

Однією з умов адекватності розрахованого вологісного і напружено-деформівного станів з реальними є умова, що в сушильну камеру необхідно закладати пиломатеріали з ідентичними фізико-механічними характеристиками.

Висновки. Розроблено практичні рекомендації застосування способу контролю поточного напружено-деформівного стану в об'ємі висушуваних пиломатеріалів, які охоплюють реологічні випробовування деревини на повзучість до початку сушіння, контроль параметрів агента сушіння, вимірювання значення вологовмісту і температури у пиломатеріалах, контроль розрахованих значень вологовмісту з експериментальними та розрахунок напружень за розробленою моделлю. Отримана інформація у будь-який момент часу обробляється розробленими програмними модулями і використовується у запропонованій структурній схемі системи керування процесом сушіння

Література

1. Математичне моделювання процесів конвективного сушіння/ М.Л. Гірник, В.М. Гербей, З.Ю. Мазяк, В.О. Сафаров та ін. – К.: Будівельник, 1993. – 248 с.
2. Гірник М.Л., Воронов В.Г., Сафаров В.О., Степура О.І. та інші. Автоматизація процесів сушіння деревини у будівельній індустрії. – К.: Будівельник, 1992. – 184 с.
3. Безрук В., Драган Я., Медиковський М., Сікора Л. Системний аналіз сучасних концепцій у теорії автоматичного керування (огляд)// Вісник НУ "Львівська політехніка". – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2005, № 543. – С. 15-18.
4. Мриглод О., Сікора Л. Інформаційний підхід у наукометрії: витoki та новітні тенденції// Вісник НУ "Львівська політехніка". – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2006, № 565. – С. 64-73.
5. Билей П.В. Сушка древесины твердых лиственных пород. Издание второе. – М.: Экология, 2002. – 224 с.
6. Соколовский Я.И., Дендюк М.В., Поберейко Б.П. Моделирование деформационно-релаксационных процессов в древесине во время сушки// Известия ВУЗ России "Лесной журнал". – Архангельск: Архангельский ГТУ. – 2007, № 1. – С. 75-83.
7. Хухрянский П.Н. Прочность древесины. – М.-Л.: Гослесбумиздат, 1955. – 152 с.
8. Поберейко Б.П. Визначення кривих довгочасного опору деревини// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2006, вип. 16.2. – С. 73-77.
9. Дендюк М.В. Визначення реологічних параметрів деревини// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2005, вип. 15.3. – С. 124-129.
10. Мейзда Ф. Электронные измерительные приборы и методы измерений: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 535 с.

УДК 634.31

Аспір. І.В. Бичинюк¹ – НЛТУ України, м. Львів

РОЗРАХУНОК КАНАТУ ПРОМІЖНОЇ ОПОРИ ПІДВІСНОЇ БАГАТОПРОЛЬОТНОЇ КАНАТНОЇ УСТАНОВКИ

Наведено методику розрахунку канату проміжної опори, як гнучкої нитки, кривою провисання якої є ланцюгова лінія. Отримано номограму для визначення натягу канату залежно від вантажопідймальності установки і геометричних параметрів опори.

Post-graduate I.V. Bychynyuk – NUFWT of Ukraine, L'viv

Calculation of the cable intermediate support of the suspended multisection cable plant

Resulted the method of calculation to the cable of intermediate support, as flexible filament, the curve of its sags is acatenary. Graphics is got for determination of effort to the cable depending on the load setting and geometrical parameters of support.

¹ Наук. керівник: проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

Проміжною опорою багатопрольотних підвісних установок служить канат, навішений на двох щоглах. Між щоглами канату підвішується башмак, на який встановлюється несучий канат. Нижні кінці канату проміжної опори кріпляться до анкерів. Розрахункову схему канату проміжної опори можна представити, як несучий канат три прольотної підвісної установки з вантажем у середньому прольоті (рис. 1).

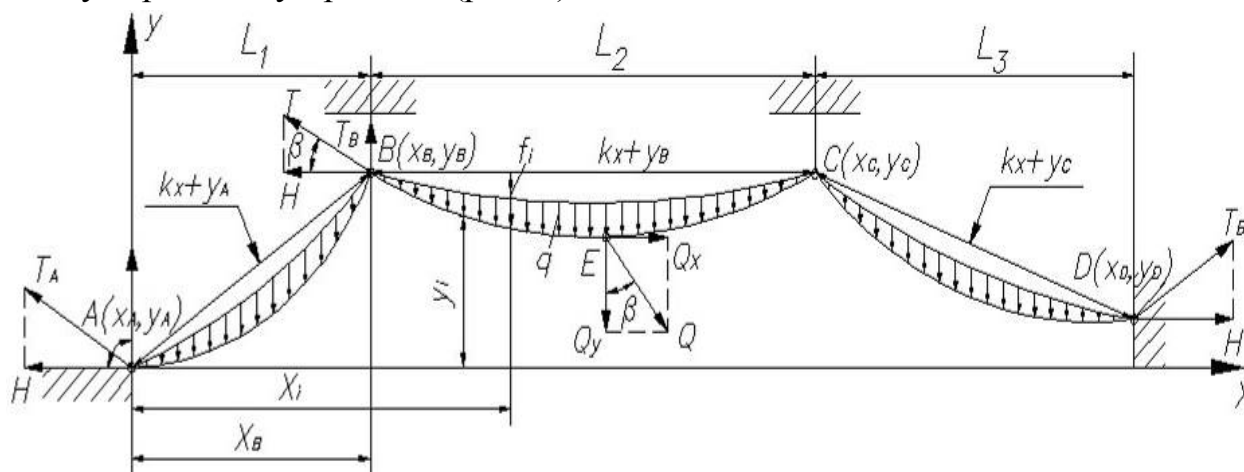


Рис. 1. Розрахункова схема канату проміжної опори

Координати граничних точок A , B , C , D і вузлової E визначаються залежно від рельєфу місцевості. Канат проміжної опори є кривою, що складається з чотирьох ланцюгових ліній AB ; CD ; BE ; EC . Провисання віток канату у вигляді ланцюгових ліній можна представити рівнянням [1, 2]:

$$Y_k = C_{li} \cdot ch \frac{X_k - C_{2i}}{C_{li}} - C_{3i}, \quad (1)$$

де: $i = 1, 2, 3, 4$ – номери віток канату; X_k ; Y_k – координати граничних точок ($k = A; B; C; D$); C_{li} ; C_{2i} ; C_{3i} – параметричні коефіцієнти ланцюгових ліній.

Для незавантажених прольотів AB і CD рівняння ланцюгової лінії буде мати такий вигляд, [1, 2]:

$$Y = C_1 \cdot ch \frac{X - C_2}{C_1} - C_3, \quad (2)$$

де C_1 ; C_2 ; C_3 – постійні коефіцієнти, які можна визначити для кожного прольоту розв'язком системи трьох трансцендентних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} C_1 \cdot ch \frac{X_A - C_2}{C_1} &= Y_A + C_3 \\ C_1 \cdot ch \frac{X_B - C_2}{C_1} &= Y_B + C_3 \\ C_1 \cdot \left(sh \frac{X_B - C_2}{C_1} - sh \frac{X_A - C_2}{C_1} \right) &= L_1 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

і відповідно для іншого прольоту:

$$\left. \begin{aligned} C'_1 \cdot ch \frac{X_C - C'_2}{C'_1} &= Y_C + C'_3 \\ C'_1 \cdot ch \frac{X_B - C'_2}{C'_1} &= Y_B + C'_3 \\ C'_1 \cdot \left(sh \frac{X_B - C'_2}{C'_1} - sh \frac{X_C - C'_2}{C'_1} \right) &= L_3 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де: X_A ; Y_A ; X_B ; Y_B ; X_C ; Y_C – координати граничних точок ланцюгових ліній; L_1 і L_3 – довжини канатів крайніх прольотів проміжної опори.

Для визначення натягу канату під дією навантаження Q приймемо, що вертикальні складові натягів канату знайдені для прольоту AB і BC в точці B рівні між собою і відповідно для прольотів BC і CD в точці C . Це будуть додаткові умови при розв'язанні системи трансцендентних рівнянь. Відомо, що горизонтальна складова натягу канату H визначається з залежності, [1]:

$$H = C_1 \cdot q, \quad (5)$$

де q – вага одиниці довжини канату, а довжину канату можна визначити з залежності:

$$L_1 = 2C_1 \left[sh \frac{X_{B-A}}{2C_1} \cdot ch \frac{X_{B+A} - X_{B-A} + 2C_1 \cdot arth \frac{Y_{B-A}}{L}}{2C_1} \right], \quad (6)$$

де $X_{B-A} = X_B - X_A$; $X_{B+A} = X_B + X_A$.

Аналогічну залежність можна записати для визначення L_3 .

Вертикальна складова натягу канату дорівнює:

$$T_{BY} = H \cdot \operatorname{tg} \beta = H y'_B. \quad (7)$$

Знайшовши:

$$y' = sh \left(\frac{2X - X_{B+A}}{2C_1} + arsh \frac{Y_{B-A}}{2C_1 \cdot sh \frac{X_{B-A}}{2C_1}} \right), \quad (8)$$

отримаємо вираз для вертикальної складової натягу канату у довільній точці:

$$T_Y = C_1 \cdot q \cdot sh \left(\frac{2X - X_{B+A}}{2C_1} + arsh \frac{Y_{B-A}}{2C_1 \cdot sh \frac{X_{B-A}}{2C_1}} \right). \quad (9)$$

Відповідно для прольоту AB :

$$T_{BY} = C_1 \cdot q \cdot sh \left(\frac{X_{B-A}}{2C_1} + arsh \frac{Y_{B-A}}{2C_1 \cdot sh \frac{X_{B-A}}{2C_1}} \right). \quad (10)$$

Під дією навантаження канат деформується і переходить з одного стану в інший. У такому разі:

$$\Delta L = \frac{(H - H_0) L_0^2}{E_{36} \cdot A \cdot X_{B-A}}, \quad (11)$$

де H_0 і H – натяг канату відповідно у попередньому і наступному деформованих станах

$$L_0 = L_1 - \Delta L; \quad (12)$$

E_{36} – зведений модуль пружної системи канат-опори; A – площа металевого перерізу канату.

Використовуючи залежності (6), (11) та (12), можна знайти зусилля H з врахуванням деформації канату з рівняння:

$$2 \frac{H}{q} \cdot sh \frac{q \cdot X_{B-A}}{2H} = \sqrt{\left(L_0 + \frac{H \cdot L_0^2}{E_{36} \cdot A \cdot X_{B-A}} \right)^2 - Y_{B-A}^2}. \quad (13)$$

Вертикальну складову зусилля, що виникає при навантаженні другого прольоту силою Q можна визначити на основі рівняння (1), розглянувши перетин двох ланцюгових ліній у точці B . Для цього використаємо взаємозв'язок між параметричними коефіцієнтами ланцюгової лінії. Коефіцієнт C_2 визначає положення вершини ланцюгової лінії, тобто:

$$C_2 = X_C, \quad (14)$$

де X_C – віддаль від початку координат до вершини ланцюгової лінії.

На основі рівняння (13) можна записати:

$$C_3 = C_1 \cdot ch \left(\frac{X_A - C_2}{C_1} \right) - Y_A. \quad (15)$$

Використавши залежності (5), (12) і (13) знаходимо параметричні коефіцієнти ланцюгової лінії. Перепишемо рівняння (1) для граничних точок прольоту (B , C) в наступному вигляді:

$$Y_B = C_{12} \cdot ch \frac{X_B - C_{22}}{C_{12}} - C_{32}, \quad (16)$$

$$Y_C = C_{14} \cdot ch \frac{X_C - C_{23}}{C_{13}} - C_{33}. \quad (17)$$

Використовуючи зв'язок між параметричними коефіцієнтами ланцюгової лінії і, виразивши відповідно C_{22} і C_{23} через C_{12} і C_{13} після певних перетворень, отримаємо:

$$C_{12} \cdot q \cdot sh \left(\frac{X_E - X_B}{2C_{12}} + arsh \frac{Y_E - Y_B}{2C_{12} \cdot sh \frac{X_E - X_B}{2C_{12}}} \right) + (\pm Q_X + C_{12} \cdot q) \times$$

$$\times sh \left[\frac{X_E - X_C}{2 \left(\pm \frac{Q_X}{q} + C_{12} \right)} + arsh \frac{X_E - X_C}{2 \left(\pm \frac{Q_X}{q} + C_{12} \right)} \cdot sh \frac{X_C - X_E}{2 \left(\pm \frac{Q_X}{q} + C_{12} \right)} \right] = Q_Y, \quad (18)$$

де Q_X і Q_Y – відповідно горизонтальна і вертикальна складові зовнішнього навантаження.

Аналогічні залежності можна отримати для визначення інших параметричних коефіцієнтів. Приймаючи $Q_X = 0$, що має місце для проміжних опор (через те, що башмак може вільно переміщатися по канату проміжної опори) і, провівши певні математичні перетворення, отримаємо залежність для визначення вертикальної складової натягу канату.

$$T'_{BY} = C_{13} \cdot q \cdot sh \left(\frac{X_C - X_E}{2C_{13}} + arsh \frac{Y_C - Y_E}{2C_{13} \cdot sh \frac{X_C - X_E}{2C_{13}}} \right). \quad (19)$$

Прирівнюючи зусилля, знайдені з залежності (10) і (19), можна знайти необхідні параметри ланцюгових ліній, які є кривими провисання канату, і відповідно і його натяг.

Задача розв'язана числовими методами з використанням пакету прикладних програм "Mathematica for Windows". При цьому для визначення Q необхідно знати натяг несучого канату, кут перегину канату на башмаку, вагу башмака і вантажопідіймальність установки. Кут перетину канату, згідно з існуючими нормами повинен не перевищувати 20° . Натяг несучого канату залежить від вантажопідіймальності установки і довжини максимального прольоту і становить при вантажопідіймальності 16 кН: $T_H = 70-150$ кН; при 32 кН: $T_H = 140-210$ кН.

Для практичного використання можна запропонувати програму для визначення натягу канату проміжної опори. Як показали розрахунки зміна величин прольотів l_1 та l_3 неістотно впливають на зміну натягу, тому в розрахунок прийнято канат ГОСТ-2688 при запасі міцності $n = 2,0$. Натяг несучого канату визначався за відомою методикою, розробленою в роботі [2]. Зведений модуль пружності системи канат-опори було прийнято $E_{38} = 1,1 \cdot 10^6$ МПа, [2] $Y_B - Y_A = 10$ м; $Y_B - Y_C = 10$ м; $Y_C - Y_B = 10$ м. Для попередніх розрахунків вага погонного метра канату проміжної опори була прийнята рівною як для канату ГОСТ-2688. $d_k = 19,5$ мм; $q = 14,05$ Н/м.

На номограмі T_H – натяг несучого канату; Q – навантаження, що діє на башмак проміжної опори; T_{np} – натяг канату проміжної опори.

Знаючи натяг несучого канату та кут його підходу до башмака, які залежать від рельєфу місцевості і вантажопідіймальності установки за номограмою графік $Q = f(T_H)$, визначаємо загальне навантаження, що діє на про-

міжну опору. За цим навантаженням і величиною прольоту l_2 визначаємо T_{np} (див. номограму).

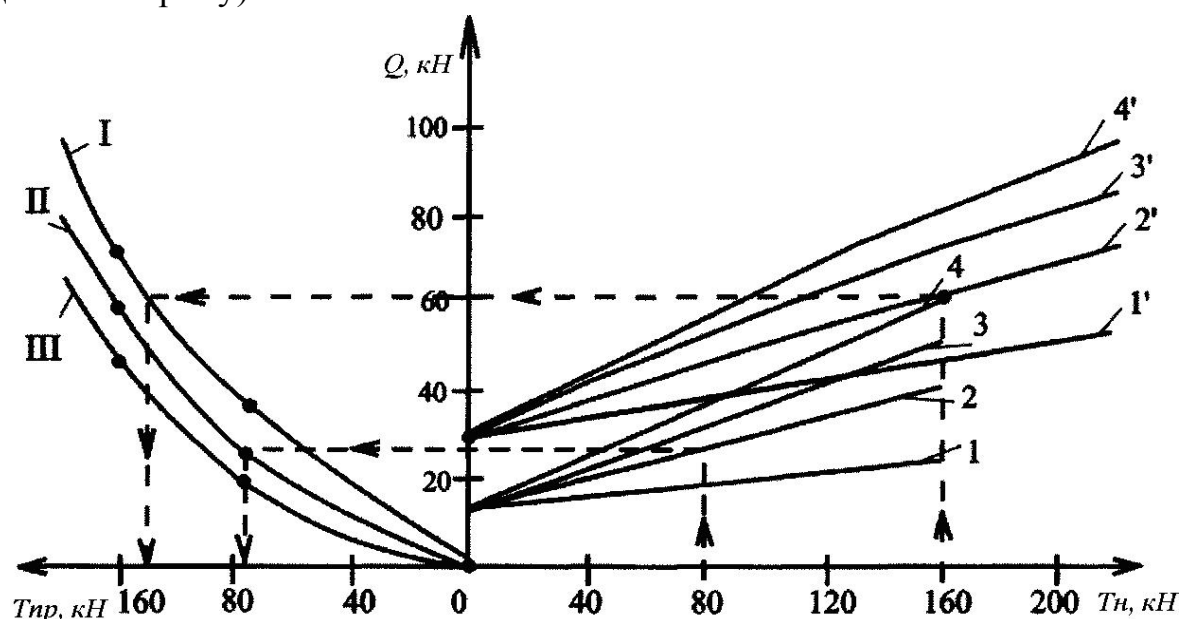


Рис. 2. Номограма для визначення натягу канату проміжної опори

На номограмі визначимо зусилля $T_{np} = 78$ кН, якщо натяг несучого канату становить 80 кН, кут його перегину 10° , а довжина прольоту $l_2 = 40$ м, а при $T_H = 160$ кН, $\alpha = 10^\circ$, $l_2 = 30$ м; $T_{np} = 135$ кН.

- 1, 2, 3, 4 – графіки $Q = f(T_H)$ відповідно при кутах підходу несучого канату 5° , 10° , 15° , 20° .
- 1, 2, 3, 4 – відповідає вантажопідймальності установки 16 кН; аналогічно 1', 2', 3', 4' – вантажопідймальності 32 кН.
- I, II, III – графіки $T_H = f(Q)$ відповідно при довжинах прольоту $l_2 = 30$ м; 40 м; 50 м.

Література

1. Качурин В.К. Теория висящих систем. – М.-Л.: Гостехиздат, 1962. – 224 с.
2. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.

УДК 517.9

Проф. П.М. Гащук, д-р техн. наук; аспір. І.І. Назар –
НУ "Львівська політехніка"

ВПЛИВ ІМПУЛЬСНИХ СИЛ НА НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ГНУЧКИХ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ У РЕЗОНАНСНОМУ ВИПАДКУ

Досліджено нелінійні коливання гнучких робочих елементів приводу під дією імпульсного збурення, частота яких близька до однієї із власних частот частотного спектру гнучкого елемента приводу (так званий резонансний випадок). Гнучкий робочий елемент приводу моделюється як однорідне одновимірне середовище, що рухається зі сталою швидкістю. Отримано математичні залежності, які визначають закони зміни амплітуди й частоти коливань гнучкого робочого елемента приводу залежно від природи імпульсних сил і нелінійно-пружних його характеристик.