

Табл. 1. Експериментальні значення статичних і максимальних зусиль в талевому канаті і ногах вишки

l, м	Зусилля, кН.									
	F _c	F _{max}	F _{1c}	F _{1max}	F _{2c}	F _{2max}	F _{3c}	F _{3max}	F _{4c}	F _{4max}
59,23	2,03	12,88	1,35	-3,61	1,53	5,23	3,25	6,95	1,98	5,06
87,43	2,91	16,27	2,09	-8,23	1,96	10,72	4,70	12,41	2,87	9,40
115,63	3,78	18,54	2,58	-4,62	3,14	7,37	5,72	9,95	3,69	11,07
143,83	4,66	20,51	-1,31	-29,11	3,92	29,43	9,81	34,34	6,21	34,98
172,03	5,54	22,15	-3,64	-28,11	5,95	29,76	10,91	29,13	8,93	32,40
200,23	6,42	23,74	-3,13	-28,16	6,26	23,78	13,14	42,19	9,39	41,96
228,43	7,29	24,79	-3,53	-49,68	7,05	40,69	15,39	64,16	10,26	36,52
256,63	8,17	26,14	-3,84	-8,96	8,01	19,22	17,30	17,99	11,21	28,82
284,83	9,05	27,14	-4,20	-12,27	8,72	20,07	19,39	17,45	12,28	30,08
313,03	9,92	28,78	-4,69	-18,75	10,00	26,31	21,26	33,37	13,13	42,80
341,23	10,80	30,24	-6,12	-17,26	11,52	31,68	20,52	27,71	17,29	40,27
369,43	11,68	32,12	-7,31	-18,28	15,44	28,40	19,50	34,90	19,09	46,78
397,63	12,56	33,90	-5,78	-13,71	12,78	21,86	18,87	29,82	24,35	41,15
425,83	13,43	35,60	-4,70	-14,11	11,89	20,56	18,57	26,00	27,98	33,30
454,03	14,31	37,21	-5,83	-40,55	23,81	51,90	17,73	27,84	21,53	57,48
482,23	15,19	38,73	-9,35	-93,47	19,63	133,27	15,42	42,10	35,05	107,60
510,43	16,07	40,16	-7,39	-42,47	4,43	73,88	25,85	19,91	41,36	54,60

Зусилля на ноги несучої конструкції розподіляються нерівномірно. Одна з них під час гальмування навіть розвантажується. Це пояснюється особливостями конструкції кронблока, специфікою запасовки талевого каната, а також наявністю пакету свічок у підсвічнику. Нерівномірному розподілу зусиль між ногами щогли сприяє також те, що висотна споруда має різну згинну жорсткість у двох головних площинах. У цілому динамічна навантаженість ніг бурової щогли є більшою, ніж навантаженість талевого канату, що можна пояснити суттєвим впливом поперечних коливань вишки.

Табл. 2. Розрахункові значення статичних і максимальних зусиль в канаті, вищці і верхньому крайньому перерізі колони бурильних труб

l, м	M _c , Нм	M _н , Нм	F _c , кН	F _{max} , кН	F _{вс} , кН	F _{вmax} , кН	F _к , кН	F _{кmax} , кН
59,23	655,55	2257,00	2,34	15,14	12,29	64,10	4,67	30,27
87,43	929,89	2293,81	3,30	19,21	16,13	80,80	6,60	38,43
115,63	1210,62	2330,61	4,26	22,45	19,99	93,74	8,52	44,90
143,83	1491,36	2367,42	5,11	25,34	23,85	104,70	10,45	50,67
172,03	1772,10	2404,23	6,19	27,74	27,71	114,70	12,38	55,48
200,23	2052,83	2441,03	7,15	29,69	31,61	122,00	14,31	59,37
228,43	2333,57	2477,84	8,12	31,58	35,38	130,20	16,24	63,16
256,63	2614,30	2514,64	9,08	33,52	39,26	137,80	18,17	67,04
284,83	2895,04	2551,45	10,05	35,16	43,13	144,50	20,09	70,31
313,03	3175,78	2588,26	10,99	36,50	46,99	149,90	21,98	72,99
341,23	3456,51	2625,06	11,98	37,63	50,76	153,80	23,97	75,25
369,43	3737,25	2661,87	12,93	38,53	54,64	157,90	25,86	77,06
397,63	4017,98	2698,68	13,90	39,35	58,47	160,80	27,81	78,70
425,83	4298,72	2735,48	14,86	40,26	62,39	164,70	29,71	80,52
454,03	4579,46	2772,29	15,82	41,14	66,14	168,00	31,64	82,27
482,23	4860,19	2809,09	16,80	42,34	69,96	172,80	33,60	84,68
510,43	5140,93	2845,90	17,74	43,64	73,90	178,10	35,48	87,28

Теоретичне дослідження гальмівних режимів роботи бурової установки проводилося на основі математичної моделі, розробленої в праці [3]. Шляхом

розрахунку отримано статичні і максимальні значення зусиль у талевому канаті, буровій щоглі і верхньому крайньому перерізі колони бурильних труб, які наведено у табл. 2 і позначено як F_c , F_{max} , $F_{вс}$, $F_{вmax}$, F_k , F_{kmax} відповідно. У цій же табл. подано значення довжини колони l , статичного M_c і надлишкового M_n моментів, що використовувалися як вихідні дані для розрахунку.

Як видно з табл. 1 і 2, результати, отримані під час досліджень з використанням математичної моделі [3], з достатньою точністю відображають дійсний процес гальмування підйомального механізму бурової установки. Значення зусиль в талевому канаті, отримані при експериментальних і теоретичних дослідженнях збігаються з досить високою точністю (максимальне значення похибки становить близько 10 %). В процесі розрахунку отримано значення зусилля в буровій щоглі без урахування її поперечних коливань, яке є значно нижчим від фактичного. Для детальнішого дослідження навантаженості щогли у праці [4] пропонується математична модель нестационарних поперечних коливань споруди, що ґрунтується на застосуванні методу узагальнених переміщень.

Література

- Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
- Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчёт и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- Харченко С.В., Левринен В.М. Розрахунок гальмівних режимів роботи підйомальної системи бурових установок// Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник ДУ "Львівська політехніка" № 396 – Львів: Вид-во ДУЛП, 2000. – С. 98 – 103.
- Харченко С.В., Левринен В.М. Розрахунок нестационарних поперечних коливань бурових вишок// Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні: Вісник НУ "Львівська політехніка" № 412 – Львів: Вид-во НУЛП, 2000. – С. 101 – 104.
- Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

УДК 634.31 Доц. М.П. Мартинців, к.т.н.; студ. В.М. Мартинців – УкрДЛТУ

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Встановлено основні критерії, що визначають ефективність роботи канатних лісо-транспортних установок, обґрунтовано вибір функції мети для аналізу динамічних процесів канатних систем та отримано залежність для визначення її величини. Виконано графічний аналіз наведеної залежності і сформульовано рекомендації для вибору експлуатаційних параметрів установки.

Doc. M. Martynciv, V. Martynciv – USUFWT

Analysis of dynamic processes cable timbertransporting systems

The basic yardsticks are determined, which determine an overall performance of cable timbertransporting plants, the selection of a function of purpose for the analysis of dynamic processes of cable systems is justified and the relation for definition of its value is obtained. The graphic analysis of reduced relation is executed and the guidelines for choosing functional parameters of the unit are formulated.

На лісозаготівлях в гірських умовах для первинного транспортування деревини використовують підвісні канатні лісотransпортні установки [1, 2]. Різноманітні

манітність рельєфних і таксаційних характеристик лісосік вимагає використовувати для освоєння гірських лісів установки різної конструкції і вантажопідймальності.

Ефективність роботи канатної установки залежить від довговічності та матеріалоемності її основних елементів, таких як: канатна оснастка, вантажні каретки і приводи. Багаторічні дослідження міцності і довговічності канатної оснастки виконані на кафедрі прикладної механіки УкрДЛТУ під керівництвом проф. Н.М. Белої [3, 4] дозволили обґрунтувати основні критерії, що забезпечують оптимальні умови роботи контактуючої пари несучий канат-колесо вантажної каретки; тягово-вантажопідймальний канат-блок (барабан) та приводу, а саме: відношення поперечного навантаження на колесо до натягу несучого канату $T/V \geq 40$; $15 \leq D/d \leq 20$ коефіцієнт запасу міцності для несучого канату $n=2,0$; для тягових і вантажопідймальних – $n=3,0$; відношення частоти коливань збуджуючої сили до частоти власних коливань приводу $P/K < 1$ або $P/K > 1$.

Однак канатна установка є складною системою, в якій взаємодіють всі елементи, викликаючи значні динамічні зусилля, що необхідно враховувати при розрахунку на міцність та довговічність. Залежно від параметрів установки і характеру її роботи динамічні зусилля, що виникають в окремих елементах, можуть значно перевищувати значення, отримані при статичних навантаженнях. Особливо небезпечним при роботі таких систем є можливість виникнення резонансу. В процесі експлуатації параметри установки (вантажопідймальність, довжина прольотів, загальна довжина канатів та ін.) змінюються в широкому діапазоні, тому імовірність виникнення резонансу зберігається навіть при правильному виборі параметрів окремих елементів канатної установки. В таких випадках для уникнення аварійних ситуацій, необхідно забезпечити відношення логарифмічного декременту коливання до власної частоти коливань системи $\alpha = 2\delta/K > 0.5$. При такому значенні α динамічний коефіцієнт системи приймає мінімальні значення.

Логарифмічний декремент коливання можна визначити з залежності:

$$\delta = \ln \frac{A_m}{A_{m+1}}, \quad (1)$$

де A_m, A_{m+1} – дві сусідні амплітуди вільних затухаючих коливань.

Основним елементом лісотранспортної установки є несучий канат, міцність якого визначає безпеку роботи установки в цілому. Тому забезпечення надійності роботи установки зводиться до необхідності уникнути явища резонансу несучого канату, тобто забезпечити для нього значення $\alpha > 0.5$, яке визначає характер затухання коливань.

Функція α може служити функцією мети при виборі оптимальних параметрів установки. Затухання коливань відбувається за рахунок внутрішніх сил опору системи та опору зовнішнього середовища.

Зміну амплітуди коливань можна визначити на основі експериментальних досліджень. Іншим способом оцінки властивостей затухання коливань системи є співставлення енергій системи, що розсіюється за один період, з найбільшою потенціальною енергією циклу [5].

Тоді декремент коливання можна визначити з виразу [5]:

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{\Delta \Pi}{\Pi_m}, \quad (2)$$

де: $\Delta \Pi$ – розсіювання енергії за один період коливання; Π_m – потенціальна енергія несучого канату.

Розсіювання енергії можна знайти, скориставшись дисипативною функцією Релея.

Дисипативну функцію подаємо, як:

$$\Delta \Pi = \frac{1}{2} v \cdot B_k, \quad (3)$$

де: v – коефіцієнт лінійного опору несучого канату; B_k – згинальна жорсткість канату.

Згинальну жорсткість канату можна визначити з залежності, [6]:

$$B_k = \psi \cdot \sigma_p \cdot E_{зв} \cdot I_0, \quad (4)$$

де: $E_{зв}$ – зведений модуль пружності системи канат-опори (для багатопрольотних установок, при запасі міцності несучого канату $n=2,0$; $E_{зв} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 10^5$ МПа, [2]):

$$\sigma_p = T_n / A_{мет}, \quad (5)$$

де: T_n – статичний натяг несучого канату; $A_{мет}$ – площа металевого перерізу канату.

Натяг несучого канату T_n залежно від величини відношення стрілки його провисання до довжини прольоту визначається згідно методик, запропонованих в роботах [2; 6]: I_0 – момент інерції поперечного перерізу канату ($I_0 = \pi d_k^4 / 64$, d_k – діаметр канату); ψ – коефіцієнт, що залежить від конструкції канату, (m^2/n).

Згідно з дослідженнями проф. М.Ф. Глушко, для канатів відкритої конструкції ГОСТ 2688, [7],

$$\psi = \frac{k_\epsilon \cdot \gamma}{E_k}, \quad (6)$$

де: k_ϵ – коефіцієнт жорсткості канату; γ – коефіцієнт заповнення площі поперечного перерізу канату металом

$$\left(\gamma = \frac{4 A_{мет}}{\pi d_k^2} < 1 \right);$$

де: E_k – модуль пружності канату.

Згідно з дослідями Рубіна для канатів хрестової звивки, [6]:

$$k_\epsilon = 0,09 \cdot \frac{d_k^2}{D} \left(1 + \frac{5000}{T_n} \right), \quad (7)$$

де: d_k ; D – відповідно діаметр канату і колеса каретки в см.

Потенціальну енергію несучого канату можна представити у вигляді виразу, [8]:

$$\Pi = E_{зв} \cdot A_{мет} \cdot \frac{8 \cdot f_0^2 \cdot y}{l \cdot (l^2 + 2 f_0^2)} \cdot \left(f_0 + \frac{y}{2} \right), \quad (8)$$

де: f_0 – статичний прогин незавантаженого канату [2, 6]; l – довжина прольоту установки;

$$y = (f_{cm} - f_0),$$

де f_{cm} – прогин несучого канату під дією вантажу [2, 6].

Підставивши значення енергій із залежностей [3, 8] в рівняння (2) і використавши вирази (4) і (5) після нескладних математичних перетворень, отримаємо залежність для визначення декременту коливань у вигляді:

$$\delta = \frac{\pi \cdot T_k \cdot v \cdot \psi \cdot d_k^4 \cdot l(l^2 + 2f_0^2)}{1024 \cdot A_{мет}^2 \cdot f_0^2 \cdot (f_{cm}^2 - f_0^2)}. \quad (9)$$

Враховуючи, що зовнішні сили, які діють на несучий канат, змінюються порівняно повільно в першому наближенні можна вважати, що частота власних коливань, згідно з [5], канату дорівнює:

$$k = \sqrt{\frac{C_{екв}}{q_n}},$$

де: q_n – погонна маса несучого канату (Н/м); $C_{екв}$ – зведений коефіцієнт жорсткості системи, згідно з [8]:

$$C_{екв} = \frac{E_{ж} \cdot A_{мет}}{l^2} \cdot \frac{8f_0^2}{l^2 + 2f_0^2};$$

$$\text{Тоді:} \quad \alpha = \frac{2\delta}{k} = \frac{T_k \cdot v \cdot \psi \cdot d_k^4 \cdot l^2 \cdot (l^2 + 2f_0^2)^{3/2} \cdot q_n^{1/2}}{461,2 \cdot A_{мет}^{5/2} \cdot f_0^3 \cdot (f_{cm}^2 - f_0^2) \cdot E_{ж}^{1/2}}. \quad (11)$$

Для вибору основних параметрів канатної лісотransпортної установки, при яких динамічні зусилля приймають мінімальні значення, виконано аналіз залежності (11) і побудовано відповідні графіки (рис. 1). Аналіз виконано при наступних значеннях: канат ГОСТ 2688 $\sigma_{пр} = 1568 \text{ МПа}$; для $d_k = 27,0 \text{ мм}$; $Q = 32 \text{ кН}$; для $d_k = 21,0 \text{ мм}$; $Q = 16 \text{ кН}$; число коліс каретки $m=4$; діаметр колеса каретки $D_k = 100 \text{ мм}$; кут нахилу хорди прольоту до горизонту $\beta = 30^\circ$; довжина прольоту $l = 200 \text{ м}$; $v = 2 \cdot 10^3 \text{ м}^{-1}$. Натяг несучого канату T_n , стрілки його провисання f_0 та f_{cm} визначалися за методиками, наведеними в роботах [2, 6] при заданих довжині прольоту установки та відношеннях f/l . Розрахунки виконано на ЕОМ типу IBM.

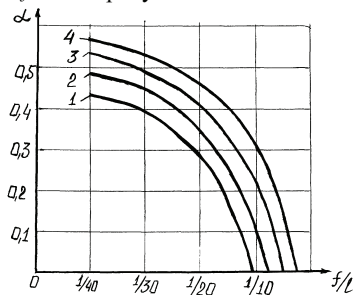


Рис. 1. Графіки залежності функції мети α від f/l : 1 – $Q = 8 \text{ кН}$; 2 – $Q = 16 \text{ кН}$; 3 – $Q = 32 \text{ кН}$; 4 – $Q = 63 \text{ кН}$.

Виконаний аналіз показав, що на величину коефіцієнту α суттєво впливає співвідношення f/l , із збільшенням якого α зростає. Величина прольоту l при постійному f/l практично не впливає на зміну функції α .

Із графіків видно, що є небезпека виникнення резонансу для установок при транспортуванні вантажів невеликої ваги та значних провисаннях несучого канату $f/l \geq 1/10$. Для таких установок необхідно додатково визначати співвідношення між частотою вимушуючої сили та власних коливань і забезпечити його: $p/k \gg 1$ або $p/k \ll 1$.

Література

1. Белая Н.М., Мартынцив М.П., Бадера И.С. Новые прогрессивные канатные установки для транспортирования древесины в горных условиях.// Лесное хоз-во, лесн., бум. и деревооб-раб.промышленность. – Вып. 21. – Киев: Будівельник, 1990. – С. 38...43.
2. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотransпортні системи. – Київ: ІЗМН, 1997. – 156 с.
3. Белая Н.М., Лыко Я.А., Мартынцив М.П., Прохоренко А.Г. О влиянии двух эксплуатационных факторов на выносливость канатов подвесных лесотransпортных установок.// Прочность и долговечность стальных канатов. – Киев: ВИ НИТИ, 1981. – С. 111...117.
4. Белая Н.М., Прохоренко А.Г. Канатный транспорт леса и резервы повышения его эффективности.// Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. – № 4, 1982. – С. 34...42.
5. Пановко Я.Г. Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – Москва: Наука, 1967. – 418 с.
6. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. – Київ: Ясмина, 1996. – 175 с.
7. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – Киев: Техніка, 1966. – 246 с.
8. Мартинців М.П. Дослідження коливання несучих канатів лісотransпортних систем під дією рухомого вантажу.// Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць. Вип. 8. – Львів: УкрДЛТУ, 1998. – С. 34-40.

УДК 630.232.5

Доц. В.К. Тіунчик, к.с.-г.н. – УкрДЛТУ

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ МЕХАНІЗАЦІЇ ЛІСОГОСПОДАРСЬКИХ РОБІТ В ЛІСОВИХ КОМПЛЕКСАХ НА ЗАХОДІ УКРАЇНИ

Проаналізовані нові машини і механізми, які у перспективі можуть бути використані в лісових комплексах на Заході України.

Doc. V.K. Tiunchyk – USUFWT

Prospects of development of agricultural operations in forest complexes of western Ukraine, have been analyzed

New machines and mechanisms, which could be used in forest complexes of Western Ukraine, have been analyzed

Інтенсифікація лісогосподарського виробництва тісно пов'язана із підвищенням продуктивності лісів при одночасному зниженні матеріальних і трудових затрат. У підвищенні продуктивності лісів велике значення має своєчасне і якісне проведення доглядових рубань в молодняках. Новим перспективним напрямком в механізації лісогосподарських робіт є розробка не окремих машин, а їх комплексів, які дозволяють повністю механізувати та автоматизувати процеси вирощування і утримання різних лісових насаджень, у т.ч. і захисних.