

*М.А. ПОДРИГАЛО, А.А. КАШКАНОВ, В.С. ШЕЇН, О.В. КАСЬЯНЕНКО, В.В. УЖИК*

### **МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ НАКЛАДОК ТРАКТОРНИХ ГАЛЬМ**

В роботі наведені результати дослідження щодо створення методики прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальмівних механізмів на стадії проектування. Враховується не тільки збільшення потужності двигуна і маси трактора, але також і встановлення більш удосконалених гальмівних механізмів. Завдяки розробленій методиці прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальмівних механізмів, обґрунтовано використання уніфікованих дискових гальм.

**Ключові слова:** трактор, гальмівні механізми, фрикційні накладки, прогнозування довговічність, самохідне шасі, надійність гальмівних систем, безпека руху тракторів.

*М.А. ПОДРИГАЛО, А.А. КАШКАНОВ, В.С. ШЕИН, А.В. КАСЬЯНЕНКО, В.В. УЖИК*

### **МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК ТРАКТОРНЫХ ТОРМОЗОВ**

В работе представлены результаты исследования по созданию методики прогнозирования долговечности фрикционных накладок тракторных тормозных механизмов на стадии проектирования. Учитывается не только увеличение мощности двигателя и массы трактора, но также установка более усовершенствованных тормозных механизмов. Благодаря разработанной методике прогнозирования долговечности фрикционных накладок тракторных тормозных механизмов, обосновано использование унифицированных дисковых тормозов.

**Ключевые слова:** трактор, тормозные механизмы, фрикционные накладки, прогнозирование долговечности, самоходное шасси, надежность тормозных систем, безопасность движения тракторов.

*M. PODRYHALO, A. KASHKANOV, V. SHEIN, O. KASIANENKO, V. UZHYK*

### **METHOD FOR PREDICTION OF DURABILITY OF FRICTION LININGS OF TRACTOR BRAKES**

The paper presents the results of a research on the creation of a methodology for predicting the durability of friction linings of tractor brake mechanisms at the design stage. Not only an increase in engine power and tractor weight is taken into account, but also the installation of more advanced brake mechanisms. Thanks to the developed method for predicting the durability of the friction linings of tractor brake mechanisms, the use of unified disc brakes is justified.

To solve the problem, the similarity theory was used, in which the most intense loading mode of the tractor brake mechanisms was modeled. As an indicator, the maximum work performed by the brakes until the friction linings are completely worn out was used. The results of estimating the resource of the friction linings of the tractor brake mechanisms under the most intense loading conditions were compared with the results of the calculation under the actual loading conditions.

**Key words:** tractor, brake mechanisms, friction linings, durability prediction, self-propelled chassis, reliability of brake systems, tractor traffic safety.

**Вступ.** При створенні нових моделей тракторів і тракторних самохідних шасі виникає проблема прогнозування довговічності фрикційних накладок гальмівних механізмів. Небезпека швидкого зношування фрикційних накладок виникає при встановленні більш потужного двигуна і збереженні серійної конструкції гальмівних механізмів.

#### **Аналіз останніх досягнень і публікацій.**

Прогнозування довговічності фрикційних накладок на етапі проектування тракторів і самохідних шасі має важливе значення. Методики розрахунку, які існують на даний час, оцінюють довговічність фрикційних накладок гальмівних механізмів за непрямими ознаками.

В якості показників та критеріїв використовується тиск в контакті фрикційних поверхонь [1–8], однак цей показник є статичним і не враховує кількість енергії, що поглинуто гальмами.

Для оцінки впливу енергії, що поглинуто, на довговічність фрикційних накладок в роботах [1–8] використовується показник – питома енергія тертя в контакті фрикційних накладок і контртіла. Однак у відомих літературних джерелах розглядається процес екстреного гальмування і не розглядаються службові гальмування.

Енергонавантаженню гальмівних механізмів при службових гальмуваннях присвячені роботи [9–12]. Однак в відомих роботах не представлено методів і методик прогнозування фрикційних накладок гальм на етапі проектування з урахуванням режимів навантаження при службових гальмуваннях.

**Мета та постановка задачі.** Метою дослідження є підвищення безпеки руху тракторів й тракторних самохідних шасі шляхом забезпечення надійності гальмівних систем за рахунок розробки методики прогнозування довговічності фрикційних накладок.

Для досягнення постановленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити загальний підхід до створення методики прогнозування довговічності фрикційних накладок;
- провести моделювання найбільш навантаженого режиму роботи гальмівних механізмів;
- визначити довговічність фрикційних накладок перспективних самохідних шасі класу 0,6 і 1,4.

**Розробка методики прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальм.** На даний час, при проектуванні гальмівних механізмів, оцінка довговічності фрикційних накладок виконується по відношенню найбільшій роботі тертя, що поглинена гальмом, к площі його поверхні тертя. Однак такий підхід не дає можливості виконувати порівняння довговічності накладок, що мають однакову площу поверхні тертя, але відрізняються товщиною. Очевидно, що більш точним показником який характеризує довговічність фрикційних накладок, може бути енергія, що поглинається гальмом до заміни гальмівних колодок. Необхідність заміни гальмівних колодок визначається граничним зносом фрикційних накладок. Знаючи енергію, що поглинається гальмом за одне гальмування повністю завантаженої машини (автомобіля чи трактора) від максимальної швидкості до повної зупинки, можливо розрахувати кількість умовних екстрених гальмувань, а надалі виконувати порівняння довговічності фрикційних накладок різних гальмівних механізмів, що розглядаються для встановлення на машину яка проектується. Кількість умовних гальмувань

$$n_{yz} = \frac{W_{гран}}{W_{eg}}, \quad (1)$$

де  $W_{гран}$  – гранична енергія, що поглинається гальмом до заміни гальмівних колодок;

$W_{eg}$  – енергія одного екстреного гальмування максимально завантаженої машини, що поглинається гальмівним механізмом який розглядається.

Розглянемо стрічкове гальмо. Гальмівний момент стрічкового гальма

$$M_z = S_1 [\exp(\mu\alpha_n) - 1] \cdot r_{\bar{\sigma}}, \quad (2)$$

де  $S_1$  – зусилля у збігаючій частині гальмівної стрічки (рис. 1);

$\mu$  – коефіцієнт тертя між фрикційною накладкою та гальмівним барабаном;

$r_{\bar{\sigma}}$  – радіус гальмівного барабану;

$\alpha_n$  – кут обхвату гальмівної стрічки.

Тиск на фрикційну накладку в точці, що знаходиться на радіусі, який проходить під кутом  $\alpha$  до вісі 0-0' (рис. 1)

$$p = \frac{M_z}{b_n \cdot r_{\bar{\sigma}}^2} \cdot \frac{\exp(\mu\alpha)}{\exp(\mu\alpha_n) - 1}, \quad (3)$$

де  $b_n$  – ширина фрикційної накладки.

Максимальний тиск виникає в точці початку контакту набігаючої гілки з барабаном

$$p_{\max} = \frac{M_z}{b_n \cdot r_o^2} \cdot \frac{1}{1 - \exp(-\mu\alpha_n)} \quad (4)$$

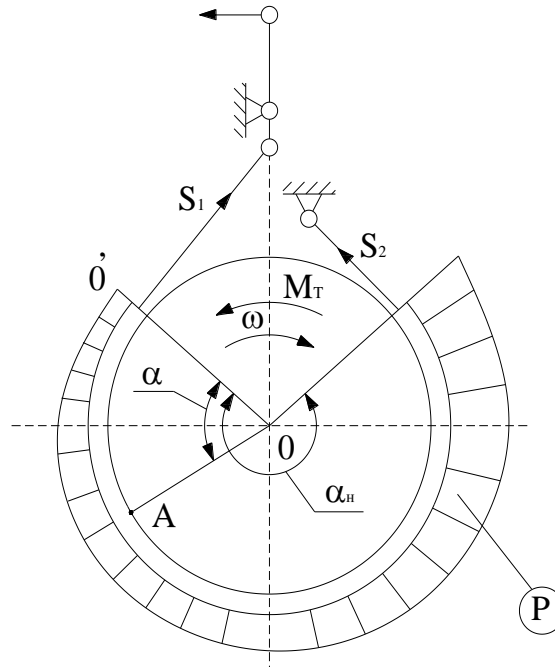


Рис. 1 – Розподіл тиску по поверхням тертя стрічкового гальма

Швидкість ковзання в контакті фрикційних поверхонь однакова в усіх точках. Тому максимальна питома робота тертя, а відповідно, і максимальний знос буде мати місце лише в точці з максимальним тиском. Таким чином, граничний знос в точці, що вказана, і буде визначати довговічність стрічки.

Геометричний знос накладки у будь-якій точці (приймаючи його пропорційним роботі тертя)

$$x = \int_0^t p \cdot r_o \cdot \omega \cdot \mu \cdot m_3 \cdot dt, \quad (5)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість гальмівного барабану;

$m_3$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує зношування конкретних фрикційних матеріалів;

$t$  – час.

З урахуванням (3) отримаємо

$$x = \frac{\mu \cdot m_3}{b_n \cdot r_o} \cdot \frac{\exp(\mu\alpha)}{\exp(\mu\alpha_n) - 1} \cdot \int_0^t M_z \cdot \omega \cdot dt. \quad (6)$$

У виразі (6)

$$dt = \int_0^t M_z \cdot \omega \cdot dt = W, \quad (7)$$

де  $W$  – енергія, що поглинається гальмом за проміжок часу від 0 до  $t$ .

Підставляючи (7) в (6), отримуємо

$$x = \frac{\mu \cdot m_3}{b_n \cdot r_{\delta}} \cdot \frac{\exp(\mu \cdot \alpha)}{\exp(\mu \alpha_n) - 1} \cdot W. \quad (8)$$

Приймаючи  $x_{max} = H_{10}$  і  $\alpha = \alpha_n$ , знаходимо граничну енергію, яку може поглинути гальмо до заміни гальмівної стрічки

$$W_{гран} = \frac{H_{10} \cdot b_n \cdot r_{\delta}}{\mu \cdot m_3} [1 - \exp(-\mu \alpha_n)], \quad (9)$$

де  $H_{10}$  – початкова товщина фрикційної накладки.

Розглянемо барабанне гальмо. Тиск на поверхні тертя барабанного гальма

$$p = \begin{cases} \frac{P}{r_{\delta} \cdot \beta_n \cdot b_n} \cdot \frac{a+c}{c-\mu e} & (10) \\ \frac{P}{r_{\delta} \cdot \beta_n \cdot b_n} \cdot \frac{a+c}{c+\mu e} & (11) \end{cases}$$

де  $\beta_n$  – кут обхвату фрикційною накладкою барабана;  
 $a, c, e$  – відомі геометричні параметри барабанного гальма;  
 $P$  – зусилля, що утворюється гальмівним приводом.

Визначаючи  $P$  через  $M_z$ , отримуємо

$$P = \frac{M_z}{r_{\delta}^2 \cdot \mu \cdot \beta_n \cdot b_n}, \quad (12)$$

як для колодки, що затягується, так і для колодки, що віджимається.

Після підстановки (12) в (5) і, враховуючи, що  $x_{max} = H_{10}$ , отримуємо для колодок барабанного гальма

$$W_{гран} = \frac{H_{10} \cdot r_{\delta} \cdot \beta_n \cdot b_n}{m_3}. \quad (13)$$

Порівнюючи між собою (9) і (13), можна визначити узагальнене рівняння граничної поглиненої енергії у вигляді

$$W_{гран} = \frac{H_{10} \cdot R_z}{m_3} \cdot Q_4 \left[ 1 - \exp\left(\frac{Q_2}{Q_5} \cdot \mu\right) \right], \quad (14)$$

де  $Q_2, Q_4, Q_5$  – коефіцієнти (див. табл. 1);  
 $R_z$  – габаритний радіус ротора гальмівного механізму.

Таблиця 1 – Коефіцієнти  $Q_1, Q_4, Q_5$

Тип гальмівного механізму	Коефіцієнти		
	$Q_2$	$Q_4$	$Q_5$
стрічковий	$\alpha_n$	$b_n / \mu$	1
дисковий	$\mu_1 \cdot z \cdot \frac{K_R + 1}{2K_R}$	$\frac{2\pi \cdot R_n \cdot (K_R - 1) \cdot K_{63}}{\mu \cdot \mu_1 \cdot K_R \cdot (K_R + 1)}$	1
барабанний	$e/c$	$b_n \cdot \beta_n$	0

В таблиці 1 використовуються наступні позначення:

$\mu_1$  – коефіцієнт тертя опорних поверхонь гальмівних дисків по напрямних;

$z$  – кількість поверхонь тертя;

$K_R$  – співвідношення зовнішнього  $R_{зовн}$  і внутрішнього  $R_{вн}$  радіусів тертя фрикційних пар дискового гальма

$$K_R = R_{зовн} / R_{вн}. \quad (15)$$

Для декількох паралельних пар тертя в гальмівному механізмі (14) вираз приймає вигляд

$$W_{гран} = \sum_{j=1}^{m_n} \frac{H_{10j} \cdot R_{zj}}{m_{3j}} \cdot Q_{4j} \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{Q_{2j}}{Q_{5j}} \mu_j\right) \right], \quad (16)$$

де  $m_n$  – число паралельних фрикційних пар.

Напрацювання до відмови вузлів і деталей гальм (у тому числі і фрикційних накладок) вимірюються у годинах роботи. Загальний час гальмування (час «чистої» роботи) можна визначити як

$$h_n = T_{ez} \cdot n_{ez}, \quad (17)$$

де  $T_{ez}$  – час екстреного гальмування;

$$T_{ez} \cong \frac{V_{max}}{m_x \cdot \varphi \cdot g}; \quad (18)$$

$n_{ez}$  – кількість екстрених гальмувань;

$V_{max}$  – максимальна (початкова) швидкість руху машини, м/с;

$m_x$  – коефіцієнт використання зчепної ваги машини при гальмуванні;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

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

У реальних умовах експлуатації гальмування колісних машин відбувається з різною частотою та інтенсивністю. Вони виконуються при різних вагових навантаженнях (комплектаціях) на дорогах з різним коефіцієнтом зчеплення. На рис. 2 зображена зміна швидкості машини у залежності від часу роботи. Поглинання енергії гальмами відбувається на ділянках, що заштриховано. При цьому можна казати про середню потужність, що поглинається гальмами за термін служби фрикційних накладок. У випадку встановлення двох однакових гальмівних механізмів на одну вісь машини

$$\bar{N}_{тр.д} = \frac{W_{гран}}{h_n \cdot 1800}, \text{ Вт.} \quad (19)$$

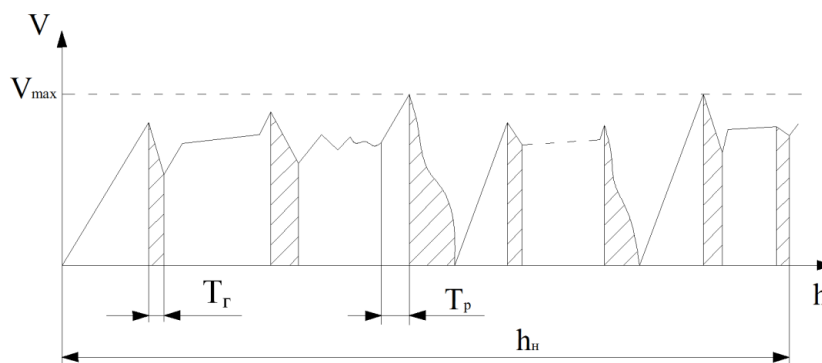


Рис. 2 – Зміна швидкості руху машини за часом:  $h$  – час роботи;  $h_n$  – напрацювання машини до повного зносу накладок (ресурс накладок)

Можна припустити, що залежність  $V=V(h)$  має періодичність зміни, а, відповідно, середня потужність тертя, що реалізується, при достатньо великій величині  $h$  буде мати такі ж значення, як і за увесь термін служби фрикційної накладки.

При проектуванні перспективних машин на базі тих, що серійно випускаються і встановлення на них нових конструкцій гальмівних механізмів, виникає необхідність проведення орієнтувального розрахунку ресурсу фрикційних накладок по критерію зношування. Це дозволяє на стадії проектування виконувати вибір найбільш раціональної конструкції гальма та визначити періодичність заміни гальмівних колодок.

Припустимо, що існує найбільш напружений у відношенні гальмівної системи режим роботи машини, при якому забезпечується реалізація максимальної потужності тертя в гальмівних механізмах. Між двома послідовними гальмуваннями (при найбільшій частоті їх повторення) потрібен деякий мінімальний проміжок часу для розгону машини. Припустимо, що існує такий інтервал швидкості руху машини від  $V_1$  до  $V_2$  ( $V_1 > V_2$ ), при розгоні і гальмуванні в якому реалізується максимальна середня потужність тертя (рис. 3).

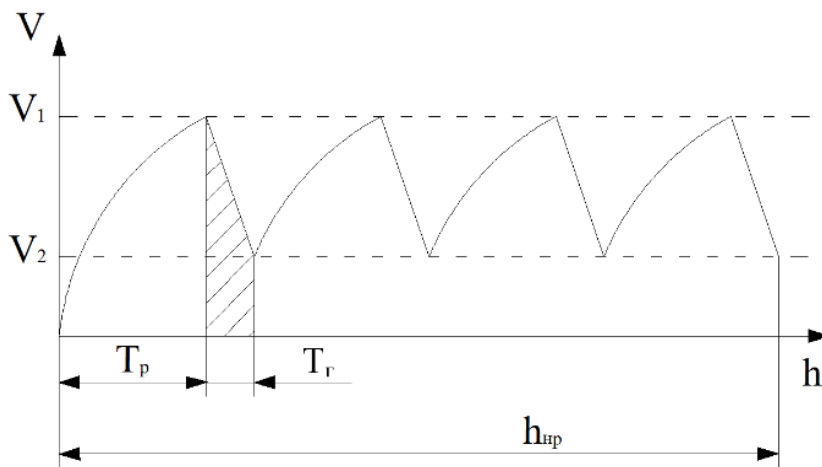


Рис. 3 – Найбільш напружений (розрахунковий) режим роботи гальм

При циклограмі зміни швидкості руху, що представлена на рис. 3, середня потужність тертя, що розвивається за весь термін служби накладок  $h_{np}$  буде такою ж як і за час  $T_p + T_z$

$$\bar{N}_{np.d} = \frac{W_{гран}}{h_{np} \cdot 1800} = \frac{M_{заг} \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2 \cdot (T_p + T_z)}, \quad (20)$$

де  $h_{np}$  – ресурс фрикційної накладки при розрахунковому режимі навантаження;

$T_p, T_z$  – час розгону і гальмування машини, відповідно.

У рівнянні (20) час гальмування можливо визначити як

$$T_z = \frac{V_1 - V_2}{m_x \cdot \varphi \cdot g}. \quad (21)$$

При визначенні часу розгону машини від швидкості  $V_2$  до швидкості  $V_1$  необхідно врахувати динамічні характеристики машини, що проектується. На прикладі колісного трактора, що має можливість розганятися з місця на кожній передачі, розглянемо розгін на вищій транспортній передачі.

Ефективна потужність дизельного двигуна, як відомо, при повній подачі палива визначається за формулою Лейдермана Р. В.

$$N_e = N_{e\max} \left( 0,5 \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + 1,5 \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right), \quad (22)$$

де  $N_e$  – поточне значення ефективної потужності;

$N_{e\max}$  – максимальне значення ефективної потужності;

$\omega_N$  – кутова швидкість колінчастого вала при максимальній потужності  $N_{e\max}$ ;

$\omega_e$  – поточне значення кутової швидкості колінчастого вала.

Ефективний крутний момент двигуна

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_N} = \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \left( 0,5 + 1,5 \frac{\omega_e}{\omega_N} - \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right). \quad (23)$$

Враховуючи, що

$$\omega_e = u_{mp.s} \cdot V / r_{K2}, \quad (24)$$

де  $u_{mp.s}$  – передавальне відношення трансмісії на вищій передачі;

$r_{K2}$  – кінематичний радіус задніх ведучих коліс,

отримаємо

$$M_e = B_1 + B_2 V - B_3 V^2, \quad (25)$$

де

$$B_1 = \frac{0,5 N_{e\max}}{\omega_N}; \quad (26)$$

$$B_2 = \frac{1,5 N_{e\max}}{\omega_N^2} \cdot \frac{u_{mp.s}}{r_{K2}}; \quad (27)$$

$$B_3 = \frac{N_{e\max}}{\omega_N^3} \cdot \frac{u_{mp.s}^2}{r_{K2}^2}. \quad (28)$$

При відносно малих швидкостях руху ( $V_{max} < 30$  км/год), що є характерним для колісних тракторів, опором повітряного середовища можна знехтувати. Динамічний фактор в цьому випадку

$$D = \frac{u_{mp.s} \cdot \eta_{mp}}{G_{повн} \cdot r_{K2}} (B_1 + B_2 V - B_3 V^2), \quad (29)$$

де  $\eta_{mp}$  – ККД трансмісії;

$G_{повн}$  – повна вага машини.

Знехтуючи впливом інерційних мас двигуна і трансмісії, визначимо лінійне прискорення машини

$$\frac{dV}{dt} = (D - \psi_c) g = \left[ \frac{u_{mp.s} \cdot \eta_{mp}}{G_{повн} \cdot r_{K2}} (B_1 + B_2 V - B_3 V^2) - \psi_c \right], \quad (30)$$

де  $\psi_c$  – сумарний коефіцієнт дорожнього опору.

Вирішуючи диференціальне рівняння зі змінними, що розділяються, та враховуючи граничні умови інтегрування, отримаємо

$$T_p = \frac{G_{повн} \cdot r_{к2}}{u_{тр.в} \cdot \eta_{тр} \cdot g \cdot \sqrt{B_2^2 + 4B_3C}} \times \ln \left[ \frac{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} + 2B_3V_1 - B_2}{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} - 2B_3V_1 + B_2} \cdot \frac{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} - 2B_3V_2 + B_2}{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} + 2B_3V_2 - B_2} \right], \quad (31)$$

де

$$C = B_1 - \frac{\psi_c \cdot G_{повн} \cdot r_{к2}}{u_{тр.в} \cdot \eta_{тр}}. \quad (32)$$

Підставляючи вирази (31), (21) в (20) можна розрахувати величини  $\bar{N}_{тр.р}$  для серійної (самохідного шасі Т-16МГ) та перспективної машини (СШ28) у залежності від швидкостей  $V_1$  і  $V_2$  ( $V_1 > V_2$ ).

В якості прикладу розглянемо розрахунок довговічності сухих дискових гальм закритого типу з кульовим розтиском, що пройшли випробування на тракторному самохідному шасі СШ28. В якості базових візьмемо стрічкові гальмові механізми самохідного шасі Т-16МГ, що серійно виготовляються. Вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Вихідні дані для розрахунку

Параметри	Самохідні шасі	
	Т-16МГ	СШ28
$N_{емах}, \text{Вт}$	18382	22058
$\omega_N, \text{с}^{-1}$	188	209
$u_{тр.в}$	17,074	17,074
$r_{к2}, \text{м}$	0,590	0,567
$G_{повн}, \text{Н}$	27842	30135
$\eta_{тр}$	0,945	0,917
$\psi_c$	0,025	0,025
$B_1, \text{Н} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	48,9	52,8
$B_2, \text{Н} / \text{с}^3$	45,2	45,6
$B_3, \text{Н} / (\text{с}^2 \cdot \text{м})$	6,95	6,6
$C, \text{Н} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	23,4	25,5

Розрахунок значень  $\bar{N}_{тр.р}$  в залежності від величини  $V_1$  і  $V_2$  для серійного Т-16МГ та перспективного самохідного шасі СШ28 наведено у вигляді графіків (рис. 4, рис. 5).

Аналіз графіків (рис. 4, рис 5) показує, що максимально можлива середня потужність тертя становить: для Т-16МГ –  $\bar{N}_{тр.р} = 8,70$  кВт, а для СШ28 –  $\bar{N}_{тр.р} = 10,0$  кВт. Ця максимальна середня потужність тертя реалізується при постійній швидкості руху самохідного шасі на рівні  $V = 5$  м/с (18 км/год) – для Т-16МГ і  $V = 5,5$  м/с (19,8 км/год) – для СШ28.



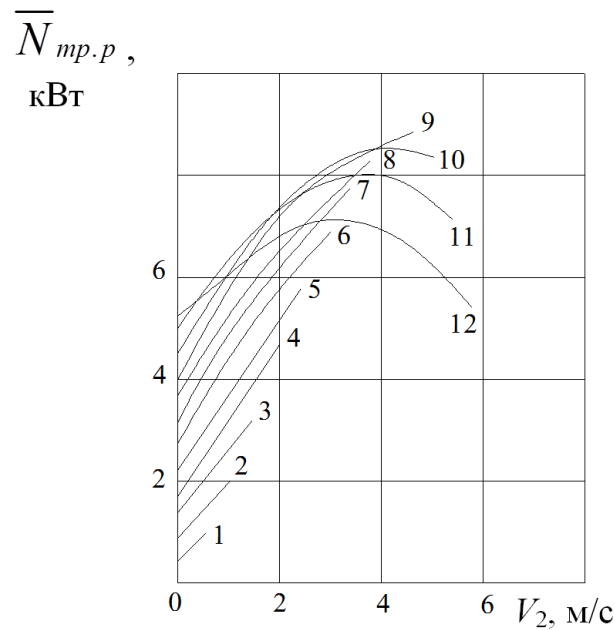


Рис. 4 – Залежність  $\bar{N}_{тр.р}$  від початкової  $V_1$  та кінцевої швидкості  $V_2$  гальмування для Т-16МГ при  $V_1$  яка дорівнює: 1 – 1 м/с; 2 – 1,5 м/с; 3 – 2 м/с; 4 – 2,5 м/с; 5 – 3 м/с; 6 – 3,5 м/с; 7 – 4 м/с; 8 – 4,5 м/с; 9 – 5 м/с; 10 – 5,5 м/с; 11 – 6 м/с; 12 – 6,5 м/с

Визначимо граничні енергії, які здатні поглинути стрічкові та закриті дискові гальмівні механізми сухого тертя. Результати розрахунку наведені у таблиці 3.

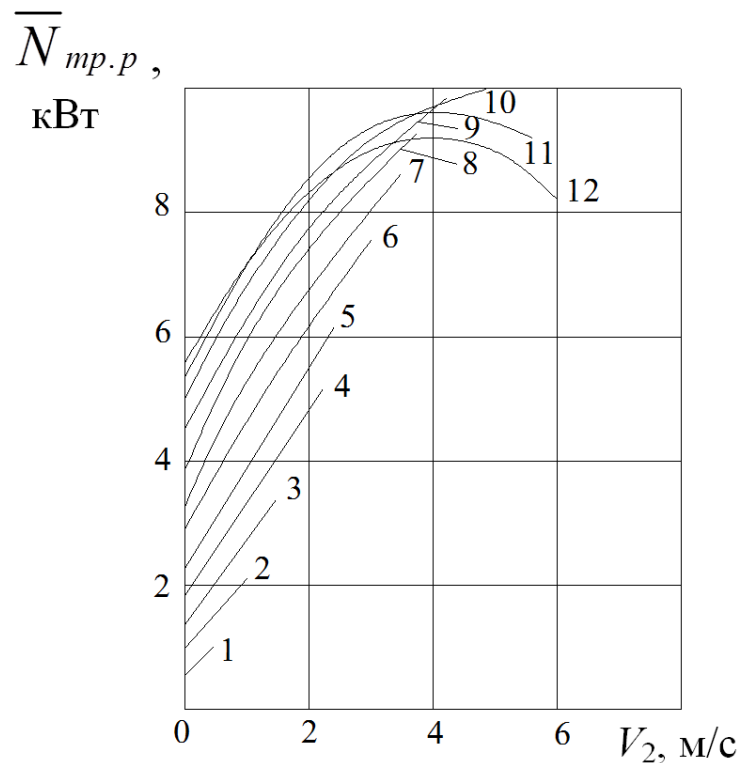


Рис. 5 – Залежність  $\bar{N}_{тр.р}$  від початкової  $V_1$  та кінцевої швидкості  $V_2$  гальмування для СШ28 при  $V_1$  яка дорівнює: 1 – 1 м/с; 2 – 1,5 м/с; 3 – 2 м/с; 4 – 2,5 м/с; 5 – 3 м/с; 6 – 3,5 м/с; 7 – 4 м/с; 8 – 4,5 м/с; 9 – 5 м/с; 10 – 5,5 м/с; 11 – 6 м/с; 12 – 6,5 м/с

Таблиця 3 – Розрахунок граничної енергії, що поглинається гальмівними механізмами

Параметри	Гальмівні механізми	
	Стрічковий (Т-16МГ)	Закритий дисковий (СШ28)
фрикційний матеріал	стрічка ЛАТ-2 ГОСТ 1198-78	НСФ-3, НСФ-6 ГОСТ 1786-80
$m_u, \text{м}^3/\text{Дж}$	$2,144 \cdot 10^{-14}$	$3,41 \dots 3,77 \cdot 10^{-14}$
$H_{10}, \text{м}$	0,002*	0,0045
$b_n, \text{м}$	0,06	–
$r\sigma; R_n, \text{м}$	0,085	0,08
$\mu$	0,35	0,35
$\mu_1$	–	0,15
$\alpha_n, \text{рад}$	5,2	$2\pi$
$R_{вн}, \text{м}$	–	0,05
$z$	–	4
$K_R$	–	1,6
$W_{гран}, \text{Дж}$	$1139 \cdot 10^6$	$4961 \cdot 10^6$

\* – вказано значення максимально припустимого зносу накладки

За даними заводу-виробника (ХЗТСШ) відомо, що гальмівна стрічка до заміни при граничному зносі напрацьовує  $h_n = 3000$  год.

Тоді

$$\bar{N}_{тр.д} = \frac{1139 \cdot 10^6}{3000 \cdot 1800} = 211 \text{ кВт.}$$

Порівнюючи  $\bar{N}_{тр.д}$  та  $\bar{N}_{тр.р}$  для самохідного шасі Т-16МГ, можна знайти коефіцієнт переходу від розрахункового до дійсного режиму навантаження

$$K_{пер} = \frac{\bar{N}_{тр.р}}{\bar{N}_{тр.д}}. \quad (33)$$

Цей коефіцієнт враховує відхилення від розрахункових значень наступних факторів:

- кількості гальмувань за 1 годину роботи та інтервалу часу між двома послідовними гальмуваннями;
- інтенсивності гальмування;
- дорожніх умов.

Коефіцієнт  $K_{пер}$  мало залежить від конструкції самохідного шасі та його гальмівних механізмів, а визначається зовнішніми експлуатаційними умовами, які однакові для серійної та перспективної машини.

Аналізуючи залежності (19), (20) і (33), отримаємо для серійної машини

$$K_{пер} = h'_n / h''_{нр}, \quad (34)$$

де

$$h'_{нр} = \frac{W'_{гран}}{1800 \cdot N'_{тр.р}}, \text{ год}; \quad (35)$$

$$h''_n = K_{пер} \frac{W''_{гран}}{\bar{N}''_{тр.р} \cdot 1800} = \frac{\bar{N}'_{тр.р}}{\bar{N}'_{тр.д}} \cdot \frac{W''_{гран}}{\bar{N}''_{тр.р} \cdot 1800}, \quad (36)$$

де  $\bar{N}'_{тр.р}$ ,  $\bar{N}'_{тр.д}$  – розрахункова і дійсна середні потужності тертя для серійного самохідного шасі;

$\bar{N}_{mp.p}''$  – розрахункова середня потужність тертя перспективної машини;

$W_{гран}''$  – гранична енергія, що поглинається гальмівними механізмами перспективного самохідного шасі.

Таким чином, ресурс закритих дискових гальм встановлених на самохідному шасі СШ28 становить

$$h_n'' = \frac{8700}{211} \cdot \frac{4961 \cdot 10^6}{10000 \cdot 1800} = 11364 \text{ год.}$$

Застосована методика дозволяє на стадії проектування оцінювати довговічність фрикційних накладок і визначати періодичність заміни гальмівних колодок.

Ми розглянули випадок, що відноситься до постійної компоновки завантаженої машини. Для змінних параметрів слід використовувати еквівалентне значення середньої потужності тертя, яка може визначатися наступною залежністю:

$$\left(\bar{N}_{mp.p}'\right)_{екв} = \sum_{i=1}^{n_k} \alpha_i \cdot \bar{N}_{mp.p.i}', \quad (37)$$

де  $\bar{N}_{mp.p.i}'$  – розрахункова середня потужність тертя за  $i$  – ої комплектації машини;

$\alpha_i$  – доля роботи машини за  $i$  – ої комплектації;

$n_k$  – кількість можливих комплектацій.

**Висновки.** 1. В результаті проведеного дослідження розроблено методику прогнозування довговічності фрикційних накладок тракторних гальм.

2. Використання розглянутої методики дозволило прогнозувати довговічність фрикційних накладок гальм перспективного самохідного шасі СШ28, що становить  $h_n = 11364$  год на відміну від накладок серійного шасі, довговічність яких становить  $h_n = 3000$  год.

3. Використання цієї методики на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ при проектуванні самохідних шасі СШ26 і СШ50, відповідно, дозволило обґрунтувати використання уніфікованих дискових гальм. При встановленні на СШ26 (потужність двигуна 26 кВт) довговічність фрикційних накладок становить 13994 год, а на СШ50 ( $N_{e \max} = 47.5$  кВт) – 7741 година.

#### Список літератури:

1. Бобров Я. А. Повышение энергоёмкости тормозных механизмов колесных тракторов классов 0,6...1,4: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03/Харьк. гос. авт.-дорож. техн. ун-т. Харьков, 1994. 24 с.
2. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н. А. Бухарин. М. - Л.: Машгиз, 1950. 292 с.
3. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Генбом Б. Б., Гудз Г. С., Демьянюк В. А. и др.]; под ред. Б. Б. Генбома. Львів: Вища школа, 1974. 234 с.
4. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда. / В. Г. Розанов. М.: Машиностроение, 1964. 243 с.
5. Бухарин Н. А. Автомобили / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
6. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. М.: Машиностроение, 1965. 676 с.
7. Александров М. П. Тормоза подъёмно-транспортных машин / М. П. Александров. М. Машиностроение, 1976. 333 с.
8. Тормозные устройства. Справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, М. В. Новожилов. М.: Машиностроение, 1985. 216 с.
9. Тарасов Ю. В. Улучшение эксплуатационных свойств легковых автомобилей совершенствованием методов выбора тормозных колодок: Автореф. дис... канд. техн. наук / Харьк. нац. авт.-дорож. ун-т. Харьков, 2007. 22 с.

10. Туренко О. И. Підвищення стійкості, керованості та функціональної стійкості легкових автомобілів при службових гальмуваннях: Автореф. дис... канд. техн. наук / Харьковський національний техн. ун-т сільського господарства ім. Петра Василенка. Харків, 2018. 20 с.
11. Kraus H. Entwicklung stenden zen heutiger Kraftfahrzeug – Kupplungen “Automobiltechn. Z.”, №9. 1969.
12. Оптимально конструйоване на дисково-челистини спіранки при повторюючи и кратковременни режими и неполна информация. Боїнов Борис, Павлова Роза, Стоянов Стоян. «Машиностроене», 1981, 30, №9. С. 409-410.

#### References (transliterated):

1. Bobrov YA. A. Povysheniye energoyomkosti tormoznykh mekhanizmov kolesnykh traktorov klassov 0,6...1,4: Avtoref. dis... kand. tekhn. nauk: 05.05.03/Khar'k. gos. avt.-dorozh. tekhn. un-t. Khar'kov, 1994. 24 s.
2. Bukharin N. A. Tormoznyye sistemy avtomobiley / N. A. Bukharin. M. - L.: Mashgiz, 1950. 292 s.
3. Voprosy dinamiki tormozheniya i teorii rabochikh protsessov tormoznykh sistem avtomobiley / [Genbom B. B., Gudz G. S., Dem'yanyuk V. A. i dr.]; pod red. B. B. Genboma. L'viv: Vishcha shkola, 1974. 234 s.
4. Rozanov V. G. Tormozheniye avtomobilya i avtopoyezda. / V. G. Rozanov. M.: Mashinostroyeniye, 1964. 243 s.
5. Bukharin N. A. Avtomobili / N. A. Bukharin, V. S. Prozorov, M. M. Shchukin. L.: Mashinostroyeniye, 1973. 504 s.
6. Aleksandrov M. P. Tormoznyye ustroystva v mashinostroyenii / M. P. Aleksandrov. M.: Mashinostroyeniye, 1965. 676 s.
7. Aleksandrov M. P. Tormoza pod"yomno-transportnykh mashin / M. P. Aleksandrov. M. Mashinostroyeniye, 1976. 333 s.
8. Tormoznyye ustroystva. Spravochnik / M. P. Aleksandrov, A. G. Lysyakov, V. N. Fedoseyev, M. V. Novozhilov. M.: Mashinostroyeniye, 1985. 216 s.
9. Tarasov YU. V. Uluchsheniye ekspluatatsionnykh svoystv legkovykh avtomobiley sovershenstvovaniyem metodov vybora tormoznykh kolodok: Avtoref. dis... kand. tekhn. nauk / Khar'k. nats. avt.-dorozh. un-t. Khar'kov, 2007. 22 s.
10. Turenko O. Y. Pidvyshchennya stiykosti, kerovanosti ta funktsional'noyi stiykosti lehkovykh avtomobiliv pry sluzhbovykh hal'muvannyakh: Avtoref. dys... kand. tekhn. nauk / Khar'kovs'kyi natsional'nyy tekhn. un-t sil's'koho hospodarstva im. Petra Vasylenka. Kharkiv, 2018. 20 s.
11. Kraus H. Entwicklung stenden zen heutiger Kraftfahrzeug – Kupplungen “Automobiltechn. Z.”, №9. 1969.
12. Optimal'no konstruirane na diskovo-chelistini spiranki pri povtoryashti i kratkovremenni rezhimi i nepolna informatsiya. Boїnov Boris, Pavlova Roza, Stoyanov Stoyan. «Mashinostroene», 1981, 30, №9. S. 409-410.

Надійшла (received) 01.11.2022 р.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Подригало Михайло Абович (Подригало Михаил Абович, Podryhalo Mykhailo)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com.

**Каішканов Андрій Альбертович (Каішканов Андрей Альбертович, Kashkanov Andrei)** – доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, директор інституту докторантури та аспірантури, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>; e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

**Шейн Віталій Сергійович (Шейн Виталий Сергеевич, Shein Vitalii)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9282-0190>; e-mail: sheinvitalis@gmail.com.

**Касьяненко Олексій Віталійович (Касьяненко Алексей Витальевич, Kasianenko Oleksii)** – магістрант кафедри технології машинобудування та ремонту машин факультету транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; e-mail: akasjan47@gmail.com.

**Ужик Валерій Владиславович (Ужик Валерий Владиславович, Uzhyk Valerii)** – магістрант кафедри технології машинобудування та ремонту машин факультету транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; e-mail: dragon79130@gmail.com.