

МТЗ–80 і МТЗ–82. Ширина котка – 110, а діаметр – 32 см. Коток обладнаний баластним ящиком для регулювання питомого тиску на ґрунт.

Впровадження нових машин у виробництво, в поєднанні з діючими механізмами, дасть змогу комплексно механізувати всі основні виробничі процеси вирощування садивного матеріалу. Як показує виробничий досвід лісівників Чувашської Республіки, економляться витрати насіння в середньому до 115 кг, а вихід стандартного садивного матеріалу з 1 га: сосни – 108, ялини – 140 %.

Література

1. Ведерников Н.М., Калегин А.А., Таралыгин. Об усовершенствовании орудий и механизмов в питомниках // Лесн. хоз-во. – 1997, №1. – С. 49–50.

2. Ларюхин Г.А. и др. Механизация лесного и лесозаготовок. – М.: Агропромиздат, 1987. – 304 с.

УДК. 621.86.065

Аспір. В.В. Баріляк¹ – УкрДЛТУ

ОЦІНКА НАПРУЖЕНОГО СТАНУ КОНТАКТУЮЧОЇ ПАРИ КАНАТ-БАРАБАН У ЗОНІ НАБІГАННЯ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНОГО КАНАТУ

Розглянуто роботу контактуючої пари канат-барабан у зоні набігання вантажо-підіймального канату. Отримано залежності для визначення максимальних напружень. Виконано аналіз напруженого стану і наведено рекомендації для підвищення довговічності канату та ободу барабана.

Doctorate V.V. Baryliak – USUFWT

The estimation of the intense condition of contacting pair a cable-drum in a zone of winding of a load-lifting cable

Work of contacting pair a cable-drum in a zone of winding of a load-lifting cable is considered. Dependences for definition of the maximal pressure are received. The analysis of the intense condition is executed and recommendations for increase of service life of a cable and a rim of a drum are given.

Практика експлуатації вантажопідіймальних машин і транспортерів показала, що найбільш небезпечною є зона набігання тягового та вантажопідіймального канатів на барабани приводу. У цій зоні, крім напружень розтягу у канатах і ободах барабанів, виникають значні знакозмінні контактні і дотичні напруження, які призводять до руйнування як канатів, так і ободів барабанів і значно знижують довговічність роботи машин загалом.

Питанням досліджень напруженого стану таких канатів займалося багато вчених [1-7]. Однак відомі дослідження були спрямовані на дослідження певних конкретних напружень, які були найбільш небезпечними при розглянутих режимах експлуатації: Ветров А.А., Цвирко М.А., Мартиніхін В.Д. у своїх роботах [2, 4] дослідили, що напруження поперечної форми канату та пасм на блоках і відіграють значну роль у втомному руйнуванні канату, особ-

¹ Наук. керівник: проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук – УкрДЛТУ

ливо руйнуванні внутрішніх дротин. Маліновський В.А. [5] врахував вплив жорсткості та внутрішнього тертя канату на зміну величини згинальних напружень. Деякі автори [6, 7] при оцінці напруженого стану обмежувалися швидкістю руху канату.

Однак оцінки напруженого стану контактуючої пари канат-барабан при екстремальних режимах експлуатації не було зроблено. У загальному вигляді задача оцінки напруженого стану тіла у деформованому виді була поставлена і частково розв'язана в роботі Горошко О.А., Савіна Г.Н. [8]. Статистичні дані про роботу підвісних канатних лісотранспортних установок свідчать про те, що мінімальними показниками працездатності, порівняно з іншими вузлами та деталями, володіють тягово-вантажопідіймальні канати [9]. Тому актуальною є задача підвищення довговічності тягових та вантажопідіймальних канатів лісових машин.

Метою статті є оцінка напруженого стану канату при набіганні його на барабан і розробка рекомендацій для підвищення довговічності роботи контактуючої пари канат-барабан. Розрахункова схема канату наведена на рис. 1.

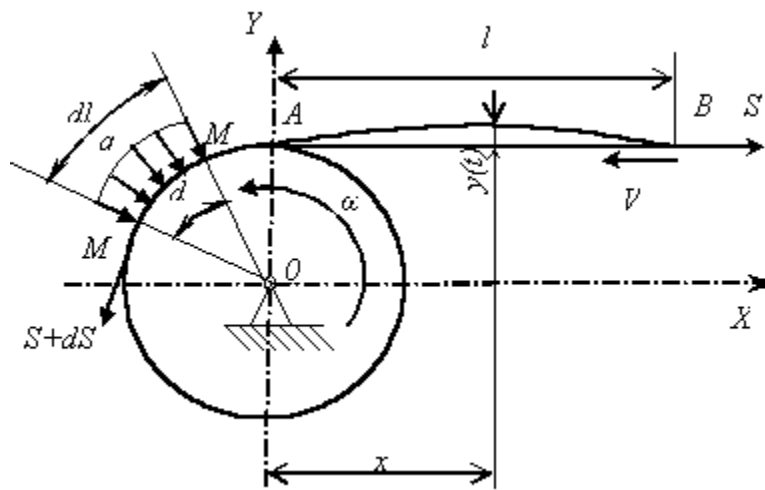


Рис. 1. Розрахункова схема намотування канату

Натяг тягово-вантажопідіймального канату $S(x, t)$ можна визначити, розглянувши динаміку підймання, або переміщення вантажу (рис. 1). При цьому необхідно врахувати коливання канату. Приймаючи, що під час намотування на підході до барабану ділянка канату здійснює поперечні коливання, диференціальне рівняння можна подати у такому вигляді [10]:

$$S(t) \frac{d^2 y}{dx^2} + B \frac{d^4 y}{dx^2} + q_K \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (1)$$

де B – згинальна жорсткість канату.

Згинальну жорсткість канату y можна визначити зі залежності, [9]:

$$B = \frac{1}{16} k_{\Sigma}^2 \cdot T_P \cdot d_K^2, \quad (2)$$

де: k_{Σ} – коефіцієнт жорсткості канату, [9]; T_P – розривне зусилля у канаті; d_K – діаметр канату.

Розв'язок рівняння (2) можна знайти у вигляді розкладання у ряд Фур'є за фундаментальними функціями. У початковий момент руху приймаємо $y(0,t)=0$, тоді:

$$\frac{d^2 y(0,t)}{dx^2} = \frac{1}{\tau_0}; \quad \frac{d^2 y(h,t)}{dx^2} = 0; \quad \frac{dy(x,0)}{dt} = V_0. \quad (3)$$

Враховавши початкові умови (3) після диференціювання рівняння (1) та відповідних математичних перетворень для визначення зусилля у канаті можна представити в такому вигляді:

$$S(x,t) = mg \cdot f_0 + m \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{A_{36}}{l'_K \cdot \beta} \cdot \left\{ \left[\left(1 - \frac{\alpha^2}{\beta^2} \right) \cdot \left(1 - \frac{\alpha t}{2} + \alpha^2 t^2 \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \sin(\beta t) + \left[(\beta^2 - \alpha^2) \cdot t + 2\alpha \right] \frac{\alpha t}{2\beta} \cos(\beta t) \right\} \quad (4)$$

де: m – маса вантажу, який транспортується; g – пришвидження вільного падіння, $g = 9,81$ м/с; f_0 – коефіцієнт опору рухові вантажу; A_{36} – зведений модуль пружності канату, [9];

$$A_{36} = \frac{E_K \cdot A_K}{1 + \frac{\lambda \cdot E_K \cdot A_K}{l_K}},$$

де: λ – зведена податливість канатної системи [9]; α – коефіцієнт, що враховує пружні властивості каната, [9].

$$\alpha = \frac{dy}{dt} \cdot \frac{1}{2l_{3B}},$$

де: $l_{36} = l'_K + \lambda E_K \cdot A_K$ – зведена довжина каната; A_K – площа металевого перерізу каната; l_K – довжина каната; E_K – модуль пружності каната; β – коефіцієнт, що визначається із залежності:

$$\beta = \sqrt{k^2 - \left(\frac{dy/dt}{2l_{36}} \right)^2},$$

де: $k^2 = \frac{A_{36}}{l_K} \cdot \frac{q}{mg}$; q – вага погонного метра каната.

Зміна зусиль у канаті ΔS з врахуванням його пружно-в'язких властивостей у диференціальній формі прийме вид, [8]:

$$\Delta S = E_K \cdot A_K \cdot \frac{dU}{dx} + \mu E_K \cdot A_K \cdot \frac{d^2 U(x,t)}{dx \cdot dt}, \quad (5)$$

де: $U(x,t)$ – переміщення канату в напрямку його поздовжньої осі; A_K – коефіцієнт в'язкого тертя.

Для визначення функції поздовжніх переміщень канату $U(x, t)$ необхідно перейти до рухомої системи координат, яка рухається з верхнім кінцем канату з постійною швидкістю навівання його на барабан V_0 . Тоді залежність $U(x, t)$ прийме такий вигляд:

$$U(x, t) = W(x, t) + V_0 t, \quad (6)$$

де $W(x, t)$ – динамічна складова поздовжніх переміщень, яка є результатом розв'язку рівняння:

$$m \frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial t^2} = E_K \cdot A_K \frac{\partial^2 W(x, t)}{\partial x^2} + \mu E_K \cdot A_K \frac{\partial^3 W(x, t)}{\partial x^2 \partial t}, \quad (7)$$

При $W(0, t) = 0$:

$$W(0, t) = \frac{q_R}{2E_K \cdot A_K} \cdot x \cdot (x - 2l) - \frac{mg}{E_K \cdot A_K} \cdot x;$$

$$\frac{\partial W(x, 0)}{\partial t} = -V_0.$$

Для визначення динамічної складової можна використати метод розкладання за фундаментальними функціями.

$$W(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(t) \cdot X_i(x), \quad (8)$$

де $\phi_i(t)$ – деяка функція часу для i -го тону коливань. Фундаментальна функція $X_i(x)$ при даних граничних умовах записується у виді:

$$X_i(x) = \sin \frac{p_i}{a} x. \quad (9)$$

У рівнянні (9) p_i кругова частота коливань [9], $a = \sqrt{\frac{E_K \cdot A_K}{\rho}}$ – швидкість розповсюдження пружної хвилі.

Невідому функцію $\phi_i(t)$ можна знайти за допомогою принципу віртуальних робіт з диференціального рівняння:

$$\ddot{\phi}_i + \alpha \cdot p_i^2 \cdot \dot{\phi}_i + p_i^2 \cdot \phi = 0. \quad (10)$$

Розв'язок цього рівняння має такий вигляд:

$$\phi_i = e^{\frac{\mu p_i}{2} t} \left[C_1 \cos \left(p_i \sqrt{1 - \frac{\mu^2 p_i^2}{4}} \cdot t \right) + C_2 \sin \left(p_i \sqrt{1 - \frac{\mu^2 p_i^2}{4}} \cdot t \right) \right], \quad (11)$$

Постійні інтегрування C_1 , C_2 визначаються для заданих початкових і граничних умов. Знаючи натяг канату і характер його коливань можна знайти напруження розтягу σ_p :

$$\sigma_p = \frac{S(x, t) + \Delta S}{A_K}. \quad (12)$$

Згинальні напруження у канаті при набіганні на барабан визначено в роботі [11] і визначаються із залежності:

$$\sigma_{32} = \frac{B_K \cdot y}{\rho \cdot I_0}, \quad (13)$$

де: y – віддаль від нейтральної осі до точки, де визначаються напруження;

I_0 – момент інерції канату ($I_0 = \frac{\pi d^4}{64} \gamma$, γ – коефіцієнт заповнення площі перерізу каната металом, $\gamma = \frac{4A_K}{\pi d_K^2} < 1$); ρ – радіус кривизни канату (при підході до барабану $\rho = y(x, t)$), на барабані $\rho = \frac{D}{2}$; D – діаметр барабану.

Згинальну жорсткість канату можна визначити із залежності, [12]:

$$B_K = \frac{1}{16} k^2 \cdot S(x, t) \cdot d^2, \quad (14)$$

де k – коефіцієнт жорсткості канату, який, згідно з роботами Масленникова для канатів хрестової звивки дорівнює [12]:

$$k = \left[63 + (0,15(x, t))^{0,9} \right] \frac{d^{1,75}}{D^{1,59}}, \quad (15)$$

Крім нормальних, на дротини канату діють і дотичні напруження.

У загальному вигляді схема навантажень дротин канату показана на рис. 2. На рисунку F – площа перерізу дротин канату.

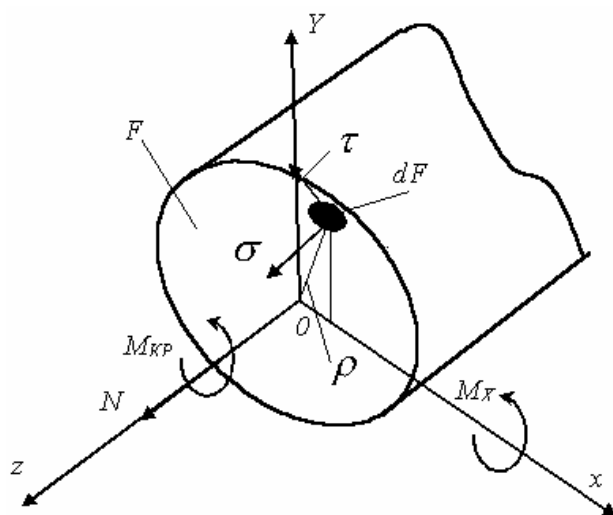


Рис. 2. Схема навантажень дротин канату

У довільній площадці dF поперечного перерізу дротини:

$$d\tau = \frac{E_K}{3} d\gamma, \quad (16)$$

де: $d\gamma$ – приріст деформації зсуву матеріалу, $d\gamma = \rho \cdot d\theta$; ($d\theta$ – приріст деформації кручення поздовжньої осі дротини; ρ – координата центру ваги елементарної площадки dF).

Внутрішній крутильний момент у поперечному перерізі буде дорівнювати:

$$M_{KP_K} = \int_F \tau \cdot \rho \cdot dF, \quad (17)$$

де k – номер дротини канату.

Дотичні напруження можна визначити із залежності:

$$\tau = \frac{M_{KP}}{W_\rho}, \quad (18)$$

де W_ρ – полярний момент опору канату, $\left(W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \gamma \right)$.

Сумарний крутильний момент, що викликає дотичні напруження залежить від типу та конструкції канату і може бути визначений із залежності:

$$M_{KP} = \sum_{k=1}^m n_k \left(r_k \cdot \sin \alpha_k \cdot N_k + \cos^3 \alpha_k \left(1 + \cos^3 \alpha_k \right) \cdot M_{xk} \right), \quad (19)$$

де: $N_K = \int_F \sigma \cdot dF$; $M_{xk} = \int_F \sigma y \cdot dF$ (див. схему рис. 2); m – число шарів канату; α_k , n_k – кут завивки і кількість дротин канату в шарі k .

Для канатів хрестоподібної форми дотичні напруження складають: $\tau_{KP} = (0,1 \div 0,2) \cdot \sigma_{3\Gamma}$. Тоді сумарні еквівалентні напруження, згідно з третьою гіпотезою міцності, можна визначити із залежності:

$$\sigma_{\max}^{\exists} = \sigma_P + \sigma_{3\Gamma} + \tau_{KP}. \quad (20)$$

Аналіз залежності (20) дозволить оцінити характер зміни напружень і напружений стан канату при набіганні його на барабан лебідки.

Як приклад показано епюру зміни еквівалентних напружень при зміні швидкості навівання канату, рис. 3. Графіки побудовано для випадку: канат ГОСТ 2688, $d_K = 12,00$ мм, $D = 200$ мм, $S = 30,0$ кН; $l = 100$ м; $\sigma_B = 1764$ МПа.

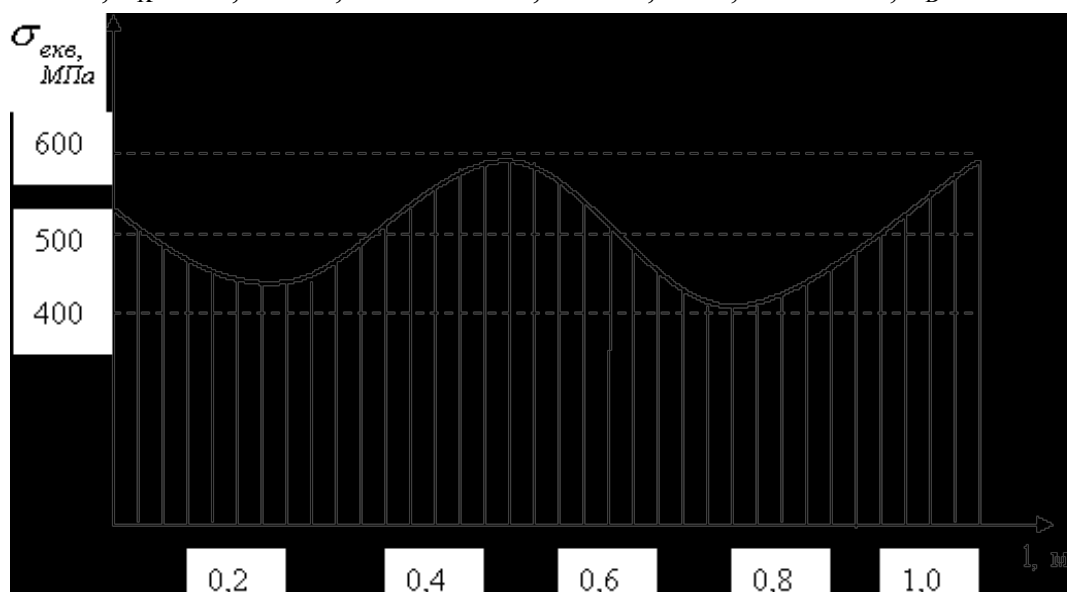


Рис. 3. Епюра еквівалентних напружень, що виникають у канаті при його набіганні на барабан

Література

1. Прохоренко А.Г. Напряжение изгиба в несущих канатах// Стальные канаты. – К.: Техника, 1967, вып. 4. – С. 172-176.
2. Ветров А.П. Напряжения вторичного изгиба в стальных канатах линейного касания на шкивах.// Сборник. Вопросы рудничного транспорта. – М: Недра. – 1965, вып. 8. – С. 56-59.
3. Глушко М.Ф., Волоконский В.Ф. Изгиб проволок каната при контакте его со шкивом.// ИВузов. Горный журнал, № 10, 1962. – С. 11-14.
4. Цвирко М.А., Мартынихин В.Д. Напряжения вторичного изгиба при взаимодействии пряжевого каната с рыфлёной и гладкой поверхностью жёлоба блока.// ИВузов. Лесной журнал, № 2, 1978. – С. 49-55.
5. Малиновский В.А. Изгиб стального каната на блоке с учётом внутреннего трения.// Подъёмно-транспортное машиностроение. Вып.14, 1983. – С. 59-64.
6. Назаров Ю.И. Исследование напряжённого состояния изгибаемого несущего каната подвесной дороги.// Автореферат дис. канд. техн. наук. – Харьков, 1980. – 19 с.
7. Назаров Ю.И., Чаюн М.И. Напряжённо-деформированное состояние подъёмных канатов с учётом оборванных проволок.// Сборник научных трудов. Стальные канаты. Вып.3. – Одесса: Астропринт, 2003. – С. 38-50.
8. Горшков О.А., Савин Г.Н. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. – Киев: Наук. думка, 1971. – 224 с.
9. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
10. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Унвер У. Колебания в инженерном деле// Пер. С англ. Л.Г. Корнейчука под ред Э.М. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
11. Адамовский Н.Г., Мартынцив М.П., Бариляк В.В. Особенности работы стальных канатов при набегании их на барабаны лесных машин.// Сборник научных трудов. Стальные канаты. – Одесса: Астропринт. – 2003, вып. 3. – С. 63-72.
12. Глушко М.Ф. Стальные подъёмные канаты. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.

УДК 630*5

*Асист. Ю.Й. Каганяк¹, канд. с.-г. наук; проф. А.І. Гузій²,
д-р с.-г. наук; ст. наук. співроб. Г.Г. Гриник¹, канд. с.-г. наук*

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА РЕСУРСНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДЕЯКИХ ТИПІВ ДЕРЕВОСТАНУ

У динаміці проведено оцінку деяких компонентів лісу. Подано моделі зміни з віком та відносно типу деревостану кількості видів орнітофауни та її чисельності. Одночасно акцентується увага на впливи основних таксаційних показників деревостану на кількісну та якісну структуру орнітофауни. Показано можливість прогнозу та обліку орнітофауни для організації користування цим ресурсом.

Ju.Yo. Kaganyak³; A.I. Guzij⁴; H.H. Hrynyuk³

Complex estimation resources potential of some types of forest stands

In dynamics it is made an estimation of some components of a wood. It is sent to model of change in dynamics and concerning type of a forest stands of quantity of kinds birds, their number. Simultaneously brings to a focus to influence main taxation parameters of a forest stand on quantitative and quantitative structure birds. It is shown an opportunity of the forecast and the account birds for the organization of using by this resource.

¹ Український державний лісотехнічний університет (м. Львів)

² Національний Аграрний Університет (м. Київ)

³ Ukrainian State University of Forestry and Wood Technology (Lviv)

⁴ National Agricultural University of Ukraine (Kyiv)