

М 308653

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи
ГАЛИЦКИЙ Евгений Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ
КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА
(05.05.03. Автомобили и тракторы)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1977

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

М о с к о в с к о е

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи
ГАЛИЦКИЙ Евгений Николаевич

и

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1308653

Галицкий Е. Н. Исследование

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ
КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА
(05.05.03. Автомобили и тракторы)

M308653

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук.

Москва - 1977

Работа выполнена в Центральном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте механизации и энергетики лесной промышленности (ЦНИИМЭ)

Научный руководитель

- доктор технических наук
В.М.Семенов

Научный консультант

- кандидат технических наук
Л.А.Калякин

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук,
профессор Я.Е.Фаробин,

- кандидат технических наук
С.Г.Макаров

Ведущее предприятие

- Харьковский ордена Трудового
Красного Знамени и ордена
Октябрьской Революции трактор-
ный завод им. Серго Орджоникид-
зе.

Защита диссертации состоится "3" октября 1977г.
в " " часов на заседании специализированного Совета по
транспортному машиностроению Московского ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени
Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

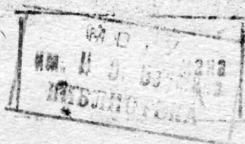
Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, прось-
ба выслать по указанному адресу:

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.

Автореферат разослан "23" августа 1977 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук,
доцент

Д.Н.Колобов



Актуальность темы. Решениями XXV съезда КПСС намечено дальнейшее повышение качества и эффективности машин, в том числе и лесозаготовительной техники.

Эксплуатация на лесозаготовках колесных трелевочных тракторов связана со спецификой их работы в условиях бездорожья с полуподвешенным пакетом хлыстов, взаимодействие с которым обуславливает возникновение интенсивных динамических нагрузок при трогании, разгоне и движении.

В известных исследованиях движения трактора на неустановившихся режимах использовалась математическая модель в виде твердого тела с введением КПД трансмиссии и шин как постоянных величин, независимых от колебаний агрегатов трактора и условий движения. Однако экспериментальные исследования показывают, что в результате колебательных процессов в системе "двигатель-трансмиссия-двигатель" рассеивание энергии двигателя в агрегатах на резонансных режимах доходит до 20%.

Таким образом, возникает проблема исследования движения транспортного средства с позиций взаимодействия двигателя внутреннего сгорания (ДВС) заданной ограниченной мощности, имеющего нелинейную внешнюю характеристику со связанными колебаниями системы. Решение этой проблемы позволит повысить динамику движения транспортных средств и в конечном итоге эффективность их эксплуатации.

Состояние вопроса. Фундаментальные теоретические работы по динамике систем заложены в трудах А.А.Андропова, А.А.Булгакова, Дж.Ден-Гартога, Ф.М.Дименберга, В.К.Житомирского, Ю.А.Митропольского, И.И.Неймана, С.П.Тимошенко и др. Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля исследовались Р.К.Вафинным, В.А.Ивановым, В.С.Лукинским, П.П.Лукиным, И.С.Луневым, А.И.Мамлеевым, Л.Н.Островерховым, А.А.Полунгиным, В.М.Семеновым, Ю.Д.Силуковым, Г.А.Смирновым, Ю.Г.Стефановичем, В.И.Стрельцовым, А.К.Фрумкинм, И.С.Цитовичем и многими другими.

К исследованиям по динамике трансмиссий тракторов в первую очередь относятся работы В.Я.Андровича, Г.М.Анисимова, И.Б.Барского, С.Г.Борисова, Ю.Л.Волошина, Д.И.Громова, А.П.Доброхлебова, Ф.В.Кальянова, Г.М.Кутькова, А.Д.Левитануса, Е.Д.Львова, 3

О.Б.Слущкой, Я.Е.Фаробина, И.Ш.Чернявского и др.

Динамике лесотранспортных машин посвящены работы Н.И.Биолюка, В.А.Галамичева, В.С.Гастева, А.М.Гольдберга, В.А.Горбачевского, Д.В.Жукова, М.И.Зайчика, Л.А.Калякина, И.П.Ковтуна, С.Г.Костогриза, Л.И.Леонovichа, В.И.Мельникова, С.Ф.Орлова, Г.Н.Петруша, Ю.И.Провоторова, В.Б.Прохорова, Ю.Е.Рыскина, З.С.Цофина, Л.М.Эмайкина и др.

Из анализа работ по динамике трансмиссий и подвесок колесных транспортных средств следует, что в большинстве исследований колебания трансмиссии, подвески и других агрегатов рассматриваются отдельно без учета взаимовлияния. Исключение составляют работы Н.Ф.Бочарова, С.Г.Макарова, В.М.Семенова, Ю.Д.Силукова и некоторых других, в которых исследования колебаний подвески автомобиля связывались с колебаниями трансмиссии. К работам по теории движения трактора относятся исследования И.Б.Барского, В.Н.Болтинского, Г.З.Гамидова, В.Г.Гневковского, Л.В.Гячева, Г.М.Кутькова, А.С.Солонского, А.И.Тимофеева и др.

Анализ работ по теории движения транспортных средств показывает, что все они за исключением последних работ И.Б.Барского, В.Я.Анцловича и Г.М.Кутькова основаны на теории, в которой заложены дифференциальные уравнения движения транспортного средства как твердого тела. Однако в ряде случаев расчеты по существующей теории движения транспортного средства как твердого тела существенно не совпадают с результатами экспериментальных исследований ввиду, главным образом, тех особенностей, которые имеют место при динамическом взаимодействии ДВС заданной ограниченной мощности с колебательной системой транспортного средства при учете нелинейных внешних характеристик ДВС.

Ц е л ь р а б о т ы - разработка методов исследования с помощью эвм динамики движения колесного трелевочного трактора на неустановившемся разгонном режиме с позиций представления его математической модели как многосвязанной колебательной системы, приводимой в движение ДВС заданной мощности.

О с н о в н ы е з а д а ч и и с с л е д о в а н и я.
Для достижения упомянутой выше цели в реферируемой диссертации поставлены следующие задачи:

1. Разработка математической модели динамики пакета хлыстов и ее исследование на ЭВМ.

2. Разработка математической модели трактора, связывающей воедино колебания всех основных его агрегатов.

3. Анализ по собственным значениям частот динамической системы трактора как взаимосвязанной колебательной системы, обоснование и разработка математической модели его движения.

4. Исследование неустановившегося в режиме разгона движения трактора, представляемого как колебательная система, взаимодействующая с ДВС заданной ограниченной мощности, имеющим нелинейную внешнюю характеристику; учет влияния на разгон диссипации энергии двигателя в узлах и агрегатах.

5. Разработка рекомендаций по методике расчета неустановившихся режимов движения трактора с помощью ЭВМ на основе проведенных исследований; оценка влияния динамических параметров системы "двигатель-трансмиссия-двигатель" на ее разгон.

Научная новизна. В работе впервые для колесного трелевочного трактора разработаны и исследованы:

- сложные взаимосвязанные динамические системы эквивалентные трактору;

- математические модели динамики пакета хлыстов; динамики взаимодействия двигателя (дизеля) как источника заданной ограниченной мощности с динамической системой трактора, учитывающая изменение момента двигателя как по времени, так и по угловой скорости вращения коленчатого вала; динамики трогания и разгона трактора на основе представления его расчетной схемы как динамической системы с переменной структурой;

- конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на динамику трактора; предложена комплексная оценка свойств трактора с позиций анализа динамической нагруженности трансмиссии и динамики разгона.

Место проведения и объект экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования были подготовлены в Кавказском филиале ЦНИИМЭ и проведены на испытательном полигоне Гузерипльского опытного леспромхоза ЦНИИМЭ. В качестве объекта исследования использовался колесный трелевочный трактор ЛТ-157.

Практическая ценность. Разработанные матема-

тические модели и рекомендуемые методики расчетов динамики движения колесных трелевочных тракторов с использованием ЭВМ на основе их представления как сложных взаимосвязанных колебательных систем дают возможность дальнейшего совершенствования эксплуатационных качеств этих машин (динамики разгона, топливной экономичности, долговечности и т.д.).

Результаты исследований, представленные в виде рекомендаций, аналитических и графических зависимостей, защищаемых автором, направлены на использование их при создании новых и дальнейшем совершенствовании выпускаемых транспортных средств.

А п р о б а ц и я р а б о т ы . Основные положения диссертации и отдельные ее разделы докладывались на научно-техническом совете отдела вычислительной техники (ОВТ) НАМИ в 1975 году; в лаборатории базовых тракторов ЦНИИМЭ в 1975, 1976 гг.; на научной конференции "XXV съезд и научно-технический прогресс" в Марийском политехническом институте им. М.Горького в 1976 г. Диссертационная работа была доложена, обсуждена и одобрена на секции № I Ученого Совета ЦНИИМЭ в 1976 г., на заседании кафедры "Колесные машины" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1976 г.

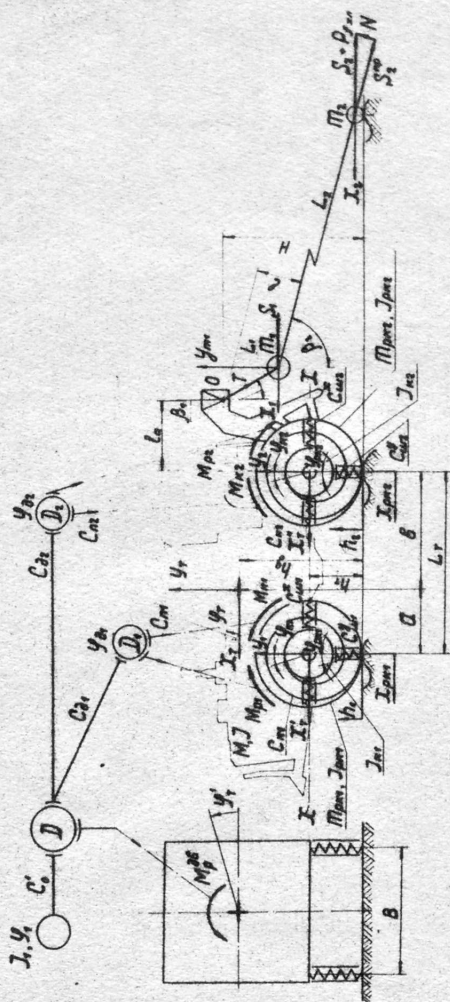
Разработанная математическая модель динамики транспортного средства как сложной взаимосвязанной низкочастотной системы принята за основу при проведении расчетных исследований автомобильной техники в ОВТ НАМИ.

П у б л и к а ц и и . По материалам диссертации опубликовано 3 работы и получено одно авторское свидетельство.

О б ъ е м р а б о т ы . Диссертация состоит из введения, 5 глав, выводов и предложений, списка литературы и 9 приложений. Основная часть содержит 137 страниц машинописного текста. Общее количество рисунков - 65, таблиц - 19. Приложения включают 71 страницу, в том числе 22 рисунка и 15 таблиц. Список литературы включает 159 наименований.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

Р а з р а б о т к а м а т е м а т и ч е с к о й м о -
д е л и д и н а м и к и п а к е т а х л ы с т о в и
е е и с с л е д о в а н и е н а Э В М . Нелинейное дифференциальное уравнение колебаний пакета хлыстов при подвижной точке подвеса в горизонтальном направлении при учете демпфирования K в тросе и пакете будет:



Расчетная схема динамической системы "ЛВД-машина-пакет хлыстов"
колёсного треножного трактора И-157 с колесной формулой 4 x 4.

$$\ddot{\beta}_1 - \frac{(m_1 + m_2) \cos \beta_2}{(m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1} \ddot{x}_7 - \frac{m_1 g}{(m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1} \beta_1 - \\ - \frac{1}{m_1 L_1^2} \dot{\beta}_1 + \frac{\sin \beta_2 \sin(\beta_2 - \beta_1)}{(m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1} |P_{fz1}| \operatorname{sign} \dot{x}_7(t) \quad (1)$$

и уравнение геометрической связи углов β_1 и β_2

$$H - L_1 \cos \beta_1 + L_2 \cos \beta_2 \quad (2)$$

где m_1 и m_2 — разнесенные массы пакета хлыстов;

L_1 и L_2 — длина плеч принятых рычагов двойного маятника (считаем их жесткими);

β_1 и β_2 — соответственно углы плеч L_1 и L_2 ;

H — высота подвеса (точка O) относительно полотна пути;

P_{fz1} — сила сопротивления перемещению пакета хлыстов;

В результате исследований на АВМ уравнений (1) и (2) были получены данные о влиянии на динамику пакета хлыстов целого ряда факторов, которые были использованы при разработке рекомендаций по совершенствованию рассматриваемых систем.

Разработка математической модели трактора, связывающей воедино колебания всех основных его агрегатов. В результате проведения структурно-кинематического анализа трансмиссии с учетом реактивных элементов подвески коробки передач (КПП), раздаточной коробки (РК), двигателя, пакета хлыстов и других агрегатов, а также поперечных и продольно-угловых колебаний на движителях массы трактора, была составлена расчетная схема динамической системы "привод-машина-пакет хлыстов", учитывающая низкочастотные связанные колебания трансмиссии, движителей и пакета хлыстов (возмущающие силы не показаны).

Были приняты следующие обозначения:

- J_1 — суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя;
- J_p — суммарный момент инерции двигателя, муфты сцепления, КПП, РК и передней подурамы при поперечных угловых колебаниях, возникающих от воздействия реактивного момента;
- J — момент инерции трактора при его продольно-угловых колебаниях вокруг центра тяжести;
- M — поступательно-движущаяся масса трактора,
- $C_{жпр}$ — эквивалентные жесткости передач от двигателя к движите-

лям, приведенные к колесам соответственно переднего и заднего мостов;

$C_{ршин}$ - приведенная жесткость шин при поперечно-угловых колебаниях передней части трактора;

$C_{\omega_{12}^x}$ - суммарный коэффициент соответственно горизонтальной и вертикальной жесткости шин переднего заднего мостов;

$C_{k_{12}}$ - суммарный коэффициент крутильной жесткости резинокордной оболочки шин переднего и заднего мостов;

C_0 - коэффициент крутильной жесткости первичного вала КПП;

$C_{g_{12}}$ - коэффициенты крутильной жесткости валов от двигателя к главным передачам переднего и заднего мостов;

$C_{n_{12}}$ - коэффициенты крутильной жесткости полуосей и валов колесных редукторов переднего и заднего мостов;

$\varphi_1, \varphi_T, \varphi_r, x_T, y_T, \varphi_{k_{12}}, x_{pk_{12}}$ - соответственно координаты масс J_1, J_T, J_{pk}, M ; угловые и линейные координаты колес переднего и заднего ведущих мостов;

i_k, i_{pk}, i - передаточные числа соответственно КПП, РК и всей трансмиссии;

$$A = h_g - h_T; \quad E = i_k \cdot i_{pk} - 1.$$

Связь двигателя и ведущих мостов с реактивными элементами условно показана дифференциальными механизмами D, D_1 , и D_2 . Реактивные связи двигателя с поперечно-угловыми перемещениями передней части трактора и ведущих мостов с продольно-угловым перемещением трактора показаны штрих-пунктирными линиями. Были получены следующие дифференциальные уравнения свободных колебаний и уравнения геометрических связей рассматриваемой системы:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{C_{\omega_{12}^x}}{L^2} (\varphi_1 - i \varphi_{k_1} - E \varphi_T' + i \varphi_T) + \frac{C_{\omega_{12}^y}}{L^2} (\varphi_1 - i \varphi_{k_2} - E \varphi_T - i \varphi_T) = 0;$$

$$J_r \ddot{\varphi}_T' - \frac{C_{\omega_{12}^x}}{L^2} E^2 \left(\frac{\varphi_1}{E} - \frac{i}{E} \varphi_{k_1} - \varphi_T' + \frac{i}{E} \varphi_T \right) - \frac{C_{\omega_{12}^y}}{L^2} E^2 \left(\frac{\varphi_1}{E} - \frac{i}{E} \varphi_{k_2} - \varphi_T' - \frac{i}{E} \varphi_T \right) + C_{ршин} \varphi_T' = 0;$$

$$J \ddot{\varphi}_T - C_{\omega_{12}^x} \left(\frac{\varphi_1}{L} - \varphi_{k_1} - \frac{E}{L} \varphi_T' - \varphi_T \right) + C_{\omega_{12}^y} \left(\frac{\varphi_1}{L} - \varphi_{k_2} - \frac{E}{L} \varphi_T' - \varphi_T \right) - C_{\omega_1}^x A (x_{pk_1} - x_T - A \varphi_T) - C_{\omega_2}^x A (x_{pk_2} - x_T - A \varphi_T) - C_{\omega_1}^y a (h_1 - y_T - a \varphi_T) + C_{\omega_2}^y b (h_2 - y_T + b \varphi_T) = 0;$$

$$M \ddot{x}_T - C_{\omega_1}^x (x_{pk_1} - x_T - A \varphi_T) - C_{\omega_2}^x (x_{pk_2} - x_T - A \varphi_T) + \pi g \beta_1 = 0;$$

$$\begin{aligned}
 & (m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1 \ddot{\beta}_1 + m_1 g \beta_1 = 0; \\
 & M \ddot{y}_T - C_{\omega 1} (h_1 y_T - a \varphi_T) - C_{\omega 2} (h_2 y_T + b \varphi_T) = 0; \\
 & \varphi_{k1} = \frac{C_{\text{эKB}1} \left(\frac{y_T}{L_1} - \varphi_T \right) - C_{\text{эKB}1} \frac{E}{L_1} \varphi_T' + C_{k1} \frac{x_{pk1}}{L_k}}{C_{\text{эKB}1} + C_{k1}}; \\
 & \varphi_{k2} = \frac{C_{\text{эKB}2} \left(\frac{y_T}{L_2} - \varphi_T \right) - C_{\text{эKB}2} \frac{E}{L_2} \varphi_T' + C_{k2} \frac{x_{pk2}}{L_k}}{C_{\text{эKB}2} + C_{k2}}; \\
 & x_{pk1} = \frac{C_{k1} \varphi_{k1} + C_{\omega 1}^x (x_T + A \varphi_T)}{\frac{C_{k1}}{L_k} + C_{\omega 1}^x}; \\
 & x_{pk2} = \frac{C_{k2} \varphi_{k2} + C_{\omega 2}^x (x_T + A \varphi_T)}{\frac{C_{k2}}{L_k} + C_{\omega 2}^x}; \\
 & H = L_1 \cos \beta_1 + L_2 \cos \beta_2.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Анализ по собственным значениям частот динамической системы трактора как взаимосвязанной колебательной системы, обоснование и разработка математической модели его движения. Полученная система дифференциальных уравнений исследовалась на собственные значения частот на ЭЦВМ. Анализ расчетных и экспериментальных исследований показывает, что ввиду узкого спектра низких частот собственных колебаний, можно перейти от рассматриваемой многомассовой системы к более простой, что значительно упрощает анализ движения, сохраняя достаточную точность исследований. Поэтому становится возможным представить расчетную схему трогания и разгона трактора как взаимосвязанную динамическую систему, по структуре колебаний, состоящих из отдельных контуров, каждый из которых определяет одну из парциальных низких частот системы трактора. Маховая масса двигателя с деталями шатунно-поршневой группы J , с помощью представления валов и шин эквивалентной жесткостью $C_{\text{эKB}1,2}$ соединена с поступательно-движущейся массой трактора M + пакет хлыстов. Они образуют колебательный контур, собственная частота которого в зависимости

от передачи в КПП (I+IV) составляет $1,46 \pm 1,85$ гц.

Динамическое тяговое усилие, передаваемое шинами на трактор, P_T^a воздействует на продольные колебания системы "масс трактора-пакет хлыстов-шины". Вводя некий условный механизм распределения P , обуславливающий воздействие упругой силы Y^a и упругого момента $M_{\text{чт}}$ на продольно-угловые колебания трактора (принимая их как внешние силовые факторы), имеем еще два контура с частотами соответственно $2,07 \pm 2,21$ гц и $2,54 \pm 2,61$ гц. Кроме того, имеем реактивный контур $J_p, C_{\text{ршин}}$ - колебаний передней секции трактора в поперечной плоскости с частотой $1,30$ гц.

Считая спектр собственных частот в диапазоне $1,30 \pm 2,61$ гц достаточно узким, рассматриваемую систему можно принять как многоконтурную одночастотную с основным контуром $J_1, C_{\text{экв}}, M$ + пакет хлыстов. При этом дифференциальные уравнения движения исследуемой динамической системы учитывают диссипацию энергии двигателя в сопутствующих контурах общим коэффициентом внутреннего демпфирования K , определяемым согласно известным методикам по соотношению статических деформаций и энергопоглощения.

Таким образом, представляется возможным перейти от исследования многомассовой колебательной системы трактора к 2-х массовой эквивалентной системе трактора "двигатель-трансмиссия-двигатель - поступательно-движущаяся его масса" плюс пакет хлыстов на подвесе.

Исследование неустановившегося в режиме разгона движения трактора, представляемого как колебательная система, взаимодействующая с ДВС заданной мощности, имеющим нелинейную внешнюю характеристику; учет влияния на разгон диссипации энергии двигателя в узлах и агрегатах. Для расчетного анализа на АВМ были составлены дифференциальные уравнения трогания и разгона с переключением передач трактора с пакетом хлыстов, которые в нелинейном представлении имеют вид:

$$\left. \begin{aligned}
 J_1 \ddot{\psi}_1 &= M_e(t, \psi_1) - M_0; \\
 M \ddot{x}_T &= M_0 \frac{L}{L_k} - |P_{fr}| \operatorname{sign} \dot{x}_T - m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 - W \dot{x}_T^2; \\
 (m_1 + m_2 \cos^2 \beta_1) L_1 \ddot{\beta}_1 + m_1 g \sin \beta_1 \cos \beta_1 &= \\
 &= -\sin \beta_2 \cdot \sin(\beta_2 - \beta_1) |P_{fr}| \operatorname{sign} \dot{x}_T(t); \\
 H &= L_1 \cos \beta_1 + L_2 \cos \beta_2; \\
 \text{где } M_0 &= \begin{cases} M_{сж} \text{ при } \psi_1 > \psi'_1 = \frac{L}{L_k} \dot{x}_T + \psi_0; \\
 C \left(\psi_1 - \frac{L}{L_k} \dot{x}_T \right) - (\psi'_1 - \psi'_1{}^A) + k_T \left[(\psi_1 - \frac{L}{L_k} \dot{x}_T) - (\psi'_1 - \psi'_1{}^A) \right] \\
 \text{при } \psi_1 - \psi'_1 = 0 \quad \psi_0 = \frac{M_{сж}}{C} - k_T \frac{\psi_0}{C}. \end{cases}
 \end{aligned} \right\} (4)$$

Здесь M_0 — коммутирующая силовая функция, при буксовании муфты сцепления, равная моменту трения, а при окончании буксования — упругому моменту трансмиссии;

$M(t, \psi_1)$ — момент, являющийся функцией времени разгона и угловой скорости двигателя заданной ограниченной мощности;

ψ_1, ψ_1^A — значения соответствующих углов поворота коленчатого вала двигателя и ведомых частей муфты сцепления в момент ее включения (символ А);

C, k_T — соответственно крутильная жесткость системы "трансмиссия — шины", приведенная к двигателю и ее демпфирование (считаем, что это суммарные параллельно соединенные жесткости и коэффициенты демпфирования привода на передний и задний мосты трактора);

P_{fr} — сила сопротивления движению трактора;

$W \dot{x}_T^2$ — сила сопротивления воздушной среды.

Для реализации объемных характеристик M_e двигателя в зависимости от времени разгона t и угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ψ_1 при решениях на АВМ использовался блок нелинейных функций от двух переменных типа БН2П.

Уравнения (4) имеют переменную структуру; муфта сцепления буксует — имеем одну динамическую структуру; муфта сцепления кончает буксовать — имеем другую динамическую структуру. Для учета этого нами введен член суммарных координат

$$\Sigma \varphi = (\varphi_1 - \frac{l}{\tau_k} x_1) - (\varphi_1^A - \varphi_1^{A'}) \quad (5)$$

до момента окончания буксования муфты сцепления имеем

$$\Sigma \varphi = (\varphi_1 - \frac{l}{\tau_k} x_1 - \varphi_1 + \frac{l}{\tau_k} x_1 + \varphi_0) = \varphi_0 \quad (6)$$

После момента включения муфты сцепления для того, чтобы отразить наличие только упругой закрутки, имеем

$$\Sigma \varphi = (\varphi_1 - \varphi_1^A) - (\frac{l}{\tau_k} x_1 - \frac{l}{\tau_k} x_1^A) + \varphi_0^A = \varphi_0^A \quad (7)$$

ввиду того, что после окончания буксования $\varphi_1 = \varphi_1^A$ и $\frac{l}{\tau_k} x_1 = \frac{l}{\tau_k} x_1^A$

Дальнейшее увеличение после окончания буксования текущих значений координат не даст "ложного" (от буксования муфты сцепления) значения упругой закрутки в трансмиссии, поскольку постоянно вычитаются значения φ_1^A и φ_1^A .

Исследования на ЭВМ динамики трактора без пакета х вистов при учете воздействия со стороны двигателя на систему как кинетической энергии вращающихся масс двигателя, так и его крутящего момента показали следующее. Коэффициент динамичности трансмиссии K_d увеличивается в 1,2-1,4 раза по сравнению со случаем воздействия на систему только кинетической энергии двигателя. Он тем выше, чем больше скорость разгона двигателя (скорость изменения по линейному закону крутящего момента двигателя M_e). Максимальное увеличение K_d в 1,4 раза соответствовало предельно возможной скорости разгона двигателя по линейному закону соответствующей постоянной времени $T_p = 1$ сек.

Пройденный путь трактором за принятое нами время 3 сек. с момента трогания примерно в 3 раза был больше, чем при учете только кинетической энергии вращающихся частей двигателя (затухающее движение), и несущественно зависел от скорости включения муфты сцепления, но в значительной степени возрастал с увеличением скорости разгона двигателя. Так при начальных оборотах двигателя $n_e = 1250$ об/мин., времени включения муфты сцепления $T_{сц} = 1,5$ сек., сила сопротивления движению трактора $P_T = 1250$ кг и линейном коэффициенте внутреннего демпфирования трансмиссии и шин $K_T = 100 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$ путь $X_T = 330$ см при $T_p = 3$ сек. и $X_T = 480$ см при $T_p = 1$ сек. Однако, работа буксования муфты сцепления существенным образом зависела от скорости ее включения, т.е. от постоянной составляющей $T_{сц}$. Поэтому вопрос о наилучшем соотношении

постоянных T_p и $T_{сц}$ потребовал исследований динамики движения трактора с пакетом хлыстов.

Разработка рекомендаций по методике расчета неустановившихся режимов движения трактора с помощью ЭВМ на основе проведенных исследований; оценка влияния динамических параметров системы "двигатель - трансмиссия - движитель" на ее разгон. Проведенные исследования по разработанной программе и алгоритмам согласно изложенных выше математических моделей показали, что внутренние потери в трансмиссии трактора существенным образом влияют на динамику разгона (на путь X_T). Так, при коэффициенте K_T , пропорциональном линейному и равному $80 + 120 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}}$, исследуемый трактор имел максимальную динамику разгона. При изменении $K_T = 100 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}}$ от оптимального значения даже только на $\pm 50 \text{ кг} \cdot \text{с}/\text{см}$ путь разгона уменьшался на $7 + 15\%$ в зависимости от $T_{сц}$, T_p и других факторов.

В результате анализе проведенных расчетных и экспериментальных исследований влияния конструктивных и эксплуатационных характеристик на динамику трогания и разгона трактора с пакетом хлыстов было получено, что дополнительное увеличение коэффициента K_d связано с переходом кинетической энергии вращающихся частей двигателя в потенциальную энергию упругой закрутки трансмиссии; он увеличивается при уменьшении $T_{сц}$. Уменьшение пути X_T исследуемого движения при увеличении значения $T_{сц}$, по нашему мнению, объясняется, главным образом, увеличением работы буксования муфты сцепления.

Сопоставимость экспериментальных и расчетных исследований в пределах $15 + 20\%$ свидетельствует о правильности предложенных математических моделей динамики движения трактора. Рассмотренный способ трелевки с точки зрения динамики невыгодный, но он в силу специфики технологии лесозаготовок неизбежен. В 1970 году автором данного исследования в соавторстве была предложена колесная машина для трелевки, погрузки и транспортировки деревьев с целью максимального сокращения тем, где это возможно, трелевки деревьев с использованием тросового подвеса.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

1. Результаты проведенных исследований позволили разработать математические модели для исследований с помощью ЭВМ динамики движения трактора с колесной формулой 4x4 в следующих случаях:

- взаимодействия ДВС как источника заданной ограниченной мощности с динамической системой трактора;
- анализа процесса трогания и разгона трактора на основе представления его расчетной схемой как системы с переменной структурой;
- динамика пакета хлыстов.

Разработана также методика расчетного исследования с помощью ЭВМ собственных частот колебаний сложных динамических низкочастотных систем с учетом реактивных контуров.

2. Анализ исследований собственных частот колебаний показал, что при совпадении собственных частот колебаний пакета хлыстов с одной из собственных частот колебаний трактора могут быть явления резонансов, биений и т.д.

3. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что наиболее рекомендуемой скоростью включения муфты сцепления является скорость соответствующая постоянной времени 1,5 с, наиболее рекомендуемой величиной коэффициента демпфирования трансмиссии k_t согласно линейной модели демпфирования является величина равная 80 ± 120 кгс.с/см с точки зрения оценки трактора комплексным показателем (по динамической нагруженности трансмиссии и динамике разгона).

4. Увеличение скорости разгона двигателя (уменьшение T_p) и коэффициента жесткости трансмиссии C приводит к повышению динамики трогания и разгона трактора при практически неизменном динамическом нагружении трансмиссии.

5. Комплексная оценка основных рабочих характеристик трактора позволила рекомендовать наиболее выгодный с точки зрения динамики разгона (по k_d и X_1) способ трелевки хлыстов в подуподвешенном состоянии за комли.

6. Разработанная методика анализа динамики движения колесного трелевочного трактора может найти применение при соз-

дании новых и дальнейшем совершенствовании существующих конструкций тракторов в НИИ и КБ заводов.

7. Пути повышения динамики лесотранспортных колесных средств согласно проведенных исследований заложены в осуществлении следующих мероприятий:

- в подборе и анализе с позиций динамики внешних характеристик двигателя, взаимодействующего с динамическими системами трактора и пакета хлыстов;

- в снижении динамических явлений с учетом зазоров и сил сухого трения в системе "привод-трактор-пакет хлыстов";

- в конструктивном совершенствовании трансмиссии и других его агрегатов с тем, чтобы основные их рабочие параметры ($T_{сц}$, T_p , k_r , c и др.) отвечали оптимальным значениям, методика нахождения которых с помощью ЭВМ изложена в данном исследовании.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО

В РАБОТАХ АВТОРА:

1. Машина для трелевки, погрузки и транспортировки деревьев. Авторское свидетельство № 310835. Бюллетень изобретений, № 24, 1971. Соавторы: Кононенко М.П., Куницын Н.П. и др.

2. К динамике подвеса пакета хлыстов лесовозных колесных машин. Известия ВУЗов. "Машиностроение", № 5, 1976 г., с. 119-121. Соавторы: Бочаров Н.Ф., Семенов В.М., Киселев Д.В., Калякин Л.А.

3. Влияние некоторых конструктивных и эксплуатационных факторов на динамику подвеса пакета хлыстов лесовозных колесных тракторов. "Тракторы и сельхозмашины", № 11, 1976 г., с. 12-13. Соавторы: Семенов В.М., Киселев Д.В., Калякин Л.А.

4. Исследование на АВИ динамики подвеса пакета хлыстов на колесном трелевочном тракторе. Известия ВУЗов. Серия "Машиностроение", № 3, 1977 г., с. 128-131. Соавторы: Семенов В.М., Киселев Д.В., Стержанов В.П.

Инженер

Е.Н.Галицкий

Типография МВТУ им.Баумана.Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.
Печ. л. 1. Тир. 150. Бесплатно. Л №79895. Заказ № 1070