

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630*377.44.01.4/5

ОБОСНОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ
КОЛЕСНОЙ ТРЕЛЕВОЧНОЙ СИСТЕМЫ ПО КРИТЕРИЮ
ПОПЕРЕЧНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИГ. М. АНИСИМОВ, Д. В. ПАМФИЛОВ, В. Д. ВАЛЯЖОНКОВ,
В. П. СЕРГЕЕВ, А. М. КОЧНЕВЛенинградская лесотехническая академия
Брянский технологический институт
КарНИИЛП

В ранее проводимых исследованиях динамической устойчивости колесных трелевочных систем базовый трактор был представлен плоской колебательной схемой с приведенными характеристиками подвески [2] при детерминированном воздействии, формируемом единичными неровностями [3], троганием трактора и подхватом пачки [5, 6].

Нами исследована поперечная динамическая устойчивость колесной трелевочной системы на базе трактора с пачковым захватом при возмущающем воздействии стохастического характера микропрофиля склона волока.

За критерий потери устойчивости принимали условие равенства нулю опорных реакций колес, движущихся выше по склону. Трактор идеализировали системой двух твердых тел с массами m_1 , m_2 , соединяющихся горизонтальным шарниром с одной степенью свободы. Пачку моделировали усеченным конусом; ее массу привели к точке пересечения продольной оси пачки с плоскостью захвата:

$$m_3^{пр} = m_3 \frac{1}{L_2} (0,06L_2^2 + 0,15r^2 + l_5^2), \quad (1)$$

где m_3 — масса пачки;

L_2 — длина пачки;

r — радиус комлевого сечения пачки;

l_5 — расстояние от конца вершинной части пачки до центра масс.

Критические эксплуатационные режимы трелевочной системы определяли методом кинестатики. К системе прикладывали действующие силы, реакции связей, силы и моменты сил инерции (рис. 1). Для определения ускорений, сил и моментов сил инерции была разработана и исследована математическая модель пространственных колебаний трелевочной системы при воздействии микропрофиля случайного характера, экспериментально подтверждена ее адекватность. Модель учитывала податливость и демпфирование шин в вертикальном и поперечном направлениях, нелинейное взаимодействие трактора и пачки через гидрополиспаст технологического оборудования [4].

Угол отклонения подвеса захвата трактора

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \alpha_3, \quad (2)$$

где α_1 — угол статического отклонения подвеса захвата, равный углу склона;

α_3 — угол динамического отклонения, вызванного колебаниями системы,

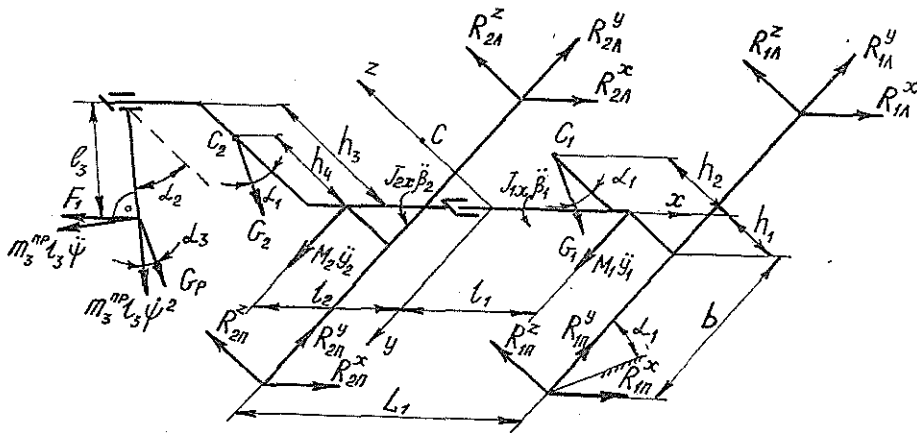


Рис. 1. Расчетная схема для исследования поперечной устойчивости колесной трелевочной системы

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{1}{G_p} m_3^{np} l_3 \ddot{\psi}, \quad (3)$$

где l_3 — длина подвеса захвата;
 G_p — рейсовая нагрузка трактора.

Сила трения волочащегося конца пачки о волок

$$F = m_3 g f \frac{l_4}{L_2 (1 + f \varphi)}, \quad (4)$$

где l_4 — расстояние от торца пачки до ее центра тяжести;
 f — коэффициент трения пачки о волок;
 φ — угол наклона продольной оси пачки к поверхности волока.

Уравнение движения, формализующее потерю устойчивости трелевочной системы, имеет вид:

$$A \cos \alpha_1 + B \sin \alpha_1 + C = 0. \quad (5)$$

Здесь

$$A = m_3^{np} l_3 [(h_3 \dot{\psi}^2 + b \ddot{\psi}) \sin \alpha_3 + (h_3 \ddot{\psi} - b \dot{\psi}^2) \cos \alpha_3] - (G_1 + G_2 + G_p) b;$$

$$B = G_1 h_2 + G_2 h_4 + G_p h_3 + m_3^{np} l_3 [(h_3 \dot{\psi}^2 + b \ddot{\psi}) \cos \alpha_3 + (b \dot{\psi}^2 - h_3 \ddot{\psi}) \sin \alpha_3];$$

$$C = m_3^{np} \ddot{\psi} l_3 + J_{1x} \ddot{\beta}_1 + J_{2x} \ddot{\beta}_2 + M_1 h_1 \ddot{y}_1 + M_2 h_2 \ddot{y}_2 + G_p l_3 \sin \alpha_3,$$

где G_1, G_2 — вес соответственно передней и задней секции трактора;

M_1, M_2 — инерционные коэффициенты;

J_{1x}, J_{2x} — осевые моменты инерции соответственно передней и задней секции относительно оси x горизонтального шарнира.

Инерционные коэффициенты определяли по формулам

$$M_1 = \frac{1}{L_2^2} [J_z + (m_1 + m_2) l_2^2]; \quad M_2 = \frac{1}{L_1^2} [J_z + (m_1 + m_2) l_1^2], \quad (6)$$

где J_z — осевой момент инерции трактора относительно вертикальной оси z , проходящей через общий центр масс C секций трактора;

l_1, l_2 — расстояние соответственно от переднего и заднего моста до общего центра масс секций трактора;

L_1 — база трактора.

Решая полученное трансцендентное уравнение (5) методом Мюллера на ЭВМ ЕС-1022 и варьируя основные эксплуатационные режимы, можно построить зависимость критических масс пачки и скорости движения от угла склона для трелевочной системы на базе перспективного лесопромышленного трактора ТЛК-1 (рис. 2). Как видно из рисунка, с увеличением скорости движения и массы пачки поперечная устойчивость ухудшается. Эта зависимость позволяет, задаваясь характеристиками рельефа лесосеки, выбирать и обосновывать скорости и рейсовые нагрузки трелевочной системы по критерию поперечной устойчивости.

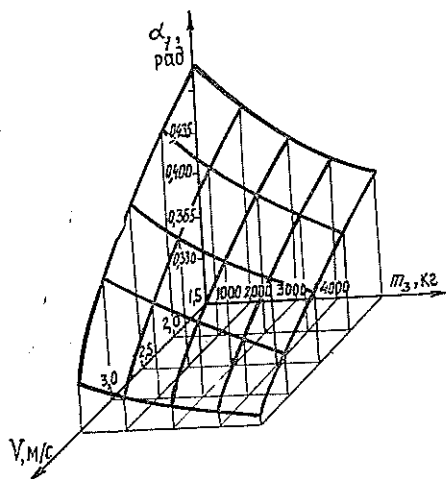


Рис. 2. Зависимость критической массы пачки и скорости движения системы от угла склона

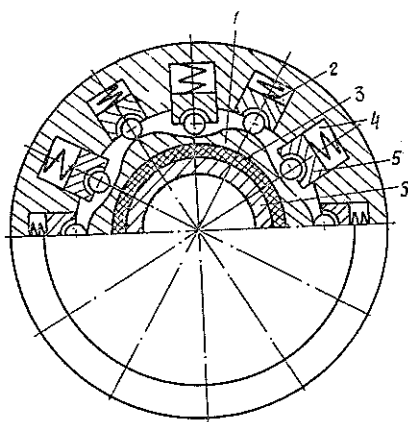


Рис. 3. Демпфер относительных поперечно-угловых колебаний секций трактора

В целях повышения поперечной устойчивости трелевочной системы было разработано решение, основанное на использовании ее конструктивных особенностей. Оно заключается в гашении относительных поперечно-угловых колебаний секций трактора и предмета труда — трелеваемой пачки. Демпферы крутильных колебаний устанавливаются в горизонтальном шарнире сочленения секций трактора и в шарнире сочленения задней секции и пачкового захвата.

Для реализации этого решения был предложен упруго включенный демпфер внутримолекулярного трения (рис. 3), который состоит из упругой втулки 3, жестко связанной с трубкой 6 передней секции трактора и закрепленной в кулачковом цилиндре 1. На кулачки цилиндра опираются роликовые толкатели 5, упруго установленные в цилиндрических отверстиях 4 с помощью пружин 2. Обойма жестко соединена с задней секцией. При поперечно-угловых колебаниях секций трактора происходит их относительный поворот, при этом кулачки цилиндра 1 действуют на толкатели 5 с пружинами 2 и перемещают толкатели в отверстиях обоймы. Одновременно кулачковый цилиндр, поворачиваясь относительно трубы 6, вследствие деформации упругой втулки 3, осуществляет демпфирование относительных поперечно-угловых колебаний за счет внутреннего трения во втулке 3 [1].

Исследование принципиальных возможностей предложенного гашения относительных колебаний показало, что установка демпферов

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, МКИ⁴ 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 γ определяют координату крепления троса сцепки к тягачу относительно шарнира O , а плечи b и угол φ — относительно шарнира O_1 . Расстояние OO_1 является базой крестообразной сцепки (L_6). Длину ветви крестообразной сцепки можно найти из треугольника KMN :