

УДК 625.576

## НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА В НЕСУЩЕМ КАНАТЕ В ЗОНЕ ОПОРНОГО БАШМАКА

И. И. СЛЕПКО, И. Н. БЕРЕГОВОЙ

Хмельницкий технологический институт

Экспериментальные исследования долговечности несущих канатов многопролетных подвесных лесотранспортных установок показали, что несущий канат наиболее часто изнашивается в зоне башмака промежуточной опоры [2]. Одна из причин их низкой долговечности — знакопеременные напряжения изгиба, возникающие в проволоках несущего каната при подходе каретки к башмаку. Впервые это явление было отмечено в работе [3], где исследованы напряжения изгиба в зоне башмака, в предположении, что несущий канат представляет собой бесконечную нить. Экспериментальным исследованиям напряжений изгиба в несущем канате в пределах зоны башмака посвящена работа [4].

В данной статье исследуются напряжения изгиба в несущем канате (как в конечной жесткой нити) в зоне башмака под действием многокатковой каретки при допущении, что начальная нагрузка (собственный вес нити) не вызывает напряжений изгиба.

Поскольку несущий канат контактирует с башмаком по какой-то дуге обхвата, то действие башмака на канат можно заменить изгибающим моментом  $M'$ , который определяют по формуле:

$$M' = \frac{B}{\rho} \varepsilon, \quad (1)$$

где  $B$  — изгибная жесткость каната как агрегата;  
 $\rho$  — радиус кривизны башмака;  
 $\varepsilon$  — коэффициент несоответствия каната монолитному стержню.

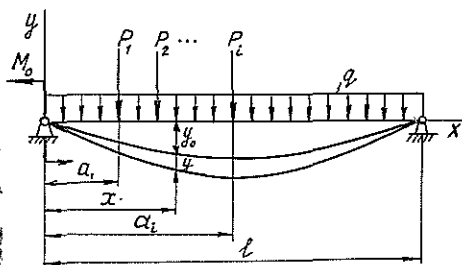


Рис. 1

Расчетная схема сил, действующих на канат в пролете длиной  $l$ , дана на рис. 1.

Для несущего каната с натяжным грузом, т. е. при  $H = \text{const}$ , где  $H$  — горизонтальная составляющая натяжения каната, деформации и внутренние силовые факторы, возникающие в несущем канате от поперечной нагрузки, равны [6]:

$$\begin{aligned} y &= C_1 + C_2 x + C_3 \operatorname{ch} kx + C_4 \operatorname{sh} kx; \\ \theta &= C_2 + k(C_3 \operatorname{sh} kx + C_4 \operatorname{ch} kx); \\ \frac{M}{B} &= k^2(C_3 \operatorname{ch} kx + C_4 \operatorname{sh} kx), \\ \frac{Q}{B} &= k^3(C_3 \operatorname{sh} kx + C_4 \operatorname{ch} kx), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $C_1, C_2, C_3, C_4$  — постоянные интегрирования;  
 $y$  — упругое смещение оси каната;  
 $\theta$  — угол поворота сечения;

$M$  и  $Q$  — изгибающий момент и перерезывающая сила в сечении каната;

$$k — коэффициент, равный  $k = \sqrt{\frac{H}{B}}$ .$$

Для нахождения постоянных интегрирования  $C_1, C_2, C_3, C_4$  используем метод начальных параметров, т. е. для  $x = 0$  имеем  $y = y_0, \Theta = \Theta_0, M = M_0, Q = Q_0$ . Отсюда

$$C_1 = y_0 - \frac{M_0}{k^2 B}; \quad C_2 = \Theta_0 - \frac{Q_0}{k^2 B};$$

$$C_3 = \frac{M_0}{k^2 B}; \quad C_4 = \frac{Q_0}{k^2 B}.$$

Подставляя значения постоянных интегрирования в систему уравнений (2) и учитывая силы давления катков каратки на канат, найдем:

$$y = y_0 + \Theta_0 x + \frac{M_0}{k^2 B} (\operatorname{ch} kx - 1) + \frac{Q_0}{k^2 B} (\operatorname{sh} kx - kx) -$$

$$- \frac{1}{k^2 B} \sum_{i=1}^n P_i [\operatorname{sh} k(x - a_i) - k(x - a_i)];$$

$$\Theta = \Theta_0 + \frac{M_0}{kB} \operatorname{sh} kx + \frac{Q_0}{k^2 B} (\operatorname{ch} kx - 1) - \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{k^2 B} [\operatorname{ch} k(x - a_i) - 1]; \quad (3)$$

$$M = M_0 \operatorname{ch} kx + \frac{Q_0}{k} \operatorname{sh} kx - \frac{1}{k} \sum_{i=1}^n P_i \operatorname{sh} k(x - a_i);$$

$$Q = kM_0 \operatorname{sh} kx + Q_0 \operatorname{ch} kx - \sum_{i=1}^n P_i \operatorname{ch} k(x - a_i),$$

где  $n$  — число катков каретки;

$a_i$  — расстояние от левой опоры до точки приложения  $i$ -го груза;

$P_i$  — вес  $i$ -го сосредоточенного груза.

При шарнирном закреплении каната на опорах граничные условия:

при  $x = 0$   $y = y_0 = 0$  и  $M = M_0 = M'$ ;

при  $x = l$   $y = 0$  и  $M = 0$ .

Используя эти условия, находим начальные параметры  $\Theta_0$  и  $Q_0$ . Подставляя их в (3), после некоторых преобразований получим:

$$y = -\frac{M'}{k^2 B} \left( \frac{\operatorname{sh} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} - \left(1 - \frac{x}{l}\right) \right) + \frac{1}{Bk^2} \sum_{i=1}^n P_i \left( \frac{\operatorname{sh} k(l-a_i)}{\operatorname{sh} kl} \operatorname{sh} kx - \right.$$

$$\left. - \left(1 - \frac{a_i}{l}\right) x - f(a_i) (\operatorname{sh} k(x - a_i) - k(x - a_i)) \right);$$

$$\Theta = \frac{M'}{Bk^2} \left( \frac{k \operatorname{ch} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} - \frac{1}{l} \right) + \frac{1}{Bk^2} \sum_{i=1}^n P_i \left( \frac{\operatorname{sh} k(l-a_i)}{\operatorname{sh} kl} \operatorname{ch} kx - \right.$$

$$\left. - \left(1 - \frac{a_i}{l}\right) - f(a_i) (\operatorname{ch} k(x - a_i) - 1) \right); \quad (4)$$

$$M = -M' \frac{\operatorname{sh} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} + \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{k} \left( \frac{\operatorname{sh} k(l-a_i)}{\operatorname{sh} kl} \operatorname{sh} kx - f(a_i) \operatorname{sh} k(x - a_i) \right);$$

$$Q = Mk \frac{\operatorname{ch} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} + \sum_{i=1}^n P_i \left( \frac{\operatorname{sh} k(l-a_i)}{\operatorname{sh} kl} \operatorname{ch} kx - f(a_i) \operatorname{ch} k(x - a_i) \right),$$

где  $f(a_i) = 0$  при  $x \leq a_i$  и  $f(a_i) = 1$  при  $x > a_i$ .

На подвесных лесотранспортных установках с маятниковым движением каретки применяют двух-, четырех- и восьмикатковые каретки. Давление катка каретки на канат определяем по формуле

$$V = \frac{Q_1}{n} k_v, \quad (5)$$

где  $Q_1$  — вес пачки бревен с кареткой;  
 $k_v$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения поперечной нагрузки между катками каретки и динамику движения груза.

Принимая  $k_v = 1$ , на основании выражений (1), (4) и (5) получим формулу для определения изгибающего момента, возникающего в сечениях несущего каната в зоне башмака.

$$M = -\frac{B}{\rho} \varepsilon \frac{\operatorname{sh} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} + \frac{V}{k} \sum_{i=1}^n \left( \frac{\operatorname{sh} k(l-a_i)}{\operatorname{sh} kl} \operatorname{sh} kx - f(a_i) \operatorname{sh} k(x-a_i) \right). \quad (6)$$

Для определения координаты точки перегиба каната приравняем изгибающий момент нулю. Отсюда

$$\frac{\operatorname{sh} k(l-b)}{\operatorname{sh} kb} = \frac{V\rho}{kB\varepsilon} \sum_{i=1}^n \operatorname{sh} k(l-a_i), \quad (7)$$

где  $b$  — координата сечения перегиба каната.

После некоторых преобразований уравнение (7) примет вид

$$\operatorname{cth} kb = \operatorname{cth} kl + \frac{V\rho}{kB\varepsilon} \operatorname{ch} ka_1 \sum_{i=1}^n [(1 - \operatorname{cth} kl \operatorname{th} ka_i) \times \\ \times \operatorname{ch} k(i-1)c - (\operatorname{cth} kl - \operatorname{th} ka_i) \operatorname{sh} k(i-1)c], \quad (8)$$

где  $a_1$  — расстояние от опоры до первого колеса каретки;  
 $c$  — расстояние между осями каретки.

Поскольку напряжения первичного изгиба имеют местный характер, то изменение изгибных напряжений мы исследовали только в зоне башмака. Согласно [1], длина зоны напряжений изгиба под катком грузовой каретки  $l = 8\lambda$ , где  $\lambda = \frac{1}{k}$ , поэтому примем  $a_1 = j\lambda$ , где  $j \leq 8$ .

На подвесных лесотранспортных установках расстояние между промежуточными опорами принимают равным 300...400 м, тогда  $\operatorname{cth} kl = 1$  и выражение (8) примет вид:

$$\operatorname{cth} kb \approx 1 + \frac{V\rho}{kB\varepsilon} \sum_{i=1}^n e^{-(j+kc(i-1))}. \quad (9)$$

На рис. 2 изображены эпюры изгибающих моментов, которые возникают в канате при подходе каретки к башмаку. Они построены при следующих исходных данных: несущий канат 25,5-ГЛ-В-Н-1568 ГОСТ 3077—81; натяжение каната  $H = 100$  кН; вес груза  $Q = 30$  кН; каретка восьмиколесная с расстоянием между осями колес  $c = 250$  мм; изгибная жесткость каната  $B = 1,5 \cdot 10^8$  Н·мм<sup>2</sup>; коэффициент несоответствия каната монолитному стержню  $\varepsilon = 0,94$ ; радиус кривизны башмака — 500, 1 000, 1 500 и 2 000 мм.

Из эпюры изгибающих моментов (рис. 2) видно, что при подходе каретки к башмаку момент меняет знак. Расстояние  $b$  от башмака к

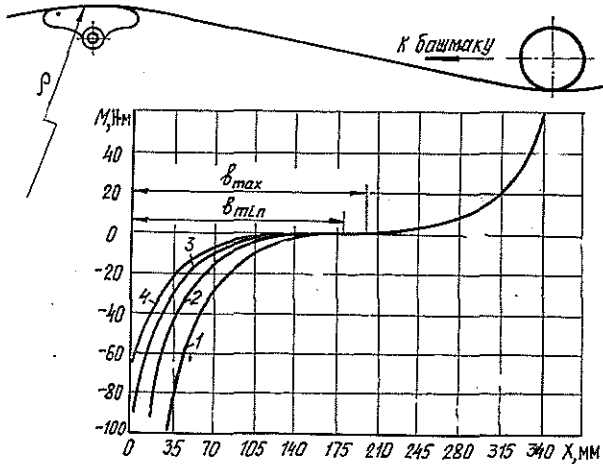


Рис.2. Изгибающие моменты в зоне башмака при радиусах кривизны башмака: 1—500 мм; 2—1000; 3—1500; 4—2000 мм

сечению обратного перегиба каната зависит от радиуса кривизны башмака и составляет 180...200 мм. С увеличением радиуса кривизны башмака уменьшается  $b$  и изгибающий момент на самом башмаке. При радиусе башмака  $\rho = 2000$  мм и коэффициенте запаса прочности каната  $n = 3,5$  абсолютное значение изгибающих моментов под первым катком каретки и на башмаке практически одинаково, т. е. напряжения изгиба в канате под колесом каретки и на башмаке будут равны.

Радиус кривизны башмака до настоящего времени определяется в соответствии с рекомендациями [5]. Для башмака промежуточной опоры значение  $\rho$  должно быть не менее 80 диаметров каната, т. е. оно выбирается конструктивно без учета условий эксплуатации: монтажного натяжения каната, грузоподъемности и числа колес грузовой каретки. На наш взгляд, минимальный радиус башмака можно определить из условий равенства изгибающих моментов под колесом грузовой каретки и на башмаке. Тогда из уравнения (6), полагая  $l > 250$  м, после некоторых преобразований получим формулу для определения минимального радиуса кривизны башмака:

$$\rho_{min} = \frac{2\varepsilon \sqrt{HB}}{V}. \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что минимальный радиус кривизны башмака увеличивается с ростом монтажного натяжения каната и числа колес грузовой каретки. Для исходных данных, приведенных выше, минимальные радиусы кривизны составляют соответственно для четырехколесной грузовой каретки  $\rho_{min} = 814$  мм, для восьмиколесной  $\rho_{min} = 1627$  мм, в то время как [5] рекомендует не менее 2040 мм, независимо от конструкции каретки и натяжения каната.

В процессе эксплуатации износ несущего каната происходит чаще всего в зоне промежуточной опоры со стороны схода каретки с башмака. Это можно объяснить в первую очередь тем, что канат испытывает знакопеременный изгиб как при подходе, так и при сходе каретки с башмака, но при сходе канат получает еще дополнительную динамическую нагрузку вследствие удара по нему каретки.

Для уменьшения вредного влияния напряжений изгиба в зоне промежуточной опоры на долговечность каната предлагается рассчитывать

радиус кривизны башмака по формуле (10), которая учитывает жесткость каната и поперечную нагрузку.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Белая Н. М., Прохоренко А. Г. Канатные лесотранспортные установки.— М.: Лесн. пром-сть, 1964.— 298 с. [2]. Белая Н. М., Прохоренко А. Г., Матишин Н. В. Исследование выносливости несущих канатов с учетом влияния башмака промежуточных опор // Лесн., бум. и деревообраб. пром-сть.— Киев: Будивельник.— 1975.— Вып. 5.— С. 77—81. [3]. Глушко М. Ф., Хоанг Ван Хоанг. К изгибу несущих канатов // Детали машин и ПТМ.— Киев: Техника, 1968.— Вып. 6.— С. 181—186. [4]. Матишин Н. В. Исследование напряжений от изгиба в несущих канатах подвесных лесотранспортных установок в зоне башмаков промежуточных опор // Лесн. журн.— 1982.— № 5.— С. 54—57.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Методические указания. Установки канатные подвесные для лесозаготовок. Проектирование. МУ 03.13.01—78.— Химки: Минлеспром СССР, Кавказ. филиал ЦНИИМЭ, 1979.— 39 с. [6]. Сленко И. И., Береговой И. Н. Исследование напряжений изгиба в несущих канатах под действием многокатковой каретки // Лесн. журн.— 1977.— № 1.— С. 56—61.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 1 июля 1985 г.

УДК 630\*848

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЛЕСОСКЛАДСКИХ СИСТЕМ СО СПЕЦИАЛИЗАЦИЕЙ ПОТОКОВ ПО ВИДАМ ПЕРЕРАБАТЫВАЕМОГО СЫРЬЯ

А. С. ФЕДОРЕНЧИК, И. В. ТУРЛАЙ

Белорусский технологический институт

Интенсификация процесса первичной обработки древесины при упрощении технологии и усилении однородности производства предъявляет повышенные требования к решению вопросов экономики труда, специализации не только предприятий, но и отдельных лесных складов, потоков раскряжевки хлыстов по размерным и качественным параметрам сырья и лесоматериалов.

В этой связи рассмотренная ниже модель позволяет оценивать и совершенствовать такие технологические системы, как потоки нижних складов на базе двух и более раскряжевочных установок, цехов переработки, имеющих два и более потока обработки, и других, где возможна организация работы при специализации потоков по видам перерабатываемого сырья.

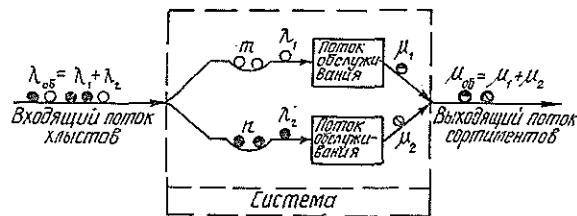


Рис. 1. Формализованная схема функционирования системы

Анализ функционирования таких систем в условиях реального производства показывает, что наиболее общей и достоверной моделью в данном случае является система массового обслуживания с ограниченной длиной очереди (рис. 1). Пусть входящий поток предметов труда на обработку в данную систему с интенсивностью  $\lambda_{об}$  образуют, например, хлысты двух видов хвойных и лиственных пород.