. Рішення про якість всієї партії приймається за результатами випробувань вибірки. Видається сертифікат на товарну партію. Застосування цього виду сертифікації пов'язане з використанням методів статистичного аналізу.

При вибірковому контролі партії продукції рекомендується контроль за кількісними і альтернативними ознаками

Восьма схема передбачає проведення випробувань кожного виготовленого виробу на відповідність вимогам стандартів. При цьому виді сертифікації відповідальність постачальника вище, ніж при використанні всіх попередніх схем. Отримують сертифікат або маркуються лише ті вироби, які успішно пройшли випробування.

При сертифікації кожного зразка за схемою 8 застосування статистичних методів можливе при перевірці статистичних показників.

Найбільш повною і досконалою є схема 5. Вона набула найбільшого поширення в промислово розвинених країнах світу і в міжнародних системах сертифікації.

На практиці відзначається змішання окремих елементів, що входять в розглянуті схеми, особливо в національних і регіональних системах сертифікації.

Література

1. Захожай В.Б., Чорний А.Ю. Статистичне забезпечення управління якістю: Навчальний посібник. – Київ: Центр навчальної літератури, 2005. – 340 с.

2. Сертификация сложных технических систем / Л.Н. Александровская, И.З. Аронов, В.В. Смирнов, А.М. Шолом / под редакцией В.И. Круглова: Учебное пособие. – М.: Логос, 2001. – 312 с.

дорожній університет, nss_delcam@khadi.kharkov.ua

Атанесян І.В., студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nss_delcam@khadi.kharkov.ua

Бращенко М.О., студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nss_delcam@khadi.kharkov.ua

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ ЗАСОБИ ДЛЯ БАГАТОНОМЕНКЛАТУРНИХ ВИРОБНИЧО-ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ РЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Підвищення ефективності багатоменклатурного виробничо-транспортного комплексу досягається як за рахунок розвитку самих технологічних засобів (ТЗ), так і при вдосконаленні транспортно-логістичної інфраструктури [1-3]. Сучасній інфраструктурі відповідає інтелектуально-інтегрований рівень управління окремими частинами виробничо-транспортного комплексу. Це передбачає реалізацію процедур аналізу даних, моделювання і прогнозування, як необхідних елементів інтелектуалізації управління виробничо-транспортною системою і її окремими ланками.

Інформаційне забезпечення процесів ремонтних підприємств має суттєві особливості в порівнянні з технологіями машинобудівного комплексу та автомобілебудування. Це пов'язано з вимогами обов'язкової ідентифікації технічного стану засобів автотранспорту, що надходять в ремонт, і наступним формуванням на їх основі ефективних алгоритмів різноманітних процедур ремонту, причому, найчастіше індивідуальних. Спектр можливих вихідних станів і варіантів рішень, що приймаються в технологіях ремонту, створює труднощі в управлінні багатоменклатурним ремонтним виробництвом. Успішне вирішення цієї проблеми можливе при створенні інтелектуалізованих засобів керування ТЗ, що узгоджується із загальною тенденцією підвищення рівнів технізації при розвитку сучасного виробництва в багатьох сферах [2].

Підвищення рівня інформаційного забезпечення в комп'ютерно-інтегрованому автомобілебудівному виробництві, зростання ступеню технізації ТЗ закономірно приводять до росту вимог по діючим технологіям на послідовних життєвих етапах, таких як експлуатація, технічне обслуговування, модернізація та різні види ремонту.

Аналіз технологічного потенціалу ТЗ і перспектив його розвитку підтверджує, що істотне підвищення ефективності управління процесами багатоменклатурного ремонтного виробництва може бути досягнуто на основі підвищення ступеня технізації. Причому можливості застосування методів механізації і автоматизації ТЗ на цих підприємствах мають суттєві обмеження.

Принципи застосування елементів штучного інтелекту для управління технологічним обладнанням та інжинірингом ремонтного виробництва повинні бути доповнені показниками ефективності інтелектуалізації функціональних можливостей по безлічі його функцій *FUN* для конкретного ТЗ.

Пропонується такий комплекс показників для оцінки ефективності ТС в багатомісному ремонтному виробництві:

- показник загальної та граничних ступенів технізації на ієрархічних рівнях і у внутрішній структурі ТС;
- коефіцієнти відносного функціонального використання відповідних ступенів технізації під час роботи ТС;
- коефіцієнти валідації для визначення відносної ефективності інтелектуалізації процесів в ТЗ.

Показники загальної $I_{обш}(FUN)$, максимальної $I_{max}(FUN)$ і мінімальної $I_{min}(FUN)$ ступенів технізації для ТЗ пропонується визначати, використовуючи кількісну оцінку в балах для зазначених індексів (табл. 1).

Таблиця 1 – Оцінка ступенів технізації

Індекс ступені технізації $lt(F_i)$	h	m	a	i	hi	an	av
Оцінка $I(lt(F_i))$ в балах	1	2	3	4	5	6	7

На довільному рівні ТЗ залежність для безлічі функцій FUN при розрахунку показників $I(FUN)$ (безрозмірна величина, що приймає значення від 1 до 7) має вигляд:

$$I_{max}(FUN) = \max I(lt(F_i)) \quad (1)$$

$$I_{min}(FUN) = \min I(lt(F_i)) \quad (2)$$

$$I_{обш}(FUN) = \frac{1}{N + M + 1} \sum_{i=1}^{N+M+1} I(lt(F_i)) \quad (3)$$

де $(N + M + 1)$ - кількість субстанціональних функцій F_i в безлічі FUN , при цьому враховується, що ступінь технізації визначається функціями f_{ypr} і на шарі (0):

$$I(lt(F_i)) = I(lt(f_{ypr})) \quad (4).$$

При аналізі ТЗ доцільно також розглядати показник $I(F_i)$ окремо по кожній з множин $F_{осн}$, $F_{пз}$ і F_{ypr} . Ці показники ступеня технізації $I_{обш}(F_{осн})$, $I_{max}(F_{осн})$, $I_{min}(F_{осн})$, $I_{обш}(F_{пз})$, $I_{max}(F_{пз})$, $I_{min}(F_{пз})$, $I_{обш}(F_{ypr})$, $I_{max}(F_{ypr})$, $I_{min}(F_{ypr})$ визначаються за формулами (1) - (4).

Коефіцієнт відносного функціонального використання $K_{фи}$ підтверджує актуальність кожного ступеня технізації, оскільки враховує тривалість процесів, які виконуються в перебігу фазових циклів функціями F_i відповідного ступеня $lt(F_i)$ по відношенню до сумарної тривалості всіх процесів, які виконуються функціями безлічі FUN . Для ступеня технізації $lt(F_i)$ коефіцієнт відносного

функціонального використання (безрозмірна величина, що приймає значення від 0 до 1) розраховується:

$$K_{\phi u}(l t_j) = \frac{\sum_{i=1}^K \Delta T(F_i(l t_j))}{\sum_{i=1}^{N+M+1} \Delta T(F_i)} \quad (5)$$

где K – кількість процесів, які виконуються функціями F_i зі ступенем технізації $l t_j$;

$\Delta T(F_i)$ – тривалість процесу, що здійснюються функцією F_i .

Проведений системний аналіз виробничих процесів ТЗ дозволив запропонувати комплекс показників для оцінки ефективності інтелектуалізації перспективних ТЗ для багатомономенклатурного виробничо-транспортного комплексу, який включає:

- показники загальної і граничних ступенів технізації на ієрархічних рівнях і у внутрішніх шарах ТЗ;
- коефіцієнти відносного функціонального використання відповідних ступенів технізації під час роботи ТЗ.

Введений комплекс показників ефективності технізації виробничих процесів на ремонтних підприємствах може бути використаний при аналізі, систематики та синтезі цих систем для оцінки чинного та перспективного проектного обладнання про оснащення, в тому числі з елементами штучного інтелекту, а також при підготовці планів подальшого підвищення ступеня інтелектуалізації модернізованих і новостворюваних перспективного технологічних засобів.

Література

1. Бондаренко Е.В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования [учебн. для студ. высш. учебн. завед.] / Е.В. Бондаренко, Р.С. Фаскиев – М.: Издат. центр «Академия», 2011. – 304 с.
2. Информационные технологии в наукоемком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса/ [под общ. ред. А.Г. Братухина]. – К.: Техніка, 2001. – 728 с.
3. Матейчик В.П. Інформаційні основи формування та оцінки сучасних виробництв технічного обслуговування і ремонту автомобілів / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, Є.О. Комов // Вісник Національного транспортного університету. Вип.27 – К.: НТУ – 2013. – С. 63-70.

Шаповалов О.І., к.т.н., старший викладач кафедри автобронетанкової техніки факультету логістики Національної академії Національної гвардії України
Овчаренко Т.В., курсант курсу № 1 факультету логістики Національної академії Національної гвардії України

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОБРОНЕТАНКОВОЇ ТЕХНІКИ

Аналіз виконання Національною гвардією України та іншими силовими структурами завдань за призначенням в зоні проведення операцій об'єднаних сил та забезпеченні правопорядку під час масових заходів показав, що для швидкого перевезення особового складу, знешкодження диверсійних груп, несення служби на блокпостах використання застарілої автомобільної та броньованої колісної техніки є малоефективним.

Одним із напрямків технічного переоснащення Національної гвардії України є забезпечення автобронетанковою технікою, а саме: закупівля іноземних зразків, модернізація існуючих та розроблення і виготовлення нових вітчизняних, які відрізняються по вантажопідйомності, прохідності, бронезахисту, маневреністю, масовим, габаритним, тяговим, швидкісним, гальмівним та іншим властивостям.

Досвід проведення міжнародних збройних конфліктів показав, що швидке переміщення підрозділів та їх своєчасне всебічне забезпечення є запорукою якісного виконання завдань за призначенням. Отже, передислокація військ (сил) забезпечуються високими значеннями тягово-швидкісних показників автобронетанкової техніки до яких висуваються жорсткі вимоги. Також тягово-швидкісні показники забезпечують не тільки якісне виконання завдань, а і забезпечують безпеку руху як в міському потоці так і при русі на магістралях (населених пунктах).

У доповіді зазначається, що аналіз державних та визначальних відомчих випробувань та вимог до їх проведення показав, що вони повинні проводитися з максимальним приближенням до реальних умов експлуатації об'єкта випробувань характерних до реальної військової експлуатації та бойового застосування техніки, однак, обсягу перевірок, який визначено Програмами і методиками випробувань, недостатній для повної достовірної оцінки технічних і експлуатаційних характеристик сучасних нових або модернізованих зразків автобронетанкової техніки, а саме відсутні досконалі методики визначення динамічного фактору.

При цьому відомі теоретичні методики визначення тягово-швидкісних показників та його складових потребують великого обсягу розрахунків, а звідси – витрат часу та не виключають помилки при отриманні даних. Вказані операції доцільно автоматизувати за допомогою відомих програмних забезпечень, що виключить «людський фактор» при визначенні тягових показників та забезпечить достовірність отриманих значень і надасть можливість якісного проведення приймальних випробувань нової або модернізованої техніки.

Таким чином, існуючі методики не дозволяють швидко та точно розрахувати тягово-швидкісний показник автобронетанкової техніки, що не надає можливості якісного проведення приймальних випробувань нової або модернізованої техніки.

Звідси виникає необхідність у вирішенні актуального та важливого для практики завдання, яке полягає в розробленні методу визначення тягово-швидкісного показника для нової та модернізованої автобронетанкової техніки.

Споришев К.О., к.т.н., доцент, заступник начальника кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України

Тесьолкін Д.К., курсант, Національна академія Національної гвардії України

ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ ПРИ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Наявність великого парку дизельних силових установок, що працюють тривалий час в зимовий період експлуатації в умовах низьких температур, велика віддаленість цих зон експлуатації від джерел постачання, складність постачання запасних частин і агрегатів вимагає значного підвищення надійності експлуатованої техніки. До автомобільної техніки Національної гвардії України ставляться підвищені вимоги до надійності експлуатації, особливо при виконанні службово-бойових завдань.

Досвід експлуатації дизельних двигунів в зимових умовах свідчить про те, що в умовах негативних температур в 3-7 разів збільшується число відмов, при сильних морозах тривалість теплової підготовки підвищується в 12 разів, а експлуатаційні витрати - в 16 разів, час, витрачений на прогрів і пуск двигуна, становить 1-1,5 години. З огляду на взаємовплив систем і механізмів автомобіля КрАЗ, вирішувати проблему зимової експлуатації необхідно комплексно. Дослідження роботи апаратури паливоподачі дизелів автомобільної техніки Національної гвардії України в умовах негативних температур показали, що найбільш критичною ділянкою системи паливоподачі є лінія всмоктування паливного насоса, яка забивається кристалами Н-алканів при температурі навколишнього середовища нижче -8.5°C . Найбільш надійний і економічно вигідний спосіб забезпечення безвідмовної роботи дизельного двигуна в зимових умовах - теплове руйнування кристалів Н-алканів за допомогою індивідуальних приладів, що встановлюються на початковій ділянці системи живлення двигуна і включених в бортову електромережу.

До найбільш перспективних засобів полегшення пуску та експлуатації в умовах негативних температур можна віднести: легкозаймисті пускові рідини (ЛЗР), застосування присадок-депресорів, використання електричних підігрівачів впускного повітря, дизельного палива і охолоджуючої рідини.

Отримані дані говорять про те, що для сучасних автомобілів НГУ спостерігається відставання у вирішенні актуальної проблеми забезпечення надійної експлуатації АТД в умовах низьких температур.

Склярів М.В., к.т.н., доцент, доцент кафедри автобронетанкової техніки факультету логістики Національної академії Національної гвардії України
Верхорубов Д.О., сержант навчальної групи 315М факультету логістики Національної академії Національної гвардії України

АНАЛІЗ СИСТЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСТРЕННОГО ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ТА МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ЇХ НА АВТОМОБІЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ

Відомо багато сучасних систем управління трансмісією, підвіскою та кермовим керуванням. Але таким системам як: управління гальмуванням, противідкатним, противобуксовочним, системам регулювання стійкості автомобіля, системам управління рухом – слід приділяти найбільшу увагу.

Серед великого різноманіття систем управління рухом великий інтерес викликає система автоматичного гальмування (Front Assist) наприклад для автомобілів Skoda. А також система екстреного гальмування Full Auto Brake, яка дозволяє, як здійснювати допомогу водеві за рахунок тактильних попереджень при зближенні з об'єктом небезпеки для руху, так і здійснювати автоматичне екстренне гальмування.

Данні системи розробляються фірмою «BOSCH», як і багато інших систем забезпечуючих комфорт та легкість при керуванні автомобілем.

Система Full Auto Brake контролює відстань до їдучого попереду автотранспортного засобу за допомогою радарів. Якщо відстань мала і виникає небезпека зіткнення система вмикає тактильне (спочатку візуальне, а після звукове) попередження водія. Якщо водій незважаючи на попередження гальмує з недостатньою ефективністю, система здійснює екстренне гальмування.

В гідравлічному гальмовому приводі сучасних автомобілів використовується достатньо велика кількість автоматичних систем, найбільш пріоритетними з яких являються ABS, ASR, EBD та система екстреного гальмування. І хоча усі системи мають використання, система екстреного гальмування має пріоритет у розвитку. Оскільки забезпечує не тільки комфорт в управлінні, а в першу чергу спрямована на підвищення активної безпеки транспортних засобів.

Аналог даної системи також відомий і для вантажних автомобілів з пневматичним гальмовим приводом.

Це електронно-пневматичні гальмові системи фірм «KNORR-BREMSE» і «WABCO-Westengause», які забезпечують екстренне гальмування попереджуючої дії.

Система Advanced emergency braking systems “АЕBS” – розширена система автономного екстреного гальмування.

Існують ряд систем гальмування допоміжної дії:

LDW – система попередження виходу з полоси руху.

BSD – відстеження об’єктів в “мертвій зоні”.

LCA – допомога при зміні полоси руху.

LKS – система утримання в обраній полосі руху.

Принцип роботи системи АЕBS – засновано на використанні кольорових тепловізорних 3D-стерео відеокамер фірми “Bosch” які дозволяють отримувати 3D діапазон вимірювань в полі зору близько 45°, більш ніж на 50 метрів, та радарів дальньої та ближньої дії.

Радари також випускаються фірмою “Bosch” і дають можливість відстежувати об’єкт, або перешкоду на відстані 250 або 80 метрів з кутом поля зору в горизонтальній площині 150°.

Використання та розвиток данної системи, на сучасних автомобілях Українського виробництва, дозволить знизити кількість ДТП, та зменшити важкість їх наслідків.

Такі системи можуть використовуватися для автомобільної техніки Національної гвардії України, як при русі в колонах, так і при поодинокому русі.

Переверзєва Л.М., ст. викладач, Харківський національний технічний університет імені Петра Василенка

Баєва Д.В., студент групи 47-16 ННІ ЧСЧ,

Харківський національний технічний університет імені Петра Василенка

НОРМУВАННЯ РОБОЧОГО ЧАСУ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТУ МАШИН НА МЕХАНІЧНІЙ ДІЛЯНЦІ

Для оцінки роботи ремонтного підприємства використовують питомий показник, визначений як відношення сумарних витрат на ТО і ремонт за наробіток 10000 годин до їх первісної ціни. Цей показник (позначимо його η) визначається як

$$\eta = \frac{Z_{TOP}}{C_T}, \quad (1)$$

де Z_{TOP} – витрати на ТО і ремонт трактора за 10000 год,

C_T – первісна ціна трактора.

Збільшення витрат на TOP відбувається не пропорційно наробітку трактора. Для визначення цих витрат приведена наступна формула

$$Z_{TOP} = C_O \cdot (K_1 \cdot K_2 \cdot t), \quad (2)$$

де C_0 – первісна ціна машини,

K_1 і K_2 - коефіцієнти, що залежать від особливостей ТОР машини, t -наробіток машини до моменту розрахунку в тис.год, на 1000 год.

Результати розрахунків по приведеній формулі дані в таблиці 1.

Таким чином, за перші 3000 год. витрати на ТОР не перевищують 10%, за 5000 год. – досягають 30% первісної ціни машини, а за 7000 год. – майже повної її вартості.

Для вітчизняних тракторів у діапазоні потужностей від 40 до 160 кВт. значення коефіцієнта знаходиться в межах 2,0 і більше.

Таблиця 1 – Зміна витрат на ТОР закордонних тракторів за 10000 год

Наробіток трактора, год	Накопичені витрати на ТОР	
	долари	% від первісної ціни трактора
3000	1440	7,5
5000	4020	29,5
7000	13000	97
10000	16100	120

Слід зазначити, що абсолютні значення сумарних питомих витрат на ТОР тракторів закордонного виробництва за 10000 год, приведені до одної м.-год., більш ніж у 4 рази перевищують аналогічні витрати по тракторах вітчизняного виробництва (ціни на закордонні і вітчизняні трактори і витрати на їхню експлуатацію прийняті за курсом 2015 р).

Це порозумівається низькою вартістю одного ремонту вітчизняної машини в порівнянні з аналогічною зарубіжною, у тому числі через низьку вартість запасних частин, паливо-мастильних матеріалів, дешевої робочої сили й ін. Однак, у сумі витрати на ТОР вітчизняної техніки за амортизаційний період перевищують первісну вартість машини в 2 і більш рази. Невисока вихідна надійність машин при низькій культурі експлуатації і якості ремонту дає значну кількість відмов, що обумовлюють таке співвідношення витрат.

Робочий час технічного обслуговування і ремонту (ремонтотпридатність) закладається в машину на стадії проектування і забезпечується при виготовленні. Нормативи показників робочого часу вибираються з урахуванням досягнутого рівня надійності вітчизняних і закордонних аналогів, а також результатів досліджень з оцінки і забезпечення цього показника. Крім того, для визначення показників робочого часу проєктованих машин необхідно попередньо установити передбачувану трудомісткість їхнього обслуговування на основі закладених у проєкті її конструктивно-технологічних даних. Трудомісткість ТОР проєктованої машини визначається, виходячи із середньої трудомісткості виконання

операцій відповідних видів робіт. Отримані розрахунковим шляхом показники уточнюються в процесі доведення машини [3].

Таблиця 2 - Показники робочого часу тракторів класу 30 кН

Вид робіт	Трактори			Двигуни		
	К-сть операцій за цикл	Трудомісткість, чол.-год.		К-сть операцій за цикл	Трудомісткість, чол.-год.	
		Зага- льна за цикл	Середня на одну операцію		Зага- льна за цикл	Середня на одну опе- рацію
Смазочні	15276	400,20	0,026	5870	152,08	0,026
Регулювальні	2650	568,35	0,215	1164	312,88	0,269
Очищувальні	13727	445,77	0,033	11535	337,43	0,031
Усунення відмов	163	777,68	4,771	113	287,20	2,542
Поточний ре- монт	2000	2197,94	1,100	838	447,54	0,534
Капітальний ре- монт	1286	1572,77	1,223	598	223,77	0,374

Отже, трудомісткість обслуговування Q_0 машин по видах робіт у процесі проектування може бути визначена з достатньою точністю з рівняння

$$Q_0 = \sum_{\varphi=1}^v \beta_{\varphi} \cdot \sum_{j=1}^z q_{j\varphi} \cdot \sum_{i=1}^z \sum_{l=1}^{l_T} (n_i^{TO} \cdot q_{ij\varphi}^{TO}) + \sum_{\varphi=1}^v \beta_{\varphi} (n_i^{omk} \cdot q_{i\varphi}^{omk} + n_i^{TP} q_{i\varphi}^{TP} + q_{\varphi}^{KP}) + K \cdot q^{KP}, \quad (3)$$

де q_i - питома трудомісткість однієї операції i -го виду робіт;

n_i – кількість операцій,

v, z, l – кількість видів робіт,

β – коефіцієнт, враховуючий складність конструкції,

K – коефіцієнт, що враховує трудомісткість інших робіт.

Величина коефіцієнта K береться в залежності від трудомісткості повного розбирання і збирання машини. Наприклад, для гусеничних тракторів класу 30 кН він дорівнює 1,2-1,4.

Норматив ремонтпридатності визначається за залежністю

$$R_n = \frac{Q_1 + Q_2}{W_1}, \quad (4)$$

де W_1 - наробіток проектного трактора за цикл обслуговування, виходячи з його годинної продуктивності.

Врахувати показники ремонтпридатності тракторів ведучих закордонних фірм при проектуванні нової чи модернізації вітчизняної техніки, що зна-

ходиться в експлуатації, можна використовуючи регресійний метод розрахунку нормативних показників.

Цей метод застосуємо, коли відомі взаємозв'язки нормованих показників ремонтпридатності й основних технічних характеристик машини.

Розробка нормативів РП регресійним методом здійснюється в наступній послідовності:

- вибираються технічні характеристики для використання в регресійній моделі;

- визначаються значення обраних технічних характеристик і відповідні їм значення основного показника РП для нової машини і не менш 3-х машин-попередників;

- визначивши коефіцієнти регресії, виконується розрахунок основних показників РП для нової машини, що приймаються в якості її нормативу.

Проілюструємо застосування регресійного методу на прикладі розрахунку нормативів РП трактора ХТЗ-120.

Аналоги (еталонні моделі): МТЗ-142 (Білорусь), Т-151К-08 (Україна), Т-150К (Україна). Загальні технічні характеристики тракторів приведені в таблиці 3.

Таблиця 3 - Загальні технічні характеристики тракторів-аналогів

Найменування показника	Марка трактора			
	МТЗ-142	Т-150К	Т-151К-08	ХТЗ-120
Номінальна потужність, к.с.	150	165	185	152
Номінальне тягове зусилля, кгс	2000	3000	3000	3000
Відносний показник продуктивності, у.е.га/год.	1,65	1,15	1,51	1,11
Собівартість, грн	2800	3500	4000	3800
Показник безвідмовності (наробіток на складну відмову), год.	400	300	300	300
Експериментальна питома оперативна трудомісткість, чол.-год./1000 год.				
ТО	17,2	30	26,42	X
ТР	4	12,6	12,6	У
КР	2,7	3,8	3,8	Z

Технічне обслуговування

Для складання регресійної моделі по визначенню питомої оперативної трудомісткості ТО використані наступні характеристики: номінальна потужність, продуктивність, оптова ціна.

Регресійна модель буде мати вид

$$\begin{aligned} 150a_1 + 1,65a_2 + 2800a_3 &= 17,2 \\ 165a_1 + 1,15a_2 + 3500a_3 &= 30,0 \\ 185a_1 + 1,51a_2 + 4000a_3 &= 26,42 \\ 152a_1 + 1,11a_2 + 3800a_3 &= X \end{aligned} \quad (5)$$

Вирішуємо систему рівнянь і знаходимо питому оперативну трудомісткість ТО трактора ХТЗ-120, $X=26,20$ чол.-год./1000 год.

Поточний ремонт

Стосовно до ТР доцільно використовувати наступні характеристики: номінальна потужність, продуктивність і показник безвідмовності (наробіток на складну відмову).

Регресійна модель буде мати вид

$$\begin{aligned} 150a_1 + 1,65a_2 + 400a_3 &= 4 \\ 165a_1 + 1,15a_2 + 300a_3 &= 12,6 \\ 185a_1 + 1,51a_2 + 300a_3 &= 12,6 \\ 152a_1 + 1,11a_2 + 300a_3 &= Y \end{aligned} \quad (6)$$

Вирішуємо систему рівнянь і знаходимо оперативну трудомісткість ТР трактора ХТЗ-120, $Y=12,20$ чол.-год./1000 год.

Відношення витрат на ТОР тракторів за амортизаційний період (10000 год) до первісної ціни машини складає: для закордонних – порядку 1,0...1,5, а для вітчизняних - 2,0...4,0 і більше. Слід зазначити, що зі зростанням потужності цей показник у закордонних машин майже не змінюється, а для вітчизняних – інтенсивно зростає. Використання на стадії проектування регресійного методу дозволяє встановити нормативи робочого часу тракторів, що відповідають ведучим закордонним фірмам.

Література

1. Кугель Р.В. Эксплуатационная надежность тракторов. М. ВО «Агропромиздат», 1990.-114 с.

2. Отчет по теме: «Провести исследования приспособленности к ремонту тракторов Т-153, Т-151К-08, ХТЗ-100, ХТЗ-120 и разработать унифицированное РТО». ИМЕСХ, Харьков, 1993.

3. Надёжность и ремонтпригодность машин. Под ред. П.Н. Волкова, М.: «Издательство стандартов», 1971.-132 с.

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Автомобільний факультет

ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ

82-ої Міжнародної наукової конференції студентів університету

секція

”Технології машинобудування і ремонту машин”

21-24 квітня 2020 р., м. Харків

Відповідальний за випуск *Є.О. Дубінін*

Авторська редакція

Комп’ютерна верстка *Є.О.Дубінін, А.О. Молодан*

Адреса: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

Всі матеріали збірника представлені в авторській редакції.