

одновременно в горизонтальном шарнире сочленения секций трактора и в шарнире сочленения задней секции и пачкового захвата расширяет область устойчивости. Критические скорости движения трелевочной системы при установке демпферов с коэффициентами демпфирования 50 и 60 кН·м·с/рад увеличиваются до 65 %.

Таким образом, разработанная математическая модель характеризует устойчивость трелевочной системы и позволяет обосновывать эксплуатационные режимы, влияющие на устойчивость, а предложенное техническое решение способствует улучшению динамических свойств системы с одновременным повышением поперечной устойчивости.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. А. с. 1150143 СССР, МКИ<sup>4</sup> В 62 D 53/02. Составная рама транспортного средства / Г. М. Анисимов, Д. В. Памфилов, С. А. Осмаков, А. В. Опенышев (СССР).— № 3659316/27-11; Заявлено 05.11.83; Оpubл. 15.04.85 // Открытия. Изобретения.— 1985.— № 14.— С. 55. [2]. Жуков А. В., Кадолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Минск: Наука и техника, 1978.— 264 с. [3]. Кононенко М. П., Митерев Ю. И. Исследование поперечной устойчивости колесного трелевочного трактора при его движении по неровному микрорельефу // Вопросы создания трелевочных колесных тягачей: Тр. / ЦНИИМЭ.— 1970.— Вып. 103.— С. 158—168. [4]. Памфилов Д. В. Повышение боковой устойчивости и плавности хода колесной трелевочной системы: Дис... канд. техн. наук.— Л., 1985.— 140 с. [5]. Провоторов Ю. И. Взаимодействие колесного трелевочного трактора и пачки хлыстов при трогании с места // Вопросы механизации лесозаготовок: Тр. / ЦНИИМЭ.— 1973.— Вып. 129.— С. 50—55. [6]. Провоторов Ю. И. Динамическая устойчивость колесного трелевочного трактора при трогании с пачкой хлыстов // Механизация лесосечных работ: Тр. / ЦНИИМЭ.— 1973.— Вып. 132.— С. 116—122.

Поступила 9 марта 1987 г.

УДК 629.1.013.5

### ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ КРЕСТООБРАЗНОЙ СЦЕПКИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИИ ТРОСОВ

А. В. ЖУКОВ, А. И. КИРИЛЬЧИК

Белорусский технологический институт

В настоящее время на лесовозных автопоездах поворотом прицепа-ропуска управляют с помощью дышла и тросовой крестообразной сцепки. От правильности выбора параметров сцепки зависят маневренные свойства лесовозного автопоезда, его управляемость и безопасность движения.

Существующие методики оценки кинематических параметров систем управления автопоездов, приведенные в работах [1—3], не позволяют в полной мере оценить некоторые важные показатели и параметры, например, зону неуправляемости, конструктивные особенности системы управления, деформацию сцепки и т. д.

Для комплексной оценки кинематических параметров сцепок предлагается метод, основанный на предположении условного растяжения тросов управления. Расчетная схема системы управления представлена на рис. 1, точками  $O$  и  $O_1$  обозначены места шарнирного крепления дышла к тягачу и прицепу-ропуску. Плечи  $a$  и угол установки плеч  $\gamma$  определяют координату крепления троса сцепки к тягачу относительно шарнира  $O$ , а плечи  $b$  и угол  $\varphi$  — относительно шарнира  $O_1$ . Расстояние  $OO_1$  является базой крестообразной сцепки ( $L_6$ ). Длину ветви крестообразной сцепки можно найти из треугольника  $KMN$ :

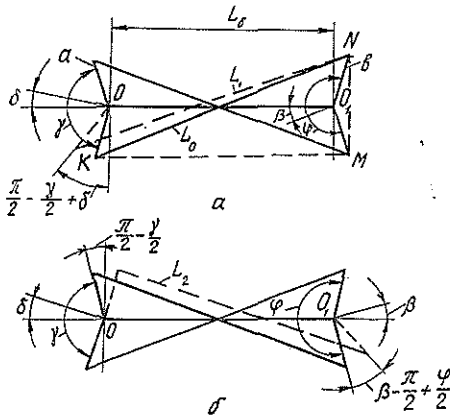


Рис. 1. Расчетная схема определения кинематических параметров сцепки:  $a$  — передаточного отношения;  $b$  — зоны неуправляемости

$$L_0 = \sqrt{\left(a \cos \frac{\gamma}{2} + L_0 - b \cos \frac{\varphi}{2}\right)^2 + \left(a \sin \frac{\gamma}{2} + b \sin \frac{\varphi}{2}\right)^2}. \quad (1)$$

Условная длина ветви троса сцепки  $L_1$  при повернутом на угол  $\delta$  плече  $a$  и неподвижном плече  $b$  определяется по формуле

$$L_1 = \sqrt{\left[a \cos \left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right) + L_0 - b \cos \frac{\varphi}{2}\right]^2 + \left[a \sin \left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right) - b \sin \frac{\varphi}{2}\right]^2}, \quad (2)$$

где  $\delta$  — передний угол складывания автопоезда (угол между продольной осью тягача и дышлом).

Разность между расстояниями  $L_1$  и  $L_0$  есть удлинение, на которое передний рычаг условно растянул ветвь троса, или перемещение точек закрепления троса на заднем рычаге:

$$L_1 - L_0 = \Delta = b\beta, \quad (3)$$

где  $\Delta$  — условное удлинение троса;

$\beta$  — задний угол складывания автопоезда (угол между продольной осью прицепа-ропуски и дышлом).

Преобразуя выражение (3) с учетом уравнений (1) и (2), получим:

$$\beta = \sqrt{N + Q \cos \left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right) + P \sin \left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right)} - \frac{L_0}{b}, \quad (4)$$

где

$$N = \frac{a^2 + b^2 + L_0^2 - 2L_0b \cos \varphi/2}{b^2};$$

$$Q = \frac{2a(L_0 - b \cos \varphi/2)}{b^2}; \quad P = \frac{2a}{b} \sin \frac{\varphi}{2}.$$

Уравнение (4) представляет собой угловую характеристику крестообразной сцепки и позволяет определять изменение заднего угла складывания  $\beta$  при изменении переднего угла складывания  $\delta$ . Таким образом, можно записать общее уравнение для определения передаточного отношения крестообразной сцепки:

$$i = \frac{\sqrt{N + Q \cos \left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right) + P \sin \left(\frac{\gamma}{2} - \delta\right)} - L_0/b}{\delta}. \quad (5)$$

Оценивая кинематические параметры крестообразной сцепки, необходимо также анализировать состояние нерабочей (холостой) ветви

тросового привода, так как оно существенно влияет на работоспособность сцепки. Обозначим длину нерабочей ветви крестообразной сцепки  $L_2$  и рассмотрим возможные кинематические соотношения, возникающие при повороте автопоезда:

1)  $L_0 < L_2$  — положение кинематического несоответствия, при котором нерабочая ветвь препятствует повороту прицепа. Оно возникает при неправильном выборе геометрических параметров сцепки, нарушающих ее симметричность;

2)  $L_0 = L_2$  — наиболее благоприятное кинематическое соотношение, которое необходимо соблюдать при проектировании;

3)  $L_0 > L_2$  — положение, при котором возникают зоны неуправляемости (ЗН) прицепа в момент смены рабочих ветвей тросового привода при переходе автопоезда на траекторию выхода из поворота.

Для определения ЗН рассмотрим схему на рис. 1, б. Длину нерабочей ветви крестообразной сцепки можно определить из выражения

$$L_2 = \sqrt{\left[ L_0 + a \cos\left(\frac{\gamma}{2} + \delta\right) - b \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta\right) \right]^2 + \left[ a \sin\left(\frac{\gamma}{2} + \delta\right) + b \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta\right) \right]^2}.$$

Тогда ЗН может быть найдена из следующего уравнения:

$$\text{ЗН} = \frac{L_0 - L_2}{b}. \quad (6)$$

Как видно из уравнения (6), ЗН представляет собой угол поворота прицепа-ропуса, при котором отсутствует жесткая фиксированная связь с тягачом.

Уравнения кинематических параметров крестообразной сцепки получены с учетом допущений неизменности расстояний между точками крепления тросов управления и их нерастяжимости. При эксплуатации расстояние между точками крепления тросов  $L_T$  является величиной переменной и находится в непосредственной зависимости от усилий в тросах управления. Эта зависимость имеет вид

$$L_T = L'_T \left( 1 + \frac{P_{\text{тр}}}{EF_T} \right), \quad (7)$$

где  $L'_T$  — длина ветви тросового привода при нерастяжимом тросе;

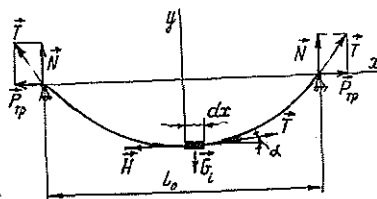
$P_{\text{тр}}$  — усилие в тросе управления;

$E$  — модуль упругости троса;

$F_T$  — площадь поперечного сечения троса.

Для определения величины  $L'_T$  рассматривали схему закрепления троса управления сцепки, представленную на рис. 2. Под действием сил тяжести трос провисает. Обозначим через  $dx$  длину элементарного участка, примыкающего к середине троса. С одной стороны на элементарный участок действует сила  $T$ , направленная под углом к горизонту,

Рис. 2. Схема сил, действующих на тросы управления



с другой — сила  $H$ , равная силе  $P_{\text{тр}}$ . На основании этой схемы можно получить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} T \cos \alpha - P_{\text{тр}} = 0; \\ -T \sin \alpha + q \int_0^x \sqrt{1 + y'^2} dx = 0, \end{cases} \quad (8)$$

где  $q$  — вес 1 пог. м троса;

$y = f(x)$  — уравнение провисания ветви тросового привода.

Исключая из системы уравнений (8) параметр  $T$ , получим:

$$q \int_0^x \sqrt{1 + y'^2} dx = P_{\text{тр}} \operatorname{tg} \alpha. \quad (9)$$

Тангенс угла наклона касательной к кривой есть производная, следовательно, уравнение (9) можно представить в виде:

$$y'' = \frac{q}{P_{\text{тр}}} \sqrt{1 + y'^2}. \quad (10)$$

Общее решение уравнения (10) имеет вид

$$y = \frac{P_{\text{тр}}}{2q} \left( \exp \frac{(x + C_1) q}{P_{\text{тр}}} + \exp -\frac{(x + C_1) q}{P_{\text{тр}}} \right) + C_2.$$

При начальных условиях:  $x_0 = 0$ ,  $y_0 = 0$ ,  $y'_0 = 0$  постоянные интегрирования равны:  $C_1 = 0$ ;  $C_2 = -\frac{P_{\text{тр}}}{q}$ . Уравнение прогиба троса в окончательном виде следующее:

$$y = \frac{P_{\text{тр}}}{2q} \left( \exp \frac{q}{P_{\text{тр}}} x + \exp -\frac{q}{P_{\text{тр}}} x - 2 \right), \quad (11)$$

Тогда величину  $L'_T$  можно определить по формуле

$$L'_T = \int_0^{L_0/2} \sqrt{1 + y'^2} dx. \quad (12)$$

Подставив уравнения (11) и (12) в (7) и сделав соответствующие преобразования, получим уравнение для определения длины троса управления сцепки с учетом деформации:

$$L_T = \left( 1 + \frac{P_{\text{тр}}}{EF_T} \right) \int_0^{L_0/2} \sqrt{2 + \exp \frac{2x q}{P_{\text{тр}}} + \exp -\frac{2x q}{P_{\text{тр}}}} dx. \quad (13)$$

Решая уравнение (13) на ЭВМ, получили зависимости изменения длины тросов управления от силы натяжения, представленные на рис. 3. Анализируя их, можно заключить, что длина тросов управления с увеличением силы натяжения уменьшается по гиперболическому закону и стремится в пределе к  $L_0$ . Деформация тросов изменяется по закону, близкому к линейному, при этом с увеличением базы автопоезда на 1 м деформация возрастает на 15...18 %.

На рис. 4 приведены графические зависимости кинематических параметров крестообразной сцепки лесовозного автопоезда при недеформируемых тросах управления и их изменении при наличии деформации. Кривые на рисунке показывают, что задний угол складывания  $\beta$  и передаточное отношение  $i$  изменяются по нелинейному закону. С учетом деформации тросов они уменьшаются более интенсивно с нарастанием переднего угла складывания. Так, при  $\delta = 0,3$  рад  $\beta$  и  $i$  уменьшаются на 5...6 %, а при  $\delta = 0,4$  рад — на 9...10 %.

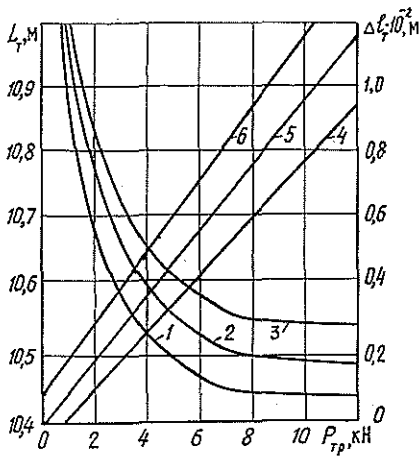


Рис. 3. Графики изменения длины  $L_t$  и деформации  $\Delta L_t = L_t - L_t^0$  тросов управления от усилий в тросах ( $q = 12,2 \text{ Н/м}$ ;  $F_t = 124,7 \text{ мм}^2$ ): 1, 4 — изменение длины и деформации тросов управления при базе лесовозного автопоезда 9 м; 2, 5 — при базе 10 м; 3, 6 — при базе 11 м

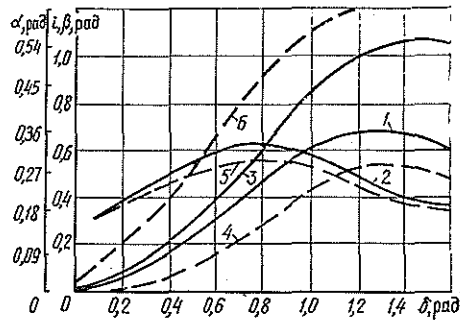


Рис. 4. Кинематические параметры крестообразной сцепки лесовозного автопоезда: 1, 2, 3 — изменение заднего угла складывания, передаточного отношения и зоны неуправляемости без учета деформации тросов; 4, 5, 6 — то же с учетом деформации тросов

Деформация тросов управления резко увеличивает ЗН лесовозного автопоезда в диапазоне  $\delta < 0,2 \text{ рад}$ . Это говорит о том, что даже при радиусах поворота лесовозных автопоездов  $R \geq 50 \text{ м}$  не исключена возможность выворачивания прицепа-ропуски при наезде на какое-либо препятствие и создания аварийной ситуации на дороге. При  $\delta > 0,5 \text{ рад}$  ЗН нарастают пропорционально изменению недеформированных тросов управления. При передних углах складывания  $50 \dots 60^\circ$  ЗН достигает  $36 \dots 37\%$ , что на  $18 \dots 20\%$  больше, чем при недеформируемых тросах. Целесообразно обеспечивать начальное натяжение тросов управления  $7,5 \dots 8,0 \text{ кН}$ , так как при этом они деформируются менее интенсивно. Наличие ЗН, достигающих значительных величин, не исключается регулировками натяжения тросов.

Экспериментальные исследования кинематических параметров лесовозного автопоезда МАЗ-509А + ГКБ-9383 показали, что отличия от теоретических угловых характеристик и передаточного отношения не превышают  $6\%$ , а величины ЗН — не более  $14\%$ . Результаты экспериментов подтверждают справедливость полученных аналитических зависимостей и свидетельствуют о том, что предлагаемая методика оценки кинематических параметров систем управления лесовозных автопоездов может быть использована для практических расчетов.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Автомобильный транспорт леса: Справочник / Под ред. В. А. Горбачевского. — М.: Лесн. пром-сть, 1973. — 372 с. [2]. Закон Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. — М.: Транспорт, 1967. — 255 с. [3]. Лахно В. П. Методика расчета крестообразной сцепки автомобиля с ролпуском // Механизация лесосечных работ: Тр. / ЦНИИМЭ. — 1973. — № 132. — С. 95—104.

Поступила 22 июля 1987 г.

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.

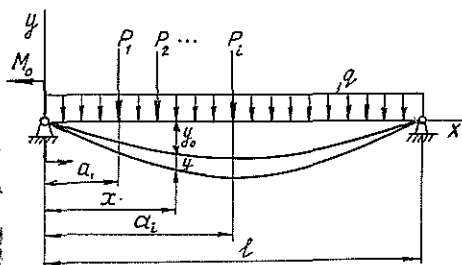


Рис. 1

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;