

ской трансмиссии тягача 1, полученными при экспериментальных исследованиях лесовозного автопоезда в эксплуатационных условиях с характеристиками его грузовыми состояниями. Это обусловлено влиянием не учтенных в данной расчетной схеме других динамических связей, в том числе и реактивных, введение которых значительно усложняет математическую модель автопоезда.

Таким образом, по данной модели движения лесовозного автопоезда на базе тягачей МАЗ учитываются основные связи между колебаниями трансмиссии и звеньев автопоезда и реально отражаются динамические процессы в системе. Проведенные исследования позволили установить спектры собственных частот колебаний автопоезда по моделям тягача, а также выявить основные особенности влияния параметров трансмиссии и продольной связи ПР с тягачом на собственные частоты этих колебаний. Приведенные параметры динамической системы лесовозных автопоездов на базе тягачей МАЗ с исследованными типами трансмиссий являются исходным материалом при изучении их динамики движения и эксплуатационных качеств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кондрашкин С.И., Констанистов С.П., Семенов В.М. Принципы построения математических моделей динамики движения автомобиля // Автомоб. промст. — 1979. — № 7. — С. 24—27.
2. Жуков А.В., Тихонов А.Ф., Остриков Я.И. Перспективы применения гидромеханических передач на лесовозных автомобилях // Механизация лесоразработок и транспорт леса. — Минск, 1983. — Вып. 13. — С. 90—96.
3. Маслов Г.С. Расчеты колебания валов: Справ. — 2-е изд., испр. и доп. — М., 1980.
4. Фаворин М.В. Моменты инерции тела: Справ. — 2-е изд., испр. и доп. — М., 1977.
5. Остриков Я.И. Определение инерционных характеристик гидропередачи лесовозного автомобиля // Механизация лесоразработок и транспорт леса. — Минск, 1983. — Вып. 13. — С. 114—117.

УДК 629.114.3

О.В. ПЕТРОВИЧ, А.И. КИРИЛЬЧИК

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

При оценке маневренных свойств лесовозных автопоездов с крестообразной сцепкой необходимо установить кинематические зависимости между перемещениями его звеньев. Влияние параметров системы управления на эксплуатационные качества лесовозного автопоезда рассматривалось в работах [1, 2]. Однако в них не исследовалась работа системы управления при движении автопоезда на различных участках криволинейной траектории, не отражены вопросы автоматизации расчетов при проектировании тросового привода прицепного звена автопоезда.

Схема крестообразной сцепки лесовозного автопоезда представлена на рис. 1. Длина дышла l_d , плечи a и b , углы установки плеч γ и φ относительно точек шарнирного крепления дышла к тягачу и прицепу-роспуску определяют кинематические характеристики данного механизма.

Кинематические параметры тросовой системы управления оценивались с учетом свойств гибких нитей [3]. Так как гибкая нить воспринимает только растягивающие нагрузки, крестообразная сцепка представлена в виде двух симметричных относительно дышла четырехшарнирных механизмов *NACK* и *NBDK* (см. рис. 1), работающих при криволинейном движении автопоезда по-переменно и в противофазах.

Участки криволинейной траектории движения автопоезда можно разделить на три характерные группы [4]: движение по входной, круговой и по выходной траектории.

Определим угол поворота тележки относительно дышла β как функцию от угла складывания автопоезда δ . Зависимость $\rho = f(\delta)$ для автопоезда, находящегося на участке движения по входной траектории, имеет следующий вид:

$$\beta = \varphi/2 + BKN - BKD. \quad (1)$$

Значения углов *BKN* и *BKD* зависят от угла складывания автопоезда δ :

$$BKN = \arccos \frac{l_{BK}^2 + l_{\Delta}^2 - a^2}{2l_{BK}l_{\Delta}}; \quad BKD = \arccos \frac{l_{BK}^2 + b^2 - l_0^2}{2l_{BK}b},$$

где

$$l_{BK} = \sqrt{a^2 + l_{\Delta}^2 - 2al_{\Delta} \cos(\gamma/2 + \delta)};$$

$$l_0 = \sqrt{(l_{\Delta} - a \cos \gamma/2 - b \cos \varphi/2)^2 + (a \sin \gamma/2 + b \sin \varphi/2)^2}.$$

При движении автопоезда по выходной траектории значение угла β определяем из выражения

$$\beta = CKA - NKA - \varphi/2, \quad (2)$$

где

$$CKA = \arccos \frac{b^2 + l_{AK}^2 - l_0^2}{2bl_{AK}}; \quad NKA = \arccos \frac{l_{\Delta}^2 + l_{AK}^2 - a^2}{2l_{\Delta}l_{AK}};$$

$$l_{AK} = \sqrt{a^2 + l_{\Delta}^2 - 2al_{\Delta} \cos(\gamma/2 - \delta)}.$$

Зависимости (1) и (2) устанавливают связь между углом поворота тележки относительно дышла и углом складывания автопоезда при криволинейном движении.

В приведенной методике кинематика поворота автопоезда с крестообразной сцепкой рассматривалась с учетом состояния нерабочей ветви l_n тросового привода:

$$l_n = \sqrt{(l_{\Delta} - a \cos(\frac{\gamma}{2} - \delta) - b \cos(\frac{\varphi}{2} + \beta))^2 + (a \sin(\frac{\gamma}{2} - \delta) + b \sin(\frac{\varphi}{2} + \beta))^2}$$

В результате несоответствия расстояний l_0 и l_n между точками крепления гибких тяг системы управления на тягаче и тележке при повороте автопоезда возникает прослабление нерабочей ветви системы управления, которое может вызвать проворачивание прицепного звена под действием внешних сил (неров-

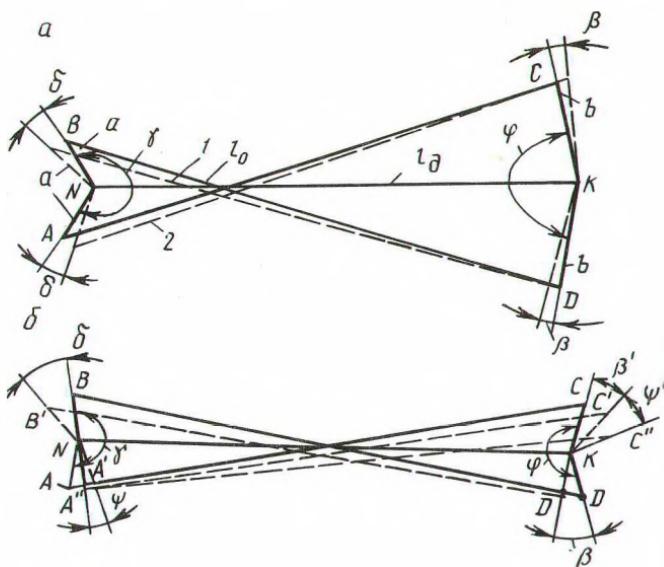


Рис. 1. Кинематические схемы крестообразной сцепки лесовозного автопоезда:
 а – работа системы управления при криволинейном движении автопоезда; б – зона неуправляемости автопоезда ψ и угол проворачивания прицепного звена ψ' при движении автопоезда на повороте.

ности дороги, одиночные препятствия и т. д.) и привести к аварийной ситуации на дороге. При переезде неровностей на повороте в соответствии со схемой (см. рис. 1, б) угол проворачивания тележки

$$\psi' = AKC'' - A'KC', \quad (3)$$

$$\text{где } A'KC'' = \arccos \frac{l_{AK}^2 + b^2 - l_0^2}{2l_{AK}b}; \quad A'KC' = \arccos \frac{l_{AK}^2 + b^2 - l_h^2}{2l_{AK}b};$$

$$l_{AK} = \sqrt{a^2 + l_0^2 - 2al_{\alpha} \cos(\frac{\gamma}{2} - \delta)}.$$

В момент смены рабочих ветвей тросового привода при выходе автопоезда из поворота возникают зоны неуправляемости прицепного звена ψ . В этом случае при уменьшении угла складывания автопоезда на некоторое значение ψ положение прицепа-ролика относительно дышла останется неизменным ($\beta = \text{const}$).

Определим зону неуправляемости ψ (см. рис. 1, б):

$$\psi = C'NA'' - C'NA', \quad (4)$$

$$C'NA' = \arccos \frac{a^2 + l_{NC}^2 - l_h^2}{2al_{NC}}; \quad C'NA'' = \arccos \frac{a^2 + l_{NC}^2 - l_0^2}{2al_{NC}};$$

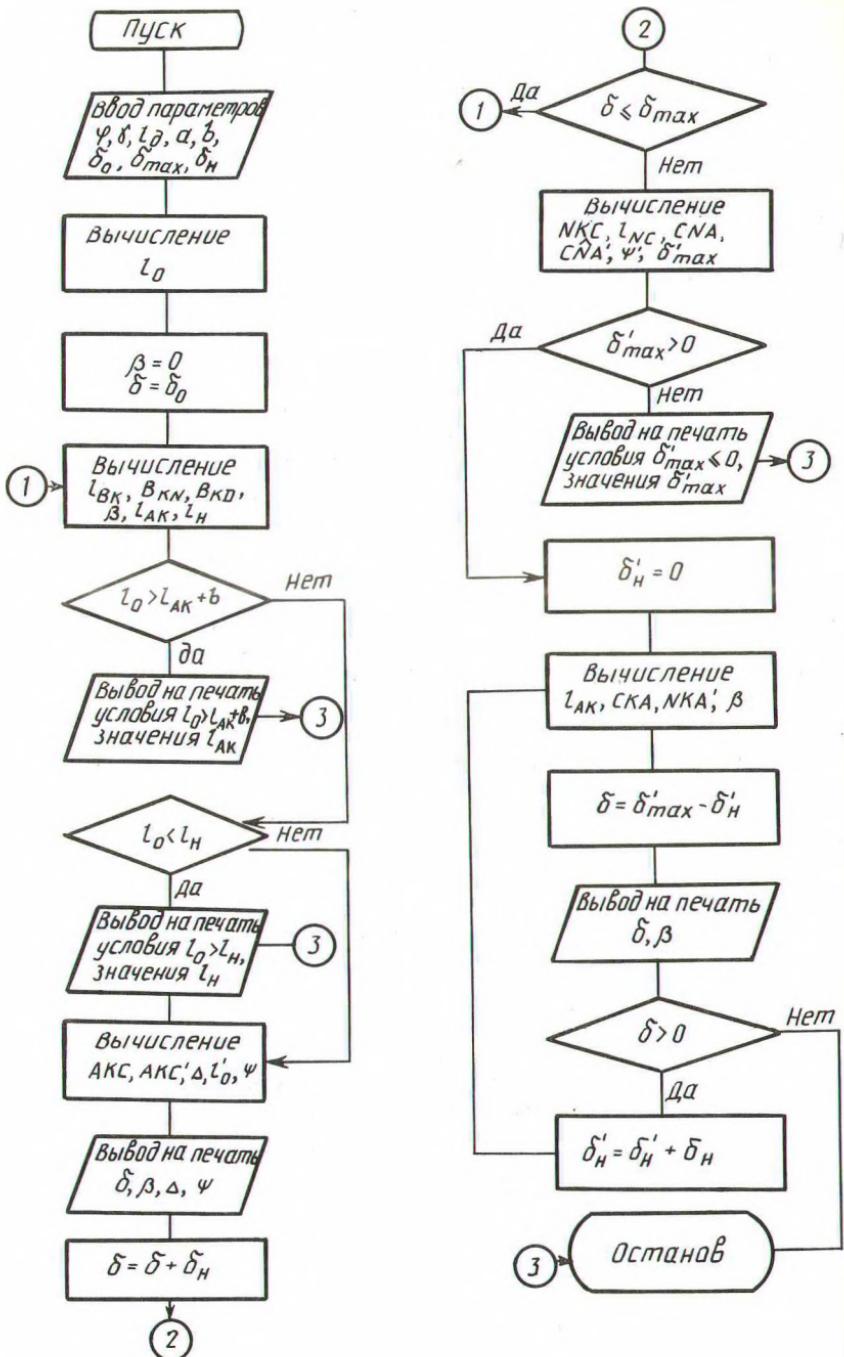


Рис. 2. Алгоритм математической модели работы тросовой системы управления автопоездом на ЭВМ ЕС-1033.

$$l_{NC} = \sqrt{l_{\text{д}}^2 + b^2 - 2l_{\text{д}}b \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_{\max}\right)}.$$

На основании полученных зависимостей (3) и (4) можно сделать вывод, что оптимальным кинематическим соотношением работы системы управления, к которому необходимо стремиться при ее проектировании, является соотношение $l_0 = l_{\text{н}}$. В этом случае значение углов ψ и ψ' при криволинейном движении автопоезда равно нулю.

Результаты кинематического анализа системы управления были использованы для составления алгоритма математической модели работы крестообразной сцепки лесовозного автопоезда (рис. 1). Проведенные по данному алгоритму расчеты на ЭВМ ЕС-1033 показали, что кинематическая зависимость $\beta = f(\delta)$ тросового привода лесовозного автопоезда МАЗ-509А + ГКБ-9383 имеет нелинейный характер. Зона неуправляемости ψ и угол проворачивания прицепа-роспуска ψ' при $\delta = 30^\circ$ превышает 4° .

Применение предложенного алгоритма (см. рис. 2) позволяет на стадии конструирования выбирать параметры крестообразной сцепки лесовозного автопоезда, обеспечивающие ее надежную работу. Использование средств вычислительной техники повышает эффективность и точность расчетов, значительно сокращает сроки проектирования системы управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лахно В.П., Лахно Р.П. Автомобильные лесовозные автопоезда. — М., 1961.
2. Кирильчик А.И. Основные кинематические параметры крестообразной сцепки лесовозного автопоезда // Механизация лесоразработок и транспорт леса. — Минск, 1984. — Вып. 14. — С. 100—103.
3. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. — М., 1986.
4. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. — М., 1986.

УДК 630*377

В.А. СИМАНОВИЧ

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Экспериментальные работы проводились в целях статистической оценки основных тягово-динамических показателей колесного трелевочного трактора ЛТ-157 при работе его в реальных эксплуатационных условиях. Оценивалось влияние конструктивных схем подвеса пачки [1] на динамическую нагруженность тягача при движении по магистральным и пасечным волокам. Во время проведения опытов варьировались скорости движения трактора и записывались следующие параметры: крутящие моменты на полуосиах трактора, тяговое усилие в канате лебедки, перемещение упругих элементов в конструкции подвеса и щита, угловые отклонения каната лебедки, вертикальные ускорения на сиденьи водителя, частота вращения вала двигателя, пройденный путь трактора.