

АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

Вып. 18

**Теория
и конструирование**

Министерство высшего и среднего специального образования БССР
Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

В ы п у с к 18

ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

УДК 629.113.002+629.114.2.002

A22

Главный редактор

Н.Ф. Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:

А.Ф. Андреев, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Бутусов, М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, А.Х. Лефаров, С.Г. Луговцева, Г.И. Мамити, А.Т. Скойбеда, Т.М. Талалова, Р.И. Фурунжиев

Ответственный за выпуск *С.Г. Луговцева*

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Выпуск 18

Теория и конструирование

Зав. редакцией *А.Я. Канторович*. Редактор *Л.Р. Дубровская*. Худож. редактор *Ю.С. Сергачев*. Техн. редактор *Г.А. Лакишик*. Корректоры *Н.И. Бондаренко, И.И. Тарасик*. График *Н.В. Журавлева*. Оператор *Е.Г. Полойко*.

ИБ № 1583

Подписано к печати 09.06.83. АТ 16122. Формат 60x90 1/16. Бумага офсет. Офсет. печать. Усл. печ. л. 9,5. Усл. кр.-отт. 9,875. Уч.-изд. л. 10,03. Тираж 750 экз. Заказ 5490. Цена 1 р. 60 к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048. Минск, проспект Машерова, 11.

Типография "Победа". Молодечно, ул. Тавлая, 11.

Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в издательстве "Вышэйшая школа".

Сборник содержит материалы теоретических и экспериментальных исследований систем и агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Рассматриваются актуальные вопросы исследования тяговой динамики, поворачиваемости, устойчивости движения, плавности хода и тормозных качеств колесных машин. Изложены методы определения статических и динамических характеристик автоматизированных систем управления автомобилем и трактором.

Предназначен для инженерно-технических работников заводов и научно-исследовательских институтов, а также для преподавателей и научных сотрудников вузов.

А 3603030000-097 93-83
М304 (05) -83

© Издательство "Вышэйшая школа", 1983.

В.П.Автушко, канд. техн. наук,
 П.Н.Кишкевич, канд. техн. наук,
 Н.Ф.Метлюк, д-р техн. наук (БПИ)

ДИНАМИКА КОНТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Пневматический привод автоматической противоблокировочной тормозной системы (ПБС) грузовых автомобилей работает в циклическом режиме. Вследствие этого значительно возрастает расход воздуха из ресиверов автомобиля по сравнению с обычным торможением. Применение пневматических тормозных приводов, работающих с противодавлением, позволяет при правильном выборе параметров уменьшить расход воздуха и, следовательно, улучшить энергетические показатели питающей части тормозной системы.

Контур пневматического тормозного привода с модулятором ПБС, работающей с противодавлением, включает компрессор с регулятором давления и обратным клапаном, ресивер с предохранительным клапаном, секцию тормозного крана, модулятор (один или два), тормозные камеры и ускорительный клапан. Динамическая схема рассматриваемого контура с двумя модуляторами показана на рис. 1, а и с одним модулятором - на рис. 1, б. На ней обозначены: Y_j - узлы пневмоцепей; $z_j(p_{\Theta i})$ - перемещение штока i -й тормозной камеры; p_i и $p_{\text{ши}i}$ - давление воздуха соответственно в бесштоковой и штоковой полостях i -й тормозной камеры; V_p , V_k , V_c , V_B и V_M - объемы соответственно ресивера, полостей тормозного крана, ускорительного клапана и модулятора; p_{M_i} и p_{B_i} - давление воздуха соответственно во впускной и выпускной полостях i -го модулятора; $(\mu f)_j$ - пропускная способность j -го участка пневмоцепи; μf - пропускная способность участков пневмоцепи (индексы означают: m_i - впускной клапан i -го модулятора; v_i - выпускной клапан i -го модулятора; p_i - перепускной клапан i -го модулятора; ши - магистраль, соединяющая штоковую полость i -й тормозной камеры с i -м модулятором); $(\mu f)_{\text{эм}m}$ эквивалентная пропускная способность m -го участка пневмоцепи, учитывающая пропускные способности соот-

ветствующих магистралей и клапанов, определяется по рекомендациям [1]; p_y – давление в узле разветвления (полость объема V_y); F – площадь диафрагмы.

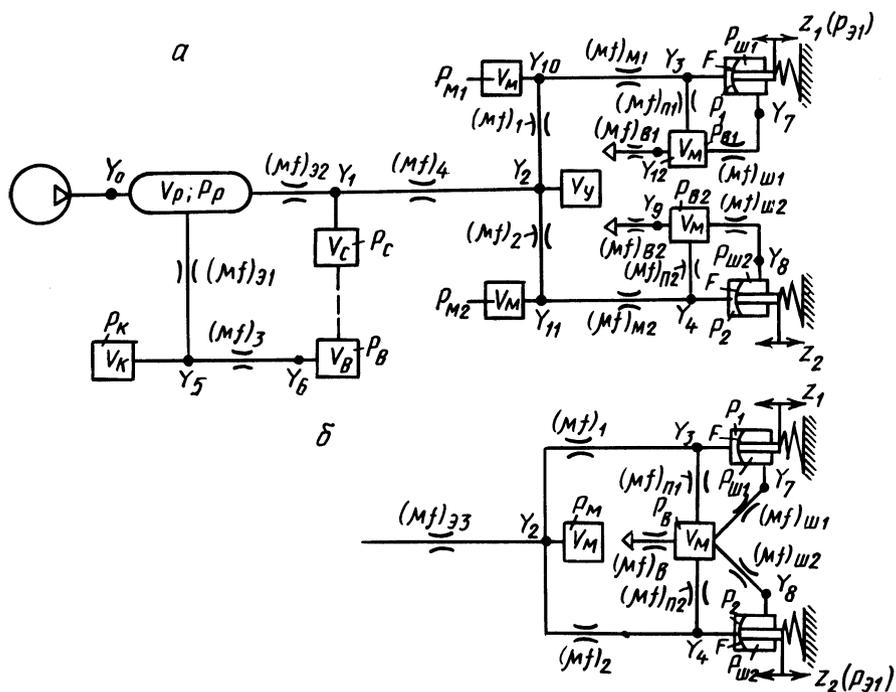


Рис. 1. Динамические схемы пневматического контура с противодавлением с двумя модуляторами на мост (а) и с одним модулятором на мост (б).

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику исследуемого контура, использовались уравнения баланса мгновенных массовых расходов в узлах Y_j и гиперболическая функция мгновенного массового расхода через дроссель [2], а также учитывались нелинейные характеристики привода [3]. При описании не рассматривалась начальная фаза торможения, осуществляемая водителем, так как в данной работе исследуется лишь циклический режим работы привода, представляющий собой определенное чередование фаз отгормаживания, выдержек и торможения. Периодические законы изменения сигналов u_{1i} и u_{2i} управления соленоидами i -го модулятора и законы перемещения клапанов i -го модулятора x_{Mi} , x_{Bi} и x_{Pi} (или соответствующих им величин пропускной способности клапанов $(\mu f)_{Mi}$, $(\mu f)_{Bi}$, $(\mu f)_{Pi}$) определяются по выражениям, приведенным в работе [3].

Процесс изменения давлений p_p , p_K , p_B и производитель-

ность компрессора $Q_K(\omega, p_p)$ в циклическом режиме описываются такими же уравнениями, как и в работе [3]. Остальные уравнения для схемы с двумя модуляторами имеют вид:

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{N}{V_c} [(\mu f)_{\text{э}2} p_p \frac{p_p - p_c}{B p_p - p_c} - (\mu f)_4 p_c \frac{p_c - p_y}{B p_c - p_y}]; \quad (1)$$

$$\frac{dp_y}{dt} = \frac{N}{V_y} \left\{ (\mu f)_4 p_c \frac{p_c - p_y}{B p_c - p_y} - p_y \sum_{i=1}^2 [(\mu f)_i \frac{p_y - p_{Mi}}{B p_y - p_{Mi}}] \right\}; \quad (2)$$

$$\frac{dp_{Mi}}{dt} = \frac{N}{V_M} [(\mu f)_i p_y \frac{p_y - p_{Mi}}{B p_y - p_{Mi}} - \frac{(\mu f)_{Mi}^2 p_{Mi}}{(\mu f)_{M \max}} \frac{p_{Mi} - p_i}{B p_{Mi} - p_i}]; \quad (3)$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + k p_i \frac{dV_i}{dt} = N \left[\frac{(\mu f)_{Mi}^2 p_{Mi}}{(\mu f)_{M \max}} \frac{p_{Mi} - p_i}{B p_{Mi} - p_i} - \frac{(\mu f)_{\Pi i}^2 p_i}{(\mu f)_{\Pi \max}} \frac{p_i - p_{Bi}}{B p_i - p_{Bi}} \right]; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_{Bi}}{dt} = \frac{N}{V_M} & \left[\frac{(\mu f)_{\Pi i}^2 p_i}{(\mu f)_{\Pi \max}} \frac{p_i - p_{Bi}}{B p_i - p_{Bi}} - \frac{(\mu f)_{Bi}^2 p_{Bi}}{(\mu f)_{B \max}} \frac{p_{Bi} - p_a}{B p_{Bi} - p_a} + \right. \\ & + \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{\text{ш}i}}{(\mu f)_{B \max}} (\mu f)_{Bi} \frac{p_{\text{ш}i} - p_{Bi}}{B p_{\text{ш}i} - p_{Bi}} - \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{Bi}}{(\mu f)_{\Pi \max}} (\mu f)_{\Pi i} \times \\ & \left. \times \frac{p_{Bi} - p_{\text{ш}i}}{B p_{Bi} - p_{\text{ш}i}} \right]; \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{ш}i} \frac{dp_{\text{ш}i}}{dt} + k p_{\text{ш}i} \frac{dV_{\text{ш}i}}{dt} = N & \left[\frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{Bi}}{(\mu f)_{\Pi \max}} (\mu f)_{\Pi i} \frac{p_{Bi} - p_{\text{ш}i}}{B p_{Bi} - p_{\text{ш}i}} - \right. \\ & \left. - \frac{(\mu f)_{\text{ш}i} p_{\text{ш}i}}{(\mu f)_{B \max}} (\mu f)_{Bi} \frac{p_{\text{ш}i} - p_{Bi}}{B p_{\text{ш}i} - p_{Bi}} \right]; \quad (6) \end{aligned}$$

$$V_i = V_{Oi} + b_0 z_i(p_{\text{э}i}) + b_1 [z_i(p_{\text{э}i})]^2;$$

$$V_{\text{ш}i} = V_{\text{ш}i \max} - b_0 z_i(p_{\text{э}i}) - b_1 [z_i(p_{\text{э}i})]^2;$$

$$z_i(p_{\text{э}i}) = \begin{cases} \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq p_{\text{э}i} \leq p_0 \\ \sqrt{c_0(p_{\text{э}i} - p_0)} & \text{при } p_{\text{э}i} > p_0 \end{cases} & \left. \vphantom{\begin{cases} 0 \\ \sqrt{c_0(p_{\text{э}i} - p_0)} \end{cases}} \right\} \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} > 0; \\ \begin{cases} \sqrt{c_1(p_{\text{э}i} - k_p p'_0)} & \text{при } p'_0 \leq p_{\text{э}i} < (p_{\text{max}} - 1) \\ 0 & \text{при } p_{\text{э}i} < p'_0 \end{cases} & \left. \vphantom{\begin{cases} \sqrt{c_1(p_{\text{э}i} - k_p p'_0)} \\ 0 \end{cases}} \right\} \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} < 0; \end{cases}$$

$$M_{Ti}(p_{\text{э}i}) = \begin{cases} A_0 + A_1 p_{\text{э}i} + A_2 p_{\text{э}i}^2 & \text{при } \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} > 0; \\ \frac{k_M}{k_p} [B_0 k_p + B_1 p_{\text{э}i} + \frac{B_2}{k_p} p_{\text{э}i}^2] & \text{при } \frac{dp_{\text{э}i}}{dt} < 0, \end{cases}$$

где $N = kv_{\text{кр}} A$ - коэффициент; k - показатель адиабаты; $v_{\text{кр}}$ - критическая скорость течения воздуха; A и B - коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода; $(\mu f)_{M\text{max}}$, $(\mu f)_{B\text{max}}$, $(\mu f)_{\Pi\text{max}}$ - максимальная пропускная способность соответствующих впускного, выпускного и перепускного клапанов модуляторов; V_i и $V_{\text{ш}i}$ - текущий объем соответственно бесштоковой и штоковой полостей i -й тормозной камеры; $p_{\text{э}} = p_i - p_{\text{ш}i}$ - эффективное давление в i -й тормозной камере; b_0 , b_1 , b'_0 и b'_1 - коэффициенты аппроксимации зависимости $F(z_i)$; c_0 и c_1 - коэффициенты аппроксимации зависимости $z_i(p_{\text{э}i})$; p_0 и p'_0 - начальные зоны нечувствительности зависимости $z_i(p_{\text{э}i})$; p_{max} - максимальное давление в ресивере; $M_{Ti}(p_{\text{э}i})$ - значение тормозного момента, развиваемого i -м тормозным механизмом; A_i и B_i - коэффициенты аппроксимации зависимости $M_{Ti}(p_{\text{э}i})$; k_p и k_M - масштабные коэффициенты для зависимостей $M_{Ti}(p_{\text{э}i})$ и $z_i(p_{\text{э}i})$ в фазе оттормаживания.

При установке одного модулятора в узле разветвления на два колеса моста (рис. 1, б) вместо уравнений (2) - (4) записываются уравнения:

$$\frac{dp_M}{dt} = \frac{N}{V_M} \left\{ (\mu f)_{\text{э}3} p_c \frac{p_c - p_M}{B p_c - p_M} - p_M \frac{(\mu f)_M}{(\mu f)_{M\text{max}}} \sum_{i=1}^2 [(\mu f)_i \times \frac{p_M - p_i}{B p_M - p_i}] \right\};$$

$$V_i \frac{dp_i}{dt} + k p_i \frac{dV_i}{dt} = N \left[\frac{(\mu f)_M^2}{(\mu f)_{M\text{max}}} p_M (\mu f)_i \frac{p_M - p_i}{B p_M - p_i} - \frac{(\mu f)_{\Pi i}^2 p_i}{(\mu f)_{\Pi\text{max}}} \frac{p_i - p_B}{B p_i - p_B} \right].$$

При этом следует учитывать, что в уравнении (1) вместо p_y и $(\mu f)_4$ нужно подставлять соответственно p_M и $(\mu f)_{\text{э}3}$, а в

уравнениях (5) и (6) вместо p_{Vi} и $(\mu f)_{Vi}$ - соответственно p_B и $(\mu f)_B$.

Полученные уравнения представляют собой математическую модель пневматического тормозного привода с противодавлением в циклическом режиме работы. Эта модель позволяет исследовать двухфазовое и трехфазовое регулирование давления в тормозных камерах и тормозного момента, развиваемого тормозными механизмами, при установке одного или двух модуляторов на мост.

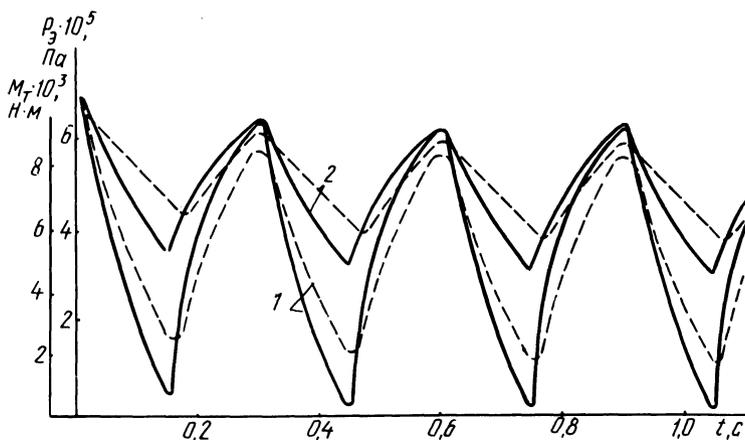


Рис. 2. Расчетные динамические характеристики контура пневматического тормозного привода с противодавлением.

На рис. 2 в качестве примера показаны расчетные динамические характеристики исследуемого контура с противодавлением (кривые 1), полученные на ЭВМ "Минск-22" по приведенной выше математической модели. Здесь же для сравнения показаны расчетные характеристики контура без противодавления (кривые 2), полученные по математической модели [3]. Сплошные линии показывают изменение эффективного давления воздуха в тормозных камерах p_3 , а пунктирные - изменение тормозного момента M_T . При расчете в обоих случаях приняты параметры контура управления тормозами заднего моста автомобиля МАЗ-5336, двухфазовый режим работы модуляторов, скважность сигнала регулирования $\tau = 0,5$, частота работы модуляторов $f = 3,3$ Гц, количество модуляторов на мост - два. Как видно из приведенных характеристик, при работе тормозного привода с противодавлением эффективное давление в тормозных камерах и тормозной момент в фазе автоматического оттормаживания изменяются до-

статочно интенсивно, что позволяет проходить зону нечувствительности тормозного момента за короткий промежуток времени. Как показали расчеты, при трехфазовом режиме работы модулятора в пневмоприводе с противодавлением средний тормозной момент за цикл увеличивается, так как в фазе выдержки эффективное давление в тормозных камерах возрастает, а следовательно, повышается эффективность торможения автомобиля. Кроме того, как показали исследования, при работе пневматического привода с противодавлением существенно снижается расход сжатого воздуха (до 20%), что позволяет улучшить энергетические показатели питающей части тормозной системы.

Л и т е р а т у р а

1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справочное пособие. - М., 1975. - 272 с. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - М., 1980. - 232 с. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кишкевич П.Н. Исследование циклического режима работы контура пневматического тормозного привода автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 69-76.

УДК 629.113 - 585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич, д-р техн. наук (БПИ)

УНИФИЦИРОВАННАЯ СИСТЕМА ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЯМИ

Созданию систем автоматического управления ступенчатыми механическими трансмиссиями придается весьма важное значение. Эта проблема связана с разработкой таких алгоритмов, блоков и систем управления, которые были бы пригодны для использования на трансмиссиях, отличающихся числом передач и значениями передаточных чисел.

Данное требование учитывалось при разработке системы центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии, в которой функции синхронизатора выполняет двигатель автомобиля [1]. В результате была изготовлена и испытана система управления, удовлетворяющая упомянутым требованиям [2].

Достигнуто это благодаря построению системы управления на элементах цифровой техники, что дало возможность все настроечные параметры, константы задавать в виде чисел и хранить в памяти устройства. Поэтому системы управления, установленные

на трансмиссиях с различным числом ступеней и различными передаточными числами, отличаются количеством и значениями хранящихся констант.

Система управления содержит (рис. 1) управляющее логическое устройство 8, два счетчика 13 и 14, схему сравнения 12, коммутатор 9 и ячейки 11 памяти 10. Управление двигателем и трансмиссией 1 автомобиля осуществляется посредством исполнительного механизма коробки передач 5, привода 3 органа топливopодачи 2, привода сцепления 17 и исполнительного механизма 15 моторного тормоза 16. Информация о состоянии

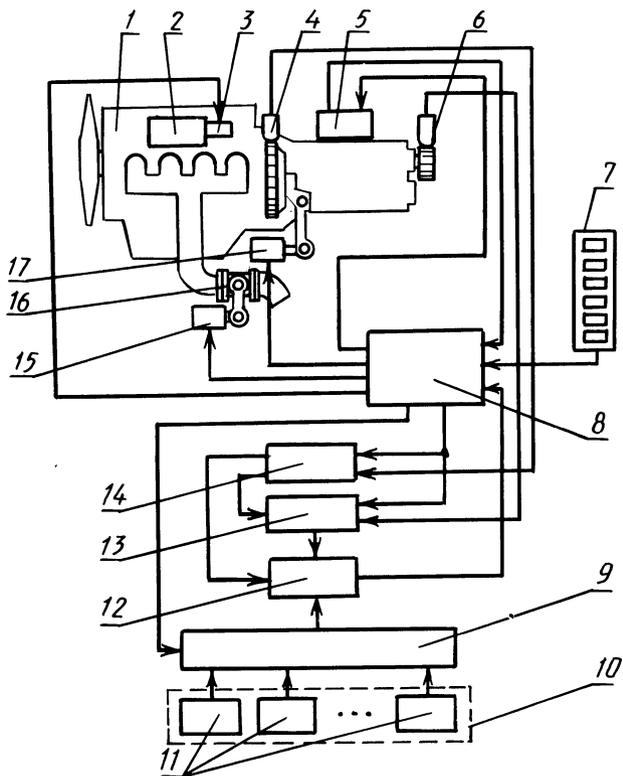


Рис. 1. Структурная схема системы управления.

объекта управления поступает от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя 4, датчика частоты вращения выходного вала коробки передач 6 и датчиков включенной передачи, встроенных в исполнительный механизм 5. Номер передачи выбирается с помощью селектора 7.

По своему типу система управления является адаптивной, самонастраивающейся и меняет алгоритм работы и характеристики

в зависимости от номера включаемой передачи и направления переключения. В процессе переключения передач система управления обеспечивает синхронизацию частот вращения элементов зубчатой муфты включаемой передачи. Для этого управляющее логическое устройство воздействует посредством исполнительных механизмов на объект управления в соответствии с заданным алгоритмом [3].

Способ определения синхронной частоты вращения элементов включаемой муфты основан на том, что при движении автомобиля на включенной передаче его трансмиссия обладает одной степенью свободы. Это значит, что определенному углу поворота входного вала соответствует определенный угол поворота выходного вала коробки передач, который можно вычислить заранее, зная угол поворота входного вала и передаточное число включенной передачи.

Во время синхронизации частот вращения на вход электронного коммутатора из управляющего логического устройства поступает сигнал, соответствующий номеру выбранной передачи и направлению переключения. По этому сигналу соответствующая константа из нужной ячейки памяти устройства передается в схему сравнения. Одновременно с этим управляющее логическое устройство открывает входы счетчиков, которые начинают считать импульсы, поступающие от датчиков.

Счетчик 13 выполняет подсчет импульсов, поступающих от датчика 6, и результат счета подается в схему сравнения.

Счетчик 14 подсчитывает импульсы, поступающие от датчика 4, и, когда на его вход поступит количество импульсов, равное модулю счетчика, на вход схемы сравнения подается сигнал на сравнение чисел, поступающих со счетчика 13 и выбранной ячейки памяти устройства.

Модуль счетчика, т. е. максимальное возможное число, которое может быть зарегистрировано на нем, определяется из требований к точности и быстродействию системы управления.

В процессе сравнения устанавливается, равны ли числа, поступившие в схему сравнения, а если не равны, то какое из них больше, а какое меньше. Результат сравнения в виде соответствующих сигналов поступает в управляющее логическое устройство, которое в зависимости от результата сравнения либо обеспечивает дальнейшую синхронизацию в трансмиссии, либо формирует сигнал на включение передачи.

С приходом еще одного импульса от датчика 4 на вход счетчика 14 последний устанавливается в исходное состояние, устанавливается в исходное состояние счетчик 13, и сравнение чисел схемой сравнения прекращается. Такт работы системы управле-

ния заканчивается. Новый такт начинается с приходом следующего импульса от датчика 4 на счетчик 14.

Экспериментальная проверка описанного устройства показала ее функциональную работоспособность и надежность [4].

Л и т е р а т у р а

1. Белоус М.М. Центральные синхронизаторы в ступенчатых механических трансмиссиях. – В сб.: Автотракторостроение: Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12, с. 74–79. 2. А. с. 874402 (СССР). Система центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии транспортного средства / М.М.Белоус, А.И.Гришкевич. – Оpubл. в Б. И., 1981, № 39. 3. Белоус М.М., Гришкевич А.И., Карпов А.В. Алгоритмизация работы систем автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями с центральной синхронизацией. – Рукопись деп. в БелНИИТИ 28.08.79, № 72. – 11 с. 4. Белоус М.М., Гришкевич А.И., Степанов Д.В. О некоторых результатах стендовых испытаний системы центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии. – Рукопись деп. в БелНИИТИ 28.04.81, № 264. – 15 с.

УДК 629.113 – 597.5

Н.Ф.Метлюк, д-р техн. наук,
П.Р.Бартош, канд. техн. наук,
Нгуен Ныок (БПИ)

К РАСЧЕТУ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

При математическом описании пневматических тормозных приводов автомобилей и автопоездов обычно принимается ряд допущений. Эти допущения должны быть всегда обоснованными, так как из-за стремления получить более простую и удобную для практического использования математическую модель иногда искажается описание процессов, протекающих в пневматических приводах, что отрицательно сказывается на точности расчетов.

В процессе математического моделирования приводов давление на входе отдельных пневматических звеньев и цепей принимается как постоянным, так и изменяющимся во времени. Четких рекомендаций по этому вопросу в литературе нет, поэтому представляется необходимым уточнить, при каких соотношениях $\chi = V_1/V$ объемов наполняемой V_1 и опоражниваемой V емкост-

той давление сжатого воздуха в опораживаемой емкости можно принимать постоянным ($p_0 = \text{const}$). Для этого необходимо оценить погрешность расчета времени наполнения емкости V_1 (рис. 1, а) в случае замены изменяющегося давления на входе ДЕ-звена постоянным давлением.

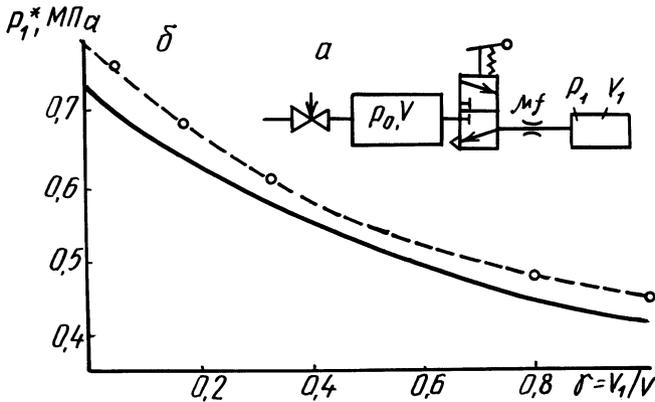


Рис. 1. Схема пневматической цепи (а); зависимость значений конечных давлений p_1^* от соотношения объемов $\gamma = V_1/V_{\text{пневмоцепи}}$ (— расчетные кривые, - - о - - экспериментальные кривые) при $p_{0 \text{ max}} = 0,8$ МПа (б).

Погрешность расчета определяется в процентах выражением

$$\epsilon = \frac{t_c - t_v}{t_c} 100, \quad (1)$$

где t_c и t_v - время переходного процесса (наполнения емкости V_1) соответственно при постоянном и переменном давлениях на входе.

Переходный процесс заканчивается после выравнивания давлений в обеих емкостях (рис. 1, а). Конечное давление p' определяется по выражению, полученному исходя из уравнения Менделеева — Клайперона:

$$p' = \frac{p_{0 \text{ max}} + \gamma p_{1 \text{ нач}}}{1 + \gamma},$$

где $p_{0 \text{ max}}$ - максимальное давление на входе ДЕ-звена, $p_{0 \text{ max}} = 0,8$ МПа; $p_{1 \text{ нач}}$ - начальное давление в наполняемой емкости, $p_{1 \text{ нач}} = 0,1$ МПа.

На практике переходный процесс считается [1] законченным, когда давление в обеих пневматических емкостях изменится на 90% от максимального изменения давления, т. е.

$$p_1^* = p_{1 \text{ нач}} + 0,9(p' - p_{1 \text{ нач}}) = 0,1 p_{1 \text{ нач}} +$$

$$+ 0,9 \frac{P_{0 \max} - \gamma P_{1 \text{нач}}}{1 + \gamma} \quad (2)$$

По результатам аналитического и экспериментального исследований получена графическая зависимость между величинами γ и значениями конечных давлений p_1^* (рис. 1, б).

Время t_c переходного процесса при постоянном давлении на входе в ДЕ-звено определяется по выражению [1]

$$t_c = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кр}A} (1,2 - 0,9 \frac{P_{1 \text{нач}}}{P_{0 \max}}), \quad (3)$$

где k - показатель адиабаты, $k = 1,4$; (μf) - пропускная способность дросселя (трубопровода, клапана), м^2 ; $v_{кр}$ - критическая скорость истечения воздуха, м/с ; $A = 0,654$.

Время t_v при переменном давлении на входе в ДЕ-звено

$$t_v = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кр}A} \left\{ \frac{1}{\gamma} \ln \frac{[P_{0 \max} + \gamma P_{1 \text{нач}} - (\gamma + 1)p_1] P_{0 \max}}{(P_{0 \max} + \gamma P_{1 \text{нач}} - \gamma p_1)(P_{0 \max} - P_{1 \text{нач}})} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln \frac{P_{0 \max} - P_{1 \text{нач}}}{P_{0 \max} + \gamma P_{1 \text{нач}} - (\gamma + 1)p_1} \right\}, \quad (4)$$

где $B = 1,13$ [1]; p_1 - текущее давление в наполняемой пневматической емкости, МПа.

После подстановки в формулу (4) вместо p_1 выражения (2)

$$t_v = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кр}A} \left[\frac{1}{\gamma} \ln \frac{0,1 P_{0 \max} (\gamma + 1)}{0,9 \gamma P_{1 \text{нач}} + (0,1 \gamma + 1) P_{0 \max}} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln 10 \right]. \quad (4a)$$

Подставив выражения (3) и (4a) в уравнение (1), получим (в %)

$$\epsilon = \left[1 - \frac{\frac{1}{\gamma} \ln \frac{0,1 P_{0 \max} (\gamma + 1)}{0,9 \gamma P_{1 \text{нач}} + (0,1 \gamma + 1) P_{0 \max}} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln 10}{1,2 - 0,9 \frac{P_{1 \text{нач}}}{P_{0 \max}}} \right] 100.$$

По результатам расчета (при $P_{0 \max} = 0,8$ МПа и $P_{1 \text{нач}} = 0,1$ МПа) и экспериментального исследования построен график (рис. 2), отражающий взаимосвязь между параметром и погрешностью расчета переходных характеристик пневмоцепи (рис. 1, а) в случае замены изменяющегося давления на входе ДЕ-звена постоянным давлением.

Результаты экспериментального исследования, приведенные на рис. 1 и 2, получены с помощью специальной установки (рис. 3),

содержащей следующие основные агрегаты и узлы: 1 - компрессор, 2, 4, 6 - краны, 3 - ресивер, 5 и 7 - пневматические емкости испытываемой системы.

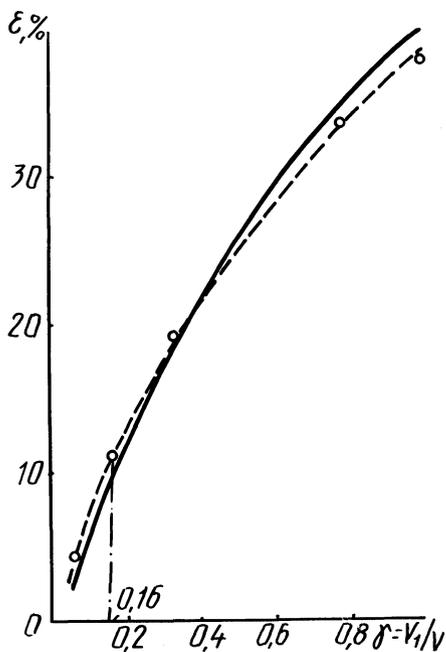


Рис. 2. Зависимость погрешности расчета ε (условные обозначения см. рис. 1).

Визуальный контроль значений давлений в узлах системы осуществлялся по манометрам М1, М2, М3. В камерах 5 и 7 устанавливались датчики ДИ-10, с помощью которых регистрировались значения давлений. В процессе экспериментальных исследований объемы камер 5 и 7 изменялись. Кроме того, изменялась пропускная способность трубопровода, соединяющего пневматические емкости 5 и 7. Для этого использовались специальные дроссели, устанавливаемые в штуцеры.

Полученный график (рис. 2) позволяет оценить погрешность расчета переходных характеристик пневматических звеньев и цепей. Например, если соотношение объемов (рис. 1, а) $\gamma = V_1/V = 0,16$, то погрешность расчета ε , определенная по рис. 2, рав-

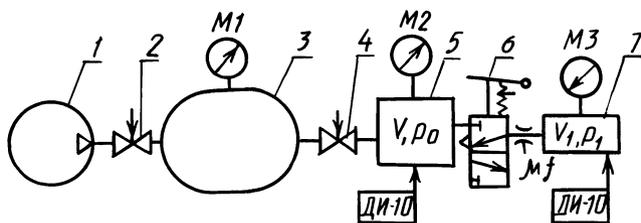


Рис. 3. Схема установки для исследования динамики пневматических звеньев и цепей.

на 10%. Поэтому в зависимости от требуемой точности расчета по графику (рис. 2) устанавливается возможность упрощения расчета переходных характеристик путем замены при математическом моделировании переменного давления на входе в пневматическое звено постоянным давлением.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - М., 1980. - 232 с.

УДК 629.113:656.13.052.444

Ф.Л.Пекер, С.А.Кондратьев (БПИ),
Л.А.Лавриненко (ЛуАЗ)

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЯ ЛуАЗ

Функциональное назначение автомобиля ЛуАЗ-969М, который является автомобилем малого класса повышенной проходимости, обусловило существенные компоновочные его отличия, влияющие на динамику торможения. Учитывая, что к числу этих отличительных черт относятся малая база, высоко расположенный центр тяжести и значительное распределение веса на переднюю ось, можно сделать вывод о высокой "чувствительности" этого автомобиля к самым различным факторам, оказывающим влияние на процесс торможения. Исследовать степень влияния каждого из факторов экспериментально довольно сложно, так как при этом требуется многократная переделка автомобиля и проведение большого объема дорожных испытаний. Данную задачу целесообразнее решать, разработав математическую модель и исследуя с помощью составленного на ее основе программного модуля влияние различных факторов на процесс торможения автомобиля [1].

Отметим, что использование ЭВМ позволяет, располагая относительно небольшой информацией об автомобиле, ответить на широкий круг вопросов, например таких, как влияние быстродействия и синхронности работы тормозного привода, типа и размеров колесных тормозных механизмов, характеристик шин, весовых и геометрических показателей автомобиля на его тормозные качества. Кроме этого, моделирование на ЭВМ позволяет рассматривать экстренное и служебное торможения, а также оценивать траекторную и курсовую устойчивость как на прямой, так и криволинейной траектории.

С учетом всех этих вопросов разработана математическая модель и на ее основе составлен программный модуль, основное назначение которого - оценка тормозных качеств автомобиля путем "машинного эксперимента" на ЭЦВМ. Модуль выполнен на алгоритмическом языке ПЛ/1 в операционной системе ДОС ЕС ЭВМ и позволяет рассчитывать процесс торможения двухосного автомобиля при движении по прямой и при движении по кривой в

различных дорожных условиях. Суть алгоритма, на основе которого разработан программный модуль, – интегрирование системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс торможения автомобиля. Численное интегрирование выполняется методом Рунге – Кутты четвертого порядка с автоматическим выбором шага при помощи стандартной программы RKGS [2]. В основе разработанной математической модели, описывающей движение автомобиля при торможении, лежит одномассовая пространственная модель с тремя степенями свободы [1, 3], определяющими движение автомобиля в продольном и поперечном направлениях, а также угол его разворота относительно неподвижной системы координат.

Эксплуатация на ЭЦВМ данного модуля требует ряда исходных данных, которые можно, в некоторой степени условно, подразделить на следующие группы: 1) геометрические и весовые показатели автомобиля, а также параметры, характеризующие движение; 2) параметры, характеризующие тормозной привод, тормозные механизмы и колеса автомобиля; 3) служебные величины, предназначенные для организации вычислительного процесса.

К величинам, входящим в первую группу, относятся: масса автомобиля и его момент инерции относительно вертикальной оси; расстояние от центра тяжести автомобиля до передней и задней осей, а также до передней и задней габаритных точек; колея передних и задних колес; ширина автомобиля по переднему бамперу и заднему габариту; высота центра тяжести автомобиля; коэффициент сцепления; угол поворота управляемых колес; начальная скорость движения, с которой производится торможение; значение бортовой неравномерности тормозных моментов; коэффициент, учитывающий падение сцепных качеств колеса с дорогой при блокировании последнего; коэффициенты, позволяющие моделировать процесс служебного торможения; признак оценки курсовой и траекторной устойчивости (о нем будет сказано ниже).

Во вторую группу показателей входят величины, которые позволяют моделировать выходные параметры как гидравлического, так и пневматического тормозного привода. Характер изменения давления в каждом исполнительном элементе (тормозном цилиндре либо тормозной камере), изображенный на рис. 1, представлен в исходных данных следующими показателями: максимальным давлением P_{\max_i} ; временем запаздывания $t_{\text{зап}_i}$; временем переходного процесса $t_{\text{п}_i}$; коэффициентами a_{0_i}, \dots, a_{5_i} полинома, характеризующего переходный процесс

$$p_i = \sum_{h=0}^5 a_{hi} t^h,$$

где p_i – давление в i -м исполнительном элементе; t – момент времени с начала переходного процесса.

Значение тормозного момента на каждом колесе зависит от ряда показателей, входящих в исходные данные для расчета: коэффициентов трения рабочих поверхностей тормозных механизмов; типоразмера применяемых тормозных камер и передаточных чисел рычагов (для пневматического тормозного привода); диаметров тормозных цилиндров (для гидравлического тормозного привода); типа и геометрических размеров применяемых тормозных механизмов.

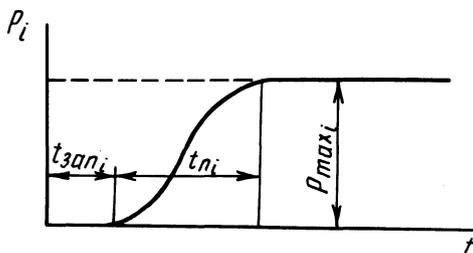


Рис. 1. Характер изменения давления в i -м исполнительном элементе.

В основу расчетной методики определения значения тормозного момента и реализованной с ее помощью программы положена методика, приведенная в работе [4]. Разработанная программа позволяет оценивать влияние на эффективность торможения и устойчивость выходных показателей следующих типов тормозных механизмов с плавающими и фиксированными колодками: с двумя активными (самоприжимными) колодками; с двумя пассивными (самоотжимными) колодками; с активной и пассивной (самоприжимной и самоотжимной) колодками.

Показатели применяемых шин учтены через ряд коэффициентов, характеризующих динамический радиус и коэффициент сопротивления уводу в виде функциональной зависимости от вертикальной нагрузки. Значения этих коэффициентов входят в исходные данные для расчета.

В третью группу исходных данных входят величины, которые предназначены для организации вычислительного процесса. К ним относятся шаг и точность интегрирования и шаг печати результатов.

Программный модуль для расчета процесса торможения автомобиля состоит из головной программы и семи подпрограмм, в которых соответственно выполняются: ввод, логический контроль и печать исходных данных; вычисление давлений в исполнительных элементах тормозного привода; вычисление тормозных мо-

ментов по колесам; вычисление боковых сил по колесам; вычисление правых частей системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс торможения автомобиля; печать заголовков таблиц; печать результатов вычислений.

В результате вычислений на печать выводятся: время, прошедшее с начала торможения; значения продольной, поперечной и угловой скоростей центра тяжести автомобиля; угол разворота автомобиля в неподвижной системе координат; угол касательной к определенной, заранее заданной траектории его движения; угловое отклонение автомобиля. В качестве кривой, от которой определяется угловое отклонение (С-траектории), принята кривая постоянного радиуса. Величина радиуса определяется при знаком оценки курсовой и траекторной устойчивости, задаваемым в исходных данных для расчета, и может быть найдена в виде

$$R = L / \operatorname{tg} \theta ,$$

где L – база автомобиля; θ – угол поворота управляемых колес, либо

$$R = L / [\operatorname{tg} (\theta - \delta_a) + \operatorname{tg} \delta_b],$$

где δ_a – угол увода передней оси; δ_b – угол увода задней оси.

Первый случай характеризует движение автомобиля по криволинейной траектории постоянного радиуса, причем последний зависит только от угла поворота управляемых колес. При этом оценивается способность автомобиля вписываться при торможении в поворот дороги постоянного радиуса. Во втором случае радиус поворота зависит не только от угла поворота управляемых колес, но и от такого качества автомобиля, как поворачиваемость, что позволяет оценить способность автомобиля “держат дорогу” в процессе торможения.

Кроме вышеуказанных величин, определяются и выводятся на печать: тормозной путь автомобиля; координаты его центра тяжести; координаты ближайшей точки С-траектории от центра тяжести автомобиля; давление в исполнительных элементах тормозного привода; отклонения габаритных точек и центра тяжести автомобиля от С-траектории; отношение тормозной силы к сцепному весу на каждом колесе автомобиля; участок нелинейной характеристики функциональной зависимости боковой силы от угла увода на каждом колесе (всего выделено 3 участка: боковая сила меньше половины предельной по сцеплению боковой силы; боковая сила больше половины предельной по сцеплению боковой силы; колесо заблокировано); значение тормозного момента, создаваемого каждой колодкой, двумя колодками вместе и тормозным механизмом каждого колеса.

Выводимые на печать величины, получаемые в результате

расчета, позволяют сделать однозначный вывод о соответствии автомобиля тем требованиям, которые предъявляются к нему с точки зрения его устойчивости и эффективности торможения.

С использованием разработанного программного модуля были выполнены расчеты с целью оценки влияния различных факторов на тормозные качества автомобиля ЛуАЗ-969М. Результаты исследований, часть из которых приведена на рис. 2, 3, позволили установить, что одна из основных причин, приводящая к заносу

Рис. 2. Изменение угла разворота автомобиля φ в процессе торможения по прямой со скоростью 40 км/ч от расстояния между центром тяжести и передней осью a при использовании тормозных механизмов с одной активной и одной пассивной колодками (I – при коэффициентах трения рабочих поверхностей тормозных механизмов передней оси 0,2 и 0,4; задней оси – 0,4; II – при коэффициентах трения рабочих поверхностей тормозных механизмов передней оси 0,2 и 0,4; задней оси – 0,4 и 0,2; III – при коэффициентах трения рабочих поверхностей тормозных механизмов передней оси 0,2 и 0,4; задней оси – 0,2 и 0,4).

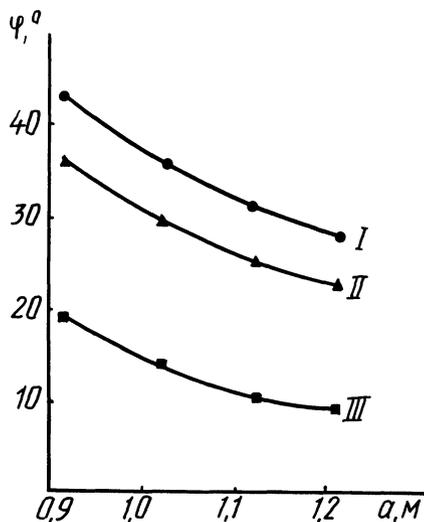
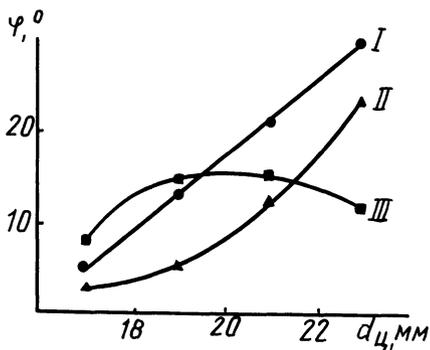


Рис. 3. Изменение угла разворота автомобиля φ в процессе торможения по прямой со скоростью 40 км/ч от значения диаметра тормозных цилиндров задней оси $d_{ц}$ при использовании тормозных механизмов с двумя пассивными колодками.



автомобиля в процессе торможения, – неравномерность тормозных сил, вызванная разбросом коэффициента трения между рабочими поверхностями тормозных механизмов. Кроме этого, расчетные исследования позволили найти наиболее эффективный путь улучшения устойчивости при одновременном сохранении эффективности торможения, – применение в тормозных механизмах двух

самоотжимных колодок с одновременным увеличением диаметров колесных тормозных цилиндров передней оси до 36–40 мм и уменьшением диаметров задней до 14–16 мм.

Таким образом, разработанный программный модуль позволил с помощью ЭЦВМ ответить на ряд вопросов, для экспериментального решения которых потребовалось бы выполнение большого объема трудоемких и дорогостоящих дорожных испытаний.

Л и т е р а т у р а

1. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. – М., 1979. – 215 с. 2. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. – Минск, 1976, вып. 2. – 272 с. 3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М., 1971. – 416 с. 4. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей/ Б.Б.Генбом, Г.С.Гудз, В.А.Демьянюк и др.; Под общ. ред. Б.Б.Генбома. – Львов, 1974. – 234 с.

УДК 629.113.001.1:629.113.073

А.Г.Выгонный, канд. техн. наук (МАЗ)

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИКИ РЕССОРНО-БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ НА ПОПЕРЕЧНОЕ ОПРОКИДЫВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ

В работах [1, 2] при расчете поперечной устойчивости автопоезда тележка заменяется одной осью и в связи с этим не учитывается кинематика рессорно-балансирной подвески. В результате расчетный коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания может получиться завышенным. На стадии проектирования не обеспечивается лучший вариант соотношения угловых жесткостей подвесок осей тележки.

В настоящей статье представлена математическая модель рессорно-балансирной подвески для расчета поперечного опрокидывания автомобиля.

Приняты следующие основные обозначения (другие поясняются по тексту): n – индекс порядкового номера оси; B_n – колесная колея, $B_n = \sqrt{0,5(B_{\text{нп}}^2 + B_{\text{вн}}^2)}$; $B_{\text{нп}}$ – колея наружных колес; $B_{\text{вн}}$ – колея внутренних колес; B_p – рессорная колея; $C_{\text{шп}}$ – нормальная жесткость шины, равная отношению нагрузки к прогибу при удвоенной конструктивной массе автомобиля; $C_{\text{шп}}^I$ – нормальная жесткость шины, равная производной нагрузки по прогибу при удвоенной конструктивной массе автомобиля; $C_{\text{сн}}$ –

угловая жесткость стабилизатора подвески; C_{pn} - жесткость рессоры; C_{pn1} - жесткость части рессоры, расположенной перед осью; C_{pn2} - жесткость части рессоры, расположенной за осью; G_{hn} - вес неподрессоренной массы; G_{hn} - вес подрессоренной массы; R_{zn} - осевая нагрузка; g - ускорение свободного падения; μ - удельная поперечная сила [3]; k - граница контакта колес осей автомобиля (число осей, колеса которых потеряли контакт с опорной поверхностью); η_k - коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания при потере контакта с опорной поверхностью колесами k осей; h_n - высота центра подрессоренных масс над центром крена подвески; h_{kn} - высота центра крена подвески над опорной поверхностью; K_{yn} - коэффициент сопротивления боковому уводу шины; λ - угол крена рамы тележки относительно опорной поверхности; λ_{on} - угол крена оси относительно опорной поверхности; $\lambda_{окн}$ - угол крена оси, при котором колесо с одной стороны оси теряет контакт с опорной поверхностью; λ_{mn} - угол крена оси в безразмерном виде, равный отношению λ_{on} к $\lambda_{окн}$; r_n - радиус качения колес; $L_{п}$ - расстояние от шкворня седельно-сцепного устройства до первой оси полуприцепа; L_{12} - база тележки; N_n - количество шин на оси; v - продольная скорость автомобиля.

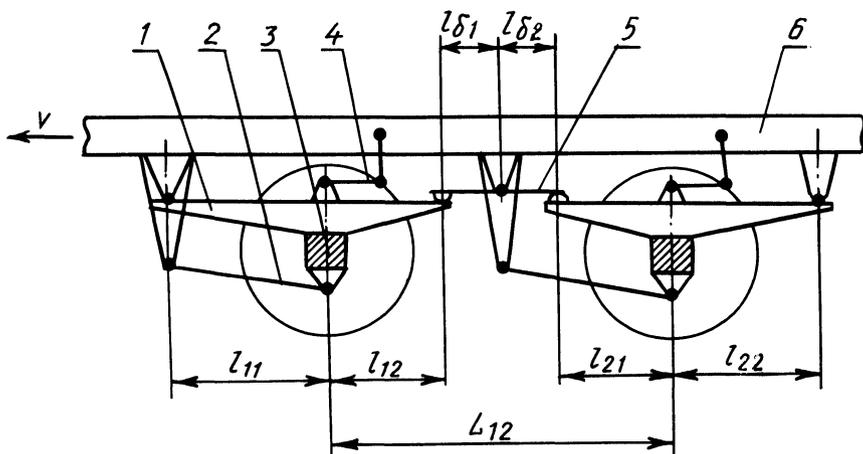


Рис. 1. Схема тележки с четырехрессорной балансирующей подвеской:

1 - рессора; 2 - штанга; 3 - балка оси; 4 - стабилизатор; 5 - балансиры; 6 - рама.

Рассмотрим тележку, схема которой показана на рис. 1. Примем, что рессоры несимметричные, нагрузки на оси от подрессоренных масс разные. Подрессоренные и неподрессоренные массы сосредоточены в центрах масс в плоскости осей тележки.

Моменты реакций связей тележки с другими элементами автомобиля в поперечной плоскости относительно центра крена подвески тележки, за исключением моментов от подрессоренных масс, равны нулю. Углы крена при опрокидывании такие, что синусы углов приближенно равны значениям углов, а косинусы — единице. Автомобиль движется с постоянной скоростью и кривизной траектории.

Момент M от подрессоренных масс тележки относительно центра крена подвески (рис. 2)

$$M = h(G_{h1} + G_{h2})(\mu + \lambda),$$

где $h_{1, 2} = h$; $P_{yшн} = G_{hn}\mu$; $P_{znш} = G_{hn}$.

Моменты M_n , передаваемые подвеской на оси:

$$M_1 = (0,5C_{p1}B_p^2 + C_{c1})(\lambda - \lambda_{01}) + C_{p12}B_p l_{61} \varphi;$$

$$M_2 = (0,5C_{p2}B_p^2 + C_{c2})(\lambda - \lambda_{02}) - C_{p21}B_p l_{62} \varphi,$$

где l_{61}, l_{62} — размеры балансира, показанные на рис. 1; φ — угол поворота балансира. Из условия равновесия балансира

$$\varphi = \frac{0,5B_p [C_{p21}(\lambda - \lambda_{02})l_{62} - C_{p12}(\lambda - \lambda_{01})l_{62}]}{C_{p12}l_{61}^2 + C_{p21}l_{62}^2}.$$

Из уравнения равновесия оси (см. рис. 2) следует: до потери контакта колеса с опорной поверхностью*

$$M_n = 0,25C_{шн}B_n^2N_n\lambda_{он} - R_{yn}\left(\frac{4R_{zn}}{C_{шн}N_n} + h_{kn}\right) - (G_{hn}h_{kn} + G_{hn}r_n)\lambda_{он} + G_{hn}(h_{kn} - r_n)\mu; \quad (1)$$

после потери контакта колеса

$$M_n = 0,5R_{zn}B_n - R_{yn}\left(\frac{3R_{zn}}{C_{шн}N_n} + h_{kn} + 0,5B_n\lambda_{он}\right) - (G_{hn}h_{kn} + G_{hn}r_n)\lambda_{он} + G_{hn}(h_{kn} - r_n)\mu + 0,125(B_{hn} - B_{вн})^2C'_{шн}(\lambda_{он} - \lambda_{окн}). \quad (2)$$

При выводе формул (1) и (2) имелось в виду следующее. Поперечная деформация шин h_{yn} (рис. 2) учтена из условия, что в контакте находится одно колесо оси и что поперечная жесткость шины приближенно равна половине нормальной жесткости [2]. Нормальный прогиб шины наружного колеса от крена оси до потери колесом контакта определяется выражением $0,5B_n\lambda_{он}$ и после потери внутренним колесом контакта равен $R_{zn}/(C_{шн}N_n)$. Последнее слагаемое в выражении (2) отражает дополнительный

* Выражение " с опорной поверхностью" далее опущено.

момент сопротивления опрокидыванию при рассмотрении сдвоенного колеса как двух пружин.

Поперечные реакции на осях R_{yn} тележки представлены в формулах (1) и (2) при двухосном полуприцепе и одинаковых K_{yn} :

$$R_{y1} = \mu \left[R_{z1} - \frac{gK_y L_{12} (L_{\pi} + L_{12}) N_n}{2v^2 (2L_{\pi} + L_{12})} \right];$$

$$R_{y2} = R_{y1} + gK_y L_{12} \frac{\mu N_n}{2v^2},$$

где коэффициент сопротивления уводу оси входит выражением $0,5K_y N_n$, что соответствует моменту потери контакта колесом оси с одной стороны.

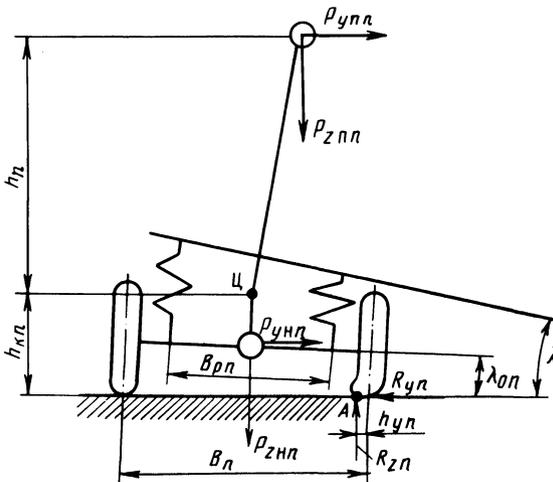


Рис. 2. Силы от подрессоренных и непрессоренных масс и реакции опорной поверхности для оси в момент потери контакта колеса с опорной поверхностью.

Полученные уравнения при пренебрежении нелинейным членом, как величиной второго порядка малости, могут быть преобразованы в линейную систему

$$Ax = b, \tag{3}$$

где A и b – матрицы коэффициентов соответственно размера 3×4 и 3×1 , значения части коэффициентов зависят от условий контакта колес; x – матрица неизвестных размера 4×1 : $x_1 = \lambda_{M1}$, $x_2 = \lambda_{M2}$, $x_3 = \lambda$, $x_4 = \mu$.

Система (3) является неопределенной. Необходимо еще одно уравнение, которым может быть $x_1 = 1$, когда на границе контакта находится колесо первой оси, или $x_2 = 1$, когда на гра-

ниже контакта находится колесо второй оси. Решим систему (3) с учетом $x_1 = 1$, а затем при $x_2 = 1$. Из двух решений физически осуществимо то, которое имеет меньшее значение μ . Это μ будет равно η_1 . Затем, зная номер оси, колесо которой первым теряет контакт, изменяем коэффициенты системы (3) и, приняв дополнительное уравнение $x_n = 1$ (где n соответствует номеру оси, сохранившей контакт всех колес), находим соответствующее μ , а следовательно, и η_2 .

В качестве примера определим поперечную устойчивость полуприцепа с тележкой, согласно рис. 1, имеющего следующие параметры: $B_{H1,2} = 1,935$ м; $B_{B1,2} = 1,026$ м; $C_{ш1,2} = 0,80$ МН/м; $C'_{ш1,2} = 1,06$ МН/м; $G_{H1,2} = 12,75$ кН; $G_{h1,2} = 32,16$ кН; $h_{1,2} = 1,4$ м; $h_{к1,2} = 0,77$ м; $K_{y1,2} = 1,82 \cdot 10^5$ Н/рад; $r_{1,2} = 0,505$ м; $L_{п} = 5,53$ м; $L_{1,2} = 1,54$ м; $v = 40$ км/ч. Результаты расчетов приведены в табл. 1. Результаты при $K_y = 0$ могут быть отнесены к движению по траектории малой кривизны. Варианты, когда $K_y = 0$ и стабилизаторы на осях тележки одинаковы или отсутствуют, могут быть отнесены к случаю замены тележки одной осью. Относительно этих вариантов следует сравнивать другие.

Сравним варианты 01; 10 и 11 при $K_y = 0$.

1. Результаты расчета при учете кинематики балансирной тележки (варианты 01 и 10) в отличие от расчета при замене тележки одной осью (вариант 11) показывают разные углы крена осей при потере колесами контакта. Так, на первой границе контакта разность углов составляет 20% относительно максимального значения угла. Эта разность может служить мерой неравномерности нагружения шин тележки нормальной реакцией. Колесо оси, на которой установлен стабилизатор, теряет контакт раньше по сравнению с колесом оси, на которой стабилизатора нет.

2. Коэффициент поперечной устойчивости при замене тележки одной осью завышается на первой границе контакта колес на 10%.

Учет увода шин для варианта 10 при $K_y \neq 0$ дает результаты, показывающие уменьшение неравномерности нагруженности шин нормальной реакцией: разность углов крена осей на первой границе контакта колес уменьшается с 20 до 7%. В результате коэффициенты боковой устойчивости η_1 и η_2 сближаются и их значения становятся больше значений при неучете увода шин. В варианте 01 при $K_y \neq 0$ получится обратная картина. Эти данные показывают, что поперечная устойчивость зависит от конструкции балансирной тележки и от кривизны траектории движения автомобиля.

Таблица 1

Результаты расчета коэффициентов поперечной устойчивости против опрокидывания

η_k и углов крена осей λ_{m1}

Граница контакта колес осей полуприцепа к	Обозначение параметра	01*		10		11**		00	
		$K_y \neq 0$	$K_y = 0$						
1	λ_{m1}	0,68	0,80	1,00	1,00	0,86	1,00	0,86	1,00
	λ_{m2}	1,00	1,00	0,93	0,80	1,00	1,00	1,00	1,00
	η_1	0,300	0,318	0,345	0,318	0,332	0,354	0,319	0,340
2	λ_{m1}	1,00	1,00	2,34	4,85	1,00	1,00	1,00	1,00
	λ_{m2}	7,03	4,85	1,00	1,00	3,16	1,00	4,81	1,00
	η_2	0,291	0,312	0,343	0,312	0,337	0,354	0,307	0,340

* Условное обозначение наличия стабилизаторов на осях: первая цифра относится к первой оси, вторая - ко второй; 1 - стабилизатор есть, 0 - нет.

** Жесткость стабилизаторов уменьшена вдвое по сравнению с исходной.

Приведенные расчеты также позволяют ответить на вопрос, на какой оси тележки лучше устанавливать стабилизатор – на первой или второй.

При $K_y = 0$ (движение на больших скоростях) варианты равноценны. Когда $K_y \neq 0$ ($v = 40$ км/ч), лучше устанавливать стабилизатор на первой оси (рис. 3), при этом уменьшается разность углов крена осей тележки и увеличивается коэффициент поперечной устойчивости на первой границе контакта колес на 15%.

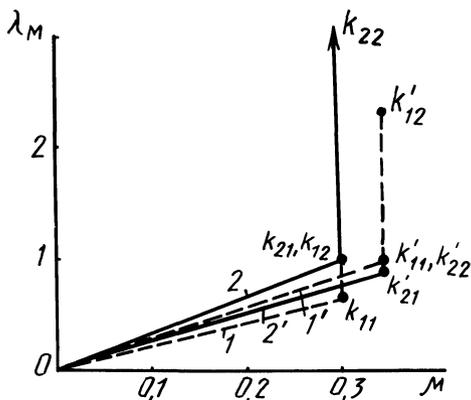


Рис. 3. Углы крена осей тележки λ_M в зависимости от удельной поперечной силы μ :

1 и 2 – соответственно для первой и второй оси при установке стабилизатора на второй оси; 1' и 2' – то же, но при установке стабилизатора на первой оси; k_{nk} – точки, соответствующие оси n на границе контакта k при установке стабилизатора на второй оси; k'_{nk} – то же, но при установке стабилизатора на первой оси.

Таким образом, предложенные уточнения методики расчета поперечной устойчивости позволяют на стадии проектирования улучшить конструктивные параметры балансирной подвески автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Gauß F., Schönfeld K.H. Die Berechnung von Sattelkraftfahrzeugen. – Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik. 1975, Н. 250. – 25 s.
2. Favero J.L. Le probleme de renversement des poids lourds. – Ingenieurs de l'automobile, 1976, N 11, p. 418–428.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М., 1972. – 392 с.

С.С.Журавлев, канд.техн.наук (ММИ)

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА РЕГУЛИРОВАНИЯ УРОВНЯ КУЗОВА АВТОМОБИЛЕЙ С ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКОЙ НА ЧАСТОТУ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС

Статическая нагрузка на упругий элемент подвески современных большегрузных автомобилей в груженом состоянии увеличивается в 2–8 раз по сравнению с негруженым состоянием. Для гидропневматических подвесок с прогрессивной упругой характеристикой статический прогиб подвески груженого автомобиля может достигать $(0,5-0,8)l_0$, где l_0 – приведенная высота столба газа в рабочей полости гидропневматического цилиндра подвески в негруженом состоянии [1]. Значительное изменение статического прогиба подвески вызывает трудности при выборе динамических ходов подвески на сжатие и отбой, приводит к увеличению полного хода подвески, а также неблагоприятно сказывается на динамике движения автомобиля.

Для большинства современных большегрузных автомобилей характерно применение гидропневматических упругих элементов телескопического типа с противодавлением и без него. При этом возможны различные варианты восстановления уровня подрессоренных масс относительно неподрессоренных как с помощью изменения количества газа, так и жидкости в полостях гидропневматического цилиндра. На рис. 1 представлена расчетная схема гидропневматических упругих элементов для определения параметров подвески до и после регулирования уровня подрессоренных масс. При этом приняты следующие обозначения:

l_1 и L_1 – приведенная высота столба газа соответственно в рабочей полости и полости противодавления цилиндра подвески;

p_1 и q_1 – давление газа в статическом состоянии соответственно в рабочей полости и полости противодавления;

F и f – площади поршня соответственно в рабочей полости и полости противодавления;

G_1 – статическая нагрузка на цилиндр подвески;

h_1 и H_1 – приведенная и относительная приведенная высоты столба жидкости, подаваемого в рабочую полость гидропневматического цилиндра для восстановления уровня кузова при жидкостном регулировании;

$k_1 = \frac{q_1 f}{p_1 F}$ – коэффициент противодавления;

$\mu_i = \frac{L_i}{l_i}$ и $\rho = \frac{f}{F}$ - соответственно отношение приведенных

столбов газа и площадей в полостях гидропневматического цилиндра;

T_{pi} и T_i - соответственно размерный и безразмерный период собственных колебаний;

$n = \frac{G_i}{G_0}$ - коэффициент изменения статической нагрузки.

Индексы $i = 0$ соответствуют параметрам подвески в негруженом состоянии автомобиля, а $i = 1, 2, 3, 4, 5$ - груженого автомобиля для i -го способа регулирования.

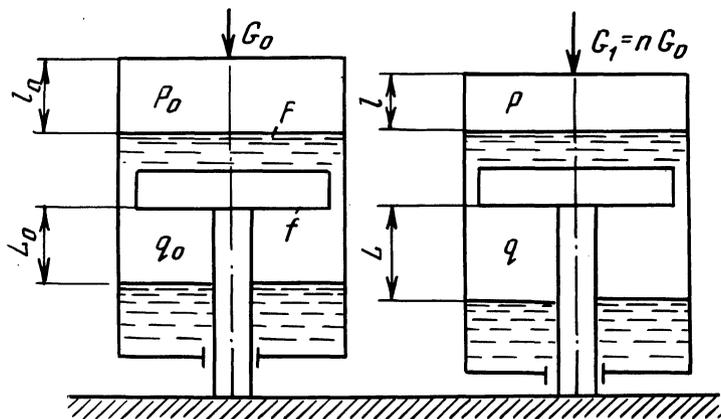


Рис. 1. Расчетная схема гидропневматической подвески.

При регулировании уровня подрессоренных масс относительно неподдресоренных путем изменения количества жидкости или газа в полостях гидропневматического цилиндра происходит также изменение жесткости упругого элемента подвески, которое влечет за собой изменение частоты собственных колебаний подрессоренных масс. Для некоторого упрощения рассматриваются частоты собственных колебаний для малых амплитуд и без учета жесткости шин. Получить же аналитические зависимости для частот собственных колебаний с учетом жесткости шин и малых амплитуд, зная жесткость упругого элемента подвески при различных способах регулирования уровня подрессоренных масс, не представляется трудным.

На рис. 1 представлены гидропневматические цилиндры подвески в негруженом и груженом состояниях. Для подвесок с противодавлением возможны следующие способы восстановления

уровня подрессоренных масс: 1) перекачиванием жидкости из полости противодействия в рабочую полость; 2) подачей жидкости извне в рабочую полость; 3) подачей газа в рабочую полость; 4) подачей газа одновременно в рабочую полость и полость противодействия. Для подвесок без противодействия, у которых полость противодействия соединяется с атмосферой, возможны только два случая восстановления уровня кузова: подачей жидкости или газа. Для сравнения также рассматриваются частоты собственных колебаний подрессоренных масс у нерегулируемых подвесок с противодействием и без противодействия.

По первому способу восстановление уровня подрессоренных масс относительно неподрессоренных происходит вследствие перекачивания части жидкости из полости противодействия в рабочую. При этом после регулирования параметры цилиндра подвески с противодействием примут следующие значения:

$$H_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{1+k_0\mu_0\rho}{(1-k_0)n} + \mu_0\rho - 1 + \sqrt{\left[\frac{1+k_0\mu_0\rho}{(1-k_0)n} + \mu_0\rho - 1 \right]^2 - 4\mu_0\rho \left(\frac{1}{n} - 1 \right)} \right);$$

$$k_1 = k_0(1 - H_1) \frac{\mu_0\rho}{\mu_0\rho + H_1}; \quad \mu_1 = \mu_0 \frac{\mu_0\rho + H_1}{\mu_0\rho(1 - H_1)}; \quad l_1 = l_0(1 - H_1).$$

Безразмерный период собственных колебаний для малых амплитуд определится следующим выражением:

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{(1 - H_1)(1 - k_1)\mu_1}{\mu_1 + k_1}}.$$

Переход от безразмерного периода собственных колебаний к размерному осуществляется по выражению

$$T_{pi} = T_i \sqrt{\frac{g}{l_0}},$$

где g - ускорение свободного падения.

Регулирование уровня подрессоренных масс за счет увеличения количества жидкости в рабочей полости, подаваемой извне (второй способ регулирования), приводит к изменению давления и приведенной высоты столба газа только в рабочей полости цилиндра подвески. Параметры подвески после регулирования в данном случае будут равны:

$$l_2 = l_0 \frac{1}{k_0(1 - n) + n}; \quad k_2 = \frac{k_0}{k_0(1 - n) + n}; \quad \mu_2 = \mu_0 [k_0(1 - n) + n]; \quad H_2 = 1 - \frac{1}{k_0(1 - n) + n}.$$

Безразмерный период собственных колебаний будет

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{\mu_2(1 - k_2)}{(\mu_2 + k_2)[k_0(1 - n) + n]}}$$

В случае, если регулирование уровня подрессоренных масс осуществляется путем увеличения количества газа в рабочей полости подвески (третий способ регулирования), изменится только давление в этой же полости и соответственно коэффициент противодействия, остальные параметры останутся такими же, как и для негруженого состояния:

$$p_3 = p_0[k_0(1 - n) + n]; \quad k_3 = \frac{k_0}{k_0(1 - n) + n}.$$

Период собственных колебаний

$$T_3 = 2\pi \sqrt{\frac{\mu_0(1 - k_3)}{\mu_0 + k_3}}$$

При всех вышеуказанных способах регулирования частоты собственных колебаний подрессоренных масс в груженом и негруженом состояниях были не равны. Из условия постоянства частоты собственных колебаний независимо от нагрузки для подвесок с противодействием необходимо сохранить в статическом состоянии неизменными все параметры подвески, т.е. $k = \text{const}$, $\mu = \text{const}$, $l_0 = \text{const}$. Для этого необходимо изменять одновременно количество газа в рабочей полости и полости противодействия таким образом, чтобы при постоянной высоте подрессоренных масс для различных статических нагрузок обеспечить постоянное соотношение давлений в этих же полостях. В данном случае период собственных колебаний будет постоянным для любых статических нагрузок на упругий элемент, т.е.

$$T_4 = 2\pi \sqrt{\frac{1}{1 - k_0} \left[1 + \frac{k_0}{\mu_0} \right]}.$$

Для подвесок без противодействия при регулировании уровня подрессоренных масс путем изменения количества газа в цилиндре подвески происходит стабилизация частоты собственных колебаний подрессоренных масс, т.е. при постоянной приведенной высоте столба газа сохраняется также постоянная частота собственных колебаний для малых амплитуд при различных статических нагрузках.

На рис. 2 представлены также для сравнения кривые изменения периода собственных колебаний от статической нагрузки для случая нерегулируемых гидropневматических подвесок с противодействием и без противодействия.

Анализ полученных результатов показывает, что не все спо-

собы регулирования уровня подрессоренных масс в одинаковой степени влияют на частоту собственных колебаний подрессоренных масс. Наибольшее влияние оказывают способы, связанные с восстановлением уровня кузова с помощью газа. Так, например, при регулировании путем подачи газа в рабочую полость подвески с противодавлением период собственных колебаний возрастает в 1–2 раза с увеличением статической нагрузки на упругий элемент в диапазоне соотношения нагрузок 3–9 по сравнению с нерегулируемым вариантом подвески. При этом с увеличением статической нагрузки на упругий элемент период собственных колебаний возрастает по сравнению с негруженным состоянием, в то время как другие способы регулирования обеспечивают или одинаковый период собственных колебаний для всех статических нагрузок, или дают уменьшение последнего.

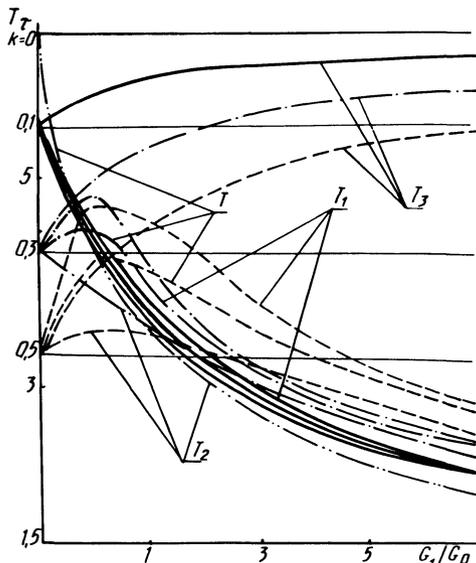


Рис. 2. Зависимость безразмерного периода собственных колебаний подрессоренных масс от величины статической нагрузки на упругий элемент:

T_1 и T_2 — соответственно безразмерный период собственных колебаний для i -го способа регулирования и для нерегулируемых подвесок; $\mu = 0,6$, $\rho = 0,3$.

С увеличением коэффициента противодействия период собственных колебаний подрессоренных масс уменьшается при всех способах регулирования. Кривая изменения последнего в зависимости от нагрузки на упругий элемент у подвесок с противодавлением имеет максимум, проявляющийся в большей степени с увеличением коэффициента противодействия, в то время как у подвесок без противодействия уменьшение периода собственных колебаний монотонно убывает. Таким образом, для подвесок с противодавлением имеется возможность, даже при отсутствии регулирования высоты кузова, обеспечить для двух значений соотношений нагрузок на упругий элемент одинаковый период соб-

ственных колебаний, что является преимуществом данного типа подвесок перед подвесками без противодействия, хотя конструктивно подвески с противодействием более сложны. Например, для подвески с противодействием при $k = 0,5$ и отсутствии регулирования высоты кузова одинаковый период собственных колебаний имеет место для негруженого автомобиля при $n = 1$ и при шестикратном увеличении нагрузки $n = 6$. При $k = 0,3$ одинаковый период собственных колебаний будет обеспечиваться уже в меньшем диапазоне при $n = 1$ и $n = 2,5$. С учетом жесткости шин характер изменения периода собственных колебаний будет другим и значения нагрузок с одинаковыми периодами собственных колебаний будут отличаться от вышеприведенных.

Из рис. 2 следует, что жидкостное регулирование высоты кузова путем подачи жидкости в рабочую полость цилиндра подвески с противодействием способствует снижению периода собственных колебаний по сравнению с нерегулируемой подвеской на 18–20% в диапазоне изменения нагрузок $n = 2-4$, при этом указанная разница уменьшается с увеличением нагрузки и с уменьшением коэффициента противодействия. При регулировании высоты кузова путем перекачивания жидкости из полости противодействия в рабочую полость происходит обратное явление, т. е. повышается период собственных колебаний по сравнению с нерегулируемым вариантом подвески на 8–12% в том же диапазоне нагрузок, хотя с увеличением нагрузки эта разница также уменьшается. Указанные явления происходят в первом случае за счет большего значения коэффициента противодействия во время регулирования по сравнению со вторым случаем регулирования. У подвесок без противодействия жидкостное регулирование не влияет на частоту собственных колебаний подрессоренных масс, в то время как регулирование высоты кузова с помощью газа обеспечивает независимость частоты собственных колебаний от нагрузки.

Л и т е р а т у р а

1. Shurawlew S., Springer H. Zur Berechnung der Eigenfrequenzen hydropneumatisch gefederter Fahrzeuge. – Automobil-Industrie, 1978, N 2, s. 54–61.

Г.И.Мамити, канд. техн. наук (ММИ)

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ
ТОРМОЗНОГО БАРАБАНА АВТОМОБИЛЯ

Во время торможения кинетическая энергия движущегося автомобиля превращается в тормозах в тепловую, расходуемую в основном на нагрев тормозных барабанов, цилиндрические части которых в отдельные периоды времени можно считать нагретыми – равномерно по всей длине; неравномерно по толщине; неравномерно по длине.

Исследованиями установлено, что наибольшие температурные напряжения возникают в первом случае, при котором возможны два вида температурного нагружения – весь тормозной барабан равномерно нагрет (цилиндрическая и кольцевая части); нагрета только цилиндрическая часть тормозного барабана.

При равномерном распределении температуры по объему цилиндрической, свободной по краям оболочки никаких температурных напряжений не возникает. Но так как один край оболочки (цилиндрической части барабана) сопряжен с кольцевой пластиной (фланцем), закрепленной по внутреннему контуру, то свободное расширение тормозного барабана невозможно и в нем возникнут напряжения изгиба.

Отделим цилиндрическую часть барабана от фланца и в местах разреза приложим изгибающие моменты M и перерезывающие силы Q , равномерно распределенные по периметру (рис. 1).

Для исследования прочности тормозного барабана здесь достаточно ограничиться рассмотрением напряженно-деформированного состояния его наиболее нагруженной кольцевой части. Тогда для случая, выражающего условия работы тормозов в режиме длительного торможения, когда весь тормозной барабан равномерно нагрет (цилиндрическая и кольцевая части), используем ранее полученные результаты [1] и найдем

$$Q = \frac{2\alpha at}{A} \frac{1}{h - \frac{1}{4\beta^3 D_0(1+C)}}; \quad M = \frac{2\alpha at}{A} \frac{1}{\frac{1}{2\beta^2 D_0} - 2\beta h(1+C)}$$

$$\sigma_r = \frac{E\alpha t(\frac{a^2}{r^2} - 1)}{A} + \frac{Q}{h} \pm \frac{6M}{Bh^2} \left[1 + \nu + \frac{b^2}{r^2}(1 - \nu) \right];$$

$$\sigma_{\theta} = - \frac{E \alpha t \left(\frac{a^2}{r^2} + 1 \right)}{A} + \frac{Q}{h} \pm \frac{6M}{B h^2} \left[1 + \nu - \frac{b^2}{r^2} (1 - \nu) \right],$$

где α - коэффициент линейного расширения; t - температура нагрева тормозного барабана; a , b - радиусы наружного и внутреннего контуров кольцевой пластины; r - текущий радиус пластины; $D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}$ - жесткость пластины при изгибе; $D_0 = \frac{E h_0^3}{12(1 - \nu^2)}$ - жесткость оболочки при изгибе; E - модуль

Юнга; h - толщина пластины; h_0 - толщина оболочки; $\beta = \sqrt{\frac{4(1 - \nu^2)}{3 R^2 h_0^2}}$; ν - коэффициент Пуассона; R - радиус средней окружности; σ_r , σ_{θ} - радиальное и окружное напряжения в пластине; $A = 1 - \nu + \frac{a^2}{b^2} (1 + \nu)$; $B = 1 + \nu + \frac{b^2}{a^2} (1 - \nu)$; $C = \frac{\beta D_0 (a - \frac{b^2}{a})}{DB}$; $H = \frac{1}{2\beta^3 D_0} - \frac{a - b}{E h} (1 - \nu)$.

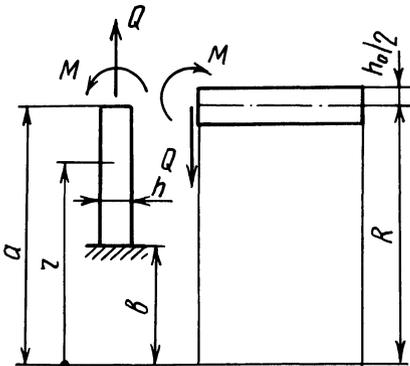


Рис. 1. Расчетная схема тормозного барабана.

Для выражающего условия работы тормозов в режиме экстренного торможения случая, когда кольцевая часть тормозного барабана не успела еще нагреться, в то время как цилиндрическая часть барабана восприняла все тепло, образуемое при работе трения тормоза, расчет можно произвести по этим же формулам, записав числитель $2\alpha t$ в выражениях для Q и M как αt и опустив первые члены выражений для σ_r и σ_{θ} .

Исследование температурных напряжений тормозного барабана автомобиля-самосвала БелАЗ-540 по приведенным формулам (рис. 2) показало, что максимальные напряжения действуют в зоне закрепления тормозного барабана по внутреннему контуру кольцевой пластины, что подтверждается экспериментально и практикой эксплуатации. Так, при исследовании температурного состояния тормозного барабана автомобиля-самосвала БелАЗ-540 на инерционном стенде установлено, что разрушение барабана

происходит путем распространения сквозных окружных и радиальных трещин, образующихся в отверстиях закрепления, и вследствие отрыва барабана вблизи закреплений [2]. Заметим, что разрушение барабана может произойти в любом опасном сечении его кольцевой части, которая находится под воздействием изги-

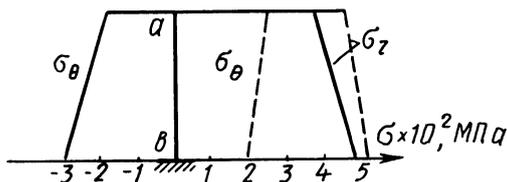


Рис. 2. Распределение температурных напряжений вдоль кольцевой пластины (фланца тормозного барабана).

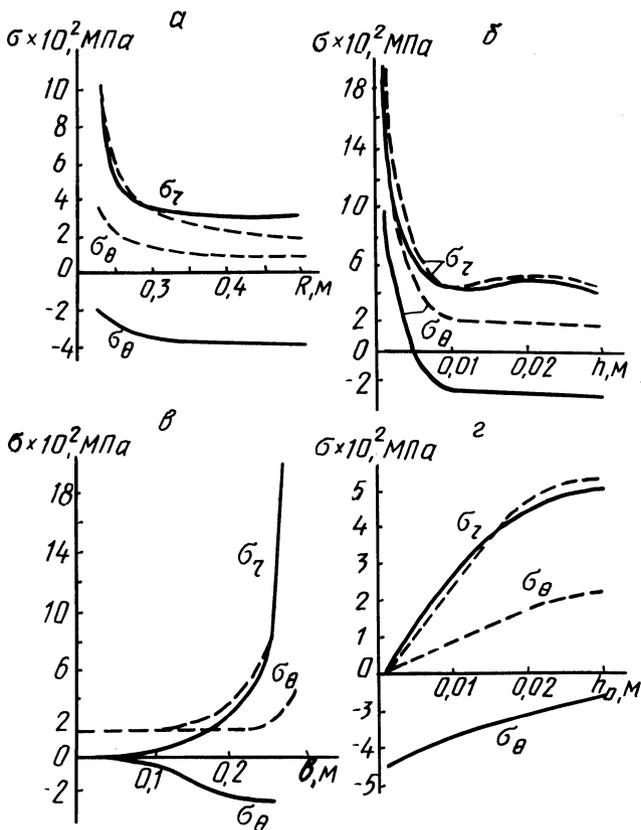


Рис. 3. Зависимость температурных напряжений: а - от R ; б - от h ; в - от b ; г - от h_0 ; ——— равномерный нагрев; - - - неравномерный нагрев.

бающих моментов M и сил Q , вызванных температурным расширением цилиндрической части тормозного барабана.

На рис. 3 приведены результаты расчета на ЭВМ ЕС-1022 температурных напряжений, действующих на внутреннем контуре кольцевой пластины. Полученные графики показывают влияние различных параметров на температурные напряжения при равномерном и неравномерном нагреве тормозного барабана до 300°C . Так, при прочих равных условиях увеличение радиуса тормозного барабана R (рис. 3, а) приводит к уменьшению температурных напряжений, испытываемых его фланцем (кольцевой пластиной), однако после некоторого значения радиуса барабана дальнейшее увеличение этого радиуса мало сказывается на температурных напряжениях, которые практически не меняют своих значений. Так же влияет на напряженное состояние тормозного барабана увеличение толщины кольцевой пластины h (рис. 3, б). Увеличение же радиуса закрепления кольцевой пластины b (рис. 3, в) и толщины цилиндрической оболочки h_0 (рис. 3, г) усиливает напряженное состояние тормозного барабана.

Таким образом, полученные расчетные формулы для определения температурных напряжений тормозного барабана, которые являются основной причиной его разрушения, позволяют оптимизировать проектирование наиболее сложно и тяжело нагруженной детали автомобиля – тормозного барабана.

Л и т е р а т у р а

1. Мамити Г.И. Расчет барабана трансмиссионного тормоза автомобиля на прочность от воздействия центробежных сил инерции. – Автомобильная промышленность, 1979, № 9 с. 14–15.
2. Мамити Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. – В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 48–52.

УДК 629.114.4 – 585.13

С.Б.Самарцев (ММИ),
В.Я.Корейво, А.Ф.Митяев (БелАЗ)

ВЫБОР ЗАКОНА ВКЛЮЧЕНИЯ МУФТЫ АВТОМОБИЛЯ ПО КРИТЕРИЯМ ОПТИМАЛЬНОСТИ

В последнее время наметилась тенденция к созданию специальных механизмов [1, 2], обеспечивающих значительное увеличение плавности включения фрикционных муфт и позволяющих до

определенной степени уменьшить динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля при переключении передач. Однако их использование приводит к существенному повышению тепловой нагруженности фрикционных элементов.

В связи с этим критериями для выбора рационального закона включения муфты следует считать невысокую динамическую нагруженность трансмиссии, допустимый уровень температурного режима дисков и достаточный запас момента трения, которые в совокупности определяют надежность и долговечность работы трансмиссии.

Многодисковые фрикционные муфты пятиступенчатой гидромеханической передачи (ГМП) БелАЗ [1] позволяют в значительной степени улучшить качество переключения передач. В зависимости от давления в системе подвода рабочей жидкости усилие сжатия пакета дисков может быть различным, что дает большие возможности в применении регулирования давления совместно с системой автоматического управления переключением передач для оптимального варианта включения. Возникшая необходимость оценки качества переходных процессов была реализована в теоретических исследованиях процессов включения муфты на ЭВМ "Минск-32". В качестве оценочных параметров приняты: начальная скорость вращения турбины гидротрансформатора ω_T и максимальные значения теплового потока на поверхностях трения θ_{\max} , поверхностной температуры стального $\psi_{\text{ст}\max}$ и металлокерамического $\psi_{\text{мк}\max}$ дисков, моментов на выходном валу коробки передач $M_{\text{в}\max}$ и полуосях $M_{\text{п}\max}$, время буксования муфты $t_{\text{б}}$, усилие сжатия в конце замыкания муфты $F_{\text{сжк}}$.

Характеристика усилия сжатия муфты, приведенная на рис. 1, получена с помощью расчетно-экспериментальных исследований на Белорусском автозаводе. Расчеты производились в предположении установки муфты пятиступенчатой ГМП на автомобиль БелАЗ-548А для каждого из показанных на рис. 1 графиков усилия сжатия (т.е. при различных давлениях p_d в линии подвода жидкости к муфте) на всех скоростных режимах работы агрегата двигатель - гидротрансформатор. Это позволило получить общую картину изменения оценочных параметров, отработать методику их выбора и определить на основании ранее указанных критериев наилучшие условия работы ГМП. Для сравнения одновременно исследованы процессы переключения серийной муфты БелАЗ-540 с усилием сжатия, также показанным на рис. 1.

Методика расчетных исследований приведена в работе [2], однако для этого использовалась ЭВМ "Минск-32". Рассматри-

вался процесс трогания груженого автомобиля на I, II и III передачах на дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,1. Влияние дорожных условий на качество переходных процессов учтено при рассмотрении трогания автомобиля на I передаче при коэффициентах сопротивления качению 0,02 и 0,2. Значение коэффициента сцепления колес с дорогой во всех случаях равно 0,65. Указанные условия для трогания автомобиля были приняты с целью как можно более полной оценки возможных состояний механической системы.

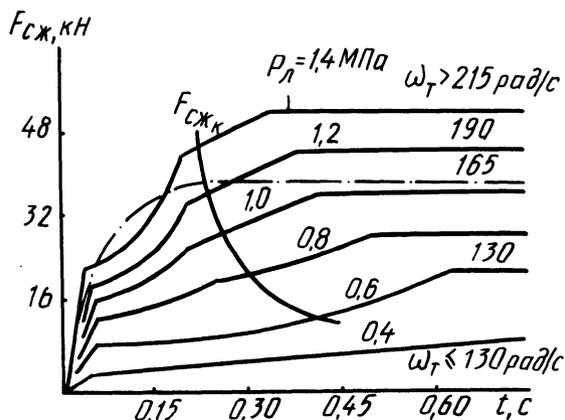


Рис. 1. Усилие сжатия пакета дисков муфты БелАЗ: — муфта БелАЗ-548М (в зависимости от давления в линии подвода); — — — серийная муфта БелАЗ-540; - - - в момент замыкания ($F_{сжк}$).

Установлено, что применение серийной фрикционной муфты обеспечивает наименьшее время буксования. Однако при частоте вращения турбины гидротрансформатора больше 200 с^{-1} величина $t_б$ серийной муфты превышает время буксования для ряда характеристик усилия сжатия муфты пятиступенчатой ГМП. Это обуславливается тем, что включение муфты БелАЗ-540 на высокоскоростных режимах происходит на нерегулируемом участке кривой усилия сжатия, вследствие чего время буксования повышается, что было особенно заметно в случае трогания на II и III передачах. Наибольшее $t_б$ соответствует характеристикам $F_{сжк}$ с низким давлением в линии подвода жидкости.

Более плавное включение муфты пятиступенчатой ГМП вызывает снижение максимальной величины теплового потока при трении дисков, но, несмотря на это, растет поверхностная температура как стального, так и металлокерамического дисков. Максимальная температура характерна для законов нарастания

усилия сжатия при давлениях 0,6–0,8 МПа. На низкоскоростных режимах увеличение значений $\nu_{\text{ст max}}$ и $\nu_{\text{мк max}}$ при $\omega_T \leq 175$ рад/с незначительно. Мало различаются между собой температуры дисков при давлениях в линии подвода в 1,2–1,4 МПа.

Как показали исследования, на низкоскоростных режимах при всех рассмотренных условиях трогания автомобиля температура дисков серийной муфты либо равна, либо значительно выше температуры дисков муфты пятиступенчатой ГМП. Это вызывается тем, что на включение последней затрачивается большее время, тем самым обуславливаются лучший прогрев дисков и более низкая поверхностная температура. Однако при трогании на высоких скоростях вращения турбины гидротрансформатора при $p_{\text{д}} = 0,6–1$ МПа максимальная температура фрикционных элементов возрастает по сравнению с дисками муфты БелАЗ–540 вследствие значительной работы буксования. На II и III передачах при скорости $\omega_T > 200$ рад/с, когда значение $t_{\text{б}}$ серийной муфты превышает время буксования муфты пятиступенчатой ГМП для некоторых характеристик сжатия при различном давлении ($p_{\text{д}} = 1,2–1,4$ МПа), тепловая динамика этой муфты также увеличивается. Для металлокерамических дисков при $p_{\text{д}} = 1,0–1,4$ МПа температура поверхности трения в муфте пятиступенчатой ГМП примерно соответствует температуре фрикционной поверхности в серийной муфте.

Включение муфты по характеристикам усилия сжатия (рис. 1) с небольшими давлениями приводит к существенному снижению динамической нагруженности трансмиссии. В зависимости от включаемой ступени коробки передач или от дорожных условий это уменьшение различно.

Наибольшее снижение моментов $M_{\text{в max}}$ и $M_{\text{п max}}$ соответствует характеристике $F_{\text{сж}}$ при давлении $p_{\text{д}} = 0,6–0,8$ МПа, но этим же законам нарастания усилия сжатия свойственен экстремальный тепловой режим фрикционных дисков. Например, $\nu_{\text{ст max}}$ при трогании на II передаче достигает соответственно 285–242°C, а $\nu_{\text{мк max}}$ – 190–168°C. Поэтому указанные характеристики сжатия не могут быть рекомендованы для работы на всех режимах. С точки зрения тепловой нагруженности лучше выглядят характеристики $F_{\text{сж}}$ с $p_{\text{д}} = 1,2–1,4$ МПа, однако их использование приводит к большим максимальным значениям моментов на выходном валу коробки передач и полуосях автомобиля.

Полученные результаты анализировались по всем трем критериям: минимально возможным динамическим нагрузкам в трансмиссии, допустимом уровне тепловой нагруженности дисков, а также при условии включения муфты на регулируемых участках кривых усилия сжатия, которое определяет запас момента трения при буксовании. Это позволило выбрать рациональный при данной конструкции муфты и механической системе автомобиля закон включения муфты в зависимости от скоростного режима агрегата двигатель – гидротрансформатор и давления в системе обеспечения муфты. Полученный оптимальный вариант работы системы (рис. 1) в значительной степени удовлетворяет всем рассмотренным случаям: при различных включаемых ступенях ко-

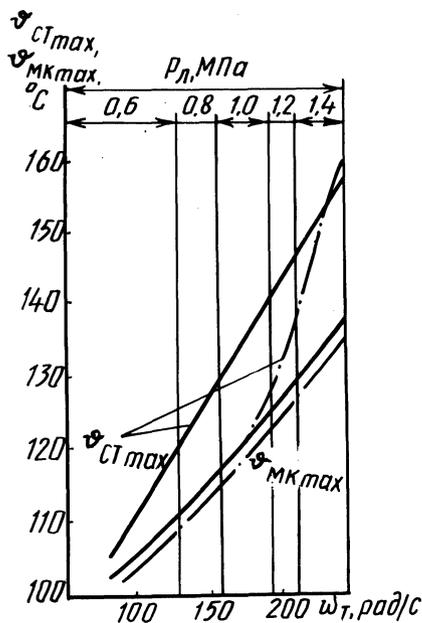


Рис. 2. Нагрев фрикционных дисков на различных скоростных режимах работы агрегата.

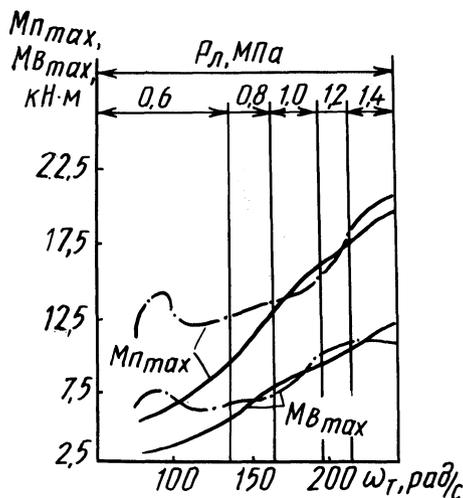


Рис. 3. Динамические нагрузки в трансмиссии в зависимости от скоростного режима машинного агрегата двигатель – гидротрансформатор.

робки передач и дорожных условиях. Вследствие включения муфты на регулируемых участках кривых $F_{сж}$, о чем свидетельствует график усилия сжатия в момент замыкания дисков $F_{сжк}$, достигается больший запас момента трения по сравнению с серийной муфтой, у которой при $\omega_T > 120$ рад/с включение происходит при максимальном значении $F_{сж}$.

При предлагаемом законе изменения усилия сжатия муфты

пятиступенчатой ГМП БелАЗ, например, для I передачи превышение температуры $\nu_{\text{ст max}}$ (рис. 2) будет не более 10°C , а $\nu_{\text{мк max}}$ - всего до 3°C . Динамические нагрузки в трансмиссии (рис. 3) на низко- и среднескоростных режимах, являющихся самыми эксплуатационными, уменьшатся в 1,3-2,3 раза, а на высокоскоростных режимах не будут значительно превышать нагрузки, возникающие при включении серийной муфты.

Таким образом, рекомендуемый закон включения муфты в зависимости от скорости вращения турбины гидротрансформатора при минимальных нагрузках в трансмиссии обеспечивает нормальный тепловой режим фрикционных дисков.

Л и т е р а т у р а

1. Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Конструкция и характеристики фрикционных муфт пятиступенчатой гидромеханической передачи БелАЗ. - Экспресс-информ. Конструкции автомобилей. - М., 1979, № 6, с. 9-19. 2. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. - Минск, 1973. - 320 с.

УДК 629.114.2 - 587

Ю.Е.Атаманов, канд. техн. наук,
И.С.Сазонов (БПИ)

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА САМОХОДНОГО ШАССИ

Для улучшения устойчивости прямолинейного движения уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой предлагается устанавливать в ведущем мосту автоматическую блокировку межколесного дифференциала. Блокировка выключается, когда разность касательных усилий на ведущих колесах достигнет заданной величины. Эту разность необходимо выбрать так, чтобы автоматическая блокировка, улучшая устойчивость прямолинейного движения агрегата, не ухудшала параметров его управляемости и поворотливости. То есть дифференциал должен быть заблокирован при рабочем ходе агрегата с допустимыми отклонениями от заданного направления движения и разблокироваться при совершении маневра.

Определим допустимые отклонения от заданного направления движения уборочного агрегата с широкозахватной жаткой, а за-

тем и величину разности касательных усилий на ведущих колесах, при которой должна выключаться автоматическая блокировка дифференциала.

При раздельном способе уборки зерновых хлебную массу скашивают на полную ширину захвата жатки, допустимое уменьшение ширины захвата не более 6% [1]. Тогда для жатки с захватом, равным 12 м, допустимое уменьшение ширины захвата составит 0,7 м. Следовательно, для уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой допустимое отклонение от заданного направления движения не должно превышать $y_{\text{доп}} = \pm 0,35$ м.

Зная допустимое отклонение и продольные координаты центра масс уборочного агрегата, определим допустимый угол отклонения продольной оси агрегата от заданного направления движения

$$\beta = \arctg \frac{y_{\text{доп}}}{l_{\text{ж}} + a_{\text{а}}},$$

где $l_{\text{ж}}$ и $a_{\text{а}}$ – расстояния соответственно от оси передних колес до режущего аппарата жатки и центра масс агрегата.

Для исследуемого агрегата $l_{\text{ж}} = 2,5$ м и $a_{\text{а}} = 0,746$ м. Тогда допустимый угол отклонения продольной оси агрегата от заданного направления не должен превышать $\beta_{\text{доп}} = \pm 6^\circ$. В процессе работы уборочного агрегата жатка совершает колебания относительно заданного направления движения с амплитудой, равной $y_{\text{доп}}$. Наибольшее угловое отклонение продольной оси агрегата от заданного направления возникает в точке перегиба действительной траектории движения. Откуда находим частоту отклонения

$$\omega = \frac{\dot{x} \operatorname{tg} \beta_{\text{доп}}}{y_{\text{доп}}}.$$

Из приведенного выражения видно, что частота отклонений от заданного направления увеличивается с увеличением скорости движения \dot{x} , угла поворота продольной оси агрегата $\beta_{\text{доп}}$ и уменьшением допустимого отклонения жатки от прямолинейного движения $y_{\text{доп}}$. Уборочный агрегат на базе самоходного шасси движется по полю со скоростью до 2,8 м/с. В этом случае $\omega = 0,84 \text{ с}^{-1}$.

Теперь можно определить радиус траектории крайней точки жатки А (рис. 1) по формуле [2]

$$R_A = \frac{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^3}}{\dot{x}\ddot{y} - \dot{y}\ddot{x}}. \quad (1)$$

Подставив в формулу (1) соответствующие производные и принимая скорость движения агрегата постоянной, получим

Примем, что блокировка должна включаться не при угле отклонения управляемых колес на $5^{\circ}40'$, а при несколько большем - $6^{\circ}30'$. Минимальный радиус поворота агрегата $K_{\text{мин}}$ при этом станет равным примерно 23 м.

Определим разность касательных усилий на ведущих колесах, при которой должна выключаться блокировка дифференциала ведущего моста. Касательные усилия на отстающем $P_{\text{к}}^I$ и забегающем $P_{\text{к}}^{II}$ колесах определяются по выражениям

$$P_{\text{к}}^I = 0,5P_{\text{к}} \left(1 - \frac{B}{2R}\right) + \frac{r_{\text{к}}^0}{\lambda} \frac{B}{2R};$$

$$P_{\text{к}}^{II} = 0,5P_{\text{к}} \left(1 + \frac{B}{2R}\right) - \frac{r_{\text{к}}^0}{\lambda} \frac{B}{2R},$$

где $P_{\text{к}}$ - суммарная касательная сила тяги, развиваемая ведущей осью; B - ширина колеи ведущей оси; $r_{\text{к}}^0$ - радиус качения ведущих колес, определенный в ведомом режиме на твердой опорной поверхности; λ - приведенная к ведущему колесу тангенциальная податливость шины, грунта и силового привода.

Вычитанием второго равенства из первого находим выражение для определения разности касательных усилий на ведущих колесах трактора при криволинейном движении:

$$\Delta P_{\text{к}} = \left(\frac{r_{\text{к}}^0}{\lambda} - 0,5P_{\text{к}}\right) \frac{B}{R}.$$

При движении уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой по стерне с радиусом поворота, равным 23 м, ($P_{\text{к}} = 19640$ Н, $B = 2,99$ м, $r_{\text{к}}^0 = 0,73$ м, $\lambda = 2,3 \times 10^{-5}$ м/Н) разность касательных сил тяги на ведущих колесах $\Delta P_{\text{к}} = 2800$ Н.

Учитывая передаточное число от ведущих колес до вала блокировки $i = 0,154$, определяем момент, при котором должна выключаться муфта автоматической блокировки дифференциала (блокируется полуось с полуосью) $M_{\text{б}} = \Delta P_{\text{к}} i r_{\text{к}}^0 = 314$ Н·м. По значению этого момента определяются все конструктивные параметры автоматической блокировки дифференциала ведущего моста.

Таким образом, автоматическая блокировка межколесного дифференциала самоходного шасси должна оставаться включенной, если агрегат движется с радиусами поворота больше 20 м, и выключаться при достижении разности касательных усилий на ведущих колесах, равной 2,8 кН. Автоматическая блокировка ведущего моста с такими параметрами, улучшая устойчивость прямолинейного движения, не будет ухудшать управляемость и поворотливость агрегата.

Л и т е р а т у р а

1. Веденяпин Г.В., Киртбая Ю.К., Сергеев М.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. - М., 1963. - 431 с. 2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М., 1968. - 720 с.

УДК 629.113.2 - 587

В.С.Баев, В.В.Ванцевич, канд. техн. наук,
А.Х.Лефаров, д-р техн. наук (БПИ)

ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН С САМОБЛОКИРУЮЩИМИСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛАМИ В ВЕДУЩИХ МОСТАХ

Проблема поворачиваемости колесных внедорожных машин, хотя и рассмотрена в ряде работ [1, 2], актуальна и в настоящее время. Сложность заключается в том, что в этих машинах с целью повышения проходимости приходится отказываться от обычных дифференциальных приводов и применять блокируемые дифференциалы, самоблокирующиеся дифференциалы и т. д.

В данной работе приведена методика определения сил и моментов, препятствующих повороту и возникающих в пределах одного ведущего моста с самоблокирующимся дифференциалом. Располагая такой методикой, можно определить влияние межколесного привода на поворачиваемость машины при любом числе ве-

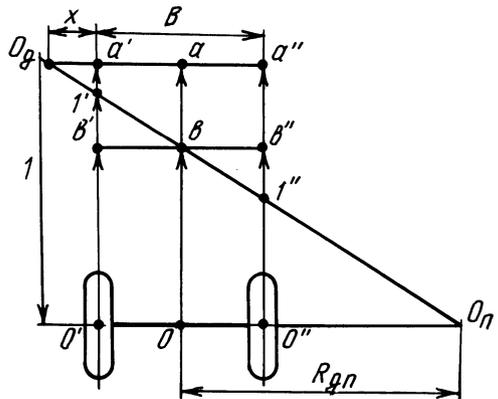


Рис. 1. План скоростей ведущего моста на повороте.

дущих мостов. На рис. 1 показан план скоростей трех характерных точек ведущего моста O' , O и O'' для случая, когда самоблокирующийся дифференциал еще не сработал. Точки a' , a и a'' отражают векторы теоретических скоростей v_T , а точки b' , b и b'' - векторы действительных скоростей при прямом движении с

учетом тангенциальной деформации шин и грунта, оцениваемых коэффициентом буксования $\delta = (r_k^0 - r_k) / r_k^0$. В этой формуле r_k^0 - радиус качения колеса в ведомом режиме на твердой дороге, r_k - радиус качения в текущем тяговом режиме.

Точки $1'$ и $1''$ показывают векторы действительных скоростей центров колес O' и O'' на повороте. Отрезки $a' - 1'$ и $a'' - 1''$ в некотором масштабе отражают: значения потерянных скоростей $v_{\delta'}^I$ и $v_{\delta''}^{II}$, значения буксований δ^I и δ^{II} и тяговых усилий колес $P_k^I = k \delta^I$ и $P_k^{II} = k \delta^{II}$, если иметь в виду линейную зависимость между силой тяги и буксованием и равную весовую нагрузку колес. Момент M_p , действующий от дороги на мост и препятствующий повороту машины, для этого случая можно подсчитать по формуле [3]:

$$M_p = \frac{B^2 k}{2R} (1 - \delta), \quad (1)$$

где R - радиус поворота моста и k - коэффициент тангенциальной жесткости шин и грунта, величина, обратная тангенциальной податливости λ .

Отношение отрезков $a'' - 1''$ к $a' - 1'$ (рис. 1) соответствует отношению P_k^{II} к P_k^I в случае равных нормальных нагрузок и отражает степень изменения тяговых сил колес на повороте, оказывающего решающее влияние на момент сопротивления повороту. Рост этого отношения можно ограничить, установив в редуктор моста самоблокирующийся дифференциал. Тогда при достижении отношения тяговых сил значения коэффициента блокировки дифференциал срабатывает, и дальнейшее изменение сил прекращается. Отметим, что следует различать два коэффициента блокировки: покоя - K_p и движения - K_d . Величина K_p соответствует коэффициенту трения покоя в дисках дифференциала μ_{II} , величина K_d соответствует коэффициенту трения скольжения μ . По результатам испытаний самоблокирующихся дифференциалов МТЗ-82 и их дисковых муфт получены уравнения регрессии для расчета μ_{II} и μ в зависимости от момента на корпусе дифференциала M_0 и давлений на дисках q .

Для дифференциала со стальными дисками

$$\mu_{II} = 0,140 M_0^{0,13} \text{ или } \mu_{II} = 0,108 q^{0,13}, \quad \mu = 0,09201 + 0,01608 q - 0,00257 q^2.$$

Для дифференциала с металлокерамическими дисками

$$\mu_{II} = 0,150 M_0^{0,095} \text{ или } \mu_{II} = 0,124 q^{0,095}, \quad \mu = 0,11400 + 0,00388 q - 0,00057 q^2,$$

где M_0 измеряется в кН·м, а q в МПа. Подсчитав по методике [3] геометрический параметр дифференциала Π и зная

μ_{Π} и μ , можно определить K_p и K_d . Срабатыванию дифференциала соответствуют моменты сопротивления повороту, определяемые величинами K_p , K_d и δ :

$$M_{\Pi} = Bk\delta \frac{K_p - 1}{K_p + 1}, \quad M_c = Bk\delta \frac{K_d - 1}{K_d + 1}. \quad (2)$$

Приравняв выражения (1) и (2), можно найти радиус поворота, при котором начинает срабатывать дифференциал:

$$R_{\text{дп}} = 0,5B \frac{K_p + 1}{K_p - 1} \frac{1 - \delta}{\delta}, \quad (3)$$

и радиус поворота в период скольжения дисков дифференциала

$$R_{\text{дс}} = 0,5B \frac{K_d + 1}{K_d - 1} \frac{1 - \delta}{\delta}. \quad (4)$$

Из формул (3), (4) и рис. 1 также следует, что центры поворота трактора, лежащие правее точки O_{Π} , соответствуют блокированному приводу и возрастанию величины M_p , а центры поворота, расположенные левее точки O_{Π} , — дифференциальному приводу и постоянной величине M_c .

Рассмотрим влияние межколесного привода на поворачиваемость двухосной машины с одним ведущим мостом при равных нормальных нагрузках на колеса. Схема, представленная на рис. 1, соответствует началу срабатывания дифференциала. Из подобия треугольников $O_d a' 1'$ и $O_d a'' 1''$ можно записать

$$K_p = \frac{P'_k}{P''_k} = \frac{B + x}{x}, \quad \text{откуда } x = \frac{B}{K_p - 1}.$$

Если из точки O_d провести пучок прямых, то каждой из них будет соответствовать случай движения блокированного моста на повороте с определенным значением δ при определенной тяговой нагрузке и дорожно-грунтовых условиях. При этом отношение отрезков, отражающих величины потеранных скоростей колес, одинаковы, как отрезков, образованных пересечением сторон треугольника параллельными прямыми, и равны K_p . Из этого следует, что при одном и том же K_p радиусы поворота, при которых начинает срабатывать дифференциал, будут разными в зависимости от величины δ . Постоянство K_p определяет и постоянство величины x .

Рис. 2 отражает режим движения, когда тяговая нагрузка и дорожные условия неизменны, т. е. постоянная величина δ , а меняется коэффициент блокировки покоя K_p (за счет изменения параметра дифференциала Π). Соответственно меняются величины x и $R_{\text{дп}}$. Из рисунка следует, что чем больше коэффициент блокировки, тем позже наступает срабатывание дифференциала. При

этом $R_{\text{дп}}$ становится меньше, а отношение сил тяги колес - больше. Точка $O_{\text{дз}}$ ($x = 0$) соответствует началу срабатывания дифференциала свободного хода (ДСХ), т. е. случаю, когда $K_p = \infty$. Как видно из рисунка, нулевое значение $\delta'(P_k = 0)$ наступает при довольно малом значении $R_{\text{дп}}$, особенно на мягких почвах. При всех остальных значениях R , когда центр поворота находится правее точки $O_{\text{пз}}$, наружное колесо не отключается и оба колеса имеют положительные тяговые усилия.

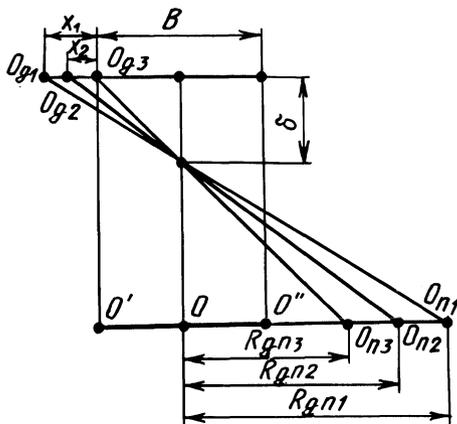


Рис. 2. Влияние коэффициента блокировки K_p на радиус поворота $R_{\text{дп}}$

изменения $R_{\text{дп}}$ при $K_p = \infty$ (ДСХ) и $K_p = 3$ (для простоты расчета примем $K_p = \text{const}$). Эти изменения определяются величиной δ . Каждая точка этих кривых указывает на радиус $R_{\text{дп}}$, при котором срабатывает дифференциал и прекращается возрастание момента M_p , препятствующего повороту машины. Значения этих моментов показывают кривые 3 и 5 для твердой дороги и 4 и 6 - для грунта. Причем кривые 3, 4 соответствуют ДСХ, а 5 и 6 - $K_p = 3$.

Для случая движения указанного автопоезда по твердой дороге $P_k = 6$ кН; $\delta = 0,015$ и $k = 2 \cdot 10^2$ кН. При повороте с $K_p = 3$ радиус $R_{\text{дп}} = 130$ м; $M_{\text{п}} = 3$ кН·м, а соответствующие тяговые силы $P_k^I = 1,5$ и $P_k^{II} = 4,5$ кН. При повороте с ДСХ $R_{\text{дп}} = 65$ м; $M_{\text{п}} = 6$ кН·м; $P_k^I = 0$, $P_k^{II} = 6$ кН, в то время как с заблокированным приводом $M_{\text{пmax}} = 34$ кН·м (случай полного буксования внутреннего колеса); $P_k^I = -14$ кН; $P_k^{II} = 20$ кН; $R = 11,5$ м.

Для случая движения по грунту $P_k = 15$ кН; $\delta = 0,06$; $k = 1,25 \cdot 10^2$ кН. При повороте с $K_p = 3$ радиус $R_{\text{дп}} = 31$ м. $M_{\text{п}} = 7,5$ кН·м, а соответствующие силы тяги $P_k^I = 3,75$ кН и $P_k^{II} = 11,25$ кН. При повороте с ДСХ $R_{\text{дп}} = 15,5$ м; $M_{\text{п}} = 15$ кН·м, $P_k^I = 0$; $P_k^{II} = 15$ кН. Отметим, что сила P_k^{max} по сцеплению также равна $G_k \varphi = 25 \cdot 0,6 = 15$ кН.

Приведенные расчеты показывают, что при использовании ДСХ

наружное колесо не отключается и внутреннее соответственно недогружается, пока радиус поворота не уменьшится до значения $R_{\text{дп}} = 65$ м на асфальте и $R_{\text{дп}} = 15,5$ м на грунте. Дифференциал с $K_p = 3$ срабатывает при $R_{\text{дп}} = 130$ м на асфальте и при $R_{\text{дп}} = 31$ м на грунте.

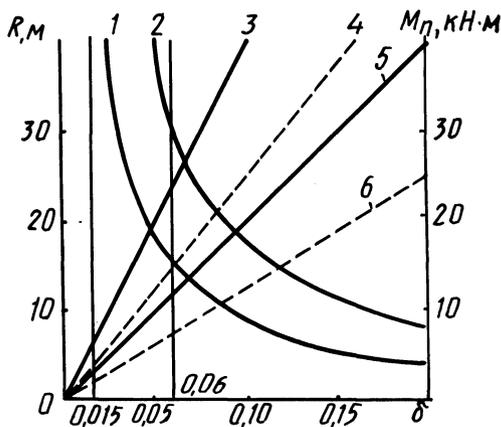


Рис. 3. Зависимость радиуса $R_{\text{дп}}$ и момента M_n от буксования δ .

Предложенная методика исследований позволяет определить радиус поворота для различных дорожно-полевых условий, при котором срабатывает самоблокирующийся дифференциал и прекращается возрастание момента, препятствующего повороту.

Л и т е р а т у р а

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. - М., 1971. - 416 с.
2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М., 1970. - 176 с.
3. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. - 147 с.

УДК 631.316.44

А.И.Бобровник, канд. техн.наук,
В.С.Чешун (БПИ)

К ВОПРОСУ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОДДЕРЖАНИЯ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА РАБОЧИХ ОРГАНОВ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ

Весьма эффективным направлением реализации растущей энергонасыщенности тракторов и специальных самоходных машин является широкое применение активных рабочих органов с гидрав-

лическим приводом. Однако в связи с малой мощностью гидравлических систем сельскохозяйственных тракторов до настоящего времени активные рабочие органы (АРО) с гидроприводом не нашли широкого применения, а при создании агрегатов не выполняется общий анализ системы приводов, которым выявилось бы изменение скоростного режима рабочих органов, приводящее к снижению качества выполняемого технологического процесса и производительности в реальных условиях эксплуатации.

В данной работе исследуется автоматическое поддержание скоростного режима АРО самоходной высокопроизводительной машины МВУ-30 для внесения твердых минеральных удобрений.

Активными рабочими органами агрегатов для внесения удобрений являются центробежные диски, разбрасывающие туки в зависимости от их физико-механических свойств на заданную ширину, и транспортер, подающий удобрения из бункера прицепной или самоходной машины на метатели.

В настоящее время для внесения удобрений промышленностью СССР выпускаются самоходный разбрасыватель КСА-3 и прицепной разбрасыватель 1РМГ-4, агрегируемый с трактором кл. 14 кН. Однако они имеют ряд существенных недостатков. В частности, из-за низкой проходимости этими агрегатами невозможно качественно вносить удобрения в ранневесенний и осенний периоды при высокой влажности почвы.

Экспериментальные исследования режимов работы серийных мобильных агрегатов на различных дозах внесения удобрений показали, что при максимальной подаче туков значительно перегружается гидросистема трактора или автомобиля и возможна остановка разбрасывающих дисков, что уменьшает ширину распределения удобрений и снижает качество распределения их по ширине захвата. Вследствие взаимодействия агрегата с почвой, а также колебаний, генерируемых отдельными узлами в приводе и системах регулирования, возникают переходные динамические процессы.

Прицепные агрегаты и самоходные машины для внесения удобрений характеризуются также нестационарными параметрами. Так, масса разбрасывателя БИГ-2500А фирмы "Риккель" (США) уменьшается по мере посева удобрений с 14000 до 7120 кг, что вызывает изменение коэффициента загрузки двигателя, непостоянство угловой скорости коленчатого вала двигателя и кинематически связанного с ним центробежного диска, достигающее 40%.

В Советском Союзе наиболее совершенной машиной для внесения удобрений считается самоходный разбрасыватель минеральных удобрений МВУ-30, созданный в Белорусской ССР ря-

дом промышленных и научных организаций, головной разработчик – Минский автомобильный завод.

По сравнению с серийными прицепными разбрасывателями машина МВУ-30 обладает лучшей проходимостью, более высокой рабочей скоростью, меньшим удельным давлением шин на почву. Масса машины – 9000 кг, грузоподъемность – 80 кН. Общая ширина разбрасывания при внесении хлористого калия объемной массой 1160 кг/м^3 – от 31 до 35,5 м, рабочая – от 18,5 до 29,5 м. Неравномерность разбрасывания на общей ширине 38–66,8%, на рабочей – от 23 до 24,6%. Неравномерность разбрасывания по ходу движения – 7,5–13,4% и соответствует значениям на перспективные машины. Особенность самоходного разбрасывателя в сравнении с прицепными агрегатами – в значительном увеличении рабочей скорости, с 4,2 до 9,2 м/с, повышение частоты вращения разбрасывающих дисков с 700 до 1100 об/мин.

Высокая рабочая скорость и большая ширина захвата обеспечивают производительность в 5–8 раз выше производительности серийных аппаратов.

Для поддержания постоянной частоты вращения метателей независимо от скорости движения гидропривод мотора ГМШ-50 связан с насосом НШ-50, установленным на картере гидротрансформатора и приводящимся во вращение от шестерни, соединенной с насосным колесом гидротрансформатора.

Опыт эксплуатации показывает, что для каждого технологического процесса существует вполне определенный допуск на постоянство частоты вращения центробежных дисков. Согласно нашим расчетам, полученным по результатам обработки данных Западной МИС по испытанию импортного образца разбрасывателя ГИГ-2500А, при частоте вращения дисков 400–1000 об/мин допуск на отклонение частоты вращения от номинальной не должен превышать 12%. Из сказанного выше следует, что для поддержания заданной частоты вращения дисков с указанным допуском необходим стабилизатор частоты вращения независимого вала отбора мощности машины МВУ-30.

Известно, что регулирование частоты вращения дисков может осуществляться двумя путями: гидрообъемным или дроссельным, применяемыми при мощности привода до 10 кВт [1].

Учитывая резкопеременный режим нагружения гидроагрегатов на машинах для внесения удобрений, а также сравнительно небольшую мощность на привод АРО до 25 кВт, расположение гидромоторов в зоне воздействия агрессивной среды – минеральных удобрений, – в конструкциях разбрасывателей необходимо применять только простые и надежные в эксплуатации гидросистемы с ше-

стеренчатыми насосами и моторами нерегулируемой производительности. Использование систем с объемным регулированием потребует создания сложных систем регулирования частоты вращения и фильтрации масла.

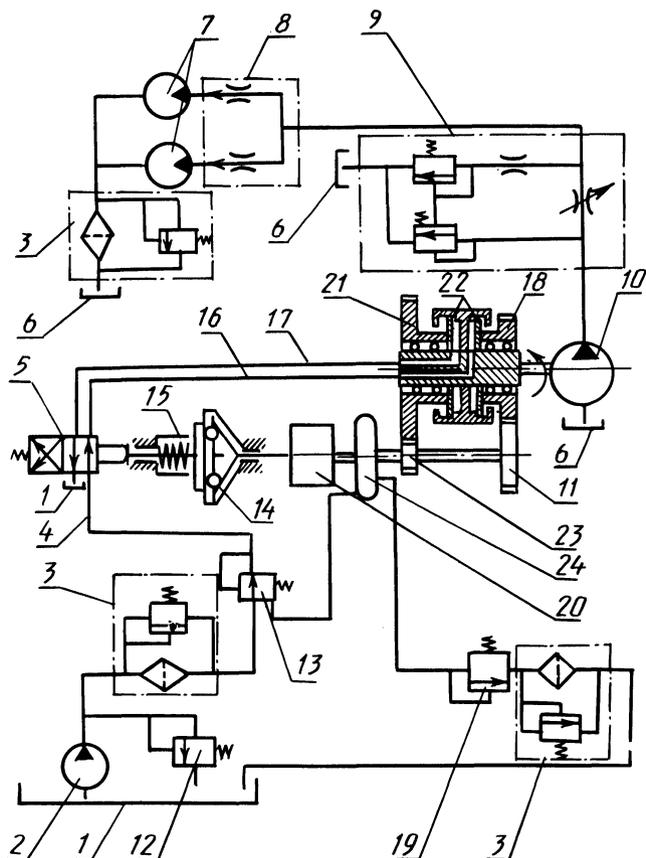


Рис. 1. Схема привода дисков с устройством для стабилизации их угловой скорости:

1 — бак гидротрансформатора; 2 — насос трансформатора; 3 — магистральный фильтр; 4, 16, 17 — трубопроводы; 5 — распределитель; 6 — бак гидросистемы рабочего оборудования; 7 — гидромотор ГМШ-50; 8 — клапан делительный КД-32/200; 9 — регулятор потока с предохранительным клапаном МБПГ55-14; 10 — насос НШ-50; 11, 18, 21, 23 — шестерни; 12 — клапан редукционный; 13 — клапан перепускной; 14 — центробежный регулятор; 15 — пружина; 19 — клапан подпорный; 20 — ДВС; 24 — гидротрансформатор.

Гидравлическая схема привода дисков самоходного разбрасывателя МВУ-30 включает бак, насосы НШ-50, регулятор потока с предохранительным клапаном МБПГ55-14, делительный клапан КД-32/200, два гидромотора ГМШ-50.

Заданная частота вращения дисков должна быть обеспечена также и при минимально возможной в условиях эксплуатации частоте вращения коленчатого вала двигателя. При увеличении частоты вращения двигателя, а следовательно, и насоса НШ-50 стабилизация частоты вращения вала гидромотора обеспечивается за счет дросселирования масла в гидросистеме. По расчетным данным, для машины МВУ-30 потери мощности в гидроприводе дисков могут достигать 10 кВт.

Проведенные в Белорусском политехническом институте испытания показали, что при движении разбрасывателя в тяжелых условиях (вспаханное поле и полная загрузка бункера удобрениями) не обеспечивается заданная частота вращения метателей, так как обороты двигателя при этом снижались с 2600 до 1600 в минуту.

Для стабилизации частоты вращения разбрасывающих дисков и снижения потерь мощности на дросселирование масла нами предложена гидравлическая схема привода разбрасывающих дисков (рис. 1) [2]. При работе двигателя частота вращения центробежного чувствительного регулятора 14 пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя 20. При частоте вращения двигателя, соответствующей номинальной мощности, под действием центробежной силы грузы расходятся и, преодолевая сопротивление пружины 15, перемещают золотник распределителя 5 влево. При этом масло от насоса 2 по трубопроводу 16 поступает к гидромуфте 22 и включает ее. Крутящий момент от двигателя 20 через шестерни 11 и 18 передается насосу 10 с заданной частотой вращения. При уменьшении частоты вращения вала двигателя (в результате непостоянства сопротивления движению разбрасывателя) под действием пружины 15 золотник распределителя 5 перемещается вправо, в результате чего трубопровод 17 гидромуфты 22 соединяется с напорной магистралью 4, а трубопровод 16 - со сливом. Крутящий момент двигателя 20 будет передаваться через шестерни 21 и 23.

При этом передаточное число шестерен 11 и 18 меньше передаточного числа шестерен 21 и 23, поэтому частота вращения вала насоса 10 и при снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя будет близка к заданной. Таким образом, предлагаемая схема привода центробежных дисков позволит стабилизировать частоту вращения АРО в заданных пределах, обеспечит улучшение качества распределения удобрений по ширине захвата и снизит потери мощности в гидроприводе.

Л и т е р а т у р а

1. Гидравлические системы отбора мощности тракторов / С.Л.Кустанович, В.Е.Борейшо, А.М.Бобко и др. – М., 1976, с. 48. 2. А. с. 879061 (СССР). Гидравлический привод постоянной скорости / С.И.Назаров, А.И.Бобровник, В.Н.Кондратьев, Е.П.Лазарчик. – Оубл. в Б. И., 1981, № 41.

УДК 629.114.2.02 - 52

Н.В.Богдан, канд.техн.наук (БПИ)

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ЗАДНИМ МОСТОМ ТРАКТОРА И АКТИВНЫМ МОСТОМ ПРИЦЕПА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ДВИГАТЕЛЕМ

Один из путей повышения тягово-сцепных качеств тракторных агрегатов – использование трактора с прицепами (полуприцепами), содержащими ведущий мост. Такое конструктивное решение позволяет при торможении двигателем подключать ведущий мост прицепа, что способствует устойчивому движению поезда [1]

Приведенная на рис. 1 схема тракторного агрегата при торможении двигателем с включенным передним мостом прицепа ха-

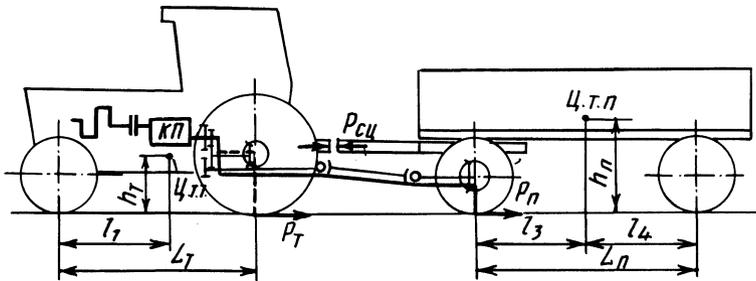


Рис. 1. Схема распределения тормозных сил между мостами трактора и прицепа при торможении двигателем.

рактеризует распределение силового потока между мостами трактора и прицепа. Тормозные силы на заднем мосту трактора и переднем мосту прицепа равны

$$P_T = \frac{\gamma_{T2} m_T g l_1}{L_T + \gamma_{T2} h_T}; P_{\Pi} = \frac{\gamma_{\Pi 1} m_{\Pi} g l_4}{L_{\Pi} - \gamma_{\Pi 1} h_{\Pi}}. \quad (1)$$

где γ_{T2} , $\gamma_{\Pi 1}$ – удельные тормозные силы заднего моста трактора и переднего моста прицепа; m_T , m_{Π} – массы трактора и прицепа; l_1 , l_4 – расстояния от центров масс трактора до его

передней оси и прицепа до его задней оси; h_T, h_{II} - координата центра масс трактора и прицепа; L_T, L_{II} - база трактора и прицепа.

Реализация тормозного момента двигателя на мостах трактора и прицепа при включенном ведущем мосту прицепа зависит от конструктивных и эксплуатационных параметров тракторного агрегата:

$$M_T = \frac{\gamma_{T2} m_T g l_1 r_2 \eta_3}{i_3 (L_T + \gamma_{T2} h_T)} + \frac{\gamma_{II1} m_{II} g (1 - k_H) l_4 \eta_{II}}{A i_{II} (L_{II} - \gamma_{II1} h_{II})}, \quad (2)$$

где r_2 - радиус качения задних колес трактора; η_3, η_{II} - КПД трансмиссии трактора и прицепа; i_3, i_{II} - передаточные числа трансмиссии от двигателя до задних колес трактора и передних колес прицепа; $A \approx r_2 i_1 / i_2$; i_1, i_2 - передаточные числа от раздаточной коробки до задних колес трактора и передних колес прицепа; k_H - коэффициент кинематического несоответствия.

Анализируя выражение (2), видим, что на распределение моментов между мостами трактора и прицепа влияет соотношение масс трактора и прицепа, кинематическое несоответствие, а также передаточные числа трансмиссии i_3, i_{II} . При этом в зависимости от использования сцепного веса трактора и прицепа будет определяться величина и знак усилия в тягово-сцепном устройстве

$$P_{сц} = \frac{\nu m_{II}}{1 + \nu} (\gamma_{II} - \gamma_T), \quad (3)$$

где γ_{II}, γ_T - удельные тормозные силы трактора и прицепа; ν - коэффициент соотношения масс трактора и прицепа.

Удельные тормозные силы трактора и прицепа, выраженные через соответствующие удельные тормозные силы их мостов, будут

$$\gamma_T = \frac{i_1 \gamma_{T2}}{L_T + h_T \gamma_{T2}}; \quad \gamma_{II} = \frac{i_3 \gamma_{II1}}{L_{II} - n_{II} \gamma_{II1}}. \quad (4)$$

Вследствие кинематической связи заднего моста трактора и переднего моста прицепа их удельные тормозные силы можно выразить через скольжение колес, что позволит осуществить совместное решение уравнений (1) - (4).

В качестве исходных данных для расчета были взяты конструктивные параметры трактора МТЗ-142 в агрегате с прицепом 2ПТС-6, передний мост которого - ведущий. Расчеты проводились при условии торможения поезда двигателем на горизонтальной дороге с твердым покрытием как с груженым, так и с порожним прицепом. Момент сопротивления двигателя, исходя из экспериментальных исследований, принимался при расчетах рав-

ным 100 Н·м, а передаточное число трансмиссии соответственно IX передаче.

Результаты расчета показывают (рис. 2, а), что с увеличением кинематического несоответствия удельные тормозные силы на переднем мосту прицепа пропорционально возрастают, а на заднем мосту трактора – убывают. При этом на значения удельных тормозных сил существенное влияние оказывает загрузка

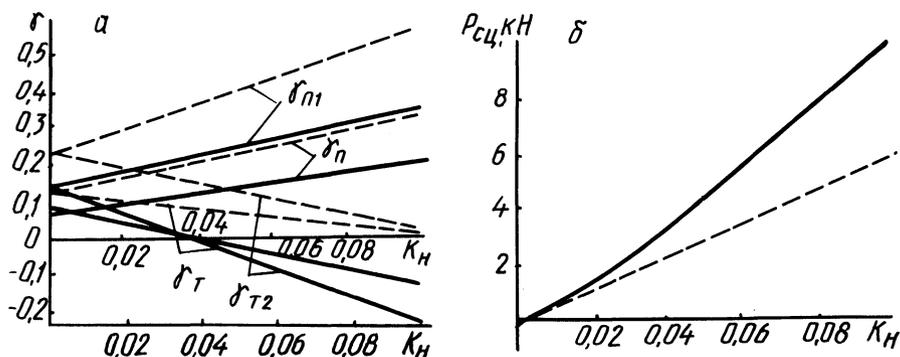


Рис. 2. Зависимости удельных тормозных сил и усилий в тягово-сцепном устройстве трактора от значения кинематического несоответствия:

— прицеп груженный; - - - - - прицеп порожний.

прицепа. У агрегата с груженым прицепом удельная тормозная сила на заднем мосту трактора при $k_n > 0,04$ отрицательная, т. е. колеса этого моста находятся в ведущем режиме. При наличии кинематического несоответствия алгебраическая разность удельных тормозных сил $r_{п2}$ и $r_{п1}$ практически не зависит от момента сопротивления двигателя и массы прицепного состава и является постоянной. С повышением момента сопротивления двигателя возрастает положительное значение удельной тормозной силы на переднем мосту прицепа и уменьшается возможность ведущего режима задних колес трактора.

Вследствие того что эффективность торможения как груженого, так и порожнего прицепа с увеличением кинематического несоответствия возрастает и выше по абсолютной величине, чем у трактора, эффективность торможения которого падает, в тягово-сцепном устройстве возникают усилия растяжения. Приведенные на рис. 2, б зависимости усилий в тягово-сцепном устройстве показывают, что наряду с кинематическим несоответствием на величину усилий существенное влияние оказывает загрузка прицепа. При торможении трактора с выключенным приводом переднего моста прицепа в тягово-сцепном устройстве возникают усилия сжатия, величина которых достигает при идентичных усло-

виях торможения с груженым прицепом 6,6 кН, с порожним - 4 кН.

Существенное влияние на распределение тормозных сил и как следствие на эффективность торможения трактора и прицепа оказывает передаточное число трансмиссии. С уменьшением передаточного числа снижается эффективность торможения как трактора, так и прицепа. При этом у трактора в агрегате с груженым прицепом на заднем мосту наблюдается отрицательная удельная сила, т. е. ведущий момент, которая с уменьшением передаточного числа увеличивается.

Неравнозначное снижение эффективности торможения звеньев поезда с уменьшением передаточного числа трансмиссии приводит к снижению усилий растяжения в тягово-сцепном устройстве. Так, при переходе с 9-й передачи на 16-ю (при $k_n = 0,05$) усилие в тягово-сцепном устройстве при агрегатировании трактора с груженым прицепом уменьшается в 3,6, а с порожним - в 4 раза.

На основании анализа можно сделать вывод о том, что для обеспечения способствующих устойчивому движению звеньев поезда растягивающих усилий между трактором и прицепом при торможении двигателем целесообразно подключать ведущий мост прицепа. При этом для исключения ведущего момента на задних колесах трактора, возникающего за счет наличия кинематического несоответствия, необходимо увеличивать передаточное число трансмиссии или повышать момент сопротивления двигателя.

Л и т е р а т у р а

1. А. с. 718307 (СССР). Двухзвенное транспортное средство / Н.В.Богдан, В.П.Бойков, А.М.Расолько, Е.А.Романчик. - Оpubл. в Б. И., 1980, № 8.

УДК 629.113.012

А.М.Кривицкий (БПИ)

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИКИ РАЦИОНАЛЬНОГО ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ИСПЫТАНИИ ШИН

Для обоснования и выбора оптимальных параметров шины, обеспечивающих ей и трактору требуемые эксплуатационные качества, необходимо знать зависимости выходных характеристик шины в виде функций от ряда эксплуатационных факторов (нагрузка, давление в шине и т. п.), а также зависимости между

самими параметрами с целью их дальнейшего использования на стадии проектирования трактора. Для решения этих задач возможны два подхода. Требуемые зависимости можно определить теоретически, при исследовании той или иной расчетной схемы, либо путем анализа опытных данных существующих моделей шин. Последний подход основывается в большинстве случаев на использовании корреляционного и регрессионного анализов [1].

Задача настоящей работы – найти и исследовать функциональные зависимости, характеризующие сопротивление шины боковому уводу.

Мерой указанной характеристики служит отношение боковой силы к углу увода, называемое, как известно, коэффициентом сопротивления боковому уводу. Однако необходимо иметь в виду [2], что, кроме этой основной характеристики, имеется еще ряд зависимых переменных (сопротивление движению, боковая сила, опрокидывающий и стабилизирующий моменты, нормальный прогиб шины, крутильная жесткость и др.), являющихся функциями большого числа независимых переменных (нормальной нагрузки на шину, крутящего (тормозного) момента, угла увода, угла развала, давления в шине и т. п.) и также оказывающих влияние на сопротивление шины уводу.

Этот комплекс функциональных зависимостей может быть выражен так:

$$P_y, M \text{ и др.} = f(p_w, G_k, \delta, \gamma, M \text{ и т. п.}).$$

Преимущество такого выражения заключается в возможности его преобразования с помощью записи в частных производных к виду, позволяющему раскрыть зависимости, знание которых представляет интерес. Применительно к указанной выше задаче записать в частных производных дает:

$$P_y = \frac{\partial P_y}{\partial p_w} p_w + \frac{\partial P_y}{\partial G_k} G_k + \frac{\partial P_y}{\partial \delta} \delta + \frac{\partial P_y}{\partial M} M, \quad (1)$$

где каждая частная производная определяет степень изменения зависимой переменной P_y от одной независимой переменной.

Чтобы выявить влияние каждого независимого параметра, ему нужно задать не менее четырех–пяти различных значений. Но для этого необходимо провести большое количество опытов. Так, например, для полного исследования зависимости (1) на асфальтобетоне в случае, когда независимые переменные принимают по пять различных значений, потребуется проделать $5^4 = 625$ различных комбинаций экспериментов (не считая повторения каждого из опытов для получения устойчивых средних значений). Разумеется, выполнение такого эксперимента, тем более для боль-

шого числа шин и на различных опорных поверхностях, очень трудоемко.

Для наиболее рациональной схемы выбора опытных точек, при которых можно так спланировать сочетание различных факторов, чтобы при минимальном числе опытов наиболее равномерно охватить всю область возможных сочетаний влияющих факторов, нами была использована методика рационального планирования экспериментов [3], основанная на построении комбинационных квадратов с неповторяющимися сочетаниями по всем строкам и столбцам, по которой была составлена схема проведения опытов с целью определения зависимости боковой силы от основных влияющих факторов. В качестве независимых переменных были приняты: давление воздуха в шине, нормальная нагрузка колеса, угол увода.

Схема проведения эксперимента определялась для случая четырех независимых переменных, которые принимали по пять различных значений. Переход к трехфакторной схеме (принятый нами вариант) осуществлялся при условии, что один из факторов (например, взятый нами в качестве четвертого – крутящий момент колеса) принимает постоянное значение (в нашем случае $M = 0$).

Способ построения комбинационного квадрата изложен в [3]. Полученный по указанной методике и затем трансформированный путем перетасовки столбцов и строк комбинационный квадрат представляет собой сокращенную схему для планирования опытов и представлен на рис. 1. При этом число опытов сокращается ($5^3 = 125$ до 25). Каждому номеру опыта соответствует определенное сочетание независимых факторов, которое в дальнейшем не повторится. Так, например, клетке с № 10 соответствует опыт со следующими значениями независимых переменных: $p_w = 0,27$ МПа, $G_k = 5,5$ кН, $\delta = 0,26$ рад.

В результате проведенного по схеме (рис. 1) эксперимента были получены значения боковой силы, которые записаны в соответствующие клетки указанной схемы. Полученные результаты обработаны двумя методами:

1) усреднением и пересчетом результатов для нахождения искомой зависимости вторичного фактора от всех первичных факторов по методике последующей обработки комбинационного квадрата [3];

2) по методике [4], согласно которой считалось, что характер функций $P_y = f(p_w, G_k, \delta)$ известен – многочлен определенной степени, и задача сводилась к определению коэффициентов этого многочлена, т. е. к отысканию параметров уравнения регрессии.

В результате получены уравнения, связывающие боковую силу с выбранными независимыми переменными:

а) по первому методу обработки:
для углов увода $\delta \leq 0,1$ рад

$G_k, \text{кН}$	δ	5,5				6,7				7,9				8,5				9,1					
		$0,002$	$0,004$	$0,007$	$0,010$	$0,002$	$0,004$	$0,007$	$0,010$	$0,002$	$0,004$	$0,007$	$0,010$	$0,002$	$0,004$	$0,007$	$0,010$	$0,002$	$0,004$	$0,007$	$0,010$		
0,27	$M=0$																						
				10						1													
0,24																							
0,20																							
0,15																							
0,10																							

Рис. 1. Большой комбинационный квадрат.

$$P_y = \frac{\delta}{1,235 - 0,091\delta} [\lg(p_w G_k) - 1] \lg \frac{k G_k p_w}{3}, \quad (2)$$

где $k = \frac{45}{\delta^2} + \frac{7,5}{\delta} + 3,5$;

для углов увода $\delta > 0,1$ рад

$$P_y = \frac{\delta}{1,235 - 0,091\delta} [\lg(p_w G_k) - 1] \frac{k p_w G_k}{\delta},$$

где $k = \frac{\delta^2}{5} - (\delta + 2)$;

б) по второму методу:

$$P_y = -1,43 + 1,6 p_w + 0,15 G_k + 35,5\delta - 55,5\delta^2. \quad (3)$$

Сравнение зависимостей, построенных по уравнениям (2), (3), с экспериментальными (рис. 2) показывает на их хорошее совпадение. Однако уравнение (3), полученное в результате обра-

ботки экспериментальных данных на ЭВМ, гораздо проще уравнения (2) и, кроме того, для его получения не требуется больших затрат ручного труда, громоздких построений и определенных навыков. В виде уравнения (3) можно представить зависимости и других выходных характеристик шины от влияющих факторов [4].

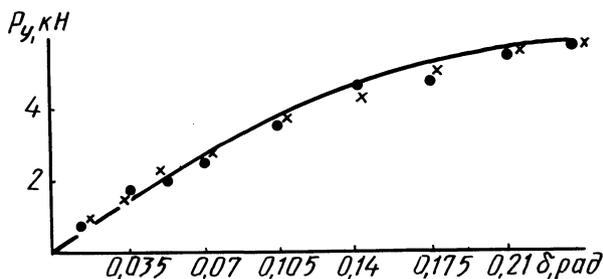


Рис. 2. Зависимость боковой силы от угла бокового увода шины 9,5/9-20 мод. ВФ-222, при $p_w = 0,24$ МПа и $G_k = 9,1$ кН; — эксперимент; • — по уравнению (2); x — по уравнению (3).

Таким образом, применение методики рационального планирования экспериментов, основанной на построении комбинационного квадрата, при исследовании шин позволяет довольно просто подготовить план проведения эксперимента и существенно сократить число опытов (в общем случае в n^2 раз). Эту же схему можно использовать и для исследования других агрегатов трактора и автомобиля в лабораторно-дорожных условиях. Использование же для обработки результатов сокращенного эксперимента методов регрессионно-корреляционного анализа позволяет получать удобные для практического использования эмпирические зависимости при любом числе независимых переменных и их комбинаций без значительного снижения точности получаемых при этом функциональных зависимостей.

Л и т е р а т у р а

1. Статистическое исследование зависимостей между жесткостными параметрами шины / В.И.Кнороз, А.И.Блохина, А.Е.Межов, А.С.Шелухин. — Автомобильная промышленность, 1978, № 7, с. 18-19.
2. Управляемость и устойчивость автомобиля: Сб. ст./Пер. с англ. под ред. А.С.Литвинова. — М., 1963. — 268 с.
2. Протождьяконов М.М., Тедер Р.П. Методика рационального планирования экспериментов. — М., 1970, с. 76.
4. Бойков В.П., Кривицкий А.М. Аппроксимация экс-

периментальных зависимостей параметров деформации тракторных шин. - В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 74-76.

УДК 629.114.2

А.Б.Бруек (БПИ)

УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4 x 4 СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ

По мере повышения скоростей движения трактора и роста объема перевозок сельскохозяйственных грузов тракторными поездами очень важно обеспечить безопасность движения, вследствие чего первоочередной задачей является улучшение устойчивости тракторов и тракторных поездов. При этом первостепенную роль играет устойчивость движения при выполнении сельскохозяйственных работ, особенно при междурядной обработке, севе.

Рассмотрим движение трактора, который под действием внешних возмущений отклонился в боковом направлении на расстояние y_{CH} , а его продольная ось повернулась на угол β (рис. 1). Чтобы вернуть трактор на заданную траекторию, водитель поворачивает управляемые колеса на углы α_i . Повороту трактора препятствует момент сопротивления M_c .

Так как нас интересует боковое и курсовое отклонения трактора под действием внешних сил от заданного направления движения, то за обобщенные координаты примем y_{CH} и β . Углы увода ведущих мостов выразим через обобщенные скорости [1, 2]. Уравнения движения трактора при малых отклонениях имеют следующий вид:

$$m\ddot{y}_{CH} + (K_{y1} + K_{y2})\frac{\dot{y}_{CH}}{v} - (K_{y1}l_1 + K_{y2}l_2)\frac{\dot{\beta}}{v} - (P_{k1} + P_{k2} - P_f - P_{kp} + K_{y1} + K_{y2})\beta = A;$$

$$(K_{y2}l_2 - K_{y1}l_1)\dot{y}_{CH} + I\ddot{\beta} + (K_{y2}l_2^2 - K_{y1}l_1^2)\frac{\dot{\beta}}{v} + (K_{y1}l_1 - K_{y2}l_2)\beta = B, \quad (1)$$

$$\text{где } A = (P_{k1} - P_{f1})\alpha_1 - (P_{k2} - P_{f2})\alpha_2 + P_{kp}\gamma + K_{y1}\alpha_1 + K_{y2}\alpha_2; \\ B = (P_{k1} - P_{f1})l_1\alpha_1 - (P_{k2} - P_{f2})l_2\alpha_2 + K_{y1}l_1\alpha_1 + K_{y2}l_2\alpha_2.$$

В уравнениях (1) индекс 1 относится к переднему мосту, индекс 2 - к заднему.

Так как в коэффициенты при неизвестных не входят углы поворота передних α_1 и задних α_2 управляемых колес, то и условия устойчивого движения колесного трактора не должны зависеть от них.

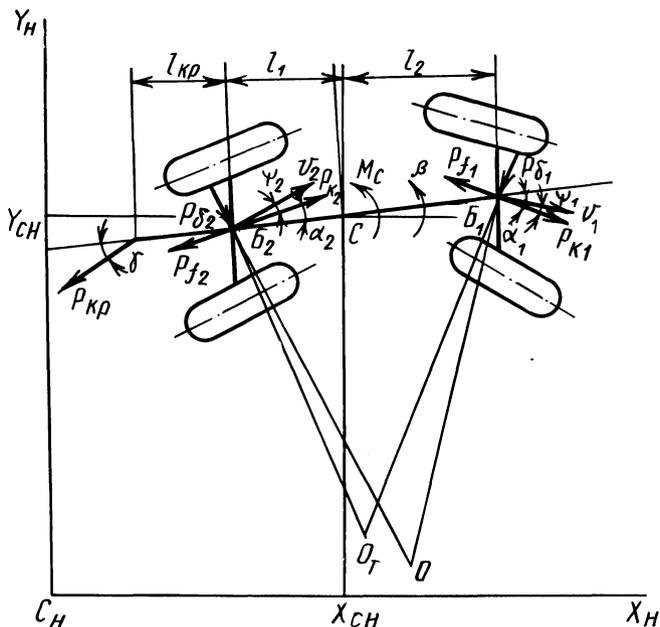


Рис. 1. Расчетная схема движения колесного трактора.

Для исследования решения уравнений (1) на устойчивость по критерию Рауса—Гурвица составим характеристическое уравнение

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda = 0,$$

где $a_0 = ml$; $a_1 = (I_1 K_{y1} + I_2 K_{y2})/v$; $a_2 = m(K_{y2} l_2 - K_{y1}) + K_{y1} K_{y2} (l_1 + l_2)^2 / v^2$; $a_3 = (K_{y1} l_1 - K_{y2} l_2) (P_k - P_f - P_{кр})/v$; v - поступательная скорость трактора; I_1 и I_2 - моменты инерции трактора относительно передней и задней осей; $P_k = P_{к1} + P_{к2}$ - суммарная сила тяги трактора; $P_f = P_{f1} + P_{f2}$ - суммарная сила сопротивления движению трактора; $P_{кр}$ - крьюковая нагрузка.

Для устойчивого движения трактора в соответствии с критерием Рауса—Гурвица должны выполняться следующие условия:

$$a_1 > 0; a_2 > 0; a_3 > 0 \text{ и } a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (2)$$

Первое условие выполняется, если трактор движется передним ходом ($v > 0$). Второе – при

$$I_1 K_{y1} < I_2 K_{y2}. \quad (3)$$

Если неравенство (3) удовлетворяется, третье условие устойчивого движения выполняется только при движении трактора по инерции или в тормозном режиме $P_k \leq 0$. При ускоренном движении трактора 4 х 2 или 4 х 4 условие (3) не выполняется, т. е. в этом случае движение трактора неустойчиво.

В случае невыполнения хотя бы одного из условий (2) движение трактора со скоростью выше критической становится неустойчивым.

Раскрывая четвертое условие, определяем критическую скорость

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{(I_1 + I_2)^2 K_{y1} K_{y2}}{m(K_{y1} l_1 - K_{y2} l_2)}} \sqrt{\frac{I_1 K_{y1} + I_2 K_{y2}}{I_1 K_{y1} + I_2 K_{y2} (P_k - P_f - P_{кр})}}. \quad (4)$$

Видно, что при установившемся движении трактора, когда $P_k = P_f + P_{кр}$, формула (4) преобразуется в известную формулу [3, 4], а при работе на неуставившихся режимах критическая скорость определяется по полному выражению (4). К уменьшению критической скорости приводит увеличение силы тяги, возможное при ускоренном движении, например в момент трогания и разгона трактора, особенно при броске педали сцепления.

Таким образом, условия устойчивого движения для трактора с передними, задними и всеми управляемыми колесами, независимо от колесной формулы, одинаковы. Устойчивое движение трактора в установившемся и тормозном режимах обеспечивается при выполнении известного условия $K_{y1} l_1 < K_{y2} l_2$. При неуставившемся режиме движение трактора неустойчиво.

Л и т е р а т у р а

1. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. – М., 1947. – 226 с.
2. Рокар И. Неустойчивость в механике: Пер. с франц. – М., 1959. – 278 с.
3. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода. – Автомобильная промышленность, 1964, № 12, с. 12–15.
4. Атаманов Ю.Е., Сазонов И.С. О составлении уравнений связи для эластичного колеса при исследовании устойчивости движения и управляемости мобильных машин. Рукопись деп. в БелНИИТИ 10.06.80, № 138. – 11 с.

Е.И.Габа, Г.П.Грибко, канд. техн.
наук, В.Ю.Сидоренко (БПИ),
В.И.Миркиганов, канд.техн.наук (ОЗТП)

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ И НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗАМИ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

На отечественных тягачах и прицепах применяется в основном одно- и двухпроводный пневмопривод тормозов. Основная причина неудовлетворительного быстрогодействия однопроводного пневмопривода тормозов прицепа – значительная продолжительность опорожнения магистрали управления. Уменьшить время срабатывания этой магистрали можно одновременным выпуском сжатого воздуха из отдельных ее участков через ускорительные клапаны. Такие клапаны разработаны Полтавским автоагрегатным заводом. Клапан выполнен в корпусе заодно с соединительной головкой типа "Б".

На длиннобазных тягачах и прицепах применяются схемы с ускорительными клапанами прямого действия в исполнительной магистрали [1]. Известны также схемы, в которых задняя соединительная головка прицепа присоединена к пневмоуправляемому следящему ускорительному клапану обратного действия, который может избирательно сообщаться с атмосферой либо с исполнительной магистралью прицепа [2]. В таких схемах (рис. 1) при торможении давление из ресивера 2 через воздухораспределитель 1 подается в тормозные камеры 7 и в управляющие полости ускорительных клапанов прямого 6 и обратного 4 действия. При этом сжатый воздух из ресивера 3 через ускорительный клапан прямого действия поступает в тормозные камеры 5, а магистраль управления тормозами последующего прицепа через ускорительный клапан обратного действия соединяется с атмосферой.

Применение рассмотренной схемы позволяет исключить дополнительную питающую магистраль в однопроводном приводе тормозов прицепа от воздухораспределителя до задней соединительной головки, в результате чего уменьшается время падения давления на входе воздухораспределителя. За счет этого снижается время наполнения сжатым воздухом тормозных камер прицепа и передачи командного сигнала к ускорительным клапанам. Передача командного сигнала на торможение к ускорительным клапанам в рассмотренной схеме осуществляется повышением давле-

ния, что также позволяет уменьшить время срабатывания клапанов и соответственно управляющей магистрали второго прицепа.

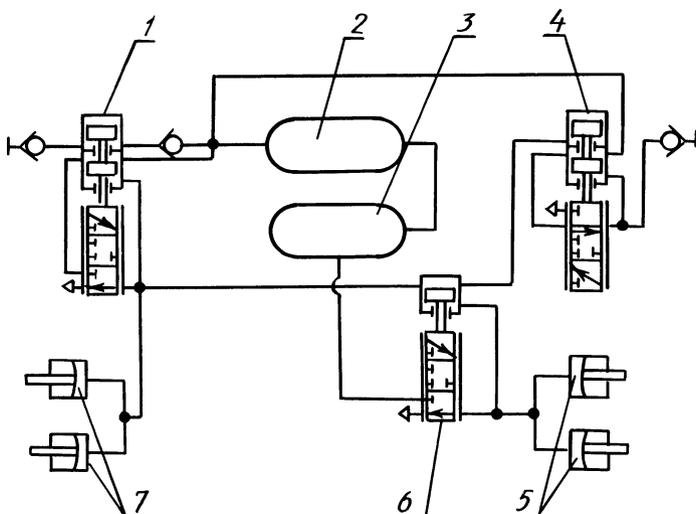


Рис. 1. Опытный однопроводный пневмопривод тормозов.

Рассматривая двухпроводный пневмопривод тормозов, следует отметить схему пневмопривода, предложенную п/о "Кировский завод" [3]. Отличительной особенностью данной схемы (рис. 2) является то, что с целью ускорения передачи командного сигнала от предыдущего воздухораспределителя к последующему исполнительная полость каждого предыдущего воздухораспределителя связана с управляющей полостью последующего. Таким образом, командный импульс изменения давления в магистраль, связывающую исполнительную полость предыдущего распределителя с управляющей полостью последующего распределителя, подается автономно, что сокращает путь прохождения воздуха от командного органа к управляющей полости распределителя и обеспечивает повышение быстродействия передачи командного сигнала.

В табл. 1 приведены некоторые результаты испытаний описанных выше схем. Испытания проводились на базе тракторного поезда в составе трактора К-701, полунавесного прицепа ЗПТС-14,5П и прицепа ЗПТС-13.

В таблице приняты следующие обозначения: $t_{з.т}$, $t_{з.пн}$ и $t_{з.пр}$ - время запаздывания начала срабатывания тормозных камер трактора, полунавесного прицепа и прицепа соответственно; $t_{н.т}$, $t_{н.пн}$ и $t_{н.пр}$ - время нарастания давления в тормозных камерах трактора, полунавесного прицепа и прицепа соответствен-

но*; $t_{с.т}$, $t_{с.пн}$ и $t_{с.пр}$ – время срабатывания тормозных камер трактора, полунавесного прицепа и прицепа соответственно.

Испытания показали, что применение на прицепах соединительных головок, снабженных ускорительными клапанами, повышает быстродействие пневмопривода. Так, в сравнении с однопроводным пневмоприводом, снабженным обычными соединительными головками, время срабатывания тормозов полунавесного прицепа уменьшается на 24,8%, прицепа – на 27,5% (табл. 1).

Применение однопроводной схемы пневмопривода, представленной на рис. 1, позволяет уменьшить время срабатывания тормозов полунавесного прицепа на 17%, прицепа – на 5,6% в сравнении с серийной схемой привода, снабженной соединительными головками с ускорительными клапанами (табл. 1).

Установка двухпроводной схемы пневмопривода, предложенной п/о "Кировский завод" (рис. 2), позволяет уменьшить время сра-

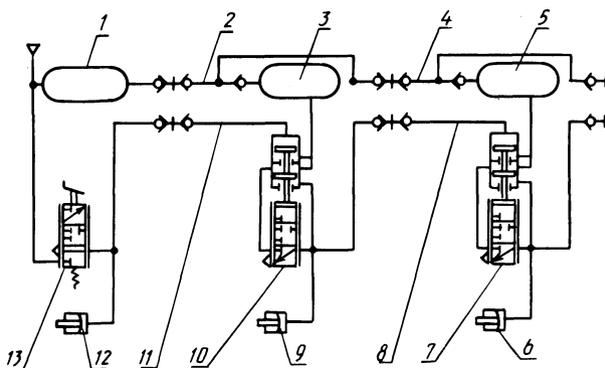


Рис. 2. Опытный двухпроводный пневмопривод тормозов:
1, 3, 5 – ресиверы; 2, 4 – магистрали питания; 6, 9, 12 – тормозные камеры; 7, 10 – воздухораспределители; 8, 11 – магистрали управления; 13 – тормозной кран.

батывания тормозов полунавесного прицепа на 10%, прицепа – на 22% в сравнении с серийной двухпроводной схемой (табл. 1).

Хотя описанные выше схемы пневмопривода тормозов обладают высоким быстродействием, они менее надежны по сравнению с обычными в отношении безопасности движения при торможении. Это объясняется тем, что для управления тормозами последующего прицепа используется давление исполнительной магистрали предыдущего прицепа. Поэтому в случае повреждения исполни-

* Согласно ГОСТ 4364-67, время нарастания давления дается до 0,9 его максимальной величины [4].

Результаты испытаний

Вариант схемы	Параметр, с						
	$t_{з.т}$	$t_{з.пн}$	$t_{з.пр}$	$t_{н.т}$	$t_{н.пн}$	$t_{н.пр}$	$t_{с.т}$
одный пневмопривод тормозов	0,08	0,23	0,34	0,66	1,02	1,15	0,74
одный пневмопривод тормозов, соединительными головка- орительными клапанами	0,08	0,23	0,31	0,67	0,71	0,77	0,75
однопроводный пневмопривод (рис. 1)	0,07	0,17	0,32	0,7	0,61	0,7	0,77
одный пневмопривод тормозов	0,075	0,23	0,27	0,65	0,77	0,82	0,72
двухпроводный пневмопривод (рис. 2)	0,08	0,25	0,30	0,66	0,65	0,55	0,74

тельной магистрали предыдущего прицепа тормоза как предыдущего, так и последующих прицепов окажутся неработоспособными.

В связи с этим Белорусским политехническим институтом совместно с п/о "Кировский завод" и Орским заводом тракторных прицепов разработаны однопроводная [5] и двухпроводная [6] схемы пневмопривода тормозов, обладающих повышенной надежностью.

Отличительной особенностью однопроводной схемы пневмопривода [5] является то, что задняя соединительная головка прицепа соединена с двухпозиционным клапаном следящего действия, который может избирательно сообщаться с атмосферой либо с дополнительным ресивером прицепа в зависимости от давления в исполнительной магистрали и от разницы давлений в основном и дополнительном ресиверах, причем указанные ресиверы соединены с управляющей магистралью через двойной защитный клапан. Данная конструкция повышает надежность пневмопривода, обеспечивая управление тормозами последующих прицепов при выходе из строя исполнительной магистрали.

Особенностью двухпроводного пневмопривода тормозов тракторного поезда [6] является то, что в пневмоприводе тормозов прицепов установлены клапаны с логической функцией "или", предназначенные для повышения надежности работы пневмопривода. Так, например, в случае повреждения (обрыва) магистрали, соединяющей воздухораспределитель первого прицепа с тормозными камерами, клапан займет положение, при котором сжатый воздух поступает от тормозного крана трактора к управляющей полости воздухораспределителя второго прицепа, обеспечивая срабатывание тормозов последнего.

С целью повышения надежности работы пневмопривода Белорусским политехническим институтом совместно с п/о "Кировский завод" разработана также двухпроводная схема пневмопривода тягача [7], позволяющая управлять тормозами прицепа при выходе из строя управляющей магистрали (рис. 3). В случае повреждения управляющей магистрали 7 прицепа (обрыв, перегирание) затормаживание прицепа происходит следующим образом.

При нажатии на тормозную педаль сжатый воздух из ресивера 14 через верхнюю секцию тормозного крана 12 поступает к передним тормозным камерам 13 тягача. Из ресивера 15 сжатый воздух поступает через нижнюю секцию тормозного крана 12 к задним тормозным камерам 11, клапану 10 управления тормозами прицепа и через магистраль 1 в торцовую полость двухпозиционного клапана 2. При выходе из строя управляющей магистрали 7 давление воздуха в магистрали 8 отсутствует, а в клапане 2 по мере нарастания давления в магистрали 1 преодоле-

вается сопротивление пружины 9 и двухпозиционный клапан 2 переводится из позиции I в позицию II. При этом питающая магистраль 3 сообщается с атмосферой, вследствие чего воздухо-распределитель 4 прицепа подает сжатый воздух из ресивера 5 к тормозным камерам 6 прицепа. Тягач и прицеп заторможены. Вследствие выполнения клапана 2 следящего действия интенсивность торможения прицепа пропорциональна интенсивности торможения тягача.

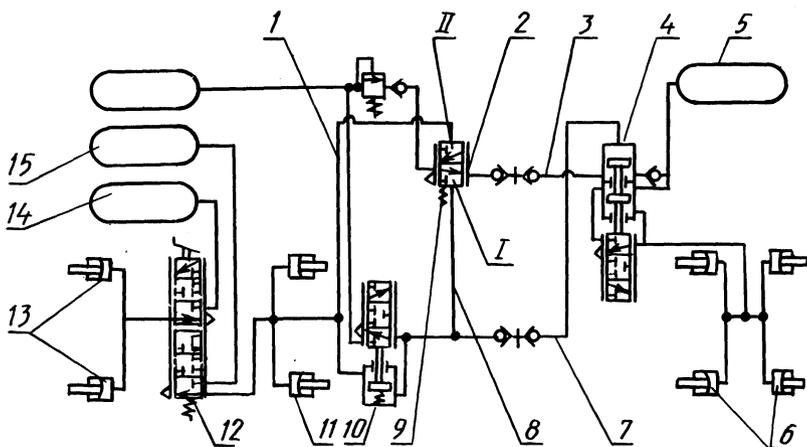


Рис. 3. Двухпроводный пневматический привод тормозов.

Таким образом, для разработки принципиальных схем пневмопривода тормозов большегрузных тракторных прицепов и выбора рациональной компоновки его аппаратов целесообразно рассматривать следующие способы повышения быстродействия привода:

- сокращение длины управляющих магистралей;
- передачу командного сигнала к пневмоприводу последующего прицепа через воздухо-распределитель предыдущего от автономного ресивера непосредственно или с использованием ускорительного клапана обратного действия;
- использование отдельного трубопровода для передачи командного сигнала;
- сокращение пути прохождения воздуха к тормозным камерам при помощи ускорительных клапанов прямого действия.

Как показали испытания, описанные выше способы повышения надежности пневмопривода тормозов обеспечивают безопасность движения тракторных поездов и не ухудшают быстродействия привода.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - М., 1980. - 231 с. 2. А. с. 799988 (СССР). Однопроводный пневматический привод тормозов прицепа / Миркитанов В.И. - Оpubл. в Б. И., 1981, № 4. 3. А. с. 669096 (СССР). Пневмопривод / Сыродолев В.М., Капский А.Н. - Оpubл. в Б. И., 1979, № 23. 4. ГОСТ 4364-67. Приводы пневматические к тормозам автомобилей и автопоездов: Технические требования. - Взамен ГОСТ 4364-48. Введ. 01.07.68; Переизд. Дек. 1979. 5. А. с. 887307 (СССР). Однопроводный пневматический привод тормозов прицепа / Грибко Г.П. и др. - Оpubл. в Б. И., 1981, № 45. 6. А. с. 832142 (СССР). Пневмопривод / Грибко Г.П., Капский А.Н. и др. - Оpubл. в Б. И., 1981, № 19. 7. А. с. 903236 (СССР). Двухпроводный пневматический привод тормозов автопоезда / Грибко Г.П., Габа Е.И., Романчик Е.А. и др. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 5.

УДК 631.372 - 78

В.П.Зарецкий, В.В.Яцкевич, канд.
техн. наук (БПИ), В.Ф.Пронько (МТЗ)

К ВОПРОСУ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРРЕКЦИИ НАВЕСНЫХ СИСТЕМ КРУТОСКЛОННЫХ ТРАКТОРОВ

Крутосклонные тракторы с автоматической системой стабилизации вертикального положения остова оборудуются механизмами навески, обеспечивающими расположение рабочих органов навешенной сельскохозяйственной машины параллельно обрабатываемой поверхности.

Копирование машиной поверхности склона может осуществляться за счет зазоров в соединениях рычагов подъема, раскосов и нижних продольных тяг [1] или автоматически принудительной коррекцией [2].

Приспосабливание машины к поверхности склона первым способом конструктивно проще, при этом достаточно обеспечить лишь требуемые зазоры в соединениях рычагов подъема, раскосов и нижних продольных тяг. Однако он имеет ряд недостатков, основные из которых - невозможность работы с навесными машинами без опорных колес, а также отсутствие дорожного просвета в транспортном положении у широкозахватных машин.

Наиболее эффективно приспособливание машины к поверхности склона посредством механизма автоматической коррекции с при-

нудительным следящим приводом от механизма стабилизации остова трактора.

Известны навесные системы с принудительной автоматической коррекцией для крутосклонных тракторов, стабилизация вертикального положения остова которых достигается перемещением колес обоих бортов в вертикально-продольной плоскости в противоположные стороны [2].

Указанные навесные системы неприемлемы для крутосклонных тракторов, стабилизация остова которых осуществляется перемещением колеса только одного борта [3], так как не обеспечивается требуемая кинематическая связь сельскохозяйственного орудия с трактором. Кроме того, из-за увеличенных ходов эле-

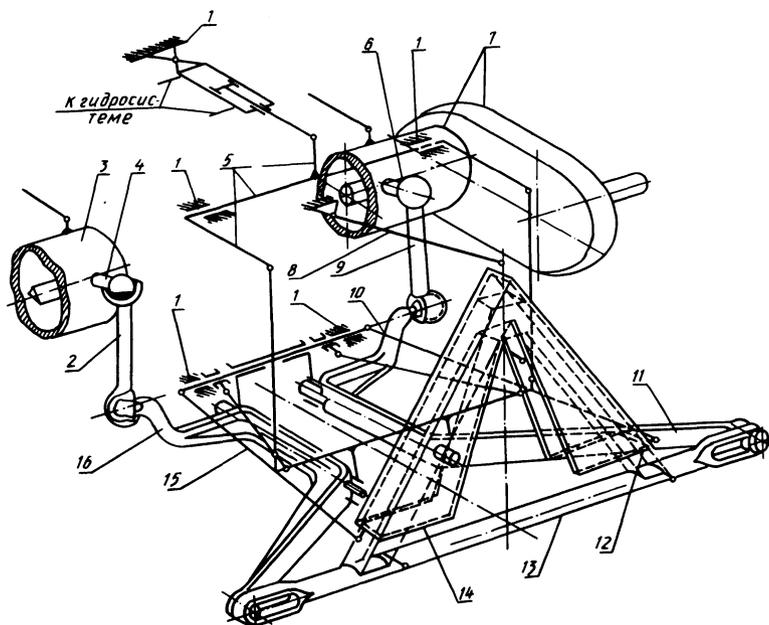


Рис. 1. Навесная система с автоматической коррекцией.

ментов навесной системы происходит разворот присоединительного треугольника и как следствие перекос навешенной на трактор сельскохозяйственной машины, что приводит к изменению ширины захвата, повышению тягового сопротивления, нарушению агротехнических требований и ухудшению технико-экономических показателей горного машинно-тракторного агрегата.

Механизм навески [4] обеспечивает автоматическое приспособление навесных машин к поверхности склона при стабилизации остова трактора одним бортом, полностью исключает пе-

рекос машины в плане и содержит шарнирно прикрепленные к остову 1 трактора (рис. 1) центральную 8 и две нижние продольные тяги 10 и 15, механизм подъема нижних тяг 5, устройство коррекции машины параллельно поверхности склона, состоящее из левого и правого рычагов коррекции 16 и 11, установленных на нижних продольных тягах 10 и 15 с возможностью поворота. Одно из плеч каждого из рычагов коррекции 16 и 11 кинематически связано соответственно с левым 3 и правым 7 поворотными бортовыми редукторами механизма стабилизации остова трактора посредством шарнирных тяг 2 и 9 и кронштейнов 4 и 6, жестко установленных на корпусах упомянутых редукторов. Второе плечо каждого из рычагов коррекции 16 и 11 шарнирно соединено с левым и правым концами поперечной балки 13, содержащей ползун 12. Ползун 12 установлен в направляющей 14, шарнирно связанной со свободными концами центральной 8 и нижних продольных тяг 10 и 15. Коррекция машины параллельно поверхности склона осуществляется за счет поворота рычагов коррекции 16 и 11, связанных с поворотными бортовыми редукторами механизма стабилизации остова трактора. Следовательно, положение навешенной на трактор сельскохозяйственной машины зависит от положения бортовых редукторов и при стабилизации остова одним бортом определяется по зависимости

$$\alpha_k = \arccos \frac{B_0^2 + B^2 - b^2}{2BB_0},$$

$$\text{причем } B = \sqrt{d^2 + z_1^2 + (2e + \sqrt{d^2 - z_1^2})^2 - 2dk \cos \theta_1};$$

$$\theta_1 = \theta_{1,0} + \delta; \quad \delta = \theta + \varepsilon - \psi_2;$$

$$\theta = \arccos \frac{m - z \cos \psi_1}{\sqrt{m_0^2 + z^2 - 2m_0 z \cos \psi_1}};$$

$$\varepsilon = \arccos \frac{m_0^2 + z^2 + r^2 - l^2 + x^2 - 2m_0 z \cos \psi_1}{2r \sqrt{m_0^2 + z^2 - 2m_0 z \cos \psi_1}};$$

$$\psi_2 = \arccos \frac{m_0^2 + r^2 + x_0^2 - l^2}{2m_0 r}; \quad z = c[\cos \varphi_0 - \cos(\varphi_0 + \varphi)]; \quad x_0 = H - c \sin \varphi_0; \quad x = H - c \sin(\varphi_0 + \varphi),$$

где φ – угол поворота бортового редуктора; α_k – угол между положениями машины на горизонтальной поверхности и на склоне (угол коррекции). Остальные обозначения понятны из рис. 2.

Используя полученные аналитические зависимости, с помощью ЭЦВМ выбраны параметры механизма автоматической коррекции навесной системы, при которых величина угла α_K в стабилизированном положении остова крутосклонного трактора наиболее

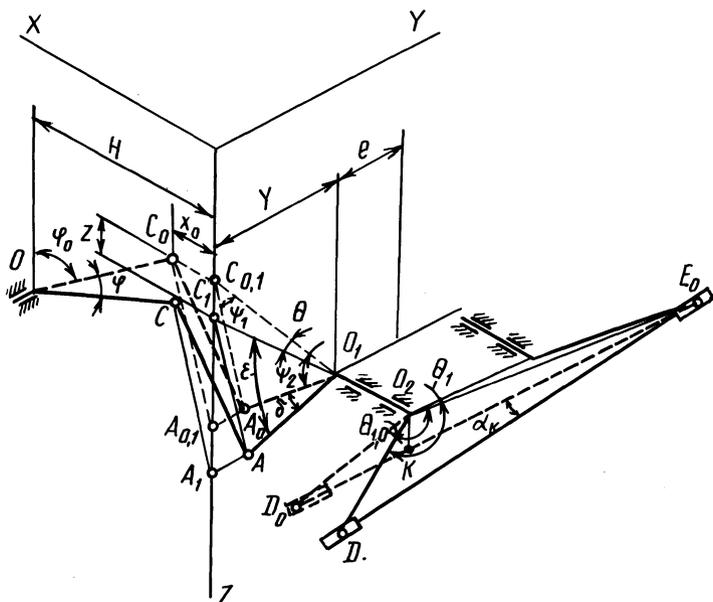


Рис. 2. Схема механизма автоматической коррекции ($CC_1=x$; $OC=OC_0=c$; $O_1C_{0,1}=m_0$; $O_1C_1=m$; $AC=l$; $O_1A=r$; $O_2D=d$; $D_0D=b$; $D_0E_0=B_0$; $DE_0=B$; $O_2E_0=k$).

близка к величине угла поперечного склона, причем разность $|\alpha - \alpha_K|$ на всем диапазоне автоматической стабилизации остова не превышает 0,01 рад.

Л и т е р а т у р а

1. А. с. 655349 (СССР). Навесное устройство крутосклонного трактора с поворотными бортовыми редукторами/К.В.Дзаганя, О.П.Мшвилдадзе, К.М.Мчедлидзе и др. - Оpubл. в Б. И., 1979, № 13. 2. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А.Амельченко, И.П.Ксеневич, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. - М., 1978, с. 200-203. 3. Зарецкий В.П., Яцкевич В.В., Пронько В.Ф. К вопросу стабилизации универсально-пропашных тракторов. - В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1982, вып. 17, с. 71-73. 4. А. с. по заявке № 2899247/15 (СССР). Механизм навески сельско-

хозяйственных машин / П.В.Зеленый, В.В.Яцкевич, П.А.Амельченко, В.Ф.Пронько, В.П.Зарещкий. - Решение о выдаче авт свид. от 19.01.82.

УДК 631.372 - 78

П.В.Зеленый (БПИ)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ОРИЕНТИРУЕМОСТИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА В НАПРАВЛЕНИИ ДВИЖЕНИЯ НА СКЛОНЕ

Создание системы автоматической стабилизации остова и ходовой части существенно повысило ориентируемость крутосклонного трактора в направлении движения передних колес на поперечном склоне. При этом возросла ориентируемость в направлении движения и навесных машин благодаря возможности обеспечить жесткую связь их с остовом трактора в плане. Курсовой же угол прицепных машин не зависит от показателей курсового движения трактора, поэтому их оборудуют собственными системами повышения ориентируемости в направлении движения. Принцип работы этих систем основан на создании восстанавливающего момента относительно точки прицепа, противодействующего возмущающему моменту от боковой составляющей вертикальной нагрузки, например путем поворота опорных колес в плане или поперечного смещения точки прицепа относительно рамы машины вверх по склону [1, 2]. Последний путь более универсален, так как не зависит от наличия у машины собственной ходовой части.

При достаточно высокой устойчивости курсового движения трактора управление смещением точки прицепа может быть автоматизировано установкой датчика угла поворота машины относительно трактора в плане (рис. 1) [3]. Основным параметром, определяющим конструкцию как устройства для смещения точки прицепа, так и автоматической системы управления им является зависимость рассматриваемого поперечного смещения от угла склона. Наиболее точно ее позволяют получить полевые испытания машинно-тракторного агрегата.

Полевые испытания машинно-тракторного агрегата в составе крутосклонного трактора и экспериментальной прицепной сельскохозяйственной машины, созданной на базе зернотуковой сеялки семейства СЗ-3,6, подтвердили теоретические предпосылки относительно эффективности управления ее курсовым движением путем поперечного смещения точки прицепа.

Максимальную эффективность влияния на курсовой угол сеялки смещение точки прицепа имеет в начальный период. По мере приближения машины в ориентированное в направлении движения положение, особенно при смещениях, обеспечивающих ее забега-

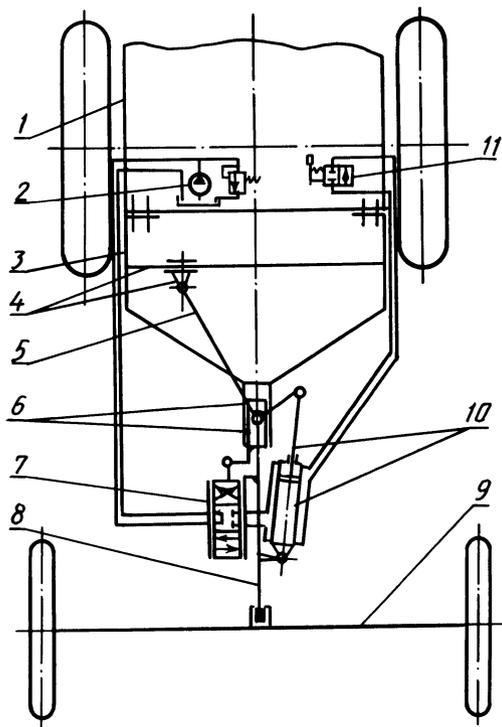


Рис. 1. Автоматическая система управления смещением точки прицепа агрегируемой с трактором сельскохозяйственной машины:

1 — трактор; 2 — гидравлическая система трактора; 3 — рама прицепного устройства; 4 — ползун с поперечной направляющей; 5 — тяга; 6 — ползун с продольной направляющей; 7 — трехпозиционный золотниковый распределитель; 8 — дышло; 9 — сельскохозяйственная машина; 10 — силовой гидравлический цилиндр; 11 — разобщительный кран.

ние вверх по склону (рис. 2), эффективность постепенно уменьшается. Такой характер рассматриваемой зависимости обусловлен наличием у сеялки собственной ходовой части. Чем меньше смещена точка прицепа, тем больше курсовой угол сеялки, а следовательно, и поворот ее опорных колес в плане вверх по склону и эффективность их противодействия дальнейшему сползанию под действием боковой составляющей силы веса. Возникающий при смещении точки прицепа вверх по склону от сил сопротивления восстанавливающий момент, уменьшает курсовой угол сеялки, а следовательно, и угол поворота ее колес, снижая, таким образом, долю последних в противодействии сползанию. В ориентированном в направлении движения положении колеса вообще не противодействуют сползанию сеялки, а указанное положение последней целиком обеспечивает восстанавливающий момент от сил сопротивления ее движению на плече, равном смещению точки прицепа вверх по склону. Очевидно, что еще более

резко снижается эффективность влияния дальнейшего смещения точки прицепа на курсовое движение сеялки в связи с забеганием ее вверх по склону и изменением знака курсового угла, когда опорные колеса, будучи повернуты уже вниз по склону, способствуют сползанию сеялки в ориентированное в направлении движения положение.

Существенно влияет на курсовое движение сеялки также ее тяговое сопротивление. С его увеличением ориентируемость машины в направлении движения возрастает благодаря увеличению восстанавливающего момента. Так, курсовой угол сеялки с заглубленными сошниками составляет на склоне 0,262 рад, подготовленном под посев, 0,087 рад против 0,11 рад при их поднятии. Смещение же точки прицепа, обеспечивающее ориентированное в направлении движения положение сеялки, составляет при этом 0,55 и 1,02 м соответственно.

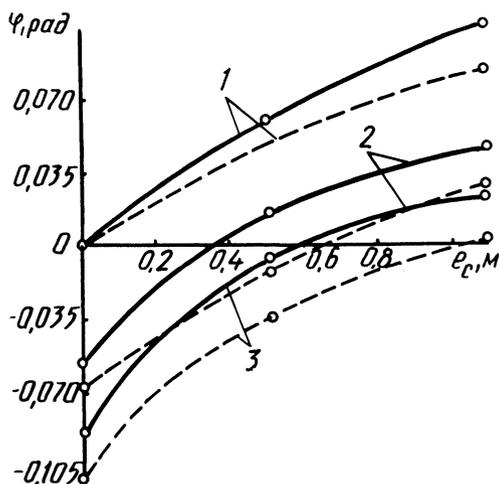


Рис. 2. Влияние поперечного смещения точки прицепа на курсовой угол сеялки на горизонтальной поверхности (1) и склонах 0,175 (2) и 0,262 (3), рад: — сошники заглублены; - - - подняты; фон — поле, подготовленное под посев.

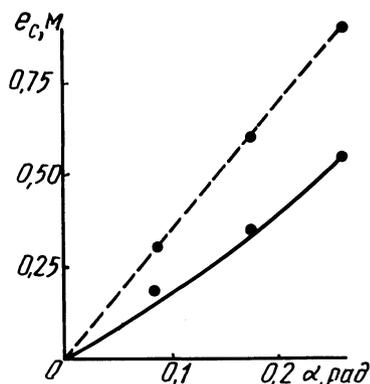


Рис. 3. Смещение точки прицепа, обеспечивающее ориентированное в направлении движения положение сеялки, в зависимости от крутизны склона: — сошники заглублены; - - - подняты; фон — поле, подготовленное под посев.

Основным фактором, определяющим величину смещения точки прицепа, наряду с тяговым сопротивлением, является также крутизна склона, диапазон изменения которой значительно превышает первый и достигает 0,26 рад. Противоэрозийные требования допускают освоение таких склонов под однолетние культуры. Зависимость смещения точки прицепа от угла склона в указанном

диапазоне (0–0,26 рад) изменений последнего близка к прямолинейной (рис. 3). Интенсивность возрастания этой зависимости меньше при большем тяговом сопротивлении сеялки.

Разработанная автоматическая система повышения ориентированности агрегатируемой с трактором прицепной машины позволяет повысить уровень механизации труда в горном земледелии, улучшить качество выполняемых на склонах сельскохозяйственных технологических процессов. Это дает возможность поднять урожайность возделываемых культур.

Л и т е р а т у р а

1. Зеленый П.В. К вопросу управления поворотом колес прицепной машины на склоне в автоматическом режиме. – В сб.: Автотракторостроение: Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 84–87.
2. Обеспечение устойчивого движения крутосклонных машинно-тракторных агрегатов / П.А.Амельченко, П.В.Зеленый, В.В.Яцкевич и др. – Экспресс-информ. Сер. Сельское хоз-во. Минск, 1978. – 15 с.
3. А. с. 846366 (СССР). Устройство для агрегатирования прицепной машины с крутосклонным тягачом / П.В.Зеленый, Г.А.Молош. – Оpubл. в Б. И., 1981, № 26.

УДК 629.114.2

С.Ф.Опейко (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРЕХКОЛЕСНОГО САМОХОДА

С целью оценки поперечной динамической устойчивости новой сельскохозяйственной машины, производство которой начато в п/о "Белавтомаз", создана настоящая математическая модель. Существенными особенностями нового объекта исследования являются: высокоэластичные движители, дающие значительную свободу крена остову машины, колесная формула 3х2, высокое расположение центра тяжести машины МВУ-30 (высота центра тяжести полностью груженной машины равна 1,77 м). Следует также учесть, что самоходная машина для внесения удобрений МВУ-30 – скоростная сельскохозяйственная машина (максимальная технологическая скорость при внесении удобрений – до 35 км/ч). Математическое моделирование движения мобильной машины позволяет с успехом оценивать склонность объекта к потере устойчивости с учетом ряда динамических факторов (возмущения от

действия опорной поверхности и от характера управления машиной).

На рис. 1 изображены расчетная схема колесного самохода и системы координат, принятые при выводе уравнений движения математической модели. Основные допущения, принятые при выводе уравнений движения: а) влияние трансмиссии не сказывается на движении объекта на повороте; б) объект обладает симметрией относительно продольной оси $O'Y'$; в) шина в боковом направлении является жесткой; г) колесо катится по опорной поверхности без проскальзывания.

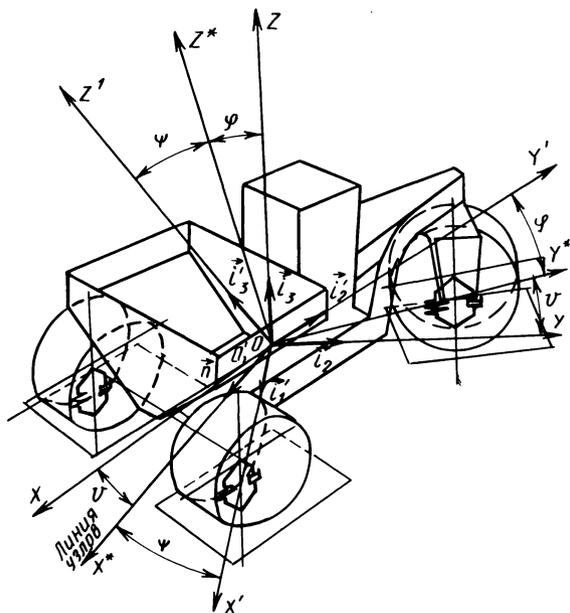


Рис. 1. Расчетная схема трехколесного самохода и системы координат, принятые при выводе уравнений движения.

Введем две системы координат – подвижную $O'X'Y'Z'$, связанную с остоном машины, и неподвижную $OXYZ$, связанную с опорной поверхностью. Начало координат поместим в центре масс самохода, а оси $O'X'$, $O'Y'$, $O'Z'$ совместим с главными осями инерции его. При этом ось $O'X'$ будет направлена поперек продольной оси самохода, ось $O'Y'$ – вдоль продольной оси, а ось $O'Z'$ – вверх. Переход от неподвижной системы координат к подвижной осуществляется при помощи корабельных углов Ψ, ϑ, φ по методике, изложенной в работе [1]. В результате получаем матрицу α

$$\alpha = \begin{vmatrix} \cos \vartheta \cos \Psi - \sin \vartheta \sin \varphi \sin \Psi & \sin \vartheta \sin \varphi + \cos \vartheta \sin \varphi \sin \Psi & -\sin \Psi \cos \varphi \\ -\sin \vartheta \cos \varphi & \cos \vartheta \cos \varphi & \sin \varphi \\ \sin \varphi \cos \vartheta + \sin \vartheta \sin \varphi \cos \Psi & \sin \Psi \sin \varphi - \sin \varphi \cos \Psi \cos \vartheta & \cos \Psi \cos \varphi \end{vmatrix},$$

элементы которой есть направляющие косинусы. В качестве обобщенных координат принимаем квазиординаты с тем, чтобы уравнения движения составлять с их использованием в форме уравнений Аппеля, которые в записи более компактны, чем уравнения движения в форме уравнений Лагранжа 2-го рода с использованием обобщенных координат. Введем обозначения и наименования квазиординат: $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - поступательная скорость машины вдоль соответственно $O'X', O'Y', O'Z'$; $\omega_4, \omega_5, \omega_6$ - угловая скорость машины вокруг соответственно $O'X', O'Y', O'Z'$; $\omega_7, \omega_8, \omega_9$ - поступательное перемещение центра масс машины относительно неподвижного триэдра вдоль соответственно OX, OY, OZ ; $\omega_{10} = \vartheta, \omega_{11} = \varphi, \omega_{12} = \Psi$ - угол вращения остова машины вокруг соответственно оси OZ (рысканье), OX (дифферент), OY (крен).

Выразим скорости $\dot{\vartheta}, \dot{\varphi}, \dot{\Psi}$ через квазискорости $\omega_4, \omega_5, \omega_6$.

$$\dot{\vartheta} = -\omega_4 \sin \Psi \cos \varphi + \omega_5 \sin \varphi + \omega_6 \cos \Psi \cos \varphi;$$

$$\dot{\varphi} = \omega_4 (\cos^2 \vartheta \cos \Psi + \sin^2 \vartheta \sin \Psi + \omega_6 \sin \Psi);$$

$$\dot{\Psi} = \omega_5.$$

Чтобы описать поступательное перемещение центра масс машины, т. е. начала координат подвижной системы относительно неподвижной, разворачиваем выражение, определяющее в векторной форме положение начала координат подвижной системы относительно неподвижной:

$$\dot{\bar{x}} = \alpha \bar{\omega},$$

где

$$\bar{x} = \begin{vmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{vmatrix}; \quad \bar{\omega} = \begin{vmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \end{vmatrix}; \quad \alpha = \alpha_{\vartheta} \quad \alpha_{\varphi} \quad \alpha_{\Psi},$$

причем $\bar{\omega}$ - скорость перемещения в пространстве начала подвижной системы координат; \bar{x} - радиус-вектор начала координат подвижной системы относительно неподвижной; α - суммарный угол между подвижным и неподвижным триэдрами.

Составляем теперь уравнения движения в форме уравнений Аппеля:

$$\frac{\partial S}{\partial \omega_n} = \sum_{i=1}^3 (F_{1i} + F_{2i}) - G,$$

где S - энергия ускорений; G - обобщенная сила; ω_n - обобщенная координата (квазиордината); n - число степеней свободы; F_{1i} - вертикальная упругая реакция на i -й шине: $F_{1i} =$

$= c_i \delta_i$; F_{2i} - диссипативная характеристика i -й шины: $F_{2i} = \eta_{ш} \delta_i$, где c_i - коэффициент упругости i -й шины; δ_i - деформация i -й шины; $\eta_{ш}$ - коэффициент внутреннего трения в шине; $\dot{\delta}_i$ - скорость деформации i -й шины.

Запишем выражение для энергии ускорений системы:

$$S = \frac{1}{2}M(\dot{\omega}_1^2 + \dot{\omega}_2^2 + \dot{\omega}_3^2) + M(\omega_1(\dot{\omega}_2\omega_6 - \dot{\omega}_3\omega_5) + \omega_2(\dot{\omega}_3 \times \omega_4 - \omega_1\omega_6 + \omega_3(\dot{\omega}_1\omega_5 - \dot{\omega}_2\omega_4))) + \frac{1}{2}(I_1\dot{\omega}_4^2 + I_2\dot{\omega}_5^2 + I_3 \times \dot{\omega}_6^2) + \dot{\omega}_4\omega_5\omega_6(I_3 - I_2) + \dot{\omega}_5\omega_6\omega_4(I_1 - I_3) + \dot{\omega}_6\omega_4\omega_5(I_2 - I_1) + M\omega_2(\dot{\omega}_3\omega_4 - \dot{\omega}_1\omega_6);$$

здесь M - масса машины; I_1, I_2, I_3 - моменты инерции соответственно относительно осей $O'X', O'Y', O'Z'$.

Запишем выражения для неголономных связей: одно для переднего управляемого колеса и одно для задних колес, поскольку последние при движении не меняют взаимной соосности. Уравнение неголономной связи для переднего колеса имеет следующий вид:

$$v_{1x} = \omega_1 - \omega_6 a; \quad v_{1y} = \omega_2,$$

где a - расстояние от центра переднего колеса до поперечной плоскости, проходящей через центр масс.

Спроектируем v_{1x} и v_{1y} на направление продольной оси переднего колеса, повернутого на угол η :

$$v_{1\eta} = v_{1x} \cos \eta + v_{1y} \sin \eta = (\omega_1 - \omega_6 a) \cos \eta + \omega_2 \sin \eta = 0.$$

Итак,

$$(\omega_1 - \omega_6 a) \cos \eta + \omega_2 \sin \eta = 0. \quad (1)$$

Уравнение неголономной связи для задних колес запишется из условия отсутствия бокового скольжения колес: $\omega_1 + \omega_0 b = 0$, откуда

$$\omega_1 = -\omega_0 b. \quad (2)$$

Подставим (2) в выражение (1) и получим

$$(-\omega_0 b - \omega_6 a) \cos \eta + \omega_2 \sin \eta = 0. \quad (3)$$

Выделим из формулы (3) ω_6 :

$$\omega_6 = \omega_2 \frac{\operatorname{tg} \eta}{a + b} = \frac{\omega_2}{L} \operatorname{tg} \eta, \quad (4)$$

где L - база машины, $a + b = L$; η - угол поворота колеса.

Подставим выражение (4) в (2), получаем

$$(-\omega_0 b - \omega_6 a) \cos \eta + \omega_2 \sin \eta = 0.$$

Найдем $\dot{\omega}_1$ и $\dot{\omega}_6$:

$$\dot{\omega}_1 = -\omega_2 b \dot{\eta} \frac{1}{(a+b) \cos^2 \eta};$$

$$\dot{\omega}_6 = -\omega_2 \dot{\eta} \frac{1}{(a+b) \cos^2 \eta}.$$

Подставим в выражение для энергии ускорений зависимости $\omega_1, \omega_6, \dot{\omega}_1, \dot{\omega}_6, \dot{\omega}_2$ и учтем, что $\omega_2 = \text{const}$. В окончательном виде уравнения движения трехколесной машины примут вид:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_3 &= \frac{1}{M}(c_1 \delta_1 + c_2 \delta_2 + c_3 \delta_3) + \frac{1}{M} \eta_{\text{ш}} (\dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_2 + \dot{\delta}_3) g \times \\ & \times \cos \omega_{10} \cos \omega_{11} - b \omega_2 \omega_5 \frac{\text{tg} \eta}{a+b} - \omega_2 \omega_4; \\ \dot{\omega}_4 &= \frac{1}{I_1}(c_1 \delta_1 a - c_2 \delta_2 b - c_3 \delta_3 b) + \frac{1}{I_1} \eta_{\text{ш}} (\dot{\delta}_1 a - \dot{\delta}_2 b - \\ & - \dot{\delta}_3 b) - \omega_2 \omega_5 \frac{\text{tg} \eta}{a+b} \frac{I_3 - I_2}{I_1}; \\ \dot{\omega}_5 &= \frac{B}{2I_2} ((c_3 \delta_3 - c_2 \delta_2) + \eta_{\text{ш}} (\dot{\delta}_3 - \dot{\delta}_2)) + \omega_2 \omega_4 \frac{\text{tg} \eta}{a+b} \times \\ & \times \frac{I_3 - I_1}{I_2} - F_{\text{II}} \omega_9 \frac{1}{I_2}; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_7 &= \omega_1 (\cos \omega_{10} \cos \omega_{12} - \sin \omega_{10} \sin \omega_{11} \sin \omega_{12}) - \omega_2 \times \\ & \times \sin \omega_{10} \cos \omega_{11} + \omega_3 (\sin \omega_{12} \sin \omega_{10} - \sin \omega_{11} \cos \omega_{10} \times \\ & \times \cos \omega_{12}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_8 &= \omega_1 (\sin \omega_{10} \sin \omega_{12} + \cos \omega_{10} \sin \omega_{11} \sin \omega_{12}) + \omega_2 \times \\ & \times \cos \omega_{10} \cos \omega_{11} + \omega_3 (\sin \omega_{12} \sin \omega_{10} - \sin \omega_{11} \cos \omega_{12}); \end{aligned}$$

$$\dot{\omega}_9 = -\omega_1 \sin \omega_{12} \cos \omega_{11} + \omega_2 \sin \omega_{11} + \omega_3 \cos \omega_{12} \cos \omega_{11};$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{10} &= -\omega_4 \sin \omega_{12} \cos \omega_{11} + \omega_5 \sin \omega_{11} + \omega_6 \cos \omega_{12} \times \\ & \times \cos \omega_{11}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{11} &= \omega_4 (\cos^2 \omega_{10} \cos \omega_{12} + \sin^2 \omega_{10} \sin \omega_{12} + \omega_6 \times \\ & \times \sin \omega_{12}); \end{aligned}$$

$$\dot{\omega}_{12} = \omega_5,$$

при этом в уравнении (5) F_{II} - центробежная сила инерции, которая находится из выражения

$$F_{\text{II}} = M(\dot{\omega}_1 - \omega_2 \omega_6 - \omega_3 \omega_5).$$

Запишем теперь выражение для деформации i -го колеса:

$$\begin{aligned} \delta_i &= R_0 + c - \frac{1}{\cos \omega_{11} \cos \omega_{12}} (y_a \sin \omega_{11} - x_{0i} \cos \omega_{11} \times \\ & \times \sin \omega_{12} + \omega_9) + q_{0i}(t), \end{aligned}$$

где R_0 - свободный радиус колеса; x_{0i} , y_{0i} , z_{0i} - координаты центра i -го колеса в подвижной системе координат; i - номер колеса. Принимаем следующую нумерацию колес: 1 - переднее, 2 - правое заднее, 3 - левое заднее.

Запишем теперь выражение для возмущения от дорожной поверхности в виде единичной неровности, имеющей синусоидальный профиль в продольном направлении. Тогда

$$y_{0i} = \begin{cases} 0; & \text{если } y_{0i} > y_{0i} \text{ или } y > 2y_{\max} + y_{0i}; \\ z_{\max_i} \sin\left(\frac{\pi}{2y_{\max_i}}(y_i - y_{0i})\right); & \text{если } y_{0i} \leq y \leq 2y_{\max_i} + y_{0i}; \end{cases} + y_{0i}$$

где z_{\max} - максимальная высота единичной неровности; y_{\max} - половина длины единичной неровности; $y_i = v_i t$ - текущее значение длины единичной неровности; y_{0i} - продольная координата начала единичной неровности; v_i - поступательная скорость центра i -го колеса.

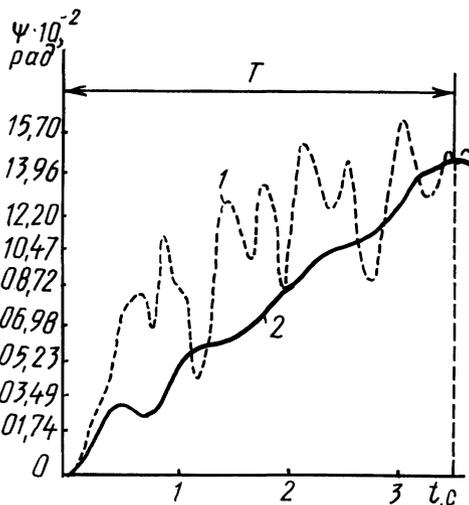
Найдем выражение для скорости деформации шины в радиальном направлении. Отбросив за малостью некоторые члены этого выражения, получим

$$\dot{\delta}_i \approx -\omega_{11} y_{0i} + \dot{\omega}_{12} x_{0i} - \dot{z}_{0i} + \dot{q}_{0i}(t),$$

где $\dot{q}_{0i}(t)$ - скорость единичного возмущения;

$$q_{0i}(t) = z_{\max_i} \frac{v_i \pi}{2y_{\max_i}} \cos\left(\frac{\pi}{2y_{\max_i}}(y_i - y_{0i})\right).$$

Рис. 2. Сравнение теоретической расчетной и экспериментальной зависимости вида $\Psi = f(t)$ (текущий угол крена остова). Зависимости получены для условий: масса машины $M = 13480$ кг, скорость движения $v = 6,388$ м/с, радиус установившегося поворота $R_{\text{уст}} = 12$ м, средний темп поворота управляемого колеса $\dot{\eta}_{\text{ср}} = 0,098$ рад/с, давление воздуха в шинах: задних колес $P_{w_2, 3} = 0,13$ МПа, переднего колеса $P_{w_1} = 0,1$ МПа; T - время входа в поворот; 1 - экспериментальная зависимость; 2 - расчетная зависимость.



Полученная математическая модель послужила основой для разработки программы расчета по оценке поперечной динамической устойчивости машины МВУ-30, для ЭВМ ЕС-1022.

Чтобы оценить адекватность данной математической модели описываемому объекту – машине для внесения удобрений МВУ-30, проведено предварительное экспериментальное исследование с целью получения реальной картины параметров курсового движения МВУ-30 на повороте. На ЭВМ был просчитан вариант с исходными данными, соответствующими условиям эксперимента. В результате стало возможным сравнить расчетные и экспериментальные данные и тем самым оценить адекватность модели. Такое сравнение зависимостей вида $\Psi = f(t)$ представлено на рис. 2. Зависимость вида $\Psi = f(t)$ была выбрана для сравнения вследствие того, что она представляет собой текущий угол крена, который взят нами в качестве критерия поперечной динамической устойчивости. Из сравнения видно, что математическая модель достаточно адекватно отражает (расхождение до 8%) нарастание угла крена в процессе входа в поворот.

Выводы: 1. Разработанная математическая модель обладает достаточной адекватностью описываемому объекту – машине для внесения удобрений МВУ-30 и может служить для оценки ее поперечной динамической устойчивости с учетом ряда возмущений и поперечно-угловых колебаний остова.

2. Математическая модель может служить для исследования и оценки поперечной динамической устойчивости других трехколесных транспортных средств, таких, как МТЗ-80 Х, МТЗ-80 ХМ.

Л и т е р а т у р а

1. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М., 1961. – 824 с.

УДК 629.113.073

А.И.Скуртул, канд.техн.наук (БПИ)

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗАМИ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Тормозная система тракторного поезда, будучи автоматической системой управления, предназначена для остановки последнего на минимально возможном пути. В силу этого указанная система должна обладать эффективностью, позволяющей на дорогах с высокими сцепными качествами реализовать тормозные силы, близкие по величине к значениям, которые определяются условиями сцепления. Таким образом, процесс торможения поез-

да на дорогах с небольшими коэффициентами сцепления может сопровождаться блокировкой отдельных или всех колес, являющейся, как известно, причиной потери устойчивости. Между тем тормозная система, как основное средство обеспечения активной безопасности тракторного поезда, наряду с высокой эффективностью должна обеспечивать устойчивое движение его звеньев при торможении.

Добиться выполнения названных выше требований можно, проектируя тормозную систему так, чтобы по мере увеличения эффективности торможения поезда на дорогах с различными коэффициентами сцепления его колеса блокировались в определенной последовательности. При этом оптимальной следует считать такую последовательность, которая обеспечивает минимальные отклонения транспортного средства от заданного направления движения. Чтобы установить эту последовательность для поезда, состоящего из трактора и двухосного прицепа, необходимо исследовать влияние блокирования колес каждой в отдельности его тормозных осей на характер движения звеньев. При этом нужно иметь в виду следующее. Блокирование колеса означает лишь неспособность последнего противостоять действию внешних силовых факторов. Если внешние возмущения отсутствуют, движение транспортного средства с заблокированными колесами не сопровождается заносом, и следовательно, не будет отклонений его от заданного направления. К числу наиболее распространенных внешних возмущений, действующих на звенья тракторного поезда, относится центробежная сила, возникающая при движении последнего по криволинейной траектории. Поэтому упомянутые выше исследования целесообразно проводить при торможении поезда на криволинейном участке пути.

Для исследований была использована математическая модель двухзвенного тракторного поезда и программа расчета, разработанные автором [1]. Объектом исследования являлся поезд в составе трактора класса 14 кН и прицепа 2ПТС-6. Устойчивость изучаемого объекта оценивалась сопоставлением его коридора движения в процессе торможения с коридором движения в ведомом режиме с теми же начальными условиями. Коридоры движения поезда в различных режимах определялись траекториями движения центров колес звеньев, наиболее и наименее удаленных от центра поворота поезда, и представлены на рис. 1 и 2, причем вдоль оси X отложено продольное перемещение поезда, вдоль оси Y - боковое смещение.

Полученные результаты показали, что устойчивость поезда заметно ухудшается при блокировании колес задних осей трактора и прицепа (рис. 1). При этом в первом случае, являющем-

ся более опасным, одновременно с заносом задней оси трактора происходит интенсивный разворот передней (поворотной) оси прицепа. Блокировка только передних колес прицепа практически не вызывает отклонений поезда от заданного направления движения (рис. 1), поскольку незаблокированные задние колеса звеньев в данном случае воспринимают внешнюю нагрузку, в силу чего занос и складывание поезда не наблюдаются.

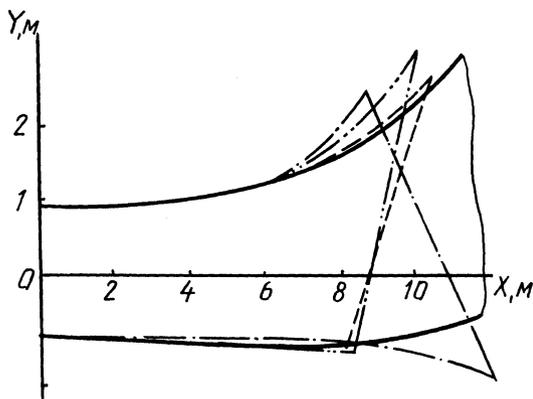


Рис. 1. Коридор движения поезда на криволинейном пути: — ведомый режим; ---, - . . . - заблокированы передние, задние колеса прицепа; . . . - заблокированы задние колеса трактора.

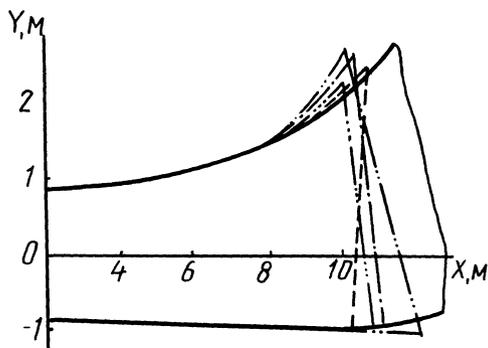


Рис. 2. Коридор движения поезда на криволинейном пути: — ведомый режим; ---, - . . . - заблокированы колеса осей 3-4, 2-3, 2-4, 2-3-4 (нумерация в порядке возрастания начинается с передней оси трактора).

В случае блокировки колес двух осей поезда одновременно наилучшие результаты с точки зрения устойчивости получаются, если заблокированы колеса обеих осей прицепа. При других сочетаниях осей поезд менее устойчив (рис. 2).

Поскольку передняя ось трактора класса 14 кН в настоящее время не оборудуется тормозными механизмами, последним из возможных сочетаний для поезда рассматриваемого состава является блокирование всех колес прицепа и задней оси трактора. В этом случае устойчивость поезда по сравнению с вариантом, когда заблокированы только колеса прицепа, ухудшается (рис. 2).

Полученные результаты позволяют сделать следующий вывод.

Автоматизированную систему управления тормозами тракторного поезда нужно проектировать так, чтобы по мере увеличения эффективности торможения последнего на дорогах с различными коэффициентами сцепления первыми блокировались колеса передней оси прицепа, затем задней оси прицепа и в последнюю очередь задней оси трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Скуртуп А.И. Исследование устойчивости движения тракторного поезда на базе трактора класса 14 кН при торможении: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1980. – 18 с.

УДК 629.114.2

С.И.Стригунов, А.Х.Лефаров, д-р техн.наук (БПИ)

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ НАГРУЗОК И БУКСОВАНИЙ ПО ВЕДУЩИМ МОСТАМ ТРАКТОРА 4 х 4 С АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ МЕЖОСЕВЫМ ПРИВОДОМ

Как показывают исследования и опыт эксплуатации тракторов 4 х 4, наилучшие тягово-сцепные свойства последних обеспечиваются при блокировании межосевого привода путем принудительного (тракторы Т-150К, К-701) или автоматизированного (тракторы МТЗ) подключения одного из ведущих мостов. Однако заблокированный межосевой привод и вызываемое им кинематическое несоответствие усложняют решение задачи установления закона распределения и перераспределения тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам трактора 4 х 4 в зависимости от значений суммарной касательной силы тяги $P_{к.с}$, а также некоторых конструктивных параметров трактора. В то же время указанное распределение – исходное условие при определении таких эксплуатационных свойств тракторов 4 х 4, как экономичность, поворачиваемость, нагрузочные режимы силовых приводов и др. [1]. Кроме того, трактор, в отличие от автомобиля, – в основном тяговая машина, предназначенная для выполнения определенных сельскохозяйственных операций. Последние характеризуются заданным тяговым сопротивлением, поэтому в качестве основного расчетного параметра при оценке тягово-сцепных и других эксплуатационных свойств полноприводных колесных тракторов необходимо принять величину $P_{к.с}$.

Рассмотрим, какие факторы определяют закон распределения тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам трактора 4 х 4 с заблокированным межосевым приводом. В качестве исход-

ного условия при этом установим аналитические зависимости между касательной силой тяги P_{ki} и буксованием δ_i колес каждого из ведущих мостов. Исследования показывают, что при работе трактора на мягких грунтах со значительными крюковыми нагрузками указанные зависимости наилучшим образом аппроксимируются экспоненциальной функцией [2]. Таким образом, касательные силы тяги колес переднего ведущего моста (ПВМ), заднего ведущего моста (ЗВМ) и в целом трактора 4 x 4 можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} P_{k1} = \varphi_{p1} G_1 = \varphi_{p1} G_1 (1 - e^{-k_1 \delta_1}); \\ P_{k2} = \varphi_{p2} G_2 = \varphi_{p2} G_2 (1 - e^{-k_2 \delta_2}); \\ P_{k.c} = P_{k1} + P_{k2}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, k_1, k_2$ - постоянные эмпирические коэффициенты; G_1, G_2 - сцепные веса, приходящиеся на ПВМ и ЗВМ; $\varphi_{p1}, \varphi_{p2}$ - реализуемые коэффициенты сцепления ПВМ и ЗВМ.

В выражении (1) G_1 и G_2 - величины переменные, зависящие от распределения веса трактора G по ведущим мостам в статике и величины крюковой нагрузки $P_{кр}$. Перераспределение веса от величины $P_{кр}$ можно определить из уравнений равновесия для случая равномерного прямолинейного движения трактора по ровной опорной поверхности [3]. Обозначив $\lambda_1 = G_1/G$ и $\lambda_2 = G_2/G$, получим

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{G_{1ст}}{G} - \frac{P_{кр}}{G} \frac{h_{кр}}{L}; \\ \lambda_2 &= \frac{G_{2ст}}{G} + \frac{P_{кр}}{G} \frac{h_{кр}}{L}, \end{aligned}$$

где $h_{кр}, L$ - соответственно высота приложения крюковой нагрузки и продольная база трактора; $G_{1ст}, G_{2ст}$ - весовые нагрузки ПВМ и ЗВМ в статике.

Тогда выражение для $P_{k.c}$ из формулы (1) запишется следующим образом:

$$\frac{P_{k.c}}{G} = \varphi_{p1} \lambda_1 + \varphi_{p2} \lambda_2. \quad (2)$$

Для определения связи между буксованиями центров ПВМ и ЗВМ, когда в движителе трактора имеет место конструктивное кинематическое несоответствие m , воспользуемся известным уравнением [1]

$$1 - m = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1}. \quad (3)$$

Далее установим закон распределения касательных сил тяги по ведущим мостам трактора 4 x 4 с блокированным межосевым приводом для случая, когда тяговые усилия обоих ведущих мостов находятся в пределах их положительных значений. Для этого необходимо решить систему из четырех уравнений (1), (2), (3), содержащих четыре неизвестные $\delta_1, \varphi_{p1}, \delta_2, \varphi_{p2}$. В рассматриваемом случае система уравнений запишется следующим образом:

$$\begin{cases} \varphi_{p1} = \varphi_1 (1 - e^{-k_1 \delta_1}); \\ \varphi_{p2} = \varphi_2 (1 - e^{-k_2 \delta_2}); \\ \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = 1 - m; \\ \lambda_1 \varphi_{p1} + \lambda_2 \varphi_{p2} = \frac{P_{к.с.}}{G}. \end{cases} \quad (4)$$

Для решения преобразуем полученную систему уравнений к выражению вида $x = f(x)$. Обозначим

$$x = e^{-k_1 \delta_1}, \quad y = e^{-k_2 \delta_2},$$

тогда

$$1 - m = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = \frac{k_1 k_2 + k_1 \ln e^{-k_2 \delta_2}}{k_1 k_2 + k_2 \ln e^{-k_1 \delta_1}} = \frac{k_1 k_2 + \ln y \cdot k_1}{k_1 k_2 + \ln x \cdot k_2},$$

$$\text{или } e^{-k_1 k_2 m} = \frac{y^{k_1}}{x (1 - m) k_2}.$$

Раскрыв последнее выражение и подставив значение y в четвертое из уравнений системы (4), после преобразований получим

$$x = 1 - \frac{P_{к.с.}}{\lambda_1 \varphi_1 G} + \frac{\lambda_2 \varphi_2}{\lambda_1 \varphi_1} \left(1 - e^{-\frac{k_1 m (1 - m) k_2}{x} / k_1}\right). \quad (5)$$

Уравнение (5) имеет вид $x = f(x)$ и может быть решено итерационным методом Вегстейна относительно x . Определив из (5) x , последовательно находим искомые величины

$$\begin{cases} \delta_1 = -\frac{1}{k_1} \ln x; \quad \delta_2 = (1 - m) \delta_1 + m; \\ \varphi_{p1} = \varphi_1 (1 - x); \quad P_{к1} = \varphi_{p1} G_1, \quad P_{к2} = P_{к.с.} - P_{к1}. \end{cases} \quad (6)$$

Если касательные силы тяги мостов имеют разные знаки вследствие значительного кинематического несоответствия, исходные уравнения системы (4) несколько изменяются. Например,

при $P_{k1} < 0$ и $P_{k2} > 0$ (положительные значения кинематического несоответствия) получаем

$$\begin{cases} \varphi_{p1} = -\varphi_1(1 - e^{k_1\delta_1}); \\ \varphi_{p2} = \varphi_2(1 - e^{-k_2\delta_2}); \\ \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = 1 - m; \\ \lambda_1\varphi_{p1} + \lambda_2\varphi_{p2} = \frac{P_{к.с}}{G}. \end{cases}$$

Обозначив $x = e^{k_1\delta_1}$ и $y = e^{-k_2\delta_2}$, после преобразований системы уравнений получим

$$x = 1 + \frac{P_{к.с}}{\lambda_1\varphi_1 G} - \frac{\lambda_2\varphi_2}{\lambda_1\varphi_1} (e^{-k_2m} \frac{(m-1)k_1/k_2}{x} - 1). \quad (7)$$

Соответственно для случая, когда $P_{k1} > 0$ и $P_{k2} < 0$ (отрицательные значения кинематического несоответствия), изменяется второе из уравнений системы (4) $\varphi_{p2} = -\varphi_2(1 - e^{-k_2\delta_2})$.

Обозначив $x = e^{-k_1\delta_1}$ и $y = e^{k_2\delta_2}$, получим после преобразований для рассматриваемого случая:

$$x = 1 - \frac{P_{к.с}}{\lambda_1\varphi_1 G} + \frac{\lambda_2\varphi_2}{\lambda_1\varphi_1} (e^{-k_2m} \frac{(m-1)k_2/k_1}{x} - 1). \quad (8)$$

Определенная последовательность решения уравнений (5-8) представляет собой алгоритм по установлению закона распределения касательных сил тяги по ведущим мостам трактора 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом при наличии в последнем конструктивного кинематического несоответствия. На основе алгоритма составлена программа расчета тягово-сцепных свойств трактора 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом для ЭЦВМ ЕС-1022, реализованная на языке программирования ФОРТРАН-IV. Расчеты выполнялись применительно к трактору МТЗ-142 при следующих значениях исходных данных:

$$h_{кр} = 0,75 \text{ м}, L = 2,61 \text{ м}, G_{1ст} = 25,3 \text{ кН}, G_{2ст} =$$

$$= 30,7 \text{ кН}, \varphi_1 = 0,51, \varphi_2 = 0,71, k_1 = 7,4, k_2 = 9,1.$$

Результаты расчетов представлены на графиках (рис. 1-3). Из анализа графиков следует, что основными факторами, влияющими на значение развиваемой колесами ведущего моста касательной силы тяги, являются: размеры и характеристики шин,

вид опорной поверхности, значений тяговой нагрузки, соотношение буксовых δ_1 и δ_2 , определяемое значением конструктивного кинематического несоответствия m . С увеличением суммарной касательной силы тяги возрастают и тяговые нагрузки ведущих мостов, причем указанные зависимости близки к линейным. Введение положительного кинематического несоответствия является причиной перераспределения тяговых нагрузок мостов в сторону их увеличения на ЗВМ и уменьшения на ПВМ. В этом случае возникает отрицательная сила тяги у колес ПВМ. Например, при $m = 0,04$ ПВМ подключается в ведущий режим работы трактора МТЗ-142 на поле, подготовленном под посев, лишь при $P_{к.с} \geq 6,8$ кН. Увеличение кинематического несоответствия до значения $m = 0,06$ вызывает в свою очередь увеличение тяговой нагрузки — $P_{к.с} \geq 9,7$ кН. Наоборот, отрицательное кинематическое несоответствие перераспределяет тяговые нагрузки мостов в сторону их увеличения на ПВМ и уменьшения на ЗВМ. Так, при $m = -0,06$ и $P_{к.с} = 12$ кН касательная сила тяги колес ПВМ увеличилась, а колес ЗВМ уменьшилась приблизительно на 2 кН по сравнению с трактором МТЗ-142, в заблокированном приводе которого $m = 0$ (рис. 1).

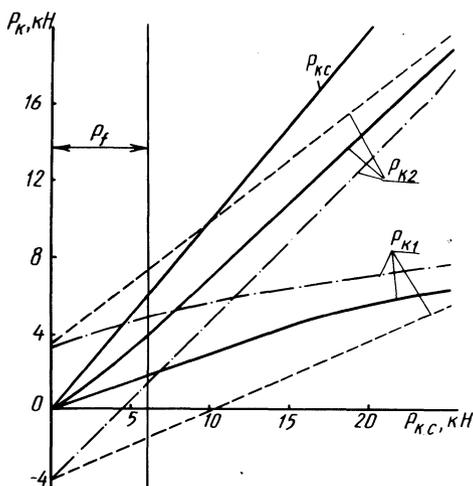


Рис. 1. Распределение касательных сил тяги по ведущим мостам трактора МТЗ-142 (поле под посев, $G = 56$ кН):

— $m = 0$; - - - - $m = 0,06$; - · - · - $m = -0,06$.

Изложенный выше метод позволяет определять на стадии проектирования касательные силы тяги и буксования колес каждого из ведущих мостов трактора в отдельности, а также буксование в целом трактора 4×4 . Последнее рассчитывается по формуле

$$\delta_y = \frac{N\delta_1 + N\delta_2}{N_v + N\delta_1 + N\delta_2}, \quad (9)$$

где N_v — мощность, передаваемая остоу трактора; $N\delta_1, N\delta_2$ — потери мощности на буксование ПВМ и ЗВМ.

Подставив в (9) значения входящих в него величин [1], получим уравнение для определения δ_y трактора 4×4 с заблокированным межсоединением в общем случае его равномерного

прямолинейного движения, т. е. когда не одинаковы сцепные условия и весовые нагрузки колес ведущих мостов и $m \neq 0$.

$$\delta_y = \frac{(1 - m)\delta_1 P_{к1} + \delta_2 P_{к2}}{(1 - \delta_2)P_{к.с} + (1 - m)\delta_1 P_{к1} + \delta_2 P_{к2}}$$

На рис. 2 представлены кривые буксований трактора МТЗ-142 при его работе на поле, подготовленном под посев. Из рис. 2 следует, что наименьшие значения δ_y этого трактора имеют место при $m = 0$. Наличие в движителе трактора как положительного, так и равного ему отрицательного кинематического несоответствия ведет к увеличению условного буксования в целом трактора 4 x 4, причем при $m < 0$ (забегание колес ПВМ) величины δ_y несколько меньше, чем при $m > 0$ (забегание колес ЗВМ).

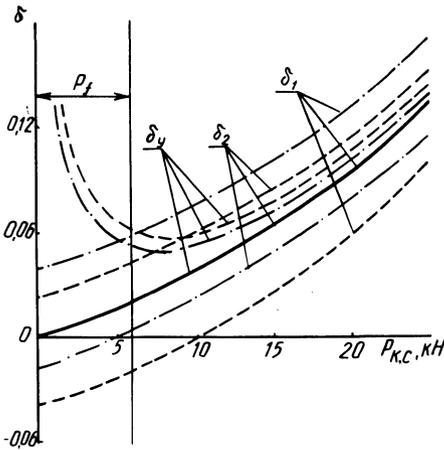


Рис. 2. Буксования ведущих мостов и в целом трактора МТЗ-142 (поле под посев , $G = 56$ кН). Условные обозначения см. рис.1.

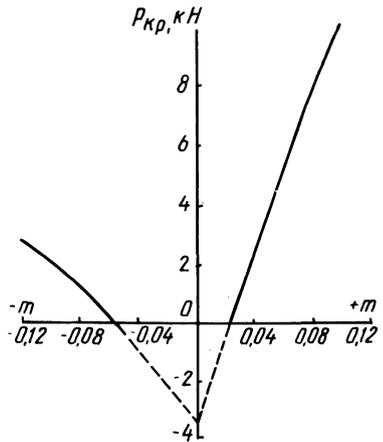


Рис. 3. Тяговая нагрузка, соответствующая подключению одного из ведущих мостов трактора МТЗ-142 в ведущий режим (поле под посев, $G = 56$ кН).

На рис. 3 представлена расчетная зависимость наименьшей тяговой нагрузки, при которой для данных почвенных условий и конструктивных параметров трактора МТЗ-142 один из его ведущих мостов подключается в ведущий режим, от величины и знака кинематического несоответствия. Указанные зависимости несимметричны относительно оси $P_{кр}$. При введении одинакового по величине, но разного по знаку кинематического несоответствия для подключения в ведущий режим колес ЗВМ необходимо приложить гораздо меньшую нагрузку на крюке трактора. Последнее связано с особенностями компоновки тракторов МТЗ: с

различием в размерах и весовых нагрузках колес ПВМ и ЗВМ. Зона, ниже кривых (рис. 3), соответствует режимам циркуляции в межосевом приводе трактора 4 x 4 "паразитной" мощности. На тракторах МТЗ такие режимы работы исключают путем автоматизации включения ПВМ посредством установки в привод последнего обгонных муфт.

Установление распределения тяговых нагрузок по ведущим мостам трактора 4 x 4 в зависимости от схемы силового привода указанным выше методом имеет то преимущество, что неизвестные величины касательных сил тяги и буксований определяются на стадии проектирования в зависимости от заданной величины основного расчетного параметра трактора - суммарной тяговой нагрузки, а также от заданных значений конструктивных параметров трактора - величин m , $h_{кр}$, L и др. с учетом нелинейности зависимости между касательной силой тяги и буксованием и перераспределения веса трактора от значений кривоковой нагрузки. Кроме того, разработанный метод позволяет путем машинного эксперимента определять и сравнивать на стадии проектирования эксплуатационные показатели тракторов 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом различного конструктивного исполнения.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. - 147 с. 2. Guskov V.V. Making the 4 w. d. more competitive. - J.Farm machine design engineering. England, 1968, December, p. 42 - 46. 3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. - Минск, 1977, ч. 2. - 384 с.

УДК 629.114 - 597.5

А.М.Расолько, канд.техн.наук,
А.Э.Павлович (БПИ)

К ВОПРОСУ СНИЖЕНИЯ УСИЛИЯ НА ПЕДАЛИ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В последнее время в автотракторостроении все большее внимание уделяется такому эксплуатационному качеству, как удобство использования систем управления, поскольку от него в большой степени зависит производительность труда водителя. Что касается тормозной системы, то удобство ее использования оценивается усилием на тормозной педали [1].

Экспериментальные исследования и практика эксплуатации показывают, что краны управления пневматическим приводом тормозов автомобилей и тракторов требуют больших приводных усилий на педали управления, превышающих иногда 400 Н. Поэтому интерес представляет тормозной кран, позволяющий снизить усилие, затрачиваемое на управление [2] (рис. 1).

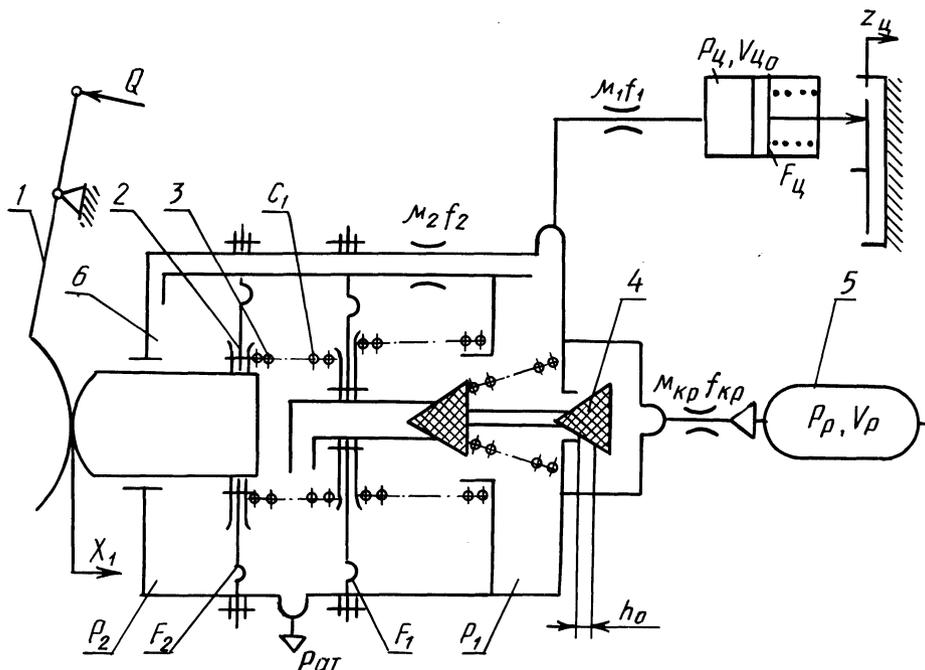


Рис. 1. Принципиальная схема тормозного крана.

При торможении к педали 1 водитель прилагает усилие Q , которое передается на шток крана. При этом диафрагма 2 прогибается и через пружину 3 воздействует на седло. Клапан 4 разобщает управляющую полость от атмосферы и сообщает ее с ресивером 5. Воздух из ресивера поступает в тормозной цилиндр и одновременно по каналу с сопротивлением $\mu_2^f_2$ в полость 6. При этом воздух, воздействуя на диафрагму 2, снижает часть усилия, прилагаемого к педали.

При снятии водителем усилия Q с педали осуществляется отгормаживание.

Динамика работы указанного крана характеризуется тремя этапами: первый – прямой ход диафрагмы до выбора зазора между подвижным седлом и выпускным клапаном 4; второй – движение клапана до обеспечения максимального проходного сече-

ния (насыщение) и третий - когда движение его не сопровождается увеличением пропускной способности $\mu_{кр}^{f_{кр}}$.

Таким образом, перемещение клапана тормозного крана можно выразить следующей зависимостью:

$$h_k = X_1 - \frac{F_1}{C_1} (p_1 - p_{c1}) + \frac{F_2}{C_1} p_2 - h_0, \quad (1)$$

где X_1 - перемещение штока; h_0 - зазор между седлом и клапаном; F_1, F_2 - активные площади диафрагм; C_1 - жесткость уравновешивающей пружины; p_{c1} - давление, соответствующее преднатягу уравновешивающей пружины; p_1, p_2 - давление воздуха в полостях.

Текущее перемещение штока крана зависит от закона перемещения тормозной педали, и его можно записать, как

$$X_1 = \frac{1}{2} \left[\left| \frac{X_{1M}}{t_M} t + X_{1M} \right| - \left| \frac{X_{1M}}{t_M} t - X_{1M} \right| \right], \quad (2)$$

где X_{1M} - максимальный ход штока; t - текущее значение времени торможения; t_M - время, за которое шток достиг максимального перемещения.

Зависимость (2) получаем из обработки экспериментальных данных по процессу торможения.

Изменяя время t_M , можно задать в модели аварийное ($t_M = 0,05 - 0,1$ с) и служебное торможение.

При определенном темпе перемещения тормозной педали время движения впускного клапана до открытия зависит от зазора h_0 между седлом и клапаном, жесткости пружины C_1 и соотношением активных площадей диафрагм.

Пропускную способность клапанов предлагается описывать полиномом вида

$$\mu_{кр}^{f_{кр}} = a_1 h_k^3 + a_2 h_k^2 + a_3 h_k + a_4, \quad (3)$$

где a_1, a_2, a_3 и a_4 - коэффициенты аппроксимации, получаемые в результате математической обработки результатов экспериментов по продувке клапанов.

Для практических расчетов (погрешность 1,5-2%) $\mu_{кр}^{f_{кр}}$ можно выразить и более простой зависимостью:

$$\mu_{кр}^{f_{кр}} = \frac{1}{2} \left[\left| \frac{\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}}{h_{к.м}} h_k + \mu_{кр.м}^{f_{кр.м}} \right| - \left| \frac{\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}}{h_{к.м}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times h_k - \mu_{кр.м}^{f_{кр.м}} \right| \right], \quad (4)$$

где $\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}$ - максимальная пропускная способность клапанов; $h_{к.м}$ - перемещение (ход) клапанов, при котором достигается $\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}$.

Математическая модель тормозного крана при работе на повышение давления включает в себя уравнения (1), (2) и (4), а

также приведенные ниже (5), (6) и составлена с учетом гиперболической функции расхода воздуха [3]:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{p}_1 &= \frac{E}{V_1} \left[\mu_{кр} f_{кр} p_p \frac{p_p - p_1}{B p_p - p_1} - \mu_1 f_1 p_1 \frac{p_1 - p_{ц}}{B p_1 - p_{ц}} - \right. \\ &\quad \left. - \mu_2 f_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} \right]; \\ \dot{p}_2 &= \frac{E}{V_2} \mu_2 f_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2}; \\ \dot{p}_{ц} &= \frac{1}{V_{ц0} + F_{ц} z_{ц}} \left(E p_1 \frac{p_1 - p_{ц}}{B p_1 - p_{ц}} \mu_1 f_1 - k F_{ц} p_{ц} \dot{z}_{ц} \right). \end{aligned} \right. \quad (5)$$

При отгормаживании

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{p}_{ц} &= - \frac{1}{V_{ц0} + F_{ц} z_{ц}} \left(E p_{ц} \frac{p_{ц} - p_1}{B p_{ц} - p_1} \mu_1 f_1 + k F_{ц} p_{ц} \dot{z}_{ц} \right); \\ \dot{p}_2 &= - \frac{E}{V_2} \mu_3 f_3 p_2 \frac{p_2 - p_1}{B p_2 - p_1}; \\ \dot{p}_1 &= \frac{E}{V_1} \left[\mu_1 f_1 p_3 \frac{p_3 - p_1}{B p_3 - p_1} + \mu_2 f_2 p_2 \frac{p_2 - p_1}{B p_2 - p_1} - \right. \\ &\quad \left. - \mu_{кр} f_{кр} p_1 \frac{p_1 - p_{ат}}{B p_1 - p_{ат}} \right], \end{aligned} \right. \quad (6)$$

где p_1, p_2, p_3, p_p - давление сжатого воздуха; $\mu_i f_i$ - пропускные способности; V_i - объем; $z_{ц}$ - перемещение нажимного диска; $p_{ат}$ - атмосферное давление; $V_{ц0}$ - начальный объем цилиндра; $F_{ц}$ - площадь поршня.

Приведенные выше уравнения решались численным методом интегрирования. В результате получены динамические характеристики и установлено, что от соотношения активных площадей диафрагм зависит характер нарастания давления в емкости. Например, при $F_2 \geq F_1$ клапан может полностью открыться, хотя шток не переместился на максимальную величину.

Кроме этого, на динамику пневмопривода большое влияние оказывает проходное сечение f_2 канала, идущего в полость 6 (рис. 1). Так, при недостаточном проходном сечении ($f_2 \leq 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$) шток 2 может вернуться в исходное положение, а отгормаживание еще не будет наступать, поскольку $p_2 > p_1$ и удерживает клапан 4 в открытом положении. Поэтому необходимо выбирать $f_2 > 4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$.

Проводились экспериментальные и теоретические исследования пневматического привода управления тормозами тракторного поезда в составе трактора МТЗ-80, оборудованного опытным пневмокраном, и прицепа 2ПТС-4, работающего как по однопроводной, так и по двухпроводной схемам. Из полученных статических и динамических характеристик (рис. 2) следует, что привод

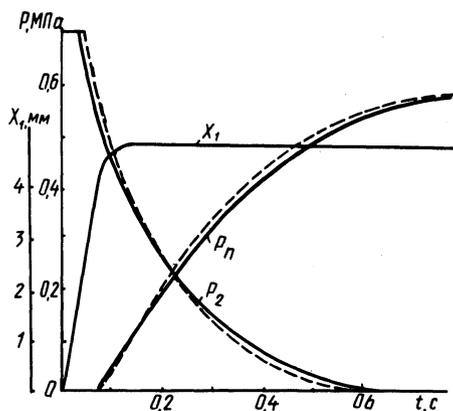


Рис. 2. Динамические характеристики пневмопривода при торможении тракторного поезда:

— — — расчетные кривые, — — — экспериментальные кривые; X_1 — перемещение штока; p_p — давление в тормозных камерах задней оси прицепа; p_2 — давление в полости б (рис. 1).

удовлетворяет существующим требованиям в части быстродействия и усилия на тормозной педали. Так, максимальное сопротивление перемещению тормозной педали не превышало 160 Н, а время срабатывания двухзвенного тракторного поезда при однопроводном приводе тормозов составило 0,58 с, при этом установлено, что математические модели с точностью 8–10% адекватно отражают реальные процессы, происходящие в тормозной системе.

Л и т е р а т у р а

1. ГОСТ 12.2.019-76. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные: Общие требования безопасности. Срок действия с 1.01.77, с. 8–9. 2. А. с. 674947 (СССР). Тормозной кран / Е.Н.Козлов, А.М.Расолько, Ю.И.Марков и др. — Оpubл. в Б. И., 1979, № 27. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980, с. 38–44.

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Система автоматического переключения передач (САПП) охватывает дизельный двигатель с собственной замкнутой системой автоматического регулирования частоты вращения (САР ЧВ) и гидроуправляемую коробку передач, наиболее приспособленную для применения САПП.

При создании тракторных САПП и определении их параметров необходимо исключить нежелательные режимы – звонковые переключения. Эти режимы могут быть по следующим основным причинам: а) мгновенные реагирования САПП на случайные изменения нагрузки; б) неоптимальная установка пороговых значений информационных переменных при переключениях передач; в) реагирования САПП на изменения нагрузки после переключения передач.

Значения крутящих моментов при переключениях передач и работе двигателя на внешней характеристике определяются решением системы уравнений, учитывающей необходимость реализации максимальной мощности двигателя и исключения звонковых переключений

$$\left. \begin{aligned} \omega_{р.в} M_{р.в} &= \omega_{к.н} M_{к.н}; \\ \frac{M_{к.н}}{M_{р.в}} &= k_{зв} q, \end{aligned} \right\}$$

а на частичных скоростных режимах – учитывающей необходимость работы двигателя с минимальным удельным расходом топлива и исключения звонковых переключений

$$\left. \begin{aligned} M_{пр.в} &= M_{дв.эк} - \frac{k_{зв}(q-1)M_{пр.н}}{2}; \\ \frac{M_{пр.н}}{M_{пр.в}} &= k_{зв} q, \end{aligned} \right\}$$

где $M_{р.в}$; $M_{пр.в}$; $M_{р.н}$; $M_{пр.н}$ – значения крутящих моментов при включениях смежных высших и низших передач при работе двигателя на внешней и частичных характеристиках; $\omega_{р.в}$; $\omega_{р.н}$ – значения частот вращения при переключениях передач; $k_{зв}$ – коэффициент запаса, предотвращающий звонковые переключения, наблюдаемые при неоптимальной установке порогов переключений

передач; $M_{\text{дв.эк}}$ – крутящий момент двигателя, соответствующий минимальному удельному расходу топлива; q – знаменатель геометрического ряда КПП.

Звонковые режимы, зависящие от изменений нагрузки после переключений передач и от мгновенного реагирования САПП на случайные изменения нагрузки, целесообразно предотвращать созданием систем соответственно блокирующих обратные переключения до завершения переходных процессов трансмиссии и двигателя с САР ЧВ и снабженных фильтрами для сглаживания пульсаций высокочастотных составляющих входных (информационных) сигналов.

С увеличением значения коэффициента $k_{\text{эв}}$ вероятность любых звонковых переключений уменьшается до нуля. При этом повышается расход топлива, так как двигатель может работать с нагрузкой, значительно отличающейся от $M_{\text{дв.эк}}$.

В статье рассмотрены методические основы и результаты исследований по определению высшей частоты изменения нагрузки, на которую могла бы реагировать САПП. Значение этой частоты играет важную роль при определении параметров фильтров входных сигналов. С этой целью был выполнен комплекс расчетно-экспериментальных исследований по изучению собственных частот продольных колебаний трактора, по анализу статистических оценок, характеризующих работу двигателя на различных сельскохозяйственных операциях и при разных условиях работы.

Для определения собственной частоты продольных колебаний трактора использовали с некоторыми уточнениями методику Н.Н.Яценко и В.С.Щуплякова [1]. Чтобы создать средний уровень нагрузки в трансмиссии, трактор с включенной передачей и заблокированным коленчатым валом двигателя устанавливался на наклонную площадку. Параметры колебательного процесса изучались при резком сбросе нагружающего усилия.

Поскольку основными информационными переменными САПП являются величины, характеризующие с достаточной точностью энергетическое состояние двигателя (крутящий момент, частота вращения или другие величины, которые посредством функциональных зависимостей приводятся к указанным), то для изучения характера изменения этих информационных переменных при работе трактора в эксплуатационных условиях было проведено гензометрирование и статистический анализ крутящего момента на валу муфты сцепления, частоты вращения двигателя и положения рейки топливного насоса. Полученные оценки статистических характеристик корреляционных функций и спектральных плотностей позволили провести анализ во временной и частотной областях.

Результаты изучения продольных колебаний трактора подтвердили наличие двух режимов в нелинейном колебательном процессе: В - с одним срывом за период колебания (при разгрузке происходит раскрытие люфтов и снова закрутка в направлении действия крутящего момента); С - без срывов (колебания около смешенного положения статического равновесия) [2].

Продольные колебания трактора вызывают совпадающие с ними по фазе колебания крутящего момента, период колебательно-го процесса существенно зависит от его режима и практически не зависит от включенной передачи. В режиме, характерном для работы трактора под нагрузкой, математическое ожидание периода равно 0,49 с.

При вычислении оценок нормированных корреляционных функций использовали метод фильтрации исходных реализаций [3]. Сглаженные оценки спектральных плотностей вычисляли путем преобразования оценок корреляционных функций методом численного интегрирования на ЦВМ. Анализ сглаженных оценок спектральных плотностей крутящего момента для пахотного и транспортного агрегатов показал, что основная доля дисперсии крутящего момента приходится на диапазон частот $4-19 \text{ с}^{-1}$, максимумы находятся в диапазоне $12-15,6 \text{ с}^{-1}$, т. е. вблизи собственной частоты продольных колебаний трактора. Логарифмический масштаб оси ординат позволяет строить достоверные интервалы этих оценок на любой частоте, откладывая около выборочной спектральной оценки один и тот же отрезок [4].

Результаты экспериментов, полученные другими исследователями, также свидетельствуют о наличии узкого диапазона частот, на который приходится основная доля дисперсии крутящего момента. Например, в работах [5,6] приведен этот диапазон частот. Поэтому можно сделать вывод, что основной причиной, вызывающей изменение крутящих моментов на валах трансмиссии, являются динамические параметры трактора, обуславливающие его чувствительность на этих частотах.

Из графиков оценок нормированных корреляционных функций (рис. 1, а) следует, что характер изменения корреляционной связи для всех процессов (уменьшение корреляции и наличие периодических составляющих) практически одинаков.

Графики оценок взаимных нормированных корреляционных функций (рис. 1, б) показывают, что максимумы для связей крутящего момента и частоты вращения, крутящего момента и положения рейки топливного насоса соответствуют одному и тому же значению аргумента (0,17 с), а максимум оценки для частоты вращения и положения рейки топливного насоса имеет место при $\theta = -0,06 \text{ с}$. Таким образом, колебания крутящего мо-

мента вызывают изменения частоты вращения двигателя и положения рейки топливного насоса с задержкой 0,17 с, а колебания частоты вращения вызывают изменения положения рейки практически без фазового сдвига.

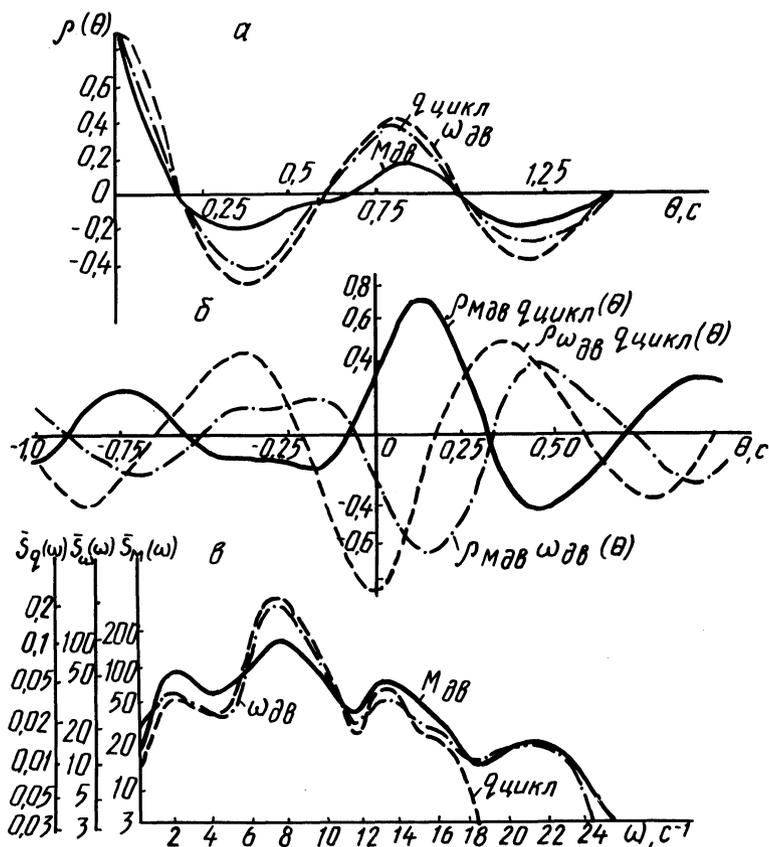


Рис. 1. Статистические оценки информационных переменных $M_{дв}$, $\omega_{дв}$ и, $q_{цикл}$.

Анализ оценок спектральных плотностей (рис. 1, в) показывает, что частоты при локальных максимумах практически совпадают, однако в диапазоне $4-10 \text{ с}^{-1}$ ошутимо различие между значениями этих оценок. Это объясняется наличием экстремума амплитудно-частотной характеристики системы (двигатель — регулятор — топливный насос) на этих частотах [6].

Таким образом, максимумы оценок спектральных плотностей в диапазоне частот $12-15,6 \text{ с}^{-1}$ объясняются собственной частотой продольных колебаний трактора, а в диапазоне $4-8 \text{ с}^{-1}$ —

наличием экстремума амплитудно-частотной характеристики двигателя.

Следовательно, в случае переключения передач с частотами выше 4 с^{-1} (0,64 Гц) создаются резонансные явления трактора как динамической системы в одном из рассмотренных диапазонов частот. Поэтому САПП тракторов МТЗ не должна реагировать на частоты выше 4 с^{-1} , период которых меньше 1,5–2 с.

Выводы. Основная доля дисперсии крутящего момента приходится на частоты, совпадающие с собственной частотой продольных колебаний трактора и динамической системы двигатель-регулятор – топливный насос.

Параметры фильтров входных сигналов необходимо выбирать так, чтобы САПП не переключала передачи с частотой выше 4 с^{-1} .

Л и т е р а т у р а

1. Яценко Н.Н., Шупляков В.С. Нагруженность трансмиссии и ровность дороги. – М., 1967. – 164 с.
2. Вульфсон М.Н. Учет гистерезисной характеристики зубчатой передачи при аналитическом исследовании нелинейных колебаний валопроводов. – В кн.: Зубчатые и червячные передачи. М., 1974, с. 302–316.
3. Нагорский И.С., Москаленко В.А. Вычисление корреляционных функций рабочих процессов мобильных сельскохозяйственных агрегатов на малых ЭВМ. – В кн.: Труды / ЦНИИМЭСХ. Минск, 1974, т. 11, с. 212–228.
4. Дженкинс Г., Ваттс Д. Спектральный анализ и его приложения. – М., 1971, вып. 1. – 316 с; 1972, вып. 2. – 287 с.
5. Морозов А.Х. Основы теории скоростных режимов машинно-тракторных агрегатов: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Волгоград, 1972. – 42 с.
6. Яскорский Г.В. Факторы, определяющие оптимальную степень загрузки тракторного двигателя, и вероятностные методы их оценки. – Труды / ГОСНИТИ. М., 1969, т. 23, с. 47–54.

УДК 629.114

В.А.Шестакович (БПИ)

К ВОПРОСУ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ВКЛЮЧЕНИЯ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Продолжительность включения муфты сцепления транспортных машин в большой степени влияет на характер протекания переходного процесса – трогания и разгона мобильной машины. Одна-

ко в технической литературе вопрос о влиянии продолжительности включения муфты сцепления на эксплуатационные показатели сельскохозяйственных машин-агрегатов раскрыт недостаточно.

МТА – система многомассовая. Анализируя поступательное движение, выделяют такие основные массы, как двигатель, трансмиссия, остов трактора, сельскохозяйственное орудие. Двигатель и трансмиссия создают инерционные моменты вследствие неравномерного вращательного движения, а остов и сельхозорудие – инерционные силы из-за неравномерного поступательного движения.

Известно, что для работы трактора с неустановившейся нагрузкой характерны переходные динамические процессы в системе или колебания. Такие процессы могут происходить как следствие резкого нарушения баланса крутящего момента двигателя и момента сопротивления, поэтому они являются нестационарными.

Особую сложность, с этой точки зрения, вызывают разгон сельхозагрегатов, имеющих значительные маховые массы и момент сопротивления движения агрегата. Процесс разгона МТА подразделяется на трогание с места и последующий разгон. Трогание происходит в период буксования муфты сцепления. После выравнивания угловых скоростей ведомого и ведущего валов муфты сцепления наступает разгон агрегата. Для улучшения характера протекания процесса трогания и разгона МТА до заданной скорости применяют различные способы управления: использование передач с переключением их под нагрузкой, поэтапный разгон вращающихся и поступательно движущихся масс, использование прогрессивных трансмиссий с гидродинамическими и гидростатическими передачами.

Зависимость показателей разгона трактора от темпа включения муфты показывает, что наибольшее влияние продолжительность включения муфты оказывает на коэффициент перегрузки трансмиссии. Увеличение продолжительности включения муфты приводит также к уменьшению значения требуемого резерва мощности на разгон, увеличению затрат времени на разгон. Но при этом возрастает работа буксования муфты сцепления и подгорание фрикционных элементов. Сокращение времени на включение муфты сцепления приводит к возрастанию динамических нагрузок в приводе, возможной остановке двигателя. Резкое включение муфты и значительный момент сопротивления вызывают нарушение продольной устойчивости агрегата.

В связи с наметившейся тенденцией увеличения рабочих скоростей выбор продолжительности включения муфты сцепления приобретает особую актуальность.

Испытания экспериментальной установки в составе трактора МТЗ-80 и загрузочного устройства на торфяных почвах показали, что с уменьшением продолжительности включения муфты сцепления происходит также перераспределение нагрузки по осям трактора, изменяется темп приложения нагрузки на опорную поверхность [1]. При продолжительности включения муфты 0,3 с наблюдается кратковременная разгрузка передней оси. Повышение темпа включения приводит к сокращению до 20% времени разгона за счет интенсификации процесса от 3,7 до 3,0 с на VII передаче и от 2,8 до 2,0 с на V передаче. При этом среднее ускорение в процессе разгона увеличивается на этих передачах до 17-20% при нормальной продолжительности 1,5 с включения муфты. Это объясняется тем, что возникающие во время разгона силы инерции движущихся масс при быстром включении муфты достигают больших значений. Так, эксперимент показал, что трактор-макет МТЗ-80 на V-VII передачах при темпе включения 3,0 с развивает максимальное продольное ускорение 4-4,5 м/с² (рис. 1).

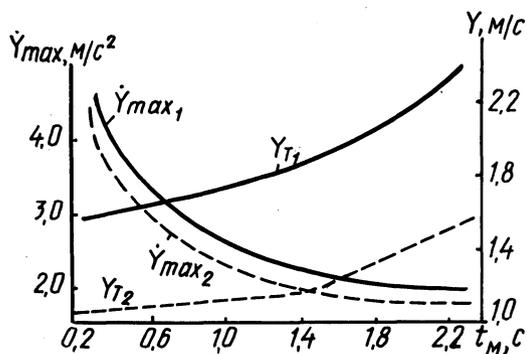


Рис. 1. Зависимость максимального продольного ускорения (\dot{Y}_{max}) навесного агрегата и теоретической скорости (Y_T) за первый период в функции темпа включения муфты сцепления Y_{T1} , \dot{Y}_{max1} — VII передача, Y_{T2} , \dot{Y}_{max2} — V передача.

Средние значения ускорения за разгон и буксование при темпе 0,3 и 1,5 с могут отличаться на V передаче соответственно на 17-45 и 10%, а их абсолютные значения в большей мере определяются моментом сопротивления. Наибольшие моменты на полуосях трактора совпадают по времени с максимальной разгрузкой передней оси и наибольшими значениями ускорения. В дальнейшем момент уменьшается до установившегося значения, соответствующего движению трактора с рабочей скоростью. Увеличение моментов на полуосях трактора при ускоренном движении вызывается дополнительным сопротивлением от сил инерции агрегата. При возрастании темпа включения максимальное значение моментов растет (рис. 2). С повышением момента сопротивления агрегата и на высших передачах максимальный момент

быстро достигает расчетного значения по сцеплению или повышает его на 10–15%.

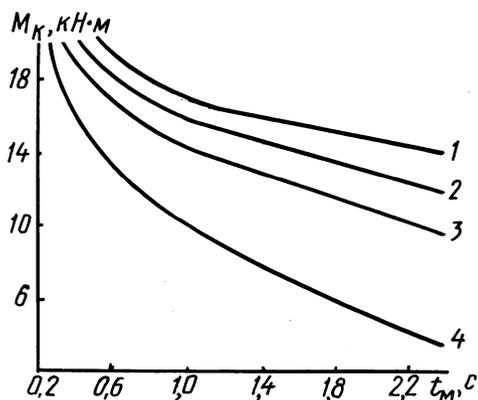
При резких включениях муфты момент сцепления двигателя с почвой становится больше в результате перераспределения реакций по осям трактора и повышения коэффициента сцепления, обусловленного значительным буксованием во время разгона двигателя.

Увеличение наибольшего момента на полуосях трактора во время переходного процесса по сравнению с установившимся значением характеризуется коэффициентом динамичности. Наибольшее значение коэффициента динамичности наблюдается во время разгона агрегата на рабочих передачах при быстром включении муфты сцепления (табл. 1) [2].

Из вышесказанного следует, что интенсивное изменение показателей процесса разгона происходит при уменьшении продолжительности включения муфты сцепления с 1,5 до 0,3 с и вызывает значительные инерционные нагрузки на агрегат. Это приводит к большим динамическим нагрузкам на узлы агрегата и

Рис. 2. Зависимость максимального момента M_K на полуосях трактора от темпа включения муфты сцепления:

1 – 12,3 кН·м; 2 – 8,5 кН·м; 3 – 6,0 кН·м; 4 – 2,5 кН·м.



возможной кратковременной разгрузке передней оси. Продолжительность включения более 1,5 с вызывает увеличение времени и пути разгона агрегата. В этой связи можно рекомендовать оптимальный темп включения муфты сцепления, равный 1,2–1,5 с для различных условий эксплуатации. Чтобы достичь регламентированного темпа включения муфты сцепления, целесообразно устанавливать специальные устройства.

Например, в систему включения сцепления машины для внесения минеральных удобрений МВУ–30 ввели устройство, обеспечивающее плавное регламентированное включение муфты сцепления [2]. Наблюдения показали, что при работе этих машин в тяжелых почвенных условиях, например при подкормке озимых на

Таблица 1

Суммарный момент на полуосях трактора M_k
и разгрузка передней оси ΔY_{Π}

Передача	Темп 0,3 с		Темп 1,5 с	
	M_k , кН·м	ΔY_{Π} , кН	M_k , кН·м	Y_{Π} , кН
III	22,3	7,9	19,6	6,3
IV	22,1	8,5	20,1	6,4
V	24,3	8,9	21,4	6,5
VI	24,4	9,8	21,8	6,6
VII	-	-	22,1	6,6
IX	-	-	22,2	6,6

переувлажненных почвах, когда продолжительность включения муфты сцепления меньше 1,5 с, из-за резких изменений поступательной скорости имеют место случаи срыва колесами опорной обрабатываемой поверхности вместе с корневой системой озимых, что приводит к значительным (до 7–8 ц/га) потерям урожая. Такое явление устраняется путем плавного подведения крутящего момента к ведущим колесам, благодаря использованию упомянутого устройства.

Описываемые системы позволяют получать регламентированную продолжительность разгона машины, обеспечивая плавный подвод момента к колесам, что приведет к уменьшению повреждаемости растений при разгоне, снижению динамических нагрузок в трансмиссии, улучшению продольной устойчивости транспортного средства, а также уменьшит непроизводительные затраты горюче-смазочных материалов [3], повысит производительность сельскохозяйственных машин.

Л и т е р а т у р а

1. Бобровник А.И. Исследование эксплуатационных качеств машинно-тракторного агрегата с трактором класса 14 кН при неустановившемся движении на мелиорированных почвах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1979. – 21 с. 2. А. с. 880798 (СССР). Система управления сцеплением транспортного средства / А.М.Бобровник, В.Н.Кондратьев, С.Г.Кокин. – Опубл. в Б. И., 1981, № 42. 3. Андриков Н.Е., Шестакович В.А., Талалова Т.М. К расчету затрат на горюче-смазочные материалы при оптимизации и прогнозировании основных параметров машинно-тракторных агрегатов. – В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 91–94.

А.Т.Скойбеда, д-р техн. наук,
А.А.Шавель, канд.техн.наук (БПИ)

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКИ ВКЛЮЧАЕМЫХ МЕЖОСЕВЫХ ПРИВодОВ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Чтобы автоматически отключался передний ведущий мост, в приводах колес тракторов "Беларусь" вводят кинематическое несоответствие $K_{\text{НП}}$, которое для существующих конструкций муфт свободного хода (МСХ) устанавливают в пределах 5–8%. Наличие такого $K_{\text{НП}}$ вызывает недоиспользование тяговых возможностей переднего моста. Уменьшение $K_{\text{НП}}$ в приводе колес позволяет повысить тяговый КПД трактора, улучшить его управляемость. Однако снижать $K_{\text{НП}}$ при существующих конструкциях МСХ нецелесообразно во избежание их частого включения и выключения при движении по неровной дороге, что сопровождается резким нарастанием нагрузки в приводе колес переднего моста.

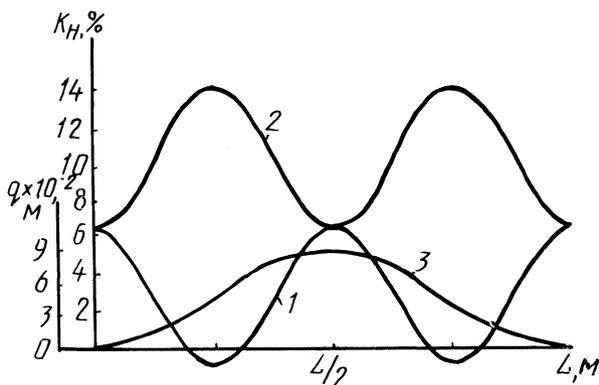


Рис. 1. Изменение $K_{\text{Н}}$ в приводе колес трактора при переезде единичной неровности:
1 — на неровности задние колеса; 2 — на неровности передние колеса; 3 — график единичной неровности, описываемой уравнением.

Рассмотрим, как изменяются основные кинематические параметры в приводе колес трактора при переезде единичной неровности (рис. 1), описываемой уравнением

$$q = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L} S \right). \quad (1)$$

Для определения текущих значений кинематического несоответствия (K_H) предложена зависимость

$$K_H = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (2)$$

где $\omega_{1,2}$ - угловая скорость соответственно ведомого и ведущего элементов при разомкнутом межосевом приводе.

На основании зависимости (2) получены выражения для определения K_H при переезде трактором единичной неровности, описываемой выражением (1).

При наезде на неровность задних колес

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\frac{2\pi}{L} S\right)}. \quad (3)$$

При движении по неровности передних колес

$$K_H = \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\frac{2\pi}{L} S\right)} - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2}. \quad (4)$$

В общем случае, когда оба колеса движутся по неровной дороге,

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left[\frac{2\pi}{L} (S + S_0)\right]}{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left[\frac{2\pi}{L} (S + L_T + S_0)\right]}}. \quad (5)$$

Если за аргумент принять время, то

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\frac{2\pi}{t_0} t + \varphi_0\right)}{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\varphi + \frac{2\pi}{t_0} t + \varphi_0\right)}}. \quad (6)$$

При движении трактора по дороге, профиль которой изменяется по случайному закону,

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{\frac{v^2 + [q^1(t)]^2}{v^2 + [q^1(t + \Delta t)]^2}}. \quad (7)$$

При движении на повороте

$$K_H^\alpha = 1 + (K_H - 1) \cos \alpha, \quad (8)$$

где L - длина неровности; $2q_0$ - высота неровности; S - текущее значение пройденного в горизонтальном направлении пути; q - текущее значение высоты неровности; $i_{1,2}$ - передаточные числа от колес трактора до раздаточного устройства; $r_{1,2}$ - радиусы качения колес трактора; v - скорость движения трактора; L_T - база трактора; $t_0 = \frac{L}{v}$ - время переезда одной неровности; $\varphi_0 = \frac{2\pi}{L} S_0$ - начальная фаза движения; $\Delta t = \frac{L_T}{v}$, $\varphi = \frac{2\pi}{L} L_T$ - сдвиг по фазе между возмущениями под передним и задним ко-

лесами трактора; q^1 – производная от профиля неровности по времени; α – угол поворота управляемых колес трактора.

Из полученных выражений для K_H (3)–(8) следует, что кинематическое несоответствие в приводе колес зависит от параметров неровностей, от начальной фазы движения и сдвига по фазе, а также от скорости движения.

Расчет, выполненный по формулам (3) и (4) (рис. 1), показал, что при $i_1 = 11,63$, $i_2 = 18,13$, $r_1 = 0,45$ м, $r_2 = 0,75$ м; $L = 0,7$ м; $q_0 = 0,045$ м, при переезде неровности передними колесами K_H изменяется от 6,5% до 14,3%, а задними колесами от +6,5% до -0,8%. То есть при переезде неровности задними колесами K_H имеет отрицательное значение ($\omega_2 > \omega_1$). При наличии в межосевом приводе муфты свободного хода (МСХ) в этом случае может произойти ее замыкание. Угол относительно поворота ведомого и ведущего элементов МСХ, при котором произойдет ее замыкание, определяем по зависимости

$$\varphi \Big|_{t_1}^{t_2} = \omega_1 t \Big|_{t_1}^{t_2} - \frac{i_2 L}{2\pi r_2} \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{1 + p^2 \sin^2 x} dx, \quad (9)$$

где $p = \frac{2\pi q_0}{L}$; $x = \frac{2\pi v}{L} t$; $t_1 = \frac{L}{2\pi v} x_1$; $t_2 = \frac{L}{2v}$; $x_2 = \pi$;

$$x_1 = \arcsin\left(\frac{L}{2\pi q_0 i_2 r_1} \sqrt{(i_1 r_2)^2 - (i_2 r_1)^2}\right).$$

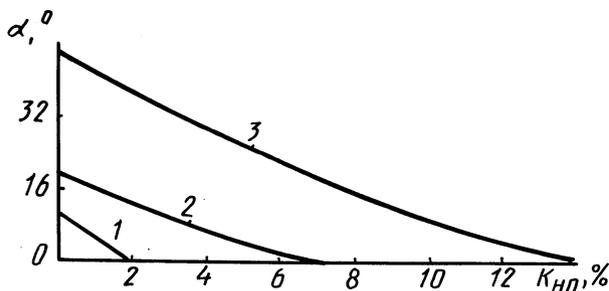


Рис. 2. Изменение угла относительного поворота ведомого и ведущего элементов межосевого привода при переезде единичной неровности:

1 – $L_2/q_1 = 31,1$; 2 – $L_1/q_2 = 15,5$; 3 – $L_1/q_2 = 10$; $L_1 = 0,7$; $L_2 = 1,4$ м; $q_1 = 0,045$ м; $q_2 = 0,07$ м.

В случае, когда значение конструктивного φ будет больше абсолютного значения угла, полученного по формуле (9), при переезде неровности замыкание МСХ не произойдет.

Исследования показали (рис. 2), что для исключения случайных замыканий МСХ необходимо увеличить угол относительного проворота ведомого и ведущего элементов до замыкания муфты. В то же время предотвратить заклинивание муфты можно и путем увеличения $K_{\text{нп}}$, что нежелательно, поскольку это приведет к недоиспользованию тяговых возможностей дополнительного моста.

Выводы. При переезде единичных неровностей угловые перемещения ведомого и ведущего элементов МСХ в разомкнутом ее состоянии достигают больших значений. Предохранить привод от случайных включений с помощью механических систем (роликовые, храповые и другие МСХ) при сохранении эффективности переднего моста не представляется возможным.

В связи с этим необходимо разработать принципиально новые конструкции приводов, позволяющих регулировать время их включения и выключения.

УДК 629.113:621.735.2

И.Г.Добровольский, канд.техн.наук,
А.В.Степаненко, д-р техн.наук (БПИ),
В.Ш.Петренко (МПКТИ)

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ВЕДОМЫХ ДИСКОВ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ

Практика рядовой эксплуатации тракторов показывает, что ведомые диски муфт сцепления, работающие в условиях трения, имеют низкий ресурс работоспособности. На устранение последствий их отказа требуются значительные трудозатраты, связанные с частичной разборкой трактора. Так, экономические потери при замене ведомых дисков СМД14-21с6 муфты сцепления трактора ДТ-75 составляют около 46 руб. с учетом простоя машинно-тракторного агрегата.

Исследованиями, проведенными ведущими организациями страны (НАТИ и ГОСНИТИ), установлено, что износостойкость ведомых дисков муфт сцепления зависит от значений их биения и коробления. Остаточная деформация дисков приводит к уменьшению их "эффективной" поверхности контакта с ведущими дисками, увеличению удельных нагрузок на накладки и, соответственно, перегреву, ускоренному истиранию и выходу из строя последних [1].

Поэтому одно из требований, предъявляемых к ведомым дис-

кам муфт сцепления, – обеспечение при их изготовлении минимальных регламентированных значений биения и коробления.

Существующая технология изготовления ведомых дисков, включающая вырубку стального полотна диска, прикрепление накладок, клепку диска со ступицей и ручную правку в сборе, приводит к возникновению значительной остаточной деформации и не обеспечивает получение ведомых дисков с биением, меньшим 0,8 мм, и короблением ниже 0,5 мм.

Статистический анализ технологии изготовления показывает, что определяющую роль в появлении остаточной деформации играют напряжения, возникающие при клепке диска со ступицей. В связи с этим проведены изыскания более совершенного технологического процесса, который обеспечивает повышение эксплуатационных свойств при уменьшении биения и коробления ведомых дисков муфт сцепления.

Разработанный новый способ правки [2] деталей типа дисков позволил повысить точность изготовления при гарантированном снятии зональных остаточных напряжений в материале диска (рис. 1). Сущность способа заключается в том, что правку ди-

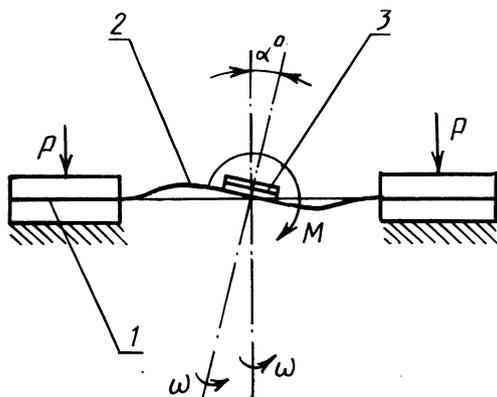


Рис. 1. Схема ротационного способа правки деталей типа дисков.

сков ведут путем вытеснения остаточной деформации (коробления, биения) из области фрикционных накладок 1 в промежуточную упругопластическую зону 2 между фрикционными накладками и ступицей 3. При этом стальное полотно диска защемлено по двум контурам: внешнему (область фрикционных накладок) и внутреннему (область ступицы) – и испытывает поворот под действием момента M , изменяющегося за период правки от максимальной величины, при которой в материале диска протекают упругопластические деформации, до минимальной – близкой к нулю. Одновременно происходит ротационное перемещение создаваемого поля напряжений (деформаций).

Использование описанного способа ротационной правки в качестве завершающей операции технологического процесса изготовления обеспечивает получение ведомых дисков с биением 0,2–0,8 мм и короблением 0,15–0,5 мм.

Проведенные совместно с ОКТБ по муфтам сцепления (г. Чебоксары) стендовые испытания позволили установить количественное влияние биения и коробления ведомых дисков муфт сцепления на их ресурс. Муфты сцепления с ведомыми дисками, изготовленными по общепринятой и новой технологии, испытывались на инерционном стенде ИКС–Т, работающем в тормозном режиме. Оценка ресурса дисков выполнялась по износу фрикционных накладок на 1 мм.

По результатам стендовых испытаний получены следующие зависимости между значениями остаточной деформации $\epsilon_{\text{ост}}$ и приведенным числом циклов $N_{\text{п}}$, соответствующим износу фрикционных накладок на 1 мм,

$$N_{\text{п}} = 1150 - 457,5\epsilon_{\text{ост}}, \text{ при } \epsilon_{\text{ост}} \leq 1,08 \text{ мм}; \quad (1)$$

$$N_{\text{п}} = 685 - 25\epsilon_{\text{ост}}, \text{ при } \epsilon_{\text{ост}} \geq 1,08 \text{ мм}. \quad (2)$$

Установлено, что с уменьшением величины биения приведенное число циклов возрастает. Следует отметить, что уравнение (1) может быть использовано при нижнем пределе биения 0,15–0,2 мм, так как характер износа ведомых дисков с более ровной поверхностью меняется вследствие изменения кинематики работы муфты сцепления. Увеличение "эффективной" поверхности контакта ведомых дисков свыше критической при уменьшении остаточной деформации приводит к "заклиниванию" ведомого диска на валу муфты сцепления. Причиной этого являются значительные силы трения в соединении "ступица – вал", препятствующие осевому перемещению диска в момент включения муфты.

Проведенные исследования позволяют установить оптимальный диапазон значений биения и коробления ведомых дисков, обеспечивающий наилучшие их эксплуатационные качества. В результате совместной математической обработки кривых нормального распределения значений биения и коробления ведомых дисков до и после правки по новому способу и результатов стендовых испытаний установлено, что надежность муфт сцепления тракторов с ведомыми дисками, имеющими биение и коробление до 0,8 мм, увеличивается в среднем на 30%.

Предложенный способ правки и разработанные установки для его осуществления внедрены на ряде заводов страны. Они с успехом используются и при восстановлении ведомых дисков после их эксплуатации. Экономический эффект от внедрения подобной технологии восстановления составил на Могилевском и Ставро-

польском ремонтных заводах Госкомсельхозтехники СССР
852 тыс. руб.

Л и т е р а т у р а

1. Борисов С.Г., Эглит Н.М. Муфты сцепления тракторов. - М., 1972. - 372 с. 2. А. с. 529872 (СССР). Способ правки деталей типа дисков / В.Е.Антонюк, Р.Е.Игудесман, А.П.Самосейко и др. - Опубл. в Б. И., 1979, № 6.

УДК 629.114.2.011.5 - 752

В.А.Семенов, В.В.Кухаренок, канд. техн. наук,
Р.И.Крживицкий, А.В.Воробьев (МТЗ),
В.М.Круглик, канд. техн. наук (БПИ)

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ ШУМА КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ"

Исследование шума в кабине трактора "Беларусь" и внешнего шума показывает, что главными его источниками наряду с двигателем являются трансмиссии в частности коробка передач [1].

При исследованиях шума трансмиссии на тракторе, как правило, микрофон устанавливается в ближнем звуковом поле, непосредственно возле корпуса коробки передач и при движении трактора на различных передачах с разной нагрузкой фиксируются уровни звукового давления. Загрузка осуществляется специальным нагрузочным устройством - динамометрической лабораторией, в которой установлены необходимая аппаратура для контроля режимов работы трактора, измерения и регистрации шума.

Недостаток такого метода в том, что измерительный микрофон воспринимает также шум других источников: двигателя трактора, динамометрической лаборатории, вторичные шумы, возникающие в результате передачи звуковых вибраций различных деталей кабины, облицовки и т. п. Эти факторы сильно влияют на возможность точно определить уровни звукового давления при сравнительных акустических исследованиях различных КП. Если учесть, что на уровень шума трансмиссий весьма влияет качество изготовления валов, шестерен, установка и регулировка подшипников, то возможны случаи, когда вышеперечисленные дополнительные источники шума могут значительно исказить полученные результаты исследований.

Тем не менее только с помощью данного метода возможно определить реальные уровни звукового давления в зоне коробок передач в полевых условиях.

При измерениях шума КП на специальных стендах исключаются дополнительные источники его, которые имеют место при исследованиях непосредственно на тракторе, но появляется необходимость звукоизоляции загрузочных устройств (электрических балансирных машин, двигателей, дополнительных редукторов, карданных валов и т. д.). Кроме того, возникает потребность установки стенда в специальном помещении, выполненном в соответствии с требованиями акустики, или хотя бы в достаточно просторной лаборатории.

Выполнить перечисленные требования весьма сложно, особенно в заводских условиях. Поэтому наиболее приемлемым методом при сравнительных акустических исследованиях коробок передач мы считаем звукоизоляцию микрофона от дополнительных источников, при работе на стенде, с помощью специального звукоизолирующего устройства, показанного на рис. 1 [2]. Предложенное устройство представляет собой металлический кожух, внутренняя часть которого покрыта звукопоглощающим покрытием. Микрофон, подвешенный на пружинах, расположен внутри кожуха. Фланец устройства выполнен с возможностью сопряжения с поверхностью тела (в данном случае коробки передач), создающего акустическое излучение.

При установленном режиме звуковая энергия, проходящая через отверстие в устройстве, равна поглощенной энергии:

$$I_1 S_1 = I_2 \alpha_{\text{ср}} S,$$

где I_1 и I_2 - соответственно интенсивность звука, проходящего через отверстие и внутри устройства; S_1 и S - соответственно площадь отверстия и суммарная площадь внутренней поверхности; $\alpha_{\text{ср}}$ - средний коэффициент звукопоглощения.

Из изложенного следует, что для уменьшения величины тарировочной поправки (т. е. для того чтобы $I_1 \approx I_2$) необходимо обеспечить $S_1 \approx \alpha_{\text{ср}} S$.

Данное равенство довольно просто достигается для высоких частот звукового спектра (1,0-8,0 кГц) с помощью различных звукопоглощающих материалов. Для получения реальных результатов на низких частотах с большой длиной волн необходимо подбирать оптимальный размер входного отверстия, а также применять более сложные звукопоглотители. Кроме того, звукоизолирующие стенки устройств, предохраняющие микрофон от акустических излучений других источников, могут иметь недостаточную эффективность на таких частотах, как 31 и 63 Гц. Поэтому предложено тарировать устройства (рис.1) следующим образом. Установив микрофон на определенном расстоянии от источника шума в свободном звуковом поле, записываем уровень звукового

давления. Затем установив микрофон в предложенное устройство, получаем следующий звуковой спектр. Разность между уровнями звуковых давлений на соответствующих частотах двух полученных спектров может служить поправкой при проведении дальнейших исследований. Для определения эффективности звукоизоляции устройства записывается звуковой спектр с закрытым входным

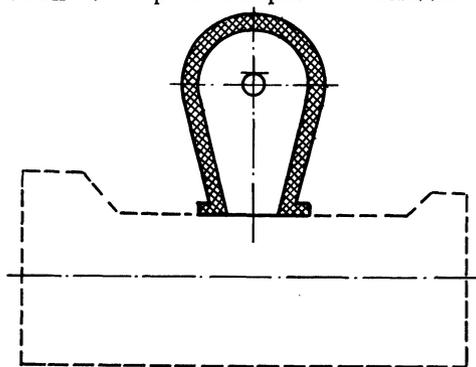


Рис. 1. Устройство для измерения акустического излучения поверхности тела.

отверстием. При сравнении полученных результатов с открытым и закрытым входным отверстием одинаковые данные, как правило, получаются на частотах 31,5 и реже 63 Гц (при проведении исследований желательно исключить дополнительные источники шума на данных частотах).

В случае проведения сравнительных исследований коробок передач, например до и после реализации мероприятий (измененные шестерни, различная частота вращения, влияние изменения нагрузки), характер звукового поля внутри устройства и точность градуировки большого значения не имеют, так как возникающие при этом погрешности измерений проявляются систематически и автоматически учитываются при сравнительном анализе.

С помощью предложенной методики исследования коробок передач тракторов "Беларусь" удалось установить наиболее шумные пары шестерен, влияние качества изготовления шестерен на шум КП, влияние на акустические излучения частоты вращения и нагрузок различных валов и шестерен, а также наметить некоторые пути снижения шума трансмиссий тракторов "Беларусь".

Л и т е р а т у р а

1. Разумовский М.А. Борьба с шумом на тракторах. - Минск, 1973. - 208 с. 2. А. с. 539386 (СССР). Устройство для измерения акустического излучения поверхности тела / В.В.Кухаренок, М.А.Разумовский, Н.Г.Шабуна, В.А.Семенов. - Оpubл. в Б. И., 1976, № 46.

Р.И.Фурунжиев, д-р техн. наук,
Г.А.Ломако (БПИ)

ОПТИМИЗАЦИЯ НА ТЕСТОВОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Колебания динамических объектов под действием возмущающих сил – причина ряда вредных последствий. В частности, для мобильных машин основными из них являются: снижение показателя устойчивости, ухудшение управляемости и увеличение нагрузок как на сами машины, так и на перевозимых людей и грузы. Колебания влияют на все динамические качества машины, поэтому уменьшение колебаний имеет первостепенное значение.

Динамическая устойчивость мобильных машин достигается уменьшением поперечно-угловых колебаний подрессоренной массы с помощью пассивных и активных систем стабилизации [1–6]. Для синтеза системы стабилизации и определения ее оптимальной структуры и параметров прежде всего требуется создать математическую модель объекта. Если объектом стабилизации является многоопорная колесная машина, являющаяся сложной многомерной нелинейной стохастической системой с запаздыванием, то решить подобную задачу с малыми затратами машинного времени не представляется возможным. Чтобы преодолеть эту трудность, следует производить синтез системы стабилизации многомерного объекта последовательно на все более усложняющихся (тестовых) моделях, учитывающих основные степени свободы объекта, нелинейность характеристики, условия функционирования и т. д. Окончательное уточнение производится на многомерной модели. Таким образом, тестовые модели служат для предварительного выбора структуры и принципа действия системы стабилизации и определения субоптимальных параметров систем. В данной работе для изучения системы стабилизации поперечно-угловых колебаний многоопорных колесных машин, подверженных низкочастотным возмущениям, строится тестовая модель объекта и рассчитываются значения параметров системы стабилизации для заданного класса возмущений.

Поперечно-угловые колебания многоопорных колесных машин могут быть изучены на трехмассовой колебательной системе, расчетная схема которой приведена на рис. 1. Систему дифференциальных уравнений, описывающих поперечно-угловые колебания этой модели без учета активных элементов, можно представить в виде [1]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \beta_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \beta_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\ \ddot{\psi} + \lambda_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \lambda_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\ \ddot{y}_1 - \gamma_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + F_{41} + F_{51} &= 0; \\ \ddot{y}_2 - \gamma_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) + F_{42} + F_{52} &= 0, \end{aligned} \right\}$$

с начальными условиями при $t = t_0$

$$x(t_0) = x_0; \dot{x}(t_0) = \dot{x}_0; \psi(t_0) = \psi_0; \dot{\psi}(t_0) = \dot{\psi}_0;$$

$$y_1(t_0) = y_{10}; \dot{y}_1(t_0) = \dot{y}_{10}; y_2(t_0) = y_{20}; \dot{y}_2(t_0) = \dot{y}_{20};$$

$x_0, \dot{x}_0, \psi_0, \dot{\psi}_0, y_{10}, \dot{y}_{10}, y_{20}, \dot{y}_{20}$ - константы.

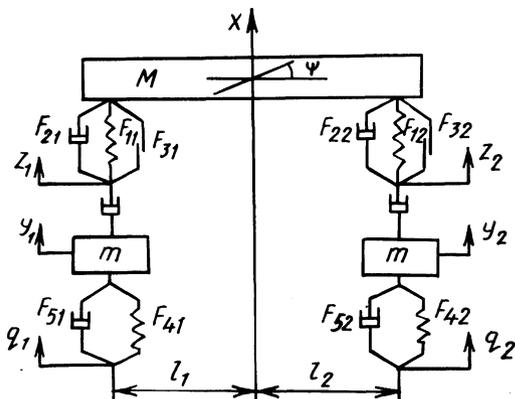


Рис. 1. Расчетная схема трехмассовой колебательной системы с автоматической стабилизацией.

Здесь x, \dot{x}, \ddot{x} - вертикальные перемещение (м), скорость (м/с) и ускорение (м/с²) подрессоренной массы соответственно; $\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$ - угловые перемещение (рад), скорость (1/с) и ускорение (1/с²) подрессоренной массы вокруг оси крена; $y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$ ($i = 1, 2$) - вертикальные перемещение (м), скорость (м/с) и ускорение (м/с²) неподдресоренной массы i -й опоры; M - подрессоренная масса (кг); F_{1i}, F_{2i}, F_{3i} ($i = 1, 2$) - приведенные характеристики упругого элемента, амортизатора и сухого трения i -й опоры (м/с²); F_{4i}, F_{5i} ($i = 1, 2$) - характеристики соответственно радиальных упругих и диссипативных сил шины i -й опоры (м/с²); коэффициенты $\gamma_i, \beta_i, \lambda_i$ ($i = 1, 2$) определяются выражениями:

$$\gamma_i = \frac{M_i}{m_i}; \quad \beta_i = \frac{M_i}{M}; \quad \lambda_i = \frac{\beta_i l_i}{\rho_0^2},$$

где l_i - расстояние от i -й опоры до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена (м); M_i - подрессоренная масса,

приходящаяся на i -ю опору (кг); ρ_0 - радиус инерции подрессоренной массы относительно оси крена (м).

Коэффициенты λ_i учитывают влияние i -й опоры на угловые колебания подрессоренной массы, а β_i характеризуют часть подрессоренной массы, приходящейся на i -ю опору. Характеристики F_{1i} , F_{2i} , F_{3i} , F_{4i} , F_{5i} в зависимости от конкретной системы стабилизации могут иметь тот или иной вид [2, 4].

Описанная выше система виброзащиты способна в определенной мере сгладить колебания подрессоренной массы под действием возмущающих сил. Правильный выбор параметров системы, характеризующих ее жесткость, демпфирующие свойства, во многом определяет эффективность виброзащиты. Такая подвеска является пассивной и не способна эффективно работать при различного рода низкочастотных возмущениях в силу конструктивной ограниченности демпфирующей способности ее элементов. Так, применение слишком "мягкой" подвески технически трудно реализуемо, и, кроме того, при этом ухудшается устойчивость и управляемость машины.

Применение системы виброзащиты с активными элементами позволяет существенно улучшить характеристики этой системы. В зависимости от способа подключения активных элементов к пассивным можно говорить о параллельной или последовательной схемах стабилизации. В данной работе рассматривается случай последовательного соединения пассивной и активной систем.

Рассмотрим особенности реализации активной системы стабилизации при использовании опоры в виде гидропневматического цилиндра. Можно реально говорить о двух способах: первый - использование гидравлической части пассивного упругого элемента, второй - подключение к цилиндру автономного гидравлического исполнительного устройства (сервоцилиндра). Эти способы отличаются друг от друга конструктивным исполнением и по-разному воздействуют на пассивные элементы подвески. В первом случае собственная частота малых колебаний амортизируемой массы является функцией состояния исполнительного устройства системы стабилизации. Во втором случае активная и пассивная системы совершенно независимы. Использование сервоцилиндра требует дополнительных конструктивных изменений подвески в целом. Но, несмотря на это, данный способ позволяет наиболее просто реализовать автоматическую систему стабилизации со следящим гидравлическим приводом и электрической обратной связью. Схема такой системы приведена на рис. 2.

Блок 1 представляет подрессоренную массу мобильной машины (объект стабилизации), на которую действует возмущение q

(через неподрессоренную массу) и стабилизирующее воздействие z_3 . Блок 2 предназначен для формирования сигнала, описывающего состояние объекта стабилизации $U = U(\Psi, \dot{\Psi}, \ddot{\Psi})$. Блок 3 служит для формирования сигнала отработки исполнительного устройства (обратная связь). Блок 4 вырабатывает сигнал рассогласования R , который усиливается и преобразуется в перемещение штока сервоцилиндра z_3 блоками 5, 6 и 7.

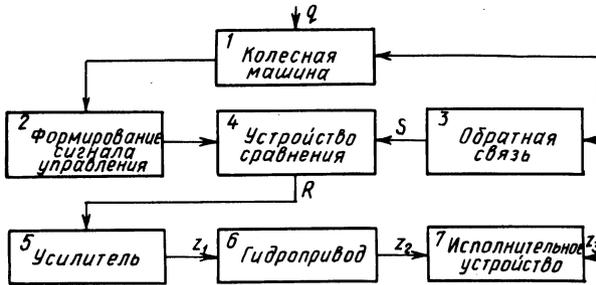


Рис. 2. Функциональная схема системы автоматической стабилизации.

Рассмотренная схема стабилизации была реализована автономным исполнительным активным устройством, работа которого характеризуется параметром z (рис. 1).

Система дифференциальных уравнений, описывающих стабилизированные колебания амортизированной массы, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned}
 \ddot{x} + \beta_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \beta_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\
 \ddot{\Psi} + \lambda_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \lambda_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\
 \dot{y}_1 - \gamma_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + F_{41} + F_{51} &= 0; \\
 \dot{y}_2 - \gamma_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) + F_{42} + F_{52} &= 0; \\
 U &= a_0\Psi + a_1\dot{\Psi}; \\
 S &= b_0z_3 + b_1\dot{z}_3; \\
 R &= U - S; \\
 \bar{R} &= \frac{1}{T_c} \int_{t-\frac{T_c}{2}}^{t+\frac{T_c}{2}} R(t) dt; \\
 T_1\dot{z}_1 + z_1 &= k_1\bar{R}; \\
 T_2\dot{z}_2 + z_2 &= k_2z_1; \\
 T_3\dot{z}_3 + z_3 &= k_3z_2;
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

с начальными условиями при $t = t_0$:

$$x(t_0) = x_0; \dot{x}(t_0) = \dot{x}_0; \psi(t_0) = \psi_0; \dot{\psi}(t_0) = \dot{\psi}_0;$$

$$y_1(t_0) = y_{10}; \dot{y}_1(t_0) = \dot{y}_{10}; y_2(t_0) = y_{20}; \dot{y}_2(t_0) = \dot{y}_{20};$$

$$z_1(t_0) = z_{10}; z_2(t_0) = z_{20}; z_3(t_0) = z_{30}.$$

Здесь a_0, a_1, b_0, b_1 - коэффициенты усиления блоков формирования сигналов состояния объекта и обработки исполнительного устройства; T_c - постоянная времени текущего сглаживания, при котором отфильтровываются в сигнале составляющие с частотой $f \geq f_c$, $f_c = 1/T_c$; $T_1, k_1, T_2, k_2, T_3, k_3$ - параметры гидравлического привода.

В системе (1) аргументы функций F_{11} и F_{12} имеют вид:

$$\Delta_1 = x + l_1 \psi - y_1 - z_{31}; \Delta_2 = x + l_2 \psi - y_2 - z_{32},$$

где $z_{31} = -z_3$, $z_{32} = z_3$.

Для исследования работоспособности и изучения стабилизирующей системы на вход подавались детерминированные возмущения q_1 в виде линейно изменяющегося или гармонического процессов. Тем самым имитировался наезд одного колеса на препятствие.

Для определения параметров системы стабилизации была проведена многопараметрическая оптимизация. Ставилась задача оптимизации вектора параметров A по заданному критерию $W(A)$.

Оптимизация проводилась методами нулевого порядка с помощью диалогового комплекса ЕС-7906 на ЭВМ ЕС-1022. Использовались алгоритмы прямого поиска, покоординатного спуска, деформируемого многогранника и квазиньютоновский с разностной аппроксимацией производных. В качестве критерия системы выбирался квадрат максимального угла отклонения за время наблюдения и оптимизировались параметры системы управления a_0, a_1 и k_3 . Начальная точка выбиралась эмпирически с учетом некоторых конструктивных соображений: $A = (350, 35, 300)$, при этом $W(A) = 0,1143$.

В результате оптимизации удалось критерий качества уменьшить почти в два раза $W(A^*) = 0,0603$ и получить вектор оптимальных параметров $A^* = (395, 75, 370)$.

Для решения задачи синтеза системы стабилизации колебаний мобильных машин разработан пакет программ, включающий следующие модули: пакет тестовых моделей возрастающей сложности; пакет алгоритмов управления; пакет входных возмущений; пакет оптимизационных процедур; пакет критериев качества виброзащиты и стабилизации.

Модули реализованы на алгоритмическом языке ФОРТРАН и включены в состав диалоговой системы анализа и синтеза колебательных систем мобильных машин, разработанной на кафедре кибернетики и вычислительной техники Белорусского политехнического института. Эта система позволяет автоматизировать процесс проектирования стабилизирующих систем, сокращая время и стоимость проектирования и повышая качество принимаемых решений.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. – Минск, 1971, с. 13–30.
2. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Автоматизированное проектирование динамических систем наземных машин. – В кн.: Тез. докл. Всесоюз. конф. "Автоматизация проектных и конструкторских работ". М., 1979, с. 104–105.
3. Фурунжиев Р.И. Вычислительная техника и ее применение. – Минск, 1975, с. 355–371.
4. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. – Минск, 1977, с. 9–30.
5. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Пакет прикладных программ автоматизации проектирования системы стабилизации многоопорных машин. – В сб.: Автоматизация поискового конструирования. Горький, 1979, с. 179–188.
6. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Исследование динамики систем стабилизации поперечно-угловых колебаний многоопорной мобильной машины на цифровой модели. – В сб.: Динамика и колебания механических систем. Иваново, 1979, с. 56–62.

УДК 629.114.2.001.4:624.042.8

Р.И.Фурунжиев, д-р техн.наук,
В.В.Напрасников (БПИ)

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ДЕФОРМАЦИЙ КАБИН КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ

Расчет безопасной конструкции кабины – одна из главных задач конструкторов современных тракторов. Защитные свойства кабины регламентируются ГОСТ 7057–73, но конструктор часто не может ждать результатов заводских испытаний, так как современные средства предполагают автоматизированное проектирование непрерывным [1]. Возникает необходимость создать методику численного моделирования поведения кабины трактора при ударных нагрузках, позволяющую на стадии проектирования

получить информацию, которая даст возможность судить о безопасности кабины, не проводя дорогостоящих натуральных экспериментов.

В применяемой в настоящее время методике расчета кабины трактора [2] используются следующие упрощающие предположения: каркас кабины представляется набором плоских рам; каждая плоская рама рассчитывается на нагрузку, действующую только в плоскости рамы; задача динамики заменяется статической задачей, решаемой на основе метода пошагового нагружения. При расчете кабины трактора, когда необходимо учитывать пространственный характер конструкции, из-за указанных упрощений данная методика не дает эффекта.

В настоящей статье описывается методика, свободная от упоминаемых недостатков и позволяющая рассчитывать кабину колесных машин с учетом реальных особенностей геометрии конструкции как на статические, так и на динамические (в частности, на ударные) нагрузки в упругопластической постановке.

Динамика работы несущей конструкции кабины колесных машин при опрокидывании может быть описана с помощью системы дифференциальных уравнений метода конечных элементов [3]:

$$[K]U + [C]\dot{U} + [M]\ddot{U} = F(t) \quad (1)$$

с начальными условиями при $t = t_0$

$$U(t_0) = U_0, \quad \dot{U}(t_0) = V_0. \quad (2)$$

Здесь $[K]$, $[C]$, $[M]$ — соответственно матрицы жесткости; демпфирования и масс конструкции; $F(t)$ — вектор внешних возмущений. Задачи (1) — (2) можно решать различными способами. Но в случае быстротекающих процессов (например, таких, как удар) или при нелинейном характере поведения конструкции предпочтительнее метод Вильсона [3]. При этом задача (1) — (2) сводится к решению на каждом шаге по времени системы линейных алгебраических уравнений, обладающих симметричной и ленточной матрицей. Задача об ударе ставится как задача динамики с начальными и граничными условиями для конструкции кабины с присоединением массы ударяющего груза. Численно это реализуется добавлением на главную диагональ матрицы масс $[M]$ конструкции значения, равного массе ударяющего груза по степени свободы, в направлении которой наносится удар.

По найденному вектору перемещений определяется эквивалентное напряжение согласно выбранной теории прочности в каждом элементе конструкции, которое сверяется с заданным пределом текучести для материала рассматриваемого элемента. Если деформации превысили упругие, то модули упругости изменяются согласно схеме пластичности с линейным упрочнением $E_2 =$

$= aE_1$, $G_2 = aG_1$. Здесь E_1 и G_1 - соответственно первоначальные модули упругости первого и второго рода; $0 < a < 1$ - коэффициент пропорциональности. Изменения по всем элементам, в которых возникло явление текучести, учитываются пересчетом соответствующих членов в глобальной матрице жесткости.

Не останавливаясь на подробностях, приведем лишь основные возможности пакета программ, позволяющего, в частности, производить расчет по описанной методике:

- расчет конструкции в случае статических нагрузок;
- расчет конструкции при произвольно меняющихся во времени нагрузках;
- расчет конструкции на удар по описанной выше методике.

Во всех трех режимах деформации могут быть как упругими, так и пластическими. При этом теория прочности и схема поведения материала за пределами упругости может быть выбрана пользователем. Пакет разработан на ФОРТРАНЕ и ориентирован на ЕС ЭВМ.

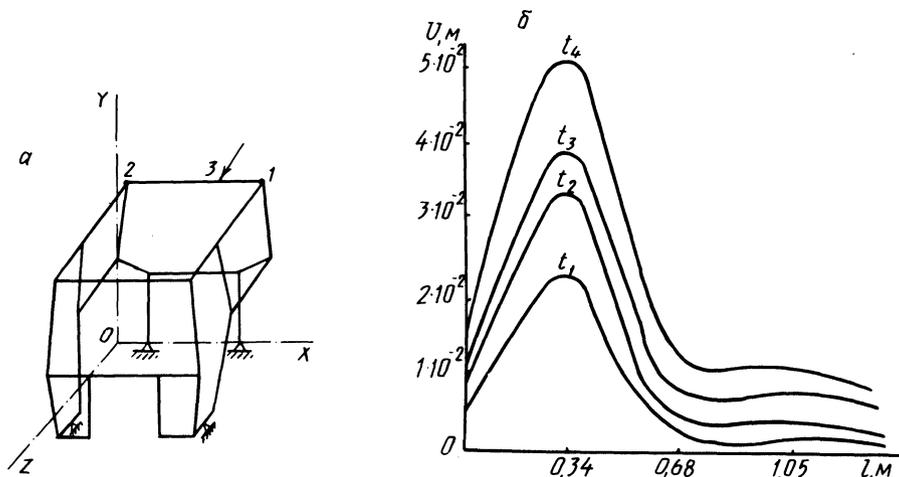


Рис. 1. Схема расчета трактора на удар (а), и эшоры смещения узлов стержня, подверженного удару, в направлении удара для различных моментов времени наблюдения t (б).

Для иллюстрации описанной методики приведем пример расчета каркаса унифицированной кабины трактора МТЗ на удар (рис. 1, а) в одном направлении. Энергия удара рассчитывалась по ГОСТ 7057-73. Результаты моделирования приведены на рис. 1, б. Начало отсчета помещено в узел 1, ось $O1$ направлена от 1 к 2. Максимальное смещение достигается в узле 3 и равно (в направлении удара) $U_{max} = 0,0516$ м.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. - Минск, 1977. - 452 с. 2. Ксеневич И.П., Рубенчик В.Я., Антонов А.В. Исследование и расчет деформаций силовых элементов кабины при опрокидывании трактора. - В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 86-93. 3. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. - М., 1979. - 320 с.

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И.Ясюкович (ММИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭЦВМ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

В процессе эксплуатации автотракторных транспортных средств возможны угловые колебания управляемых колес относительно шкворней. Известно [1, 2], что эти колебания происходят с двумя четко выраженными частотными составляющими: низкочастотной ($f_1 = 0,9 - 1,5$ Гц) и высокочастотной ($f_2 = 7,0 - 12,0$ Гц). Существует мнение [1], что потерю устойчивости движения колесных машин вызывают не только низкочастотные, но и высокочастотные угловые колебания управляемых колес. В настоящей работе предлагается математическая модель, разработанная на основе пространственной расчетной схемы, для исследования курсового движения трактора с учетом угловых колебаний его управляемых колес. Уравнение, описывающее колебательное движение управляемых колес, получено с учетом их низко- и высокочастотных колебаний.

При разработке математической модели колесный трактор рассматривался как состоящий из подрессоренной (остов с балансирной балкой) и неподрессоренных (управляемые и неуправляемые колеса) масс. Расчетная схема трактора представлена на рис. 1, при этом его передний мост имеет схему, приведенную на рис. 1 работы [3].

Конфигурация рассматриваемой механической системы определяется следующими обобщенными координатами: x_c, y_c, z_c - координаты центра масс трактора соответственно по его продольной, поперечной и вертикальной осям; θ, ψ, ϕ - угловые координаты остова трактора вокруг вертикальной, продольной и поперечной осей; z_1, z_2 - аппликаты левого и правого управ-

ляемых колес; η_1 – угол поворота левого управляемого колеса вокруг оси его шкворня; Ψ_1 – угол поворота балансирной балки вокруг продольной оси трактора.

Динамические уравнения возмущенного движения записаны на основе уравнений Лагранжа второго рода при следующих допущениях: 1) остов трактора, его рама и колеса считаются абсолютно жесткими телами; 2) трактор рассматривается как тело с

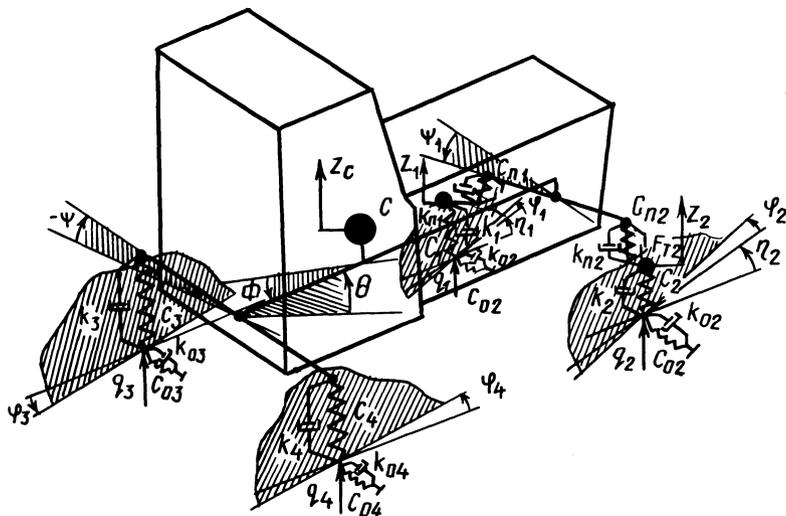


Рис. 1. Расчетная схема моделируемой системы.

центральной симметрией; 3) сопротивление воздуха не учитывается; 4) неуравновешенность вращающихся масс не учитывается. Рассматривалось движение трактора по опорной поверхности со случайными возмущениями, рулевой привод моделировался в виде упругого вала, а управляющие воздействия водителя – заданным законом угла поворота рулевого колеса.

Уравнения Лагранжа, как известно [4], записываются на основе выражений кинетической T и потенциальной П энергии и диссипативной функции D, т. е.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{r}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial r_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial r_i} - \frac{\partial \tilde{D}}{\partial \dot{r}_i}, \quad i = \overline{1, n},$$

где r_i , Q_i – обобщенные координаты и обобщенные силы моделируемой системы; n – число обобщенных координат.

Для расчетной схемы рис. 1 выражения кинетической и потенциальной энергии и диссипативной функции в конечном виде имеют следующий вид:

$$T = \frac{1}{2} [m \dot{x}_c^2 + m \dot{y}_c^2 + m^* \dot{z}_c^2 + I_x \dot{\psi}^2 + I_y \dot{\phi}^2 + I_z \dot{\theta}^2 + I_{x0} \dot{\psi}_1^2 + \sum_{i=1}^2 (m_i \dot{z}_i^2 + I_{zi} \dot{\eta}_i^2)];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 [c_i (q_i - z_i)^2 + c_{\pi i} (z_i - z_c - L_1 \sin \phi \pm d_{\pi i} x \sin \psi_1)^2] + \frac{1}{2} \sum_{i=3}^4 c_i (q_i - z_c + L_2 \sin \phi \pm d_{ki} \sin \psi)^2;$$

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 [k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i)^2 + k_{\pi i} (\dot{z}_i - \dot{z}_c - \dot{\phi} L_1 \cos \phi \pm \dot{\psi}_1 x \pm d_{\pi i} \cos \psi_1)^2] + \frac{1}{2} \sum_{i=3}^4 k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_c + \dot{\phi} L_2 \cos \phi \pm \dot{\psi} d_{ki} \cos \psi)^2,$$

где m - масса трактора; m_1, m_2 - массы левого и правого управляемых колес; I_x, I_y, I_z - моменты инерции трактора относительно продольной, поперечной и вертикальной осей соответственно; I_{x0} - момент инерции переднего моста с колесами относительно продольной оси трактора; I_{z1}, I_{z2} - моменты инерции управляемых колес относительно их диаметральных осей; c_i, k_i - коэффициенты жесткости и демпфирования шины i -го колеса; $c_{\pi i}, k_{\pi i}$ - коэффициенты жесткости и неупругого сопротивления i -го элемента подвески; L_1, L_2 - расстояние от центра масс трактора до центров его переднего и заднего мостов соответственно; $d_{\pi i}$ - расстояние от центра переднего моста до точки пересечения осевой линии балансирующей балки и i -го шкворня; d_{ki} - половина ширины колеи; q_i, \dot{q}_i - ордината неровности микропрофиля опорной поверхности под i -м колесом и скорость ее изменения.

Чтобы вывести уравнения кинематических связей колес трактора с опорной поверхностью, воспользуемся теорией М.В.Келдыша [5]. По этой теории отсутствие проскальзывания пятна контакта учитывается двумя условиями: 1) касательные к линии качения и к средней линии поверхности шины в точке O (центр пятна контакта) должны совпадать; 2) в той же точке кривизна линии качения пневматика должна совпадать с кривизной средней линии поверхности шины.

Из условия совпадения касательных получим соотношение [6]:

$$dy + (\xi + d\xi) \cos(\eta_1 + d\eta_1) = ds \sin(\eta_1 + \varphi) + \xi \cos \eta_1,$$

которое для малых ξ и φ запишем в виде

$$dy + \xi \cos \eta_1 + d\xi \cos \eta_1 = ds (\sin \eta_1 + \varphi \cos \eta_1) + \xi \cos \eta_1,$$

или

$$\dot{y} + \dot{\xi} \cos \eta_1 = v(\sin \eta_1 + \varphi \cos \eta_1). \quad (1)$$

Считая кривизну линии качения пневматика положительной, если выпуклая сторона ее обращена в сторону положительного отсчета боковой деформации шины ξ , и учитывая малость деформации, примем с известными допущениями [6], что

$$\frac{1}{R} = u_1 \xi - u_2 \varphi - u_3 \chi,$$

где u_1, u_2, u_3 - некоторые постоянные коэффициенты; φ - угловая деформация шины; χ - угол наклона плоскости колеса к опорной поверхности.

С другой стороны, кривизна линии качения равна

$$\frac{1}{R} = - \frac{d^2(y + \xi)}{ds^2} = \frac{d(\eta_1 + \varphi + \theta)}{ds},$$

тогда

$$\dot{\theta} + \dot{\eta}_1 + \dot{\varphi} = v(u_1 \xi - u_2 \varphi - u_3 \chi). \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) описывают процесс качения болонного колеса без проскальзывания.

Выразив боковые координаты центров колес через обобщенные координаты и подставив их в (1) и (2), получим уравнения кинематических связей колес трактора с опорной поверхностью (четыре последних уравнения системы (3)).

Для вычисления коэффициентов u_1, u_2, u_3 можно использовать следующие выражения [7, 8]:

$$u_1 = 4 \frac{c_0}{k_0^2}; \quad u_2 = 4 \frac{c_0}{k_0}; \quad u_3 = 2\lambda_c \frac{c_0}{k_0^2},$$

где c_0, k_0 - коэффициенты боковой жесткости и сопротивления боковому уводу шины; λ_c - радиальная деформация пневматика при полной вертикальной нагрузке в положении статического равновесия.

В окончательном виде система дифференциальных уравнений возмущенного движения трактора имеет следующий вид:

$$\ddot{x}_c = \left\{ - \sum_{i=1}^2 [Y_i \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) - (P_{fi} - P_{ki}) \cos(\theta + \eta_i + \eta_{0i})] - \sum_{i=3}^4 [y_i \sin \theta + (P_{fi} - P_{ki}) \cos \theta] \right\} / m;$$

$$\ddot{y}_c = \left\{ \sum_{i=1}^2 [Y_i \cos(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) + (P_{ki} - P_{fi}) \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i})] + \sum_{i=3}^4 [Y_i \cos \theta + (P_{ki} - P_{fi}) \sin \theta] \right\} / m;$$

$$\ddot{z}_c = \left(\sum_{i=1}^2 P_{\pi i} + \sum_{i=3}^4 P_i \right) / m^*;$$

$$\ddot{\theta} = \left\{ \sum_{i=1}^2 \left[Y_i L_1 \mp (P_{fi} - P_{ki}) d_{ki} \right] \cos(\eta_i + \eta_{0i}) - \sum_{i=3}^4 \left[Y_i L_2 \pm (P_{fi} - P_{ki}) d_{ki} - M_{si} \right] \right\} / I_z; \quad (3)$$

$$\ddot{\psi} = \sum_{i=3}^4 (\mp P_i d_{ki}) \cos \psi / I_x;$$

$$\ddot{\phi} = \left(\sum_{i=1}^2 P_{\pi i} L_1 - \sum_{i=3}^4 P_i L_2 \right) \cos \phi / I_y;$$

$$\ddot{\psi}_1 = \left\{ \sum_{i=1}^2 (\mp P_{\pi i} d_{\pi i}) \cos \psi_1 + M_{\psi_1} \right\} / I_{x0};$$

$$\ddot{z}_i = (P_i - P_{\pi i}) / m_i;$$

$$\ddot{\eta}_1 = (I_{z2} E_2 \dot{\eta}_1^2 + \sum_{i=1}^2 M_{\Gamma i} + M_1) / (I_{z1} + I_{z2} E_1 + N_1 - N_2);$$

$$\dot{\xi}_i = \left[-\dot{y}_c - \dot{\theta} (L_1 \cos \theta \mp d_{\pi i} \sin \theta \cos \psi_1 - \dot{\psi}_1 L_{ci} \cos \theta - ((\dot{z}_{\pi i} - \dot{z}_i) \cos \theta - \theta l_{ai} \sin \theta) \sin(\alpha_i + \psi_1) \pm (\dot{\theta} + \dot{\eta}_1) l_i \times \right.$$

$$\left. \times \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) - v_{ki} (\sin \eta_i + \psi_i \cos \eta_i) \right] / \cos \eta_i, \quad i = 1, 2;$$

$$\dot{\psi}_i = v_{ki} [u_{1i} \xi_i - u_{2i} \psi_i - u_{3i} (\alpha_i + \psi_1)] - \dot{\theta} - \dot{\eta}_1, \quad i = 1, 2;$$

$$\dot{\xi}_i = -\dot{y}_c + \dot{\theta} (L_2 \cos \theta \pm d_{ki} \sin \theta) - v_{ki} \psi_i, \quad i = 3, 4;$$

$$\dot{\psi}_i = v_{ki} (u_{1i} \xi_i - u_{2i} \psi_i - u_{3i} \psi) - \dot{\theta}, \quad i = 3, 4,$$

где Y_i, P_i - боковая и вертикальная реакция опорной поверхности на i -е управляемое колесо; $P_{\pi i}$ - усилие в i -м элементе подвески; M_{si} - стабилизирующий момент шины i -го колеса; M_1 - момент, учитывающий силу сопротивления качению колес, упругость рулевого привода, касательную силу тяги и т.д.; $M_{\Gamma 1}, M_{\Gamma 2}$ - моменты, обусловленные упругими и гироскопическими связями в переднем мосту; M_{ψ_1} - момент, обусловленный изменением угла ψ_1 ; N_1, N_2 - коэффициенты, определяющие особенности балансирующей подвески управляемых колес и кинематику рулевой трапеции; E_1, E_2 - коэффициенты геометрической связи между скоростями и ускорениями левого и правого управляемых колес при конечных углах поворота.

$$Y_i = c_{0i} \xi_i + k_{0i} \dot{\xi}_i + Z_i \sin \gamma_i \cos \lambda_i, \quad i = 1, 2;$$

$$Y_i = c_{0i} \xi_i + k_{0i} \dot{\xi}_i, \quad i = 3, 4;$$

$$M_{si} = c_{\theta i} \psi_i + k_{\theta i} \dot{\psi}_i, \quad i = \overline{1, 4};$$

$$P_i = c_i (q_i - z_i) + k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i), \quad i = \overline{1, 4};$$

$$P_{\pi i} = c_{\pi i}(z_i - z_{\pi i}) + k_{\pi i}(\dot{z}_i - \dot{z}_{\pi i}), -F_{T i} \text{sign}(\dot{z}_{\pi i} - \dot{z}_i), i = 1, 2;$$

$$N_1 = h_{x1} I_{k1} l_1 / r_{k1}^2; N_2 = h_{x2} I_{k2} l_2 E_2 / r_{k2}^2;$$

$$M_{r1} = h_{x1} I_{k1} [\dot{v}_1 - \ddot{\theta}_1 - (\dot{q}_1 - \dot{z}_1) v_{k1} / r_{k1}] / r_{k1}^2;$$

$$M_{r2} = h_{x2} I_{k2} [\dot{v}_2 + (E_2 \dot{\eta}_1^2 - \ddot{\theta}) l_2 + (\dot{q}_2 - \dot{z}_2) v_{k2} / r_{k2}] / r_{k2}^2;$$

$$m^* = m - (m_1 + m_2),$$

здесь γ_i - угол между вертикалью и осевой линией i -го шкворня; λ_i - угол между проекцией осевой линии i -го шкворня на плоскости опорной поверхности и продольной осью трактора; h_{x1} , h_{x2} - плечи обкатки левого и правого управляемых колес; v_{k1} , v_{k2} - скорости центров левого и правого управляемых колес; I_{k1} , I_{k2} - моменты инерции управляемых колес относительно их осей вращения; l_1 , l_2 - длины поворотных цапф управляемых колес.

Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений решалась численным методом Рунге - Кутты четвертого порядка по разработанной на языке ФОРТРАН-IV программе.

Эта программа позволяет моделировать на ЭЦВМ курсовое движение трактора

с учетом случайных возмущений опорной поверхности и нивелирующей способности шин. Кроме того, в подпрограмму интегрирования системы управлений включены блоки проверки и учета отрыва и бокового скольжения колес и пробоя подвески. Результаты расчета могут быть представлены в виде специально разработанных форм: массивы численных значений или графики решений системы уравнений; ее старших производных и реакций опорной поверхности; массивы или графики автокорреляционной функции и спектральной плотности и массивы ос-

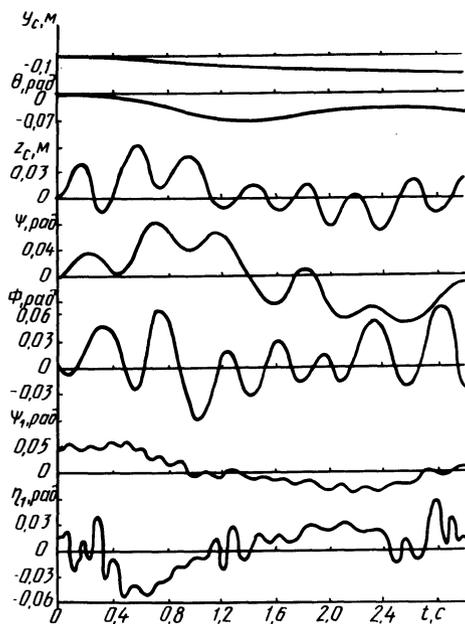


Рис. 2. Изменение во времени параметров движения трактора.

новых статистических характеристик [9] любых параметров движения моделируемой механической системы; результаты исследования влияния параметров трактора на его курсовую устойчивость движения и устойчивость движения управляемых колес и др.

На рис. 2 приведены некоторые результаты расчета, полученные по разработанной методике.

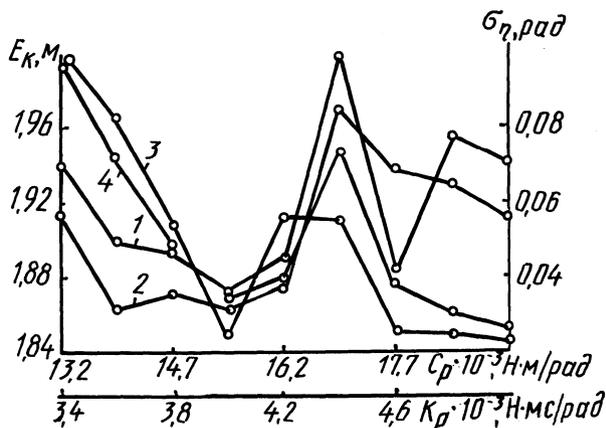


Рис. 3. Зависимость ширины коридора движения (E_k) 1 — от C_p ; 3 — от K_p и среднеквадратического значения амплитуды колебаний управляемых колес ($σ_η$), 2 — от C_p , 4 — от K_p

На рис. 3 показана зависимость коридора движения от суммарных коэффициентов жесткости и демпфирования рулевого привода.

Вывод. Разработанная методика позволяет производить расчет параметров движения и исследование влияния параметров ходовой системы трактора на его курсовую устойчивость движения с учетом угловых колебаний управляемых колес при условиях, максимально приближенных к реальным.

Л и т е р а т у р а

1. Акопян Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. — Львов, 1980. — 208 с.
2. Терлецкий В.Г. Исследование колебаний управляемых колес трактора кл. 0,6 т. — Тракторы и сельхозмашины, 1961, № 8, с. 18–20.
3. Ясюкович Э.И., Ким В.А. Моделирование курсовой устойчивости движения колесного трактора на ЭЦВМ. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 133–140.
4. Лурье А.И. Аналитическая механика.

ка. - М., 1961. - 824 с. 5. Келдыш М.В., Шимми переднего колеса трехколесного шасси. - Труды ЦАГИ им. проф. Жуковского, 1945, № 564, с. 1-34. 6. Неймарк Ю.И., Фураев Н.А. Динамика неголономных систем. - М., 1967. - 520 с. 7. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель / Под общ. ред. А.А.Хачатурова. - М., 1976. - 536 с. 8. Есипов М.И. Уравнения неголономных связей, наложенных на катящееся колесо с эластичной шиной: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М., 1953. - 25 с. 9. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. - Минск, 1979, вып. 10. - 240 с.

УДК 621.436

Г.М.Кухаренок, канд.техн.наук,
Д.М.Пинский (БПИ)

ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ФД-22 НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ Д-240

Одним из конструктивных параметров распылителя форсунки, который существенно влияет на протекание процесса впрыска топлива, является суммарное эффективное сечение сопловых отверстий μf . С изменением его величины меняется давление и продолжительность впрыска, качество распыливания топлива и его распределение по камере сгорания. Характер влияния эффективного сечения на показатели работы дизеля и допустимые отклонения его от оптимальных значений определяются способом смесеобразования.

В статье приводятся результаты исследования влияния величины эффективного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 с учетом подъема иглы распылителя на экономические и динамические показатели рабочего цикла форсированного тракторного дизеля Д-240.

Исследовались четырехсопловые распылители с различными диаметрами сопловых отверстий, обеспечивающими значения эффективных сечений сопловых отверстий без иглы $\mu_c f_c$, лежащих в диапазоне 0,19-0,33 мм², остальные параметры распылителей соответствовали ТУ 23.1.184-76Е. Для проведения испытаний подбирались распылители с разными μf , у которых пролив на стенде постоянного давления корпусов через центральное отверстие диаметром 6 мм и топливоподводящие каналы, а также пролив распылителей в сборе с иглой при максимальном ходе иглы $h_{и} = 0,3$ мм равнозначны (см. табл. 1).

Таблица 1

Результаты безмоторных испытаний распылителей

Номер распылителя	Эффективное проходное сечение		
	пролив через центральное отверстие $\mu_c f_c$, мм ²	пролив через топливоподводящие каналы $\mu_c f_c$, мм ²	пролив в сборе с иглой при $h_{и} = 0,3$ мм $\mu_{э} f_c$, мм ²
1	0,194	0,195	0,195
2	0,226	0,224	0,227
3	0,248	0,248	0,249
4	0,266	0,267	0,265
5	0,290	0,292	0,292
6	0,308	0,308	0,313
7	0,334	0,334	0,332

Все испытания проводились с одной форсункой. Для обеспечения больших подъемов иглы распылителя в корпусе форсунки сделана проточка глубиной 0,2 мм. Взятый для испытания корпус форсунки не влиял на величину эффективного сечения распылителей при проливе их в сборе.

Моторные испытания опытных распылителей проводились на одноцилиндровой установке, укомплектованной узлами и деталями дизеля Д-240. Установка оснащена автоматическими устройствами для поддержания теплового режима двигателя и измерения расходов топлива и воздуха [1]. Она имеет приспособление для изменения угла опережения впрыска топлива на работающем двигателе путем поворота корпуса топливного насоса. Форсунка снабжена устройством для изменения величины подъема иглы с помощью микрометрического винта.

Индицирование двигателя осуществлялось пьезоэлектрическим индикатором с записью индикаторных диаграмм на девятишлейфовом осциллографе 9SO-1F.

Перед началом моторных испытаний были сняты гидравлические характеристики опытных распылителей.

На одноцилиндровой установке при ходах иглы 0,15; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,27; 0,30 мм для каждого распылителя снимались следующие характеристики:

регулируемые по углу опережения впрыска топлива для номинального режима $n = 2200$ об/мин и $p_i = 0,89$ МПа. По этим характеристикам определяется оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива;

нагрузочные для номинального скоростного режима ($n =$

= 2200 об/мин) и скоростного режима, соответствующего получению максимального крутящего момента ($n = 1700$ об/мин).

При снятии нагрузочных характеристик для каждого хода иглы устанавливался оптимальный угол опережения впрыска топлива.

Путем обработки регулировочных и нагрузочных характеристик определены зависимости удельного индикаторного расхода топлива g_i и оптимального установочного угла опережения впрыска топлива $\theta_{\text{опт}}$ от высоты подъема иглы $h_{\text{и}}$ для распылителей с различным μf при $p_i = 0,89$ МПа, $n = 2200$ об/мин и $n = 1700$ об/мин. На рис. 1 и 2 приведены зависимости g_i, θ и μf от высоты подъема иглы для номинального скоростного режима, а также гидравлические характеристики опытных распылителей.

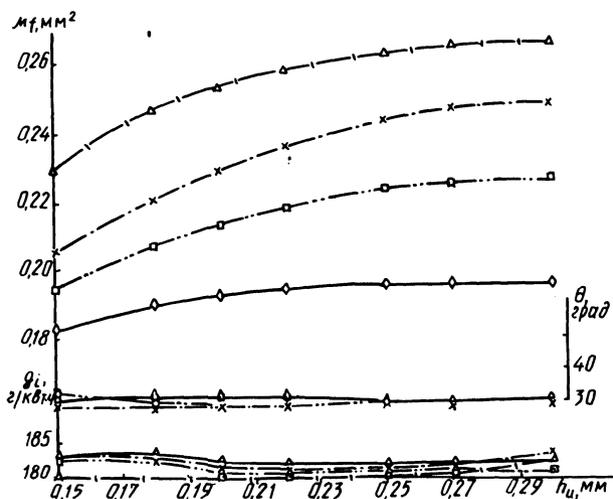


Рис. 1. Зависимость g_i, θ и μf от высоты подъема иглы распылителя ($n = 2200$ об/мин, $p_i = 0,89$ МПа):

$\diamond - \mu_3 f_c = 0,195 \text{ мм}^2$; $\square - \mu_3 f_c = 0,227 \text{ мм}^2$; $\times - \mu_3 f_c = 0,249 \text{ мм}^2$; $\Delta - \mu_3 f_c = 0,265 \text{ мм}^2$.

Анализ полученных данных показывает, что изменение высоты подъема иглы распылителя от 0,15 до 0,30 мм изменяет индикаторную экономичность двигателя на номинальном скоростном режиме не более чем на 2–3 г/кВт·ч. При этом оптимальные углы опережения впрыска топлива равны 30 или 32 град п. к. в. Минимум удельного расхода топлива для большинства распылителей получен при $h_{\text{и}} = 0,22$ – $0,27$ мм. При $n = 1700$ об/мин влияние подъема иглы на экономичность более заметно. В ис-

следуемом диапазоне изменения $h_{и}$ расход меняется на 3–4 г/кВт·ч. Так, для распылителя, имеющего эффективное сечение сопловых отверстий, с иглой при максимальном ходе $\mu_{э} f_c = 0,249 \text{ мм}^2$ на номинальном скоростном режиме при $h_{и} = 0,3 \text{ мм}$ $g_i = 180 \text{ г/кВт ч}$, при $h_{и} = 0,22 \text{ мм}$ $g_i = 179,5 \text{ г/кВт·ч}$, при $h_{и} = 0,15 \text{ мм}$ $g_i = 183 \text{ г/кВт·ч}$ (рис. 1). На скоростном режиме, соответствующем получению максимального крутящего момента, значения g_i составляют соответственно 188 г/кВт·ч, 184 г/кВт·ч и 187 г/кВт·ч.

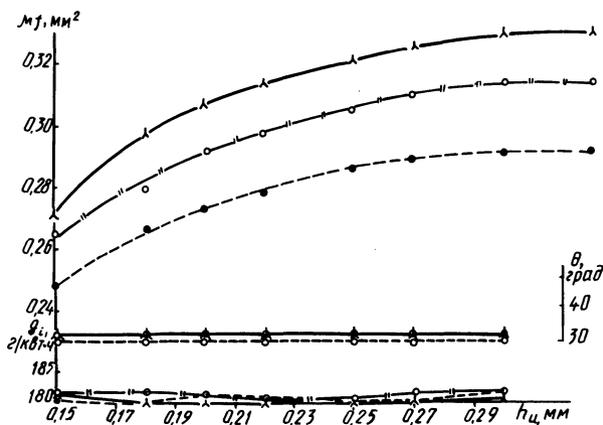


Рис. 2. Зависимость g_i , θ и μf от высоты подъема иглы распылителя ($n = 2200 \text{ об/мин}$, $p_i = 0,89 \text{ МПа}$):

— $\mu_{э} f_c = 0,292 \text{ мм}^2$; о — $\mu_{э} f_c = 0,314 \text{ мм}^2$;
 λ — $\mu_{э} f_c = 0,332 \text{ мм}^2$.

По зависимости $g_i = f(h_{и})$ с учетом гидравлических характеристик распылителей определены минимальные удельные расходы топлива и соответствующие им установочные углы опережения впрыска топлива (рис. 3). При этом получено, что изменение $\mu_{э} f_c$ от 0,22 до 0,33 мм^2 при оптимальных подъемах иглы практически не влияет на экономичность двигателя. На номинальном режиме g_i составляет $\sim 180 \text{ г/кВт·ч}$.

Некоторое ухудшение экономичности отмечено при работе с распылителем, имеющим $\mu_{э} f_c = 0,195 \text{ мм}^2$. При $n = 2200 \text{ об/мин}$ оно составляет 2 г/кВт·ч, при $n = 1700 \text{ об/мин}$ $\sim 3 \text{ г/кВт·ч}$. Это ухудшение, вероятно, связано с увеличением продолжительности впрыска топлива и соответствующим ростом продолжительности сгорания [2].

Оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива для распылителей с различным $\mu_{э} f_c$ практически одинаков и равен 31 град п. к. в.

Влияние μf на динамические показатели цикла оценивалось по скоростям нарастания давления и максимальным давлениям сгорания при $p = 0,89$ МПа, полученным в результате обработки индикаторных диаграмм (табл. 2).

Из приведенных данных следует, что изменение $\mu_{\Sigma} f_c$ от 0,195 до 0,332 мм² несколько увеличивает максимальное давление цикла. На номинальном режиме это увеличение составляет 0,6 МПа, или 8%. При этом жесткость процесса сгорания практически не меняется.

На номинальном скоростном режиме работы при применении распылителей с различными $\mu_{\Sigma} f_c$ максимальное давление сгорания не превышает 8,0 МПа, жесткость сгорания - 0,85 МПа/град.

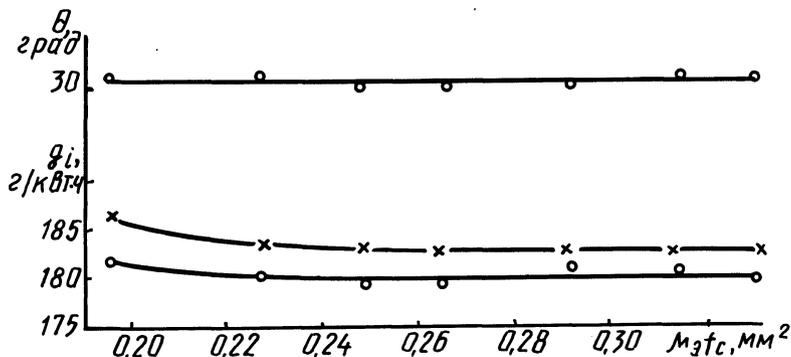


Рис. 3. Зависимость минимального удельного индикаторного расхода топлива и оптимального установочного угла опережения впрыска топлива от μf при $p_1 = 0,89$ МПа:

o - $n = 2200$ об/мин; x - $n = 1700$ об/мин.

Таблица 2

Показатели процесса сгорания

Номер распылителя	Максимальное давление цикла p_{max} , МПа		Жесткость процесса сгорания $dp/d\psi$, МПа/град	
	$n = 2200$ об/мин	$n = 1700$ об/мин	$n = 2200$ об/мин	$n = 1700$ об/мин
1	7,4	8,1	0,80	1,00
2	7,3	8,1	0,85	0,98
3	7,3	8,0	0,77	0,99
4	7,5	7,9	0,86	1,05
5	7,8	8,0	0,80	1,10
6	8,0	8,5	0,79	1,10
7	8,0	8,3	0,79	0,98

Некоторое увеличение максимального давления цикла с ростом эффективного проходного сечения сопловых отверстий связано с уменьшением продолжительности впрыска топлива [2].

Проведенные исследования показали, что изменение эффективного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 от 0,22 до 0,33 мм² практически не влияет на экономические и динамические показатели рабочего цикла дизеля Д-240.

Л и т е р а т у р а

1. Бренч М.П., Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Автоматические устройства стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1975, вып. 7, с. 210-213. 2. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. - Л., 1972, с. 232.

УДК 631.372 - 629.11.012.5

В.В.Пясецкий, канд. техн. наук (ХПИ),
В.Н.Белковский, В.П.Бойков, канд.техн.наук(БПИ)

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

В настоящее время наиболее распространенной динамической моделью пневматической шины является модель Кельвина-Фойгта [1, 2, 3], состоящая из параллельно соединенных пружины с жесткостью s и демпфера с коэффициентом сопротивления k . Сила сопротивления сжатию этой модели определяется по формуле (x - перемещение):

$$P = sx + k\dot{x}. \quad (1)$$

Однако модель Кельвина-Фойгта не согласуется с физическими процессами, проходящими при деформировании шины. Так, в случае мгновенного нагружения шины нормальной нагрузкой ($\dot{x} \rightarrow \infty$) сила сопротивления деформированию по этой модели становится бесконечно большой ($\lim P \rightarrow \infty$).

В случае вынужденных гармонических колебаний по закону

$$x = x_0 \sin(\omega t + \theta), \quad (2)$$

где x_0 - амплитуда прогиба шины; ω - круговая частота колебаний; θ - начальная фаза, формула (1) примет вид

$$P = sx_0 \sin(\omega t + \theta) + kx_0 \omega \cos(\omega t + \theta). \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что с ростом ω второе слагаемое

формулы, представляющее собой диссипативную силу сопротивления деформированию, пропорционально возрастает. Это не соответствует реальности [3].

Для уточнения модели предложено введение эмпирического поправочного коэффициента [4], а в работе [5] предлагается нелинейная эмпирическая зависимость коэффициента демпфирования от частоты.

Известно, что сопротивление демпфированию шины оказывают воздух и материал шины. В работе [4] показано, что потери энергии воздуха при деформации шины ничтожно малы и сопротивление сжатию воздуха в шине можно считать упругим. Материал шины, являющийся полимером, удовлетворительно описывается моделью упруго-вязкого тела [6]. Поэтому в качестве динамической модели пневматической шины представляется более приемлемым принять следующую модель упруго-вязкого тела: параллельно соединенные пружину с жесткостью c_2 и демпфер с коэффициентом сопротивления k с последующей пружиной жесткостью c_1 .

Обозначим при нагружении модели силой P : x - перемещение точки A - центра колеса (суммарное сжатие модели); x_1 - перемещение упругого элемента c_1 , контактирующего с дорогой; x_2 - перемещение вязко-упругого элемента c_2 - k .

Сила сопротивления мгновенному сжатию модели упруго-вязкого тела определяется по формуле [7]:

$$P = cx + k_0 x e^{-\frac{t}{T}}; \quad (4)$$

где $c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$ - приведенная жесткость упругих элементов, а $k_0 = \frac{c_1 k}{c_1 + c_2}$ и $T = \frac{k}{c_1 + c_2}$ - параметры, характеризующие демпфирующие свойства модели*.

На рис. 1 приведена осциллограмма временной динамической характеристики, полученной при ступенчатом нагружении шины нормальной нагрузкой за практически возможно короткий промежуток времени. Показанная на рис. 1 кривая АВ удовлетворительно аппроксимируется формулой (4), что подтверждается экспериментальными зависимостями $\ln P_D = \ln P_{D0} - t/T$, где $P_{D0} = k_0 x$, приведенными на рис. 2. Как видно из рис. 2, экспериментальные точки ложатся в окрестностях теоретической кривой, что подтверждает возможность принятия такой модели упруго-

* Переобозначения введены авторами.

вязкого тела в качестве динамической модели пневматической шины.

Для анализа динамики движения тракторов представляет интерес поведение этой модели при гармоническом колебании.

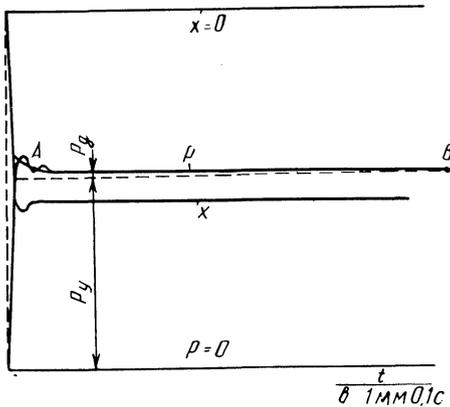


Рис. 1. Оциллограмма временной динамической характеристики при ступенчатом нагружении шины размера 23, 1-26 нормальной нагрузкой: P — сила сопротивления деформированию шины; P_y, P_d — соответственно упругая и диссипативная составляющие силы сопротивления деформированию; x — прогиб шины.

Уравнение движения модели определяется из условия

$$P = k\dot{x} + c_2x_2 = c_1x_1. \quad (5)$$

Подставив в (5) условия совместности деформаций $x = x_1 + x_2$ и значения x из выражения (2), получим уравнение

$$k\dot{x}_2 + (c_1 + c_2)x_2 = c_1x_0 \sin(\omega t + \theta). \quad (6)$$

Решая уравнение (6) при начальном условии $x/t=0 = x_0 \sin \theta$, после преобразования получим:

$$P = \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x + \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} \dot{x} - \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} x \cdot e^{-\frac{t}{T}}$$

В случае стационарного движения трактора по случайному почвенному фону колебания трактора могут быть представлены бесконечной суммой вынужденных гармонических колебаний со случайной амплитудой, частота которых определена спектральной плотностью [2]. В этом случае составляющая $\frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} x \cdot e^{-\frac{t}{T}}$ быстро стремится к нулю, и сила сопротивления деформированию шины при вынужденных гармонических колебаниях

$$P = \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x + \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} \dot{x}.$$

Введем в этой формуле по аналогии с выражениями (1) и (4) упругую $P_y = \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x$ и диссипативную $P_d = \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} \dot{x}$,

составляющие силы сопротивления деформированию шины. Второе слагаемое в выражении для упругой составляющей включает коэффициент сопротивления демпфера, входящий в постоянную времени T . Однако это слагаемое характеризует влияние демпфера только на распределение деформаций упругих элементов с изменением частоты колебаний.

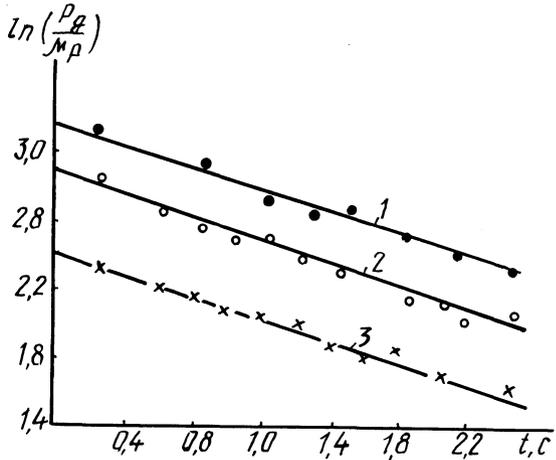


Рис. 2. Зависимость натуральных логарифмов диссипативных сил от времени:
1 – прогиб шины 103 мм;
2 – прогиб шины 93 мм; 3 – прогиб шины 54 мм,

Рассмотрим работу силы сопротивления деформированию шины при гармонических колебаниях. Элементарная работа

$$dA = (P_y + P_d) dx = \left[\left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x_0 \sin \omega t + \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} x_0 \omega \cos \omega t \right] \cos \omega t dt.$$

Проинтегрировав в пределах от 0 до t , получим выражения работы сил P_y и P_d соответственно:

$$A_y = \frac{x_0^2}{4} \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) (1 - \cos 2\omega t);$$

$$A_d = \frac{1}{2} \frac{k_0 T \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} x_0 \omega \left(\omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2} \right). \quad (7)$$

Как видно из формулы (7), работа силы P_y за половину цикла колебаний равна нулю, и, следовательно, работа упругих сил диссипации не вызывает.

Таким образом, в качестве динамической модели пневматической шины предложена модель упруго-вязкого тела, которая лучше, чем применяемая модель Кельвина — Фойгта, описывает физические процессы деформирования шины. Дано решение этой модели для случая вынужденных гармонических колебаний, являющегося типичным при решении задач динамики движения тракторов.

Л и т е р а т у р а

1. Дорога - шина - автомобиль - водитель / А.А.Хачатуров, В.Л.Афанасьев, В.С.Васильев и др. - М., 1978. - 538 с.
2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. - М., 1978. - 190 с.
3. Бухин Б.Л. Выходные характеристики пневматических шин; обзор.—М., 1978. - 83 с.
4. Работа автомобильной шины / В.И.Кнороз, Е.В.Кленников, И.П.Петров и др. - М., 1976. - 238 с.
5. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. - М., 1978. - 132 с.
6. Резниковский М.М., Лукомская А.И. Механические испытания каучука и резины. - М., 1968. - 500 с.
7. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. - Л., 1976. - 320 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Метлюк Н.Ф. Динамика контура пневматического тормозного привода с противодавлением для грузовых автомобилей	3
Белоус М.М., Гришкевич А.И. Унифицированная система полуавтоматического управления трансмиссиями	8
Метлюк Н.Ф., Бартош П.Р., Нгуен Нюк. К расчету переходных характеристик пневматических приводов	11
Пекер Ф.Л., Кондратьев С.А., Лавриненко Л.А. К вопросу оценки тормозных качеств автомобиля ЛуАЗ	15
Выгонный А.Г. Влияние кинематики рессорно-балансирной подвески на поперечное опрокидывание автомобиля	20
Журавлев С.С. Влияние способа регулирования уровня кузова автомобилей с гидропневматической подвеской на частоту собственных колебаний подрессоренных масс	27
Мамити Г.И. Расчет температурных напряжений тормозного барабана автомобиля	33
Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Выбор закона включения муфты автомобиля по критериям оптимальности	36
Атаманов Ю.Е., Сазонов И.С. Выбор параметров автоматической блокировки дифференциала самоходного шасси	41
Баев В.С., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Поворачиваемость колесных машин с самоблокирующимися дифференциалами в ведущих мостах	45
Бобровник А.И., Чешун В.С. К вопросу автоматического поддержания скоростного режима рабочих органов самоходной машины для внесения удобрений	49
Богдан Н.В. Распределение тормозных сил между задним мостом трактора и активным мостом прицепа при торможении двигателем	54
Кривицкий А.М. Применение методики рационального планирования эксперимента при испытании шин	57
Брук А.Б. Устойчивость движения колесного трактора 4x4 со всеми управляемыми колесами	62
Габа Е.И., Грибко Г.П., Сидоренко В.Ю., Миркитанов В.И. К вопросу повышения быстродействия и надежности систем управления тормозами тракторных поездов	65
Зарецкий В.П., Яцкевич В.В., Пронько В.Ф. К вопросу автоматической коррекции навесных систем крутосклонных тракторов	71

Зеленый П.В. К определению параметров автоматической системы повышения ориентируемости машинно-тракторного агрегата в направлении движения на склоне	75
Опейко С.Ф. Математическая модель для оценки динамической устойчивости трехколесного самохода	78
Скуртул А.И. К вопросу о проектировании автоматизированной системы управления тормозами тракторного поезда	84
Стригунов С.И., Лефаров А.Х. Распределение тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам трактора 4 x 4 с автоматизированным межосевым приводом	87
Расолько А.М., Павлович А.Э. К вопросу снижения усилия на педали управления пневматическим приводом тормозов тракторного поезда	93
Чабан В.Ф. К выбору параметров системы автоматического переключения передач тракторных трансмиссий	98
Шестакович В.А. К вопросу автоматизации продолжительности включения муфты сцепления	102
Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Анализ основных кинематических параметров автоматически включаемых межосевых приводов колесных машин	107
Добровольский И.Г., Степаненко А.В., Петренко В.Ш. Влияние некоторых технологических факторов на эксплуатационные свойства ведомых дисков муфт сцепления тракторов	110
Семенов В.А., Кухаренок В.В., Крживицкий Р.И., Воробьев А.В., Круглик В.М. Методика исследований шума коробок передач тракторов "Беларусь"	113
Фурунжиев Р.И., Ломако Г.А. Оптимизация на тестовой модели системы стабилизации колесных машин	116
Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В. Методика и результаты расчета деформаций кабин колесных машин при опрокидывании	121
Ясюкович Э.И. Моделирование на ЭЦВМ курсового движения колесного трактора с учетом поперечных колебаний управляемых колес	124
Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Влияние эффективного проходного сечения распылителей форсунок ФД-22 на показатели рабочего процесса дизеля Д-240	131
Пясецкий В.В., Белковский В.Н., Бойков В.П. К вопросу выбора динамической модели пневматической шины	136

УДК 629.113 - 597.5

Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Метлюк Н.Ф. Динамика контура пневматического тормозного привода с противодавлением для грузовых автомобилей. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 3-8.

Предложена математическая модель исследования динамики контура пневматического тормозного привода с противодавлением в циклическом режиме работы при установке одного и двух модуляторов на мост. Дан пример расчета для контура управления тормозами заднего моста автомобиля МАЗ-5336. - Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.113 - 585

Белоус М.М., Гришкевич А.И. Унифицированная система полуавтоматического управления трансмиссиями. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 8-11.

Указано на необходимость унификации разрабатываемых систем управления. Описана конструкция и работа системы центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии, отвечающей требованиям унификации. - Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113 - 597.5

Метлюк Н.Ф., Бартош П.Р., Нгуен Нюок. К расчету переходных характеристик пневматических приводов. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с.11-15.

Проведено теоретическое и экспериментальное исследование переходных характеристик пневматических звеньев с постоянным и переменным давлением на их входе. Получена графическая зависимость, позволяющая устанавливать возможность упрощения расчета переходных характеристик путем замены при математическом моделировании переменного давления на входе в пневматическое звено постоянным давлением. - Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.113:656.13.052.444

Пекер Ф.Л., Кондратьев С.А., Лавриненко Л.А. К вопросу оценки тормозных качеств автомобиля ЛуАЗ. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 15-20.

С целью оценки тормозных качеств автомобиля ЛуАЗ-969М разработаны математическая модель и программный модуль, выполненный на алгоритмическом языке ПЛ/1. В основе расчетной методики лежит численное интегрирование системы дифференциальных уравнений, описывающих движение автомобиля при торможении. Варьирование большим количеством исходных данных (геометрические и весовые параметры автомобиля, характеристики тормозного привода, тормозных механизмов и колес) позволило выявить наиболее эффективные пути улучшения тормозных качеств автомобиля: применение тормозных механизмов с самоотжимными колодками, увеличение диаметров тормозных цилиндров передней оси и уменьшение диаметров тормозных цилиндров задней. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.113.001.1:629.113.073

Выгонный А.Г. Влияние кинематики рессорно-балансирной подвески на поперечное опрокидывание автомобиля. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 20–26.

Приведена математическая модель рессорно-балансирной подвески для уточненного расчета поперечной устойчивости против опрокидывания автомобиля. Модель учитывает коэффициенты сопротивления боковому уводу шин. – Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 3.

УДК 629.113.012.83

Журавлев С.С. Влияние способа регулирования уровня кузова автомобилей с гидропневматической подвеской на частоту собственных колебаний подрессоренных масс. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 27–32.

Рассмотрено влияние способа регулирования уровня подрессоренных масс автомобиля относительно неподдресоренных масс с гидропневматической подвеской на частоту собственных колебаний подрессоренных масс без учета влияния жесткости шин. Показаны способы восстановления уровня кузова автомобиля при увеличении статической нагрузки на упругий элемент с помощью жидкости и газа и приведены выражения для определения параметров гидропневматической подвески после окончания процесса регулирования, через параметры подвески негруженого автомобиля. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.113 - 592:593.4

Мамити Г.И. Расчет температурных напряжений тормозного барабана автомобиля. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 33-36.

Приведены полученные расчетные формулы для определения температурных напряжений в тормозном барабане, возникающих в процессе торможения. Показано влияние различных параметров на температурные напряжения при равномерном и неравномерном нагреве тормозного барабана. - Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.114.4 - 585.13

Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Выбор закона включения муфты автомобиля по критериям оптимальности. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 36-41.

Предложен рациональный закон включения фрикционной муфты пятиступенчатой ГМП БелАЗ в зависимости от скоростного режима работы машинного агрегата двигатель - гидротрансформатор и давления в системе подвода рабочей жидкости к муфте. Такой выбор осуществлен по трем критериям: минимальным динамическим нагрузкам в трансмиссии при переходных процессах; допустимой теплонапряженности дисков; достаточному запасу момента трения. - Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2 - 587

Атаманов Ю.Е., Сазонов И.С. Выбор параметров автоматической блокировки дифференциала самоходного шасси. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 41-45.

Излагается методика определения параметров автоматической блокировки дифференциала ведущего моста на примере уборочно-агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой, позволяющих улучшить устойчивость прямолинейного движения без ухудшения его управляемости. - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.113.2 - 587

Баев В.С., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Поворачиваемость колесных машин с самоблокирующимися дифференциалами в ведущих мостах. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 45-49.

Предложена методика расчета влияния самоблокирующихся дифференциалов на поворачиваемость автомобиля. Показано, что самоблокирующиеся дифференциалы, наряду с повышением проходимости, сохраняют машине достаточно удовлетворительные поворачиваемость и нагрузочный режим привода. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 631.316.44

Бобровник А.И., Чешун В.С. К вопросу автоматического поддержания скоростного режима рабочих органов самоходной машины для внесения удобрений. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 49–54.

Сформулированы требования к гидравлическому приводу рабочих органов самоходной высокопроизводительной машины. Приведены результаты экспериментальных исследований скоростных режимов рабочих органов самоходных машин для внесения удобрений БИГ–2500А и МВУ–30. Предложена схема гидравлического привода с автоматическим поддержанием заданной частоты вращения рабочего органа. – Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2.02 – 52

Богдан Н.В. Распределение тормозных сил между задним мостом трактора и активным мостом прицепа при торможении двигателем. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 54–57.

Приведены результаты теоретических исследований распределения тормозных сил между мостами трактора и прицепа при торможении двигателем. Показано влияние кинематического несоответствия передаточного числа трансмиссии, загрузки прицепного состава на распределение тормозных сил и усилия в тягово-сцепном устройстве. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.113.012

Кривицкий А.М. Применение методики рационального планирования эксперимента при испытании шин. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 57–62.

Обоснована возможность применения методики рационального планирования эксперимента при исследовании выходных характеристик шин с использованием методов построения комбинационных квадратов и последующей обработкой экспериментальных

данных методами регрессионно-корреляционного анализа. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2

Бруек А.Б. Устойчивость движения колесного трактора 4x4 со всеми управляемыми колесами. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 62–64.

Показано, что условия устойчивого движения для тракторов с передними, задними и всеми управляемыми колесами, независимо от колесной формулы, одинаковы. Приведено выражение для определения критической скорости трактора в зависимости от эксплуатационных условий. – Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113

К вопросу повышения быстродействия и надежности систем управления тормозами тракторных поездов / Е.И.Габа, Г.П.Грибко, В.Ю.Сидоренко, В.И.Миркитанов. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 65–71.

Проведены теоретические и экспериментальные исследования путей повышения быстродействия и надежности систем управления тормозами тракторных поездов. Предложены способы повышения надежности пневмопривода тормозов, обеспечивающие безопасность движения. – Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 7.

УДК 631.372 – 78

Зарецкий В.П., Яцкевич В.В., Пронько В.Ф. К вопросу автоматической коррекции навесных систем крутосклонных тракторов. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 71–75.

Описана навесная система с автоматической коррекцией навесной машины при работе на склоне. Предложены аналитические зависимости, позволяющие провести выбор оптимальных параметров механизма автоматической корреляции. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 631.372 – 78

Зеленый П.В. К определению параметров автоматической системы повышения ориентируемости машинно-тракторного агрегата в направлении движения на склоне. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 75–78.

Рассмотрен способ повышения ориентируемости прицежных машин в направлении движения, заключающийся в поперечном смещении точки прицепа относительно рамы машины вверх по склону. Предложена автоматическая система для его осуществления. Приведены результаты полевых испытаний экспериментальной зерноуборочной комбайна, позволившие определить характер зависимости смещения точки прицепа от угла склона и тягового сопротивления. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

Опейко С.Ф. Математическая модель для оценки динамической устойчивости трехколесного самохода. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 78–84.

Приведена пространственная математическая модель, позволяющая аналитически исследовать поведение объекта в режимах прямолинейного движения и неустановившегося поворота с учетом возмущений от опорной поверхности. Модель позволяет более точно определить область режимов работы трехколесной самоходной машины без опрокидывания. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.113.073

Скуртул А.И. К вопросу о проектировании автоматизированной системы управления тормозами тракторного поезда. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 84–87.

Приведены результаты исследований влияния блокирования колес звеньев двухзвенного тракторного поезда на устойчивость его движения. Даны рекомендации по выбору оптимальной последовательности блокирования колес поезда, обеспечивающей минимальное снижение устойчивости движения. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.114.2

Стригунов С.И., Лефаров А.Х. Распределение тяговых нагрузок и буксовых по ведущим мостам трактора 4 х 4 с автоматизированным межосевым приводом. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 87–93.

Разработаны математическая модель, алгоритм и программа расчета закона распределения тяговых нагрузок и буксовых по ведущим мостам трактора 4 х 4 с заблокированным межосевым приводом, позволяющие на стадии проектирования сравнивать

эксплуатационные показатели тракторов 4 x 4 с учетом нелинейности зависимости между касательной силой тяги и буксованием, перераспределения веса от величины крюковой нагрузки, различных конструктивных параметров тракторов. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.114. – 597.5

Расолько А.М., Павлович А.Э. К вопросу снижения усилия на педали управления пневматическим приводом тормозов тракторного поезда. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 93–97.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований пневматического привода тормозов тракторного поезда с краном, позволяющим уменьшить усилие на педали управления. Предложены рекомендации по улучшению динамики работы указанного привода. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.11.013 – 521

Чабан В.Ф. К выбору параметров системы автоматического переключения передач тракторных трансмиссий. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 98–102.

Рассмотрены основные причины звонковых переключений тракторных САПП, показана связь между значениями собственных частот трактора как полосового фильтра и частот, на которых наблюдаются максимумы оценок спектральных плотностей крутящего момента, частоты вращения двигателя и положения рейки топливного насоса.

Определено значение высшей частоты изменения нагрузки, с которой САПП тракторной трансмиссии может переключать передачи. – Ил. 1. Библиогр. 6.

УДК 629.114

Шестакович В.А. К вопросу автоматизации продолжительности включения муфты сцепления. – Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 102–106.

Даны зависимости эксплуатационных показателей работы МТА от темпа включения муфты сцепления. Приведены данные суммарного момента на полуосях трактора и разгрузке переднего оси. Приведены примеры автоматизации включения муфты сцепления. – Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 3.

УДК 631.372:629.114.2.02 - 585

Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Анализ основных кинематических параметров автоматически включаемых межосевых приводов колесных машин. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 107-110.

Приведены формулы для определения текущего значения кинематического несоответствия в приводе колес трактора при его движении по неровной дороге, профиль которой изменяется по гармоническому закону и по случайному закону, а также на повороте. Даны кривые изменения угла относительного проворота ведомого и ведущего элементов межосевой муфты свободного хода до ее заклинивания. - Ил. 2.

УДК 629.113:621.735.2

Добровольский И.Г., Степаненко А.В., Петренко В.Ш. Влияние некоторых технологических факторов на эксплуатационные свойства ведомых дисков муфт сцепления тракторов. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 110-113.

Показано, что повышение надежности муфт сцепления тракторов обеспечивается при использовании нового способа ротационной правки ведомых дисков. Представлены уравнения, учитывающие влияние остаточной деформации дисков на их ресурс. - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2.011.5 - 752

Методика исследований шума коробок передач тракторов "Беларусь" / В.А.Семенов, В.В.Кухаренюк, Р.И.Крживицкий и др. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 113-115.

Изложены методы измерения шума трансмиссией тракторов при помощи специальной аппаратуры, приведено описание устройств, созданных для звукоизоляции микрофона. Предложенная методика измерений использовалась при исследовании шума коробок передач тракторов "Беларусь". - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.4.012.8.073.243.4

Фурунжиев Р.И., Ломако Г.А. Оптимизация на тестовой модели системы стабилизации колесных машин. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с.116-121.

Приведены тестовые модели, описывающие колебания колесных машин с активной стабилизацией поперечно-угловых колебаний подрессоренной массы. Рассмотрены особенности и результаты имитационного моделирования на ЕС ЭВМ. Обсуждаются результаты параметрической оптимизации конкретной машины. - Ил. 2. Библиогр. 6.

УДК 629.114.2.001.4:624.042.8

Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В. Методика и результаты расчета деформаций кабин колесных машин при опрокидывании. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 121-124.

Приводится описание методики моделирования поведения кабины колесной машины на основе метода конечных элементов при опрокидывании, позволяющей учитывать физическую нелинейность, рассчитать конструкцию на статические и динамические нагрузки. В качестве примера приводится расчет по заводским данным с использованием описанной методики. - Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 629.1.02:681.3.069

Ясюкович Э.И. Моделирование на ЭЦВМ курсового движения колесного трактора с учетом поперечных колебаний управляемых колес. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 124-131.

Предложены математическая модель, разработанная на основе пространственной расчетной схемы, алгоритм, основанный на использовании методов имитационного моделирования, и пакет программ на языке ФОРТРАН-IV для ЕС-1022, построенный по модульному принципу, исследования курсового движения колесного трактора с учетом поперечных колебаний управляемых колес. Дана интерпретация некоторых результатов моделирования. - Ил. 3. Библиогр. 9.

УДК 621.436

Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Влияние эффективного проходного сечения распылителей форсунок ФД-22 на показатели рабочего процесса дизеля Д-240. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 131-136.

Приводятся результаты исследования влияния значения эффек-

тивного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 с учетом подъема иглы распылителя на экономические и динамические показатели рабочего цикла форсированного тракторного дизеля Д-240. - Ил. 3. Табл. 2. Библиогр. 2.

УДК 631.372 - 629.11.012.5

Пясецкий В.В., Белковский В.Н., Бойков В.П. К вопросу выбора динамической модели пневматической шины. - Автотракторостроение: Теория и конструирование, 1983, вып. 18, с. 136-140.

Предложено применение в качестве динамической модели шины модели упруго-вязкого тела. Теоретически и экспериментально показано, что данная модель удовлетворительно описывает физические процессы деформирования шины. Дано решение модели упруго-вязкого тела для случая гармонических колебаний. - Ил. 2. Библиогр. 7.