

ОСОБЛИВОСТІ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Виділено та проаналізовано основні критерії оптимізації параметрів підвісних канатних лісотransпортних систем, які забезпечують ефективність і надійність їх роботи. Наведено аналітичні залежності для визначення часткових критеріїв оптимізації та розрахунку основних параметрів канатних установок. На основі мінімізації інтегрального функціоналу, який є функцією часткових критеріїв, обґрунтовано основні параметри канатних установок залежно від їх типів та умов експлуатації.

Ключові слова: канатні лісотransпортні установи, експлуатаційні параметри, критерії оптимізації, інтегральний функціонал.

Актуальність проблеми. Підвісні канатні установи в утруднених умовах лісоексплуатації є одним із найбільш ефективних засобів первинного транспортування деревини [1, 2]. Конструктивна досконалість установок значною мірою визначає ефективність їх роботи, а завдяки правильному вибору параметрів канатних установок забезпечують необхідну надійність їх роботи та прийнятну собівартість транспортного процесу.

Стан проблеми. На сьогодні галузеві фахівці розробили рекомендації для вибору параметрів окремих елементів підвісних канатних систем: запасів міцності канатів; співвідношень між діаметрами блоків та діаметрами канатів, між натягами несучих канатів та навантаженнями на колеса кареток; геометричних розмірів кареток та кількості їх коліс; жорсткості з'єднань елементів приводів; швидкості руху кареток та переміщення вантажів тощо [2, 5, 6]. Однак досліджень для вибору оптимальних параметрів канатних установок з урахуванням комплексної оцінки їх роботи та умов сумісної роботи структурних елементів наразі не проведено.

Методика досліджень. Підвісні канатні установи належать до складних систем, основними елементами яких є несучі, тягові та вантажопідіймальні канати, приводи, вантажні каретки й опори (рис. 1).

Для обґрунтування оптимальних параметрів таких систем доцільно застосувати метод багатокритеріальної оптимізації [7, 8], який полягає в об'єднанні часткових критеріїв x_i ($i=1 \div n$) інтегральним критерієм $X_i = f(x_i)$. Пошук екстремуму інтегрального критерію X_i виконують в області компромісу, сформованій згідно з граничними умовами та обмеженнями для окремих елементів канатної системи,

$$F(x_i) \leq C_i, (i=1 \div n), \quad (1)$$

де C_i – стала, яка обмежує величину часткового критерію.

На основі результатів досліджень окремих елементів канатних установок [2, 5, 6] можна встановити для них часткові критерії. Наприклад, для несучих і тягово-вантажопідіймального канатів частковим критерієм можна вважати коефіцієнт запасу міцності n

$$n = T_p / T = f(Q), \quad (2)$$

де: T_p – розривне зусилля каната загалом; T – експлуатаційний натяг каната; Q – вага каретки з вантажем.

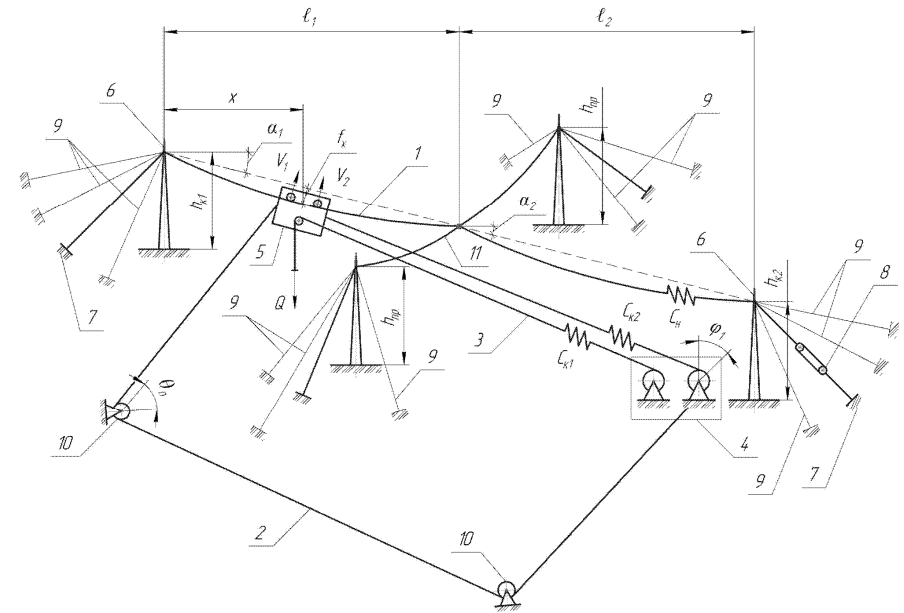


Рис. 1. Схема підвісної канатної установки: 1) несучий канат; 2) замкнутий тяговий канат; 3) вантажопідіймальний канат; 4) привод (багатобарабанна лебідка); 5) вантажна каретка; 6) кінцеві цогли; 7) анкерні кінцеві опори; 8) пристрій для натягування несучого каната (поліспаст); 9) розтяжки; 10) напрямні блоки; 11) проміжна опора

Натяг несучого каната залежно від величини його провисання можна визначити за допомогою наближеного [2] або уточненого [5, 9] методів розрахунку. У першому наближенні максимальний натяг несучого каната визначають із залежності

$$T_{\max} = \frac{q \cdot \ell_{\max}^2}{8 f \cdot \cos^2 \alpha} + \frac{Q \cdot \ell_{\max}}{4 f \cdot \cos \alpha}, \quad (3)$$

де: $T_{\max}$ – максимальний натяг каната; q – вага погонного метра каната; $\ell_{\max}$ – довжина максимального прольоту установки; f – стріла провисання каната в максимальному прольоті; α – кут нахилу хорди прольоту до горизонту.

Тоді коефіцієнт запасу міцності несучого каната n_n становитиме

$$n_n = \frac{8 T_{pн} \cdot f \cdot \cos^2 \alpha}{q \cdot \ell_{\max}^2 + 2 Q \cdot \ell_{\max} \cdot \cos \alpha} = \frac{8 T_{pн} \cdot f \cdot \cos^2 \alpha}{\ell_{\max} \cdot (q \cdot \ell_{\max} + 2 Q \cdot \cos \alpha)}, \quad (4)$$

де $T_{pн}$ – розривне зусилля несучого каната.

Максимальний натяг тягово-вантажопідіймального каната [2]

$$S_{\max} = Q + v \cdot \sqrt{E_{зв} \cdot Q / l_0 / g}, \quad (5)$$

де: v – швидкість руху каната; l_0 – довжина каната; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; E_{36} – зведена жорсткість канатної системи під час підймання і переміщення вантажу.

Звідси визначаємо коефіцієнт запасу міцності тягово-вантажопідіймального каната n_{ms}

$$n_{ms} = \frac{T_{rms}}{Q + v \cdot \sqrt{E_{36} \cdot Q / l_0 / g}}, \quad (6)$$

де T_{rms} – розривне зусилля тягово-вантажопідіймального каната. Для вантажних кареток частковим критерієм можна вважати кількість коліс [2, 5]

$$m = \frac{30Q \cdot n_n \cdot k_\varepsilon}{T_{pi}}, \quad (7)$$

де k_ε – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між колесами каретки. З урахуванням значення (4), вираз (7) набуде вигляду

$$m = \frac{240Q \cdot f \cdot k_\varepsilon \cdot \cos^2 \alpha}{\ell_{\max} \cdot (q \cdot \ell_{\max} + 2Q \cdot \cos \alpha)}. \quad (8)$$

Для приведення в рух лебідки двигун повинен розвивати обертовий момент, необхідний для подолання статичного моменту опору. Враховуючи, що під час роботи тягово-вантажопідіймального каната змінюється вага барабана лебідки, рівняння руху такої механічної системи матиме вигляд [2]:

$$M_{\partial\partial} - M_{on} = I \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dI}{dt}, \quad (9)$$

де: $M_{\partial\partial}$ – обертовий момент на валу двигуна; M_{on} – момент сил опору; I – зведений до вала двигуна момент інерції обертових мас; ω – кутова швидкість вала двигуна. Момент сил опору виражають через максимальний натяг тягово-вантажопідіймального каната

$$M_{on} = S_{\max} \cdot D / 2, \quad (10)$$

де D – діаметр робочого барабана лебідки.

Підставивши значення $S_{\max}$ з виразу (5) у вираз (10), отримаємо

$$M_{on} = \frac{D}{2} \cdot \left(Q + v \cdot \sqrt{\frac{E_{36} \cdot Q}{l_0 \cdot g}} \right). \quad (11)$$

Тоді з урахуванням (9)

$$M_{\partial\partial} = \frac{D}{2} \cdot \left(Q + v \cdot \sqrt{\frac{E_{36} \cdot Q}{l_0 \cdot g}} \right) + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dI}{dt}. \quad (12)$$

Електромагнітний момент двигуна [6, 11]

$$M_{\partial} = \frac{3}{2} \cdot p_0 \cdot \frac{1}{\tau} (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx}), \quad (13)$$

де: p_0 – кількість пар магнітних полюсів двигуна; τ – стала часу, що характеризує перехідні процеси в двигуні; i_{rx} , i_{sy} , i_{ry} , i_{sx} – матриці стовпців відповідних струмів.

Для привода установки частковим критерієм можна вважати коефіцієнт ефективності використання двигуна

$$k_{\partial\partial} = \frac{M_{\partial}}{M_{\partial\partial}} = \frac{3 / \tau \cdot p_0 \cdot (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx})}{D \cdot \left(Q + v \cdot \sqrt{\frac{E_{36} \cdot Q}{l_0 \cdot g}} \right) + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dI}{dt}}. \quad (14)$$

Умови роботи шогл та проміжних опор характеризують їх коефіцієнти запасу міцності n_m та стійкості n_{cm}

$$n_m = \frac{\sigma_m}{\sigma}; n_{cm} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{кр}}, \quad (15)$$

де: σ_m – границя міцності матеріалу шогли чи проміжної опори; σ і $\sigma_{кр}$ – відповідно нормальні й критичні напруження, що виникають у поперечному перерізі шогли чи проміжної опори.

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad (16)$$

де: N – внутрішнє зусилля, що виникає в поперечному перерізі шогли чи проміжної опори; A – площа поперечного перерізу шогли чи проміжної опори.

Якщо кути перегину робочих канатів на шоглі прийняти рівними, то внутрішнє зусилля можна визначити за формулою

$$N = (T_{\max} + S_{\max}) \cdot (\sin \beta_1 + \sin \beta_2) + k \cdot t_0 \cdot \sin \theta, \quad (17)$$

де: β_1 і β_2 – кути перегину несучого канат на шоглі; k – кількість розтяжок; t_0 – натяг розтяжки; θ – кут між вертикаллю та розтяжками.

Критичні напруження у стержневих конструкціях із значною гнучкістю визначають за узагальненою формулою Ейлера

$$\sigma_{кр} = \left(\frac{\pi \cdot i_{\min}}{\mu \cdot h} \right)^2 \cdot E, \quad (18)$$

де: $\pi \approx 3,14$; $i_{\min}$ – мінімальний радіус інерції перерізу; μ – коефіцієнт зведення довжини шогли чи проміжної опори, який залежить від способу закріплення її кінців; h – висота шогли чи проміжної опори; E – модуль пружності матеріалу конструкції.

Для кінцевих та проміжних опор введемо коефіцієнт k_{on} , який із забезпеченням мінімальної площі поперечного перерізу A одночасно повинен задовольняти виконанням обох умов

$$k_{on} = \begin{cases} n_m \geq [n_m]; \\ n_{cm} \geq [n_{cm}], \end{cases} \quad (19)$$

де $[n_m]$ і $[n_{cm}]$ – мінімально допустимі коефіцієнти запасу міцності та стійкості відповідно. З урахуванням виразів (15), умови (19) набудуть вигляду

$$k_{on} = \begin{cases} \frac{\sigma_m \cdot A}{(T_{\max} + S_{\max}) \cdot (\sin \beta_1 + \sin \beta_2) + k \cdot t_0 \cdot \sin \theta} \geq [n_m]; \\ \sigma_m / \left(\frac{\pi \cdot i_{\min}}{\mu \cdot h} \right)^2 / E \geq [n_{cm}]. \end{cases} \quad (20)$$

Отже, для забезпечення оптимальних експлуатаційних параметрів канатних установок необхідне виконання умов (з урахуванням рекомендованих числових значень коефіцієнтів)

$$\left. \begin{aligned} n_n &= \frac{8T_{pm} \cdot f \cdot \cos^2 \alpha}{\ell_{\max} \cdot (q \cdot \ell_{\max} + 2Q \cdot \cos \alpha)} = 2; \\ n_{ms} &= \frac{T_{pms}}{Q + v \cdot \sqrt{\frac{E_{zg}}{l_0} \cdot \frac{Q}{g}}} = 3; \\ m &= \frac{240Q \cdot f \cdot k_e \cdot \cos^2 \alpha}{\ell_{\max} \cdot (q \cdot \ell_{\max} + 2Q \cdot \cos \alpha)} = 4; \\ k_{\delta\delta} &= \frac{3 / \tau \cdot p_0 \cdot (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx})}{D \cdot \left(Q + v \cdot \sqrt{\frac{E_{zg}}{l_0} \cdot \frac{Q}{g}} \right) + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dI}{dt}} = 1; \\ k_{on} &= \begin{cases} \frac{\sigma_m \cdot A}{(T_{\max} + S_{\max}) \cdot (\sin \beta_1 + \sin \beta_2) + k \cdot t_0 \cdot \sin \theta} \geq 3; \\ \sigma_m / \left(\frac{\pi \cdot i_{\min}}{\mu \cdot h} \right)^2 / E \geq 1,5. \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

У разі, якщо необхідно оптимізувати конструкцію підвісної системи за рядом критеріїв ($n_n, n_{ms}, m, k_{\delta\delta}, k_{on}$), формують узагальнений критерій

$$X = f(n_n, n_{ms}, m, k_{\delta\delta}, k_{on}). \quad (22)$$

Оскільки часткові критерії мають різний фізичний зміст, то під час формування узагальненого критерію їх зводять до безрозмірного виду [10] та вводять відповідні обмеження

$$X = f(x_i), i \in (1 \div 5); \quad (23)$$

$$F(x_i) \leq C_i, C_i \in (2; 3; 4; 1; \{3; 1,5\}), \quad (24)$$

де C_i – наявні обмеження часткових критеріїв.

Максимальне значення узагальненого критерію та оптимальні значення $x_{i \text{ opt}}$ визначають за допомогою методу невизначених множників Лагранжа [12, 13]. При цьому необхідно утворити допоміжні функції типу

$$\Phi(x_i) = f(x_i) + \lambda_{\xi} [F(x_i) - C_i], \quad (25)$$

де λ_{ξ} – невизначений множник.

Введення допоміжних функцій забезпечує зміну числових значень часткових критеріїв у межах $0 \div 1$. Значення часткових критеріїв повинні наближатися до одиниці. Тоді при $C_i \geq f(x_{1 \text{ opt}}, x_{2 \text{ opt}}, x_{3 \text{ opt}}, x_{4 \text{ opt}}, x_{5 \text{ opt}})$ умова оптимального розв'язку матиме вигляд

$$\frac{x_{1 \text{ opt}}}{x_{10}} = \frac{x_{2 \text{ opt}}}{x_{20}} = \frac{x_{3 \text{ opt}}}{x_{30}} = \frac{x_{4 \text{ opt}}}{x_{40}} = \frac{x_{5 \text{ opt}}}{x_{50}}. \quad (26)$$

Для отримання розв'язків встановлюють частинні похідні функції $\Phi(x_i)$ та прирівнюють їх до нуля

$$\frac{\partial \Phi(x_1, x_2, \dots, x_5)}{\partial x_j} = \frac{\partial f(x_1, x_2, \dots, x_5)}{\partial x_i} + \lambda \frac{\partial F(x_1, x_2, \dots, x_5)}{\partial x_j} = 0, \quad (27)$$

де $j=1 \div 5$.

Внаслідок отримують п'ять рівнянь типу (27) з шістьма невідомими: $x_1, x_2, \dots, x_5, \lambda$. Шосте рівняння формують з урахуванням умови (24). Розв'язок зазначеної системи рівнянь дає оптимальні значення часткових критеріїв $x_{1 \text{ opt}}, x_{2 \text{ opt}}, \dots, x_{5 \text{ opt}}$ й є необхідною умовою формування функціональної залежності для узагальненого критерію

$$X_{\text{узг}} = f(x_{1 \text{ opt}}, x_{2 \text{ opt}}, \dots, x_{5 \text{ opt}}). \quad (28)$$

Під час формування функції $\Phi(x_1, x_2, \dots, x_5)$ опираються на систему рівнянь (21) з урахуванням конструкційних параметрів канатної установки та конкретних експлуатаційних умов. Наприклад, залежно від рельєфу місцевості встановлюють довжину траси установки та ухили хорд її прольотів до горизонту, залежно від характеристик деревостану – тип та вантажопідймальність установки, діаметри канатів тощо. Аналогічно обґрунтовують параметри привода, вантажних кареток та опор.

Узагальнений критерій, відображаючи критичні показники роботи канатної системи (зусилля натягу, провисання каната, потужність двигуна, вантажопідймальність установки, швидкість руху каретки та динамічні навантаження), формується як інтегральний функціонал [12, 13]

$$X_{\text{комн}} = \int_0^T f(x_{1 \text{ opt}}, x_{2 \text{ opt}}, \dots, x_{5 \text{ opt}}) dt, \quad (29)$$

де: $X_{\text{комн}}$ – компромісний критерій; T – тривалість роботи канатної установки; t – час; $f(x_{1 \text{ opt}}, x_{2 \text{ opt}}, \dots, x_{5 \text{ opt}})$ – функція, що характеризує канатну систему.

Розв'язують рівняння (27) і (29) у частинних похідних Беллмана із застосуванням методу Гальоркіна та використанням програмних математичних пакетів та засобів параметричного моделювання (типу MSC/NASTRAN for Windows, Femap with NX Nastran, Mathcad Professional). Сумісний розв'язок зазначених рівнянь дає змогу встановити оптимальні параметри канатної установки для заданих умов експлуатації з урахуванням наявних обмежень.

Результати досліджень та висновки. Як приклад, визначимо зміну інтегрального функціонала $X_{\text{комн}}$ залежно від довжини прольоту, стріли прови-

сання несучого каната та вантажопідймальності установки для таких вхідних даних: ухил хорди прольоту до горизонту $\alpha = 30^\circ$, максимальна довжина траси $\ell_{\max} = 300$ м, несні канати ГОСТ 2688-80*, діаметри канатів $d_k = 19.5, 24$ і 27 мм відповідно для вантажопідймальностей $Q = 16, 25$ і 32 кН (рис. 2).

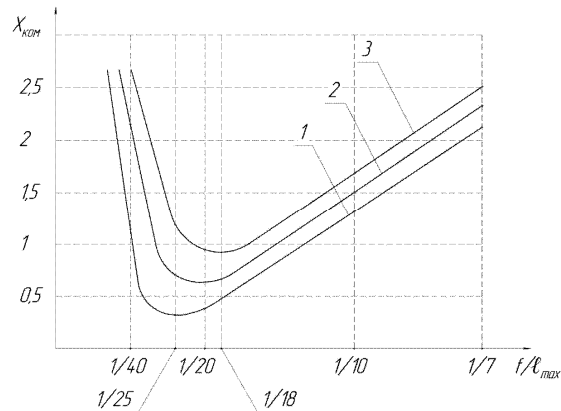


Рис. 2. Графіки залежностей інтегрального функціоналу від параметрів канатної установки: 1) $Q = 16$ кН; 2) $Q = 25$ кН; 3) $Q = 32$ кН

Із графіків видно, що оптимальними для заданих вантажопідймальностей можна вважати відношення стріли провисання несучого каната до довжини прольоту в межах $1/25 \leq f/\ell \leq 1/18$. Аналогічно згідно з наведеною методикою визначають оптимальні конструкційні параметри приводів та шогл.

Література

- Шкіря Т. Технологія і машини лісосічних робіт / Тиберій Шкіря. – Львів : Вид-во "Тріада-плюс", 2003. – 352 с.
- Адамовський М.Г. Підвісні канатні лісотransпортні системи / М.Г. Адамовський, М.П. Мартинців, Й.С. Бадера. – К. : Вид-во ІЗМН, 1997. – 156 с.
- Канатна установка з дистанційним керуванням / Деклараційний патент на корисну модель UA 2289 U, МПК 7 B61B7/00 / М.П. Мартинців, В.М. Мартинців, В.В. Баріляк, І.М. Рудько. – № 2003 065905. – Опубл. 15.01.2004. – Бюл. № 1. – 4 с.
- Проміжна шогла підвісної канатної установки / Деклараційний патент на корисну модель UA 48067 U, МПК B61 B7/00 / М.П. Мартинців, І.В. Бичинюк, Б.В. Сологуб. – у 2009 07889. – Опубл. 10.03.2010. – Бюл. № 5. – 4 с.
- Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок / М.П. Мартинців. – К. : Вид-во "Ясмина", 1996. – 175 с.
- Мартинців М.П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем / М.П. Мартинців, Б.В. Сологуб, М.В. Матішин. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", – 2011. – 188 с.
- Герасимов Е.Н. Многокритериальная оптимизация конструкций / Е.Н. Герасимов, Ю.М. Почтман, В.В. Скалзуб. – К.-Донецк : Изд-во "Вища шк.", 1985. – 134 с.
- Кіндрацький Б.І. Рациональное проектирование машиностроительных конструкций / Б.І. Кіндрацький, Г.Т. Сулим. – Львів : Вид-во КІНІАТРІ ЛТД, 2003. – 280 с.
- Рудько І.М. Визначення коефіцієнтів ланцюгових ліній як кривих провисання підвісних транспортних систем / І.М. Рудько // IV-та Конференція молодих учених із сучасних проблем механіки і математики ім. акад. Я.С. Підстригача. – Львів : Вид-во ІППММ НАН України, 2011. – С. 169-170.
- Брахман Т.Р. Многокритериальность и выбор альтернативы в технике / Т.Р. Брахман. – М. : Изд-во "Радио и связь", 1984. – 288 с.

- Вейц В.Л. Динамические расчеты приводов машин / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура, А.М. Мартыненко. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1971. – 352 с.
- Флетчер К. Численные методы на основе метода Галеркина / К. Флетчер, пер. с англ. – М. : Изд-во "Мир", 1988. – 352 с.
- Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К. : Вид-во УМКВО, 1990. – 168 с.

Мартынец М.П., Рудько И.М. Особенности многокритериальной оптимизации основных параметров подвесных канатных лесотранспортных установок

Выделены и проанализированы основные критерии оптимизации параметров подвесных канатных лесотранспортных систем, которые обеспечивают эффективность и надежность их работы. Приведены аналитические зависимости для определения частных критериев оптимизации и расчета основных параметров канатных установок. На основе минимизации интегрального функционала, который является функцией частных критериев, обоснованы основные параметры канатных установок в зависимости от их типов и условий эксплуатации.

Ключевые слова: канатные лесотранспортные установки, эксплуатационные параметры, критерии оптимизации, интегральный функционал.

Martynciv M.P., Rud'ko I.M. Features of multicriterion optimization of basic parameters of the pendant cable systems are for transporting of wood

The basic criteria of optimization of parameters of the pendant cable systems are for transporting of wood, which provide efficiency and reliability of their work, are distinguished and analysed. Analytical dependences over are brought for determination of partial criteria of optimization and calculation of basic parameters of pendant cable systems. On the basis of minimization integral functional that is the function of partial criteria, the basic parameters of pendant cable systems are reasonable depending on their types and external environments.

Keywords: pendant cable systems are for transporting of wood, operating parameters, criteria of optimization, integral functional.

УДК 536.5+658.1

Доц. В.О. Фединець, д-р техн. наук;
магістрант О.В. Фединець – НУ "Львівська політехніка"

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Запропоновано комплекс технічних, технологічних та економічних чинників, які необхідно враховувати під час вибору методу та засобів вимірювання температури технологічних об'єктів. Правильний вибір комплексу чинників забезпечить основні технічні та метрологічні характеристики процесу вимірювання, технологічність під час виготовлення засобу вимірювання і досягнення необхідних економічних показників.

Ключові слова: температура, методи та засоби вимірювання температури, метрологічні характеристики.

Вступ. Впровадження прогресивних методів проведення технологічних процесів підвищує вимоги до точності вимірювання окремих його параметрів. Температура – один із найважливіших технологічних параметрів у багатьох галузях промисловості. За оцінками спеціалістів, технічні вимірювання температури становлять від 40 до 50 % загального числа всіх вимірювань. Тому якість температурного контролю часто обумовлює досягнення необхідних техніко-економічних показників технологічного процесу. З огляду на це, важливим зав-