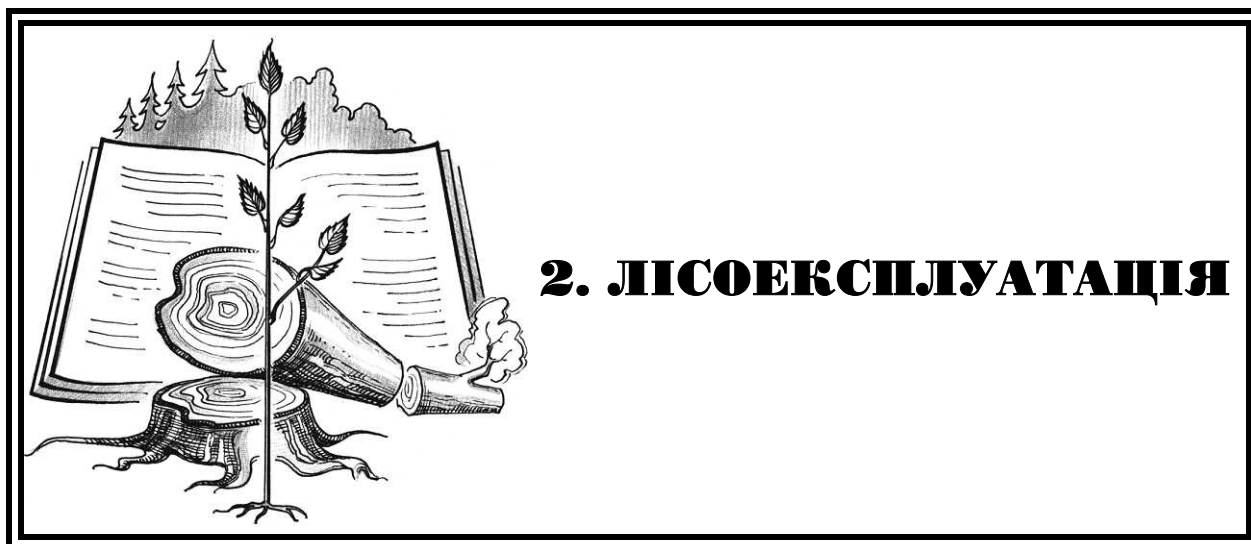




УДК 621.86.065

Доц. Л.О. Тисовський, канд. фіз.-мат. наук;
аспір. В.В. Баріляк – УкрДЛТУ

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПРИВОДНИХ ВАЛІВ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ КАНАТНИХ УСТАНОВОК

Розглянуто роботу приводного валу в процесі намотування канату на барабан. Побудовано розрахункову схему. За допомогою розробленої програми досліджено характер зміни напружень, а також кутових та поперечних деформацій по всій довжині приводного валу.

Doc. L.O. Tysowskyj; doctorate V.V. Baryljak – USUFWT

The rate of pressurely-deformed of drive shafts of wood-transportation rope facilities

The work of the drive shafts of wood-transportation rope facilities is shown in the process of reeling up the rope on the trammel. Calculated scheme is built. By the constructed program research of character of change of normal tensions, and also angular and transversal deformations on all length of drive shaft is conducted.

При набіганні на барабан канат здійснює вимушені коливання під дією зовнішніх зусиль. Різка зміна траєкторії руху призводить до виникнення коливань, які передаються на інші елементи приводу, зокрема, приводні вали, і значною мірою визначають їх довговічність [1, 2].

При дослідженні характеру зміни напружень в канаті та елементах приводу і їхнього взаємного впливу необхідно врахувати, що в процесі намотування каната на барабан маса барабану та його діаметр змінюються, а отже змінним є і момент інерції барабану. Крім того, при намотуванні каната змінюється координата точки прикладання сили натягу, внаслідок роботи канатоукладаючого механізму, що відображено на розрахунковій рис. 1.

Для складання математичних моделей роботи канатних установок та отримання практичних результатів проаналізуємо спочатку напружено-деформований стан приводного барабана в квазістатичній постановці. Для цього

визначимо характер зміни зусиль і напружень приводного валу та величину його деформацій.

При складанні розрахункової схеми приводний вал із канатом та барабаном розглядаємо як балку на двох опорах, замінивши сили ваги вала, та барабана із намотаним канатом розподіленим навантаженням q_1 і q_2 відповідно.

$$\begin{aligned} q_1 &= \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot q_B \cdot g \cdot 10^{-3}, \text{кН/м} \\ q_2 &= q_1 + \frac{\pi \cdot (d_B^{\text{зов}} - d_B^{\text{вн}})^2}{4} \cdot q_B \cdot g \cdot 10^{-3} + \frac{m_K \cdot g}{b} \cdot 10^{-3}, \text{кН/м} \end{aligned} \quad (1)$$

де: d_B – діаметр приводного вала, на якому кріпиться барабан, м; $d_B^{\text{зов.}}$ – діаметр зовнішньої стінки барабана, м; $d_B^{\text{вн}}$ – діаметр внутрішньої стінки барабана, м; b – довжина робочої частини барабана, м; q_B, q_B – відповідно вага одного погонного метра матеріалу вала (круглого перерізу) та барабана (трубчастого перерізу), кг/м; $m_K = q_K \cdot l_K$ – маса намотаного на барабан каната, кг; q_K – погонна вага одного метра змащеного каната, кг/м; l_K – загальна довжина каната, намотаного на барабан, м;

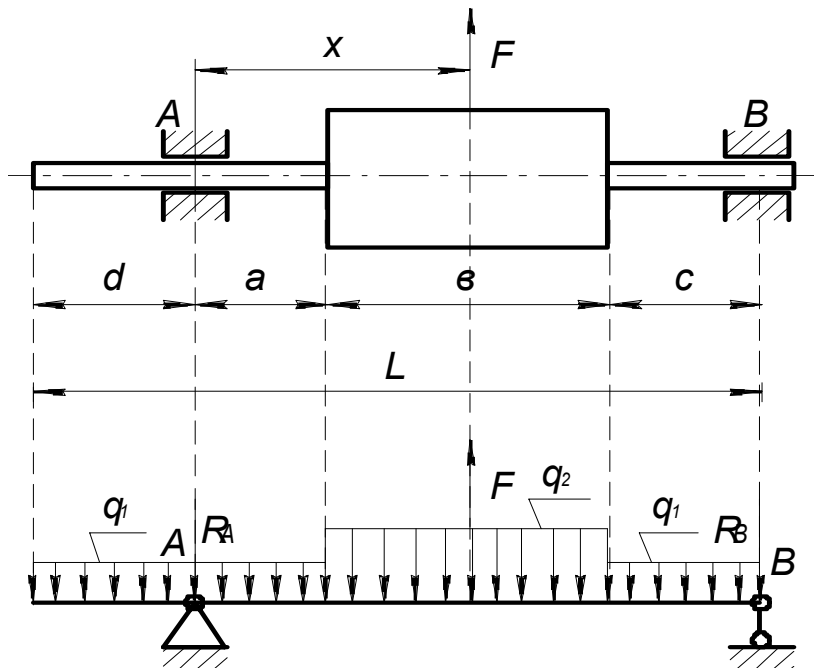


Рис. 1. Розрахункова схема приводного барабана канатної установки

При обчисленні загальної довжини намотаного на барабан каната необхідно врахувати, що її величина в кожному намотаному шарі буде різною, оскільки при намотуванні каната на барабан величина зовнішнього діаметра збільшується. Загальну довжину намотаного на барабан каната можна обчислити за формулою:

$$l_K = \sum_{i=1}^n \pi \cdot z \cdot (d_B^{\text{зов}} + 2d_K(i-1)) = \pi \cdot z \left[d_B^{\text{зов}} \cdot n + 2d_K \cdot \sum_{i=1}^n (i-1) \right], \quad (2)$$

де: i – порядковий номер намотаного шару каната; n – кількість шарів каната, намотаного на барабан; d_K – діаметр каната, м; $z = b/d_K$ – кількість витків одного шару каната, намотаного на барабан;

Оскільки $\sum_{i=1}^n (i-1) = 0,5n^2 - 0,5n$, то рівняння (2) можна записати у такому вигляді:

$$l_K = \pi \cdot z \left[d_B^{306} \cdot n + d_K \cdot (n^2 - n) \right] = \pi \cdot z \cdot n \cdot \left[d_B^{306} + d_K \cdot (n-1) \right]. \quad (3)$$

Обчислення прогинів та кутів повороту вала проводимо за допомогою методу початкових параметрів. При складанні рівнянь напрям сили натягу є протилежний до напрямку сили ваги, що обумовлено особливістю конструкції приводів канатних установок [1, 2, 4, 5]. Використання методу початкових параметрів дає змогу при будь-якій кількості ділянок вала звести розв'язок до визначення двох невідомих – прогину та кута повороту на початку координат [3].

У нашому випадку конструкція приводного вала барабана є ступінчастою, тому необхідно застосувати видозмінений метод початкових параметрів, суть якого полягає в заміні ступінчастого вала еквівалентним йому за деформаціями валом із постійною жорсткістю. Помноживши згинальні моменти кожної із частин вала із розподіленим навантаженням q_1 і q_2 на відповідний коефіцієнт приведення і замінивши моменти інерції I_1 та I_2 ділянок вала моментом інерції I_0 , отримаємо вал однакового перерізу з моментом інерції I_0 , пружна лінія якого відповідає пружній лінії ступінчастого вала [3]. Оскільки згинальні моменти є лінійно-залежними від навантаження, то для кожної частини вала замість множення на коефіцієнт приведення згинальних моментів можна помножити на цей коефіцієнт всі сили, які діють на певній ділянці вала. У результаті отримаємо:

$$\begin{aligned} y_0 \neq 0; \theta_0 \neq 0; \\ \beta \cdot EI y_x = Ey_0 + EI \theta_0 (x+d) + \frac{R_A \cdot x^3}{6} - \frac{q_1 (x+d)^4}{24} + \frac{q_1 (x-a)^4}{24} - \beta \cdot \frac{q_2 (x-a)^4}{24}; \\ EI y_A = Ey_0 + EI \theta_0 \cdot d - \frac{q_1 d^4}{24} = 0; \\ EI y_B = Ey_0 + EI \theta_0 (l+d) + \frac{R_A \cdot l^3}{6} - \beta \cdot \frac{F(l-x)^3}{6} - \frac{q_1 (l+d)^4}{24} + \frac{q_1 (b+c)^4}{24} - \frac{q_1 \cdot c^4}{24} - \beta \cdot \frac{q_2 (b+c)^4}{24} + \beta \cdot \frac{q_2 c^4}{24} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

де: R_A – сила реакції в опорі А, кН; x – змінна відстань від опори А до точки прикладання сили натягу каната, м; F_k – сила натягу каната, кН; β – коефіцієнт приведення; $\beta = I_2/I_1$.

Для проведення вказаних обчислень і їх аналізу було розроблено прикладну програму для ЕОМ в середовищі Excel, яка дає змогу провести такі обчислення:

- визначення реакцій в опорах та подальша їх перевірка;
- формування системи рівнянь на основі методу початкових параметрів;
- розв'язання системи рівнянь матричним методом та визначення наступних характеристик:
 - прогин вала в точці прикладання сили натягу каната;
 - переміщення вихідного кінця вала (на початку координат);
 - кут повороту вала.

Графіки залежності величини прогинів вала барабана в точці прикладання сили натягу каната від координати точки прикладання наведено на рис 2. Розрахунки проведено при відповідних вихідних даних (табл. 1).

Табл. 1. Вихідні дані для розрахунків

Назва параметрів	Позначення	Розмірність	Значення
Діаметр вала	d_B	м	0,1
Діаметр барабана – зовнішній – внутрішній	$d_B^{зов}$ $d_B^{вн}$	м м	0,5 0,49
Діаметр каната	d_K	м	0,016
Сила натягу каната	F_K	кН	8; 16; 32; 64
Кількість намотаних шарів каната на барабан	n	-	10
Довжина вихідного кінця вала	d	м	0,08
Відстань від лівої опори до барабана	a	м	0,05
Відстань від правої опори до барабана	c	м	0,05
Довжина барабана	b	м	0,8

Крім наведених на рис. 2 результатів, з використанням програми було додатково проведено обчислення величини прогинів вала при різних значеннях відстаней від опор до робочої частини барабану. Аналіз результатів обчислень показав, що для вказаних в табл. 1 геометричних параметрів максимальні значення прогинів вала знаходяться при координатах точки прикладання сили $x = 0,17 \dots 0,26$ м.

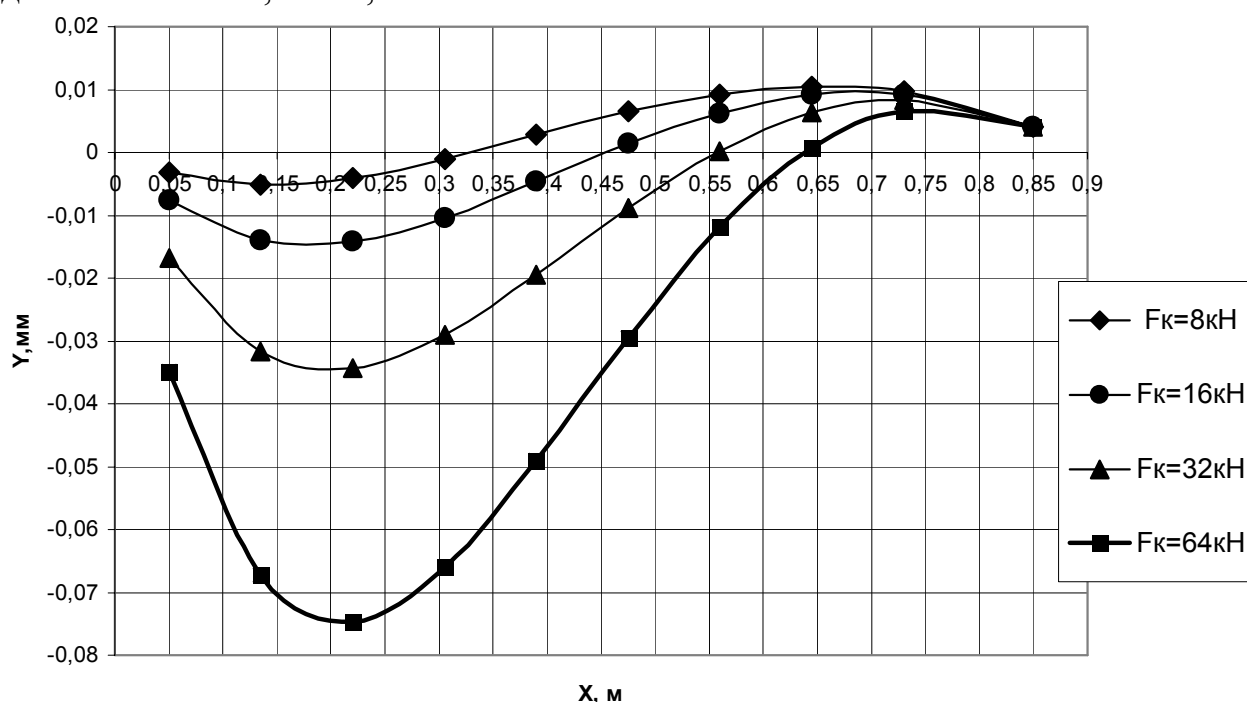


Рис. 2. Графік залежності величини прогинів ступінчастого вала (Y) від координати точки прикладання сили натягу канату (X) – $Y=f(X)$

На другому етапі програма проводить обчислення величини згинальних моментів по всій довжині вала барабана та здійснює побудову епюр та графіків зміни згинальних напружень. Напруження визначаються за формулою [3]:

$$\sigma = \frac{M_{32}^{(i)}}{W_{x_i}} \quad (5)$$

При визначенні напружень необхідно врахувати, що моменти опору W_x для вала та барабана визначаються за формулами для круглого та трубчастого перерізів, [3]:

$$W_{x1} = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_{x2} = \frac{\pi D_{\text{зовн.}}^3}{32} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_B^{\text{вн.}}}{d_B^{\text{зовн.}}} \right)^4 \right)$$

Результати обчислень для тих же вхідних даних наведено у вигляді графіків на рис. 3, 4.

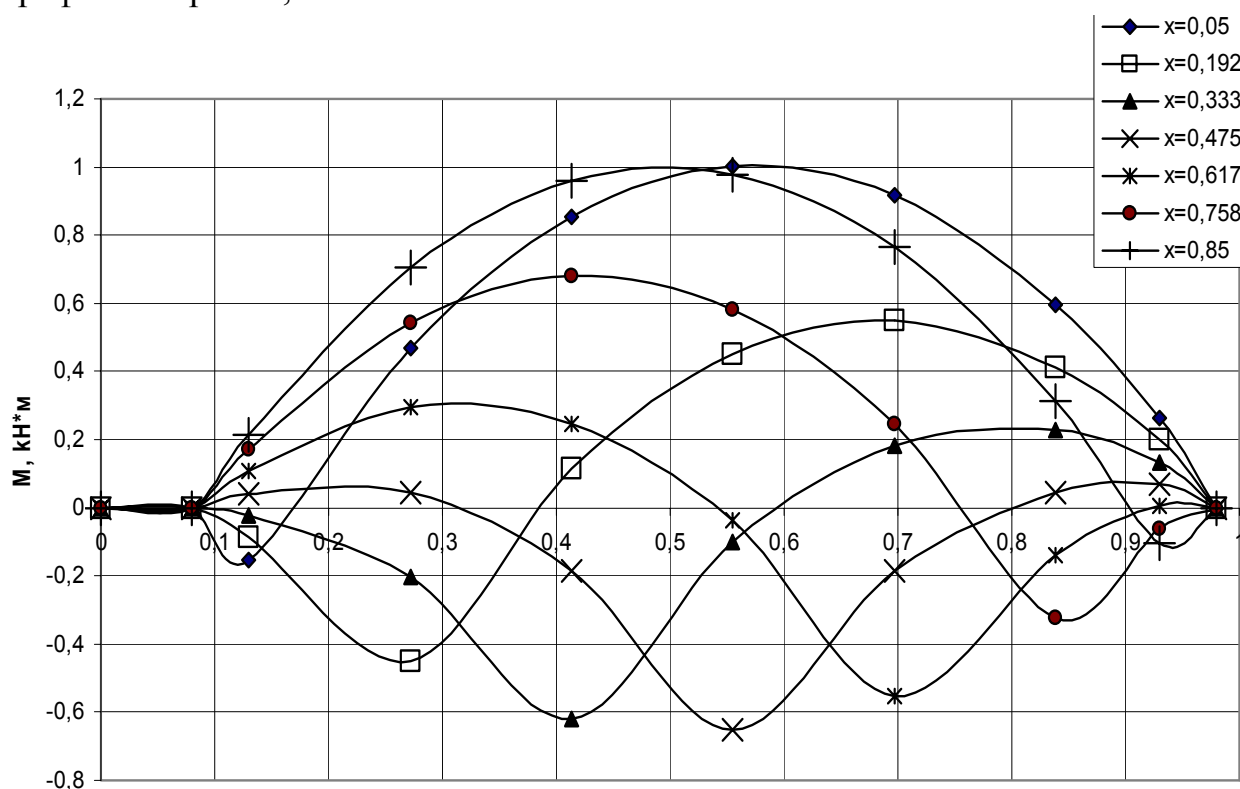


Рис. 3. Епюри згинальних моментів залежно від точки прикладання сили натягу каната

При дослідженні роботи приводів канатних установок необхідно приділити значну увагу також процесу крутильних коливальних валів, які виникають внаслідок коливного руху каната при його набіганні на барабан.

Аналіз результатів дає змогу дослідити напружено-деформований стан по всій довжині вала барабана. Результати поставленої задачі можуть бути корисні при виборі початкових та граничних умов для реалізації математичних моделей, які описують роботу приводів. Отримані з використанням програми результати можуть бути використані також для оцінки критеріїв довговічності та вибору оптимальних конструктивних параметрів приводних валів. Правильний вибір конструкційних і експлуатаційних параметрів приводних барабанів канатних лісотранспортних систем дасть змогу підвищити довговічність не тільки контактуючої пари канат-барабан, а й ефективність використання установки в цілому.

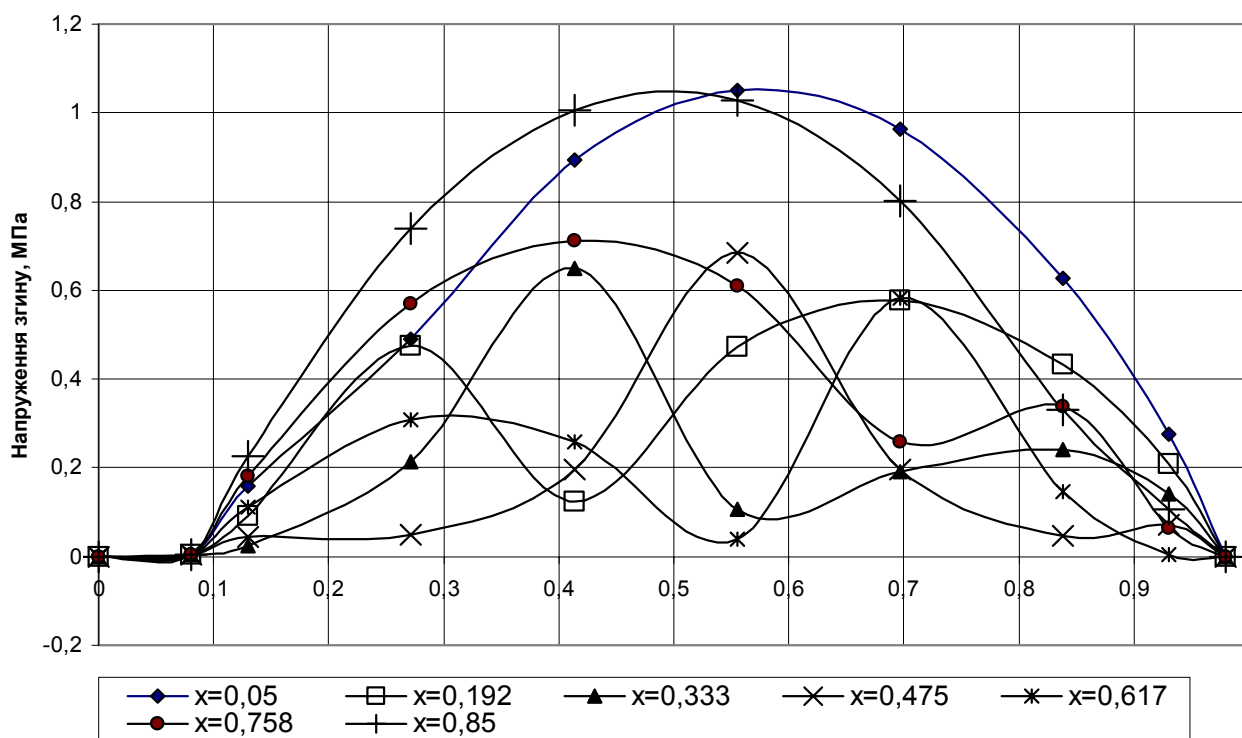


Рис. 4. Графіки залежності зміни напружень від точки прикладання сили натягу каната

Література

1. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с.
2. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
3. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов: Учебн. для вузов. – К.: Вища шк., 1979. – 694 с.
4. Тарасюк С.А. Выбор конструкции приводов подвесных канатных лесотранспортных установок// Лесн. хоз-во, лесн., бум. и д/о пром-сть. – К.: Будівельник. – 1989, вип. 20. – С.25-29.
5. Мартинців М.П. Удовичський О.М. Вибір основних параметрів приводів канатних лісотранспортних систем// Наук. вісник УкрДЛТУ: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. 1997, вип. 7. – С. 37-42.

УДК 634.0.383.1

Доц. С.Й. Медвідь – УкрДЛТУ;
ст. наук. співроб. В.Л. Коржов, канд. техн. наук – УкрНДІгірліс

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗМІЦНЕННЯ ДОРОЖНІХ КОНСТРУКЦІЙ ПРОШАРКАМИ З ВІДПРАЦЬОВАНОЇ ШЛІФУВАЛЬНОЇ ШКІРКИ

Проаналізовано застосування гнучких зміцнювальних прошарків у дорожніх конструкціях; наведено методику і результати експериментальних досліджень у ґрунтовому каналі міцності дорожньої конструкції, яка включає гнучкий прошарок із полотен, що сплетені з відпрацьованої шліфувальної шкірки; виконано аналіз проведених досліджень.

Ключові слова: лісова дорога, дорожня конструкція, гнучкий зміцнювальний прошарок, відпрацьована шліфшкірка, модель дорожнього одягу, модуль деформації дорожньої конструкції.