

АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

Вып. 14
Автоматизированные
системы управления
мобильными
машинами

**Министерство высшего и среднего специального
образования БССР**

**Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт**

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

В ы п у с к 14

**Автоматизированные системы управления
мобильными машинами**

Минск "Вышэйшая школа" 1980

Г л а в н ы й р е д а к т о р
Н.Ф.Метлюк, доктор технических наук, профессор

Р е д а к ц и о н н ы й с о в е т:

А.Ф.Андреев, С.М.Белов, М.П.Бренч, Г.Ф.Бутусов,
М.С.Высоцкий, А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, В.В. Кацы-
гин, И.П.Ксеневич, Г.М.Кокин, А.Х.Лефаров, Г.И.Мами-
ти, М.А.Разумовский, А.Т.Скойбеда, А.Ф.Тихонов, Р.И.
Фурунжиев

Ответственный за выпуск Т.М.Талалова

Настоящий выпуск содержит статьи по вопросам теорети-
ческого и экспериментального исследования и проектирования
автоматизированных систем управления автомобилей, тракто-
ров и их двигателей. Описываются новые конструкции регуля-
торов, приводов и элементов дискретных и следящих автоматизированных систем.

Сборник предназначен для инженерно-технических работни-
ков заводов и научно-исследовательских институтов, а также
для преподавателей, аспирантов и научных сотрудников вузов.

А $\frac{31803-043}{М304(05)-80}$ 96-80 3603030000

© Издательство "Вышэйшая школа", 1980.

УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЧАСТОТ
И ФОРМ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КРУТИЛЬНЫХ
ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Для определения частот собственных колебаний машинный агрегат представляется системой сосредоточенных маховых масс и безынерционных упругих звеньев. Параметры динамической системы приводятся к одной угловой скорости.

Существует много методов определения собственных частот: Рэлея, Рэлея - Ритца, Хольцера, Терских, Молибошко, матричный метод и др. [1, 2, 3]. Многие из этих методов приспособлены для узкого класса упругих систем.

Для анализа сложных разветвленных и кольцевых систем, характерных для трансмиссии автомобиля, требуется универсальный метод, удобный для реализации на ЦВМ и требующий минимального объема работы при подготовке данных.

Основная сложность большинства методов - в составлении уравнения собственных частот в той или иной форме, которое затем может быть решено ручным счетом или на ЦВМ. Для матричного метода [3] необходимо составить исходные матрицы масс и жесткостей на основании дифференциальных уравнений движения каждой массы системы.

В настоящей работе предлагается алгоритм, позволяющий формировать исходные матрицы масс и жесткостей для наиболее часто встречающихся видов динамических систем, не прибегая к дифференциальным уравнениям. Исходными данными для этого алгоритма служат параметры самой динамической системы: значения масс инерционных звеньев, жесткостей упругих звеньев и граф связей, задающий номера масс, которые связаны каждым упругим звеном. Упругое звено может связывать между собой либо две массы, либо массу с заделкой. Для систем, содержащих реактивные упругие звенья и (или) дифференциальные механизмы, дополнительно необходимо указывать номера масс, связанных с реактивным упругим звеном и различными элементами дифференциала (водило, солнце, корона), а также значение параметра дифференциала P (отношение момен-

та на солнечной шестерне к моменту на короне). Дифференциал, таким образом, может быть симметричным ($P = 1$) и несимметричным ($0 < P < 1$). Количество реактивных звеньев и дифференциалов в одной динамической системе не ограничено. Податливость зубьев дифференциала считается нулевой. Таким образом, разработанный нами алгоритм формирования матриц совместно с известным матричным методом расчета частот и форм собственных колебаний позволяет избежать трудоемкого подготовительного процесса по составлению уравнений частот или дифференциальных уравнений движения системы и дает возможность переложить эту часть работы на ЦВМ.

Если дифференциальные уравнения движения масс расположить в порядке возрастания номера массы, то:

а) матрица масс M является диагональной и ее компонента m_{ii} равна моменту инерции массы с номером i ;

б) матрица жесткостей K является квадратной, имеет число строк и столбцов, равное числу масс системы, ее компонента k_{ij} равна коэффициенту при j -й координате уравнения для i -й массы.

Алгоритм формирования матрицы жесткостей K заключается в том, что компоненты матрицы получаются суммированием вкладов от каждого упругого звена. При этом номера строки и столбца компоненты зависят от номеров масс, связываемых данным упругим звеном.

Рассмотрим вклады в матрицу жесткостей для характерных парциальных систем, входящих в состав полной динамической системы.

1. Упругое звено жесткостью c связывает две массы с номерами $N1$ и $N2$ (рис. 1,а).

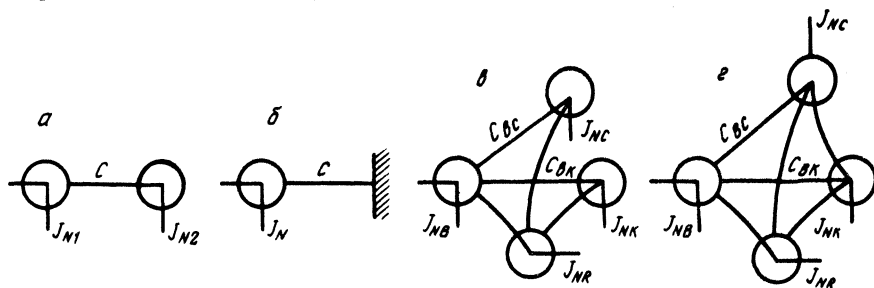


Рис. 1. Парциальные динамические системы.

Фрагмент дифференциальных уравнений движения системы, в которые входит жесткость c

$$N 1) I_{N1} \ddot{\varphi}_{N1} + (c + \dots) \varphi_{N1} + (-c + \dots) \varphi_{N2 + \dots} = 0;$$

$$N 2) I_{N2} \ddot{\varphi}_{N2} + (-c + \dots) \varphi_{N1} + (c + \dots) \varphi_{N2 + \dots} = 0;$$

Таким образом, вклад от упругого звена в матрицу К определяется табл. 1.

2. Упругое звено жесткостью c связывает массу номер N с заделкой (рис. 1, б).

Эта парциальная система вносит вклад только в уравнение N

$$N) I_N \ddot{\varphi}_N + (c + \dots) \varphi_N + \dots = 0.$$

Вклад в компоненту k_{NN} равен c .

3. Парциальная система, состоящая из ведущей массы номер NB , связанной упругим звеном жесткостью c_{BK} с ведомой массой NK и упругим звеном c_{BC} с ведомой массой NC . Кроме того, в состав системы входит масса NR , связанная с реактивным упругим звеном (рис. 1, в). Эта система описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$NR) I_{NR} \ddot{\varphi}_{NR} + (c_{BK} + c_{BC} + \dots) \varphi_{NR} + (-c_{BK} - c_{BC} + \dots) \varphi_{NB} + (c_{BK} + \dots) \varphi_{NK} + (c_{BC} + \dots) \varphi_{NC} + \dots = 0;$$

$$NB) I_{NB} \ddot{\varphi}_{NB} + (-c_{BK} - c_{BC} + \dots) \varphi_{NR} + (c_{BK} + c_{BC} + \dots) \varphi_{NB} + (-c_{BK} + \dots) \varphi_{NK} + (-c_{BC} + \dots) \varphi_{NC} + \dots = 0;$$

$$NK) I_{NK} \ddot{\varphi}_{NK} + (c_{BK} + \dots) \varphi_{NR} + (-c_{BK} + \dots) \varphi_{NB} + (c_{BK} + \dots) \varphi_{NK} + \dots = 0;$$

$$NC) I_{NC} \ddot{\varphi}_{NC} + (c_{BC} + \dots) \varphi_{NR} + (-c_{BC} + \dots) \varphi_{NB} + (c_{BC} + \dots) \varphi_{NC} + \dots = 0.$$

Таблица 1

№ строки \ № столбца	N1	N2
N1	c	$-c$
N2	$-c$	c

Таблица 2

№ строки \ № столбца	NR	NB	NK	NC
NR	$c_{BK} + c_{BC}$	$-c_{BK} - c_{BC}$	c_{BK}	c_{BC}
NB	$-c_{BK} - c_{BC}$	$c_{BK} + c_{BC}$	$-c_{BC}$	$-c_{BC}$
NK	c_{BK}	$-c_{BK}$	c_{BK}	0
NC	c_{BC}	$-c_{BC}$	0	c_{BC}

Вклады такой парциальной системы в матрицу жесткостей представлены в табл. 2.

Выделенная часть таблицы может быть получена по пункту 1 алгоритма. При отсутствии ведомого звена NC последние строка и столбец таблицы пропадают, а $c_{BC} = 0$.

4. Парциальная система, включающая в себя дифференциальный механизм с параметром P, в котором с ведущим звеном (водителем) связана масса с номером NB, с ведомым звеном (коронай) через упругое звено жесткостью c_{BK} связана масса NK, с ведомым звеном (солнцем) через упругое звено c_{BC} связана масса NC, и корпус которого массой номер NR связан с реактивным упругим звеном (рис. 1, г).

Приводя параметры элементов динамической системы, связанных с ведомыми звеньями дифференциала, следует условно считать, что дифференциал заблокирован.

Данную парциальную систему описывают уравнения

$$\begin{aligned}
 \text{NB)} & I_{NB} \ddot{\varphi}_{NB} + (4c_d + \dots) \varphi_{NB} + (-2c_d + \dots) \varphi_{NK} + \\
 & + (-2c_d + \dots) \varphi_{NC} + (-4c_d + \dots) \varphi_{NR} + \dots = 0; \\
 \text{NK)} & I_{NK} \ddot{\varphi}_{NK} + (-2c_d A_k + \dots) \varphi_{NR} + (c_d A_k + \dots) \varphi_{NK} + \\
 & + (c_d A_k + \dots) \varphi_{NC} + (2c_d A_k + \dots) \varphi_{NR} + \dots = 0; \\
 \text{NC)} & I_{NC} \ddot{\varphi}_{NC} + (-2c_d A_c + \dots) \varphi_{NB} + (c_d A_c + \dots) \varphi_{NK} + \\
 & + (c_d A_c + \dots) \varphi_{NC} + (2c_d A_c + \dots) \varphi_{NR} + \dots = 0;
 \end{aligned}$$

$$NR) I_{NR} \ddot{\varphi}_{NR} + (-4c_d + \dots) \varphi_{NB} + (2c_d + \dots) \varphi_{NK} + \\ + (2c_d + \dots) \varphi_{NC} + (4c_d + \dots) \varphi_{NR} = 0.$$

Таблица вкладов в матрицу К для такой парциальной системы имеет следующий вид (табл. 3).

Здесь

$$c_d = \frac{c_{BK}}{c_{BK} + c_{BC}}; \quad A_c = \frac{2}{P + 1}; \quad A_k = 2 - A_c.$$

При отсутствии реактивного звена строка и столбец с номером NR исключаются из таблицы.

Во всех приведенных выше дифференциальных уравнениях многоточие предполагает связи масс системы с другими упругими звеньями. Рассмотренные парциальные системы могут быть связаны друг с другом в любой последовательности и образовывать сложные динамические системы, в том числе разветвленные и кольцевые.

Проиллюстрируем работу алгоритма на примере крутильной системы машинного агрегата двухосного полноприводного автомобиля с межосевым дифференциалом, в которой учитываются реактивные податливости подвески двигателя, раздаточной коробки и податливости подвески ведущих мостов на выкручивание (рис. 2).

Таблица 3

№ строки \ № столбца	NB	NK	NC	NR
NB	$4c_d$	$-2c_d$	$-2c_d$	$-4c_d$
NK	$-2c_d A_k$	$c_d A_k$	$c_d A_k$	$2c_d A_k$
NC	$-2c_d A_c$	$c_d A_c$	$c_d A_c$	$2c_d A_c$
NR	$-4c_d$	$2c_d$	$2c_d$	$4c_d$

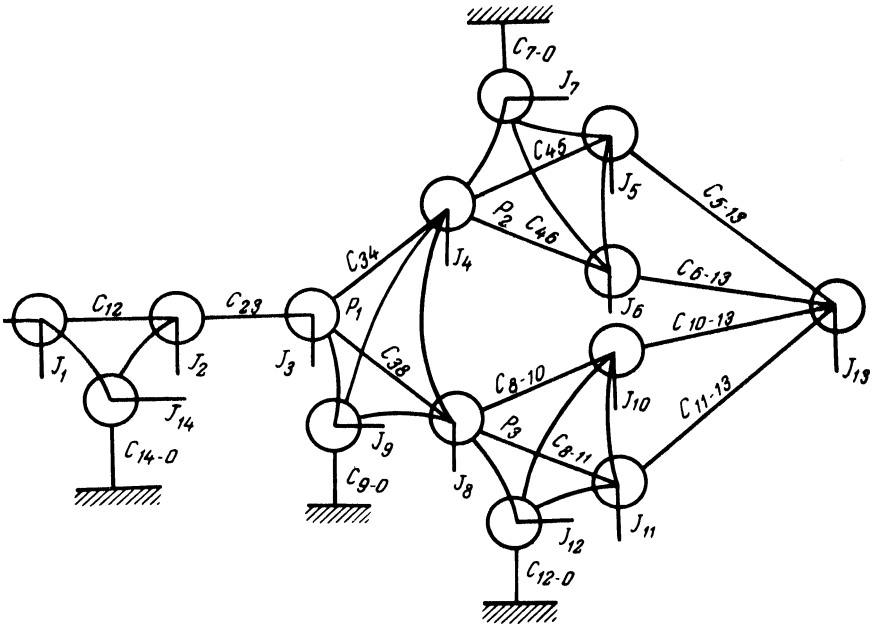


Рис. 2. Динамическая система машинного агрегата двухосного полноприводного автомобиля.

Исходные данные:

1) моменты инерции инерционных звеньев $I_1 - I_{14}$;

2) связи и жесткости упругих звеньев (здесь учитываются номера масс, связываемых данным упругим звеном, и значение жесткости упругого звена)

1 - 2: c_{1-2} ; 2 - 3: c_{2-3} ; 3 - 4: c_{3-4} ; 3 - 8: c_{3-8} ; 4 - 5: c_{4-5} ;
 4 - 6: c_{4-6} ; 8 - 10: c_{8-10} ; 5 - 13: c_{5-13} ; 6 - 13: c_{6-13} ; 10 - 13 :
 : c_{10-13} ; 11 - 13: c_{11-13} ; 14 - 0: c_{14-0} ; 9 - 0: c_{9-0} ; 7 - 0: c_{7-0} ;
 12 - 0: c_{12-0} ,

номер массы 0 указывает на связь с заделкой;

3) номера масс, охваченных дифференциальными связями, и параметр дифференциального механизма P , если он есть (табл. 4).

Матрица масс этой системы является диагональной, ее диагональные элементы равны моментам инерции масс в порядке возрастания номеров масс.

Таблица 4

№ п/п	Ведущее звено	Ведомое звено (корона)	Ведомое звено (солнце)	Реактивное звено	P
1	1	2	-	14	-
2	3	4	8	9	$P_1 \neq 1$
3	4	5	6	7	$P_2 = 1$
4	8	10	11	12	$P_3 = 1$

Матрица жесткостей, составленная по приведенному выше алгоритму, представлена в табл. 5. Незаполненные элементы матрицы равны 0.

В табл. 5

$$c_{д1} = \frac{c_{3-4} c_{3-8}}{c_{3-4} + c_{3-8}}; A_4 = \frac{2}{P_1 + 1}; A_8 = 2 - A_4;$$

$$c_{д2} = \frac{c_{4-5} c_{4-6}}{c_{4-5} + c_{4-6}}; c_{д3} = \frac{c_{8-10} c_{8-11}}{c_{8-10} + c_{8-11}}.$$

Вычисление частот и форм собственных колебаний системы по полученным матрицам не вызывает серьезных затруднений.

На основании приведенного алгоритма разработана программа на языке Фортран для ЦВМ "Минск-32", которая формирует матрицы масс, жесткостей и выполняет расчет частот и форм собственных колебаний консервативных динамических систем.

Таблица 5

№ столбца № строки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	c_{12}	$-c_{12}$												$-c_{12}$
2	$-c_{12}$	$c_{12} + c_{23}$	$-c_{23}$											c_{12}
3		$-c_{23}$	$c_{23} + 4c_{д1}$	$-2c_{д1}$				$-2c_{д1}$	$-4c_{д1}$					
4			$-2c_{д1} A_{д1 4}$	$c_{д1} A_{д1 4} + 4c_{д2}$	$-2c_{д2}$	$-2c_{д2}$	$-4c_{д2}$	$c_{д1} A_{д1 4}$	$2c_{д1} A_{д1 4}$					
5				$-2c_{д2}$	$c_{д2} + c_{5-13}$	$c_{д2}$	$2c_{д2}$							$-c_{5-13}$
6				$-2c_{д2}$	$c_{д2}$	$c_{д2} + c_{6-13}$	$2c_{д2}$							$-c_{6-13}$
7				$-4c_{д2}$	$2c_{д2}$	$2c_{д2}$	$4c_{д2} + c_{7-0}$							
8			$-2c_{д1} A_{д1 8}$	$c_{д1} A_{д1 8}$				$c_{д1} A_{д1 8} + 4c_{д3}$	$2c_{д1} A_{д1 8}$	$-2c_{д3}$	$-2c_{д3}$	$-4c_{д3}$		
9			$-4c_{д1}$	$2c_{д1}$				$2c_{д1}$	$4c_{д1} + c_{9-0}$					
10								$-2c_{д3}$		$c_{д3} + c_{10-13}$	$c_{д3}$	$2c_{д3}$	$-c_{10-13}$	
11								$-2c_{д3}$		$c_{д3}$	$c_{д3} + c_{11-13}$	$2c_{д3}$	$-c_{11-13}$	
12								$-4c_{д3}$		$2c_{д3}$	$2c_{д3}$	$4c_{д3} + c_{12-0}$		

Продолжение табл. 5

№ столбца № строки	1	2	3	4	5	6
13					$-c_{5-13}$	$-c_{6-13}$
14	$-c_{12}$	c_{12}				

7	8	9	10	11	12	13	14
			$-c_{10-13}$	c_{11-13}		c_{5-13}^+ $+c_{6-13}^+$ $+c_{10-13}^+$ $+c_{11-13}^+$	
							c_{12}^+ $+c_{14-0}^+$

В программе используются библиотечные процедуры умножения прямоугольных матриц, вычисления определителя методом Гаусса, решения системы линейных алгебраических уравнений методом Гаусса, вычисления коэффициентов характеристического полинома и собственных значений методом Данилевского, вычисления всех корней полинома с действительными коэффициентами методом Ньютона. Все вычисления выполняются с удвоенной значностью.

Для некоторых симметричных кольцевых динамических систем амплитуды колебаний могут оказаться независимыми (определитель системы равен 0). В этом случае формы колебаний не вычисляются. Для анализа таких систем целесообразно преднамеренно нарушить симметрию системы (в пределах допустимой погрешности исходных данных).

Настоящая методика может быть использована для анализа расчетных динамических систем машинного агрегата автомобиля с целью установить соответствие их реальным системам, для выявления опасных резонансных режимов работы, а также для создания упрощенных динамических моделей.

Л и т е р а т у р а

1. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. - М., 1972. 2. Молибошко Л.А. Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость и

работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып. 7. 3. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. - М., 1966.

УДК 629.113

А.И.Гришкевич, Д.В.Рожанский

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРАМЕТРОВ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

Режим движения автомобиля в транспортном потоке носит нестационарный характер: разгоны, торможения, движение с ограниченной скоростью. Разгон представляет собой важную часть всего цикла движения. В процессе разгона на автомобиль действует сила дорожного сопротивления, величина которой является случайной. Скорость, от которой начинается разгон, при движении в транспортном потоке тоже имеет случайный характер. Из этого следует, что скорость разгона автомобиля по реальной дороге - случайная функция времени или пути.

Динамическую систему автомобиля можно представить как массу, на которую действует сила дорожного сопротивления и которая охвачена положительной гибкой обратной связью, представляющей собой двигатель (рис. 1).

Дифференциальное уравнение, описывающее поведение этой системы, имеет вид

$$\frac{dv_a}{dt} = \frac{g}{\delta} (D(v_a) + \psi(S)), \quad (1)$$

где v_a - скорость автомобиля, м/с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; δ - коэффициент учета вращающихся масс; $D(v_a)$ - динамический фактор на включенной передаче КП; $\psi(S)$ - коэффициент дорожного сопротивления, взятый со знаком минус.

Коэффициент дорожного сопротивления является для данной системы входным сигналом и представляет собой случайную функцию пути S . Выходной сигнал - скорость автомобиля. Из уравнения (1) видно, что скорость есть случайная функция времени движения t .

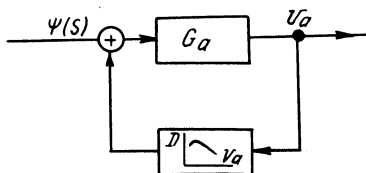


Рис. 1. Динамическая система автомобиля.

Для того чтобы коэффициент дорожного сопротивления и скорость движения были случайными функциями одной и той же независимой переменной, перейдем в уравнении (1) от аргумента t к аргументу S . Получаем

$$v_a \frac{dv_a}{dS} = \frac{g}{\delta} (D(v_a) + \psi(S)), \quad (2)$$

Обозначим $u = v_a^2$ и приведем уравнение (2) к виду

$$b \frac{du}{dS} = D(u) + \psi(S), \quad (3)$$

где $b = \frac{\delta}{2g}$.

В уравнении (3) динамический фактор является функцией величины квадрата скорости автомобиля. Как известно, функция $D(v_a)$, а следовательно, и $D(u)$ носит нелинейный характер. Значит, рассматриваемая динамическая система автомобиля, описываемая нелинейным дифференциальным уравнением (3), нелинейна. Кроме того, эта система работает в неустановившемся режиме, так как разгон автомобиля представляет собой нестационарный процесс.

Таким образом, задача исследования движения автомобиля при разгоне по дороге со случайными значениями коэффициента сопротивления сводится к определению статистических характеристик выходной переменной нелинейной системы, работающей в нестационарном режиме.

В теории случайных функций [1] имеется ряд методов, позволяющих исследовать поведение линейных систем, которые работают в неустановившемся режиме. Для применения этих методов необходимо провести линеаризацию дифференциального уравнения рассматриваемой нелинейной системы. Используем метод статистической линеаризации, описанный в работе [1]. Статистическая линеаризация отличается от обычной тем, что коэффициенты линейного уравнения при такой линеаризации зависят не только от математического ожидания аргумента, но и от его дисперсии. В основу метода статистической линеаризации положено условие статистической равноценности двух функций. Статистически равноценными в этом случае считаются такие функции, которые имеют одинаковые моменты первого и второго порядка при данном законе распределения аргумента.

Функциональная нелинейная зависимость

$$Y = \varphi(X) \quad (4)$$

заменяется линейной вида

$$Z = k_0 m_x + k_1 (X - m_x), \quad (5)$$

где m_x - математическое ожидание случайной величины X ; k_0 - коэффициент передачи по полезному сигналу; k_1 - коэффициент передачи по флуктуациям.

Коэффициент k_0 подбирается так, чтобы случайные величины Y и Z имели одинаковые математические ожидания. Коэффициент k_1 определяется из двух условий. Во-первых, требуется соблюдение равенства дисперсий случайных величин Y и Z ; во-вторых, средняя квадратическая ошибка от замены функции φ линейной функцией должна быть минимальной. В качестве коэффициента k_1 в формуле (5) принимается среднее арифметическое его значений, полученных по двум условиям.

Если автомобиль разгоняется в небольшом скоростном диапазоне, то нелинейное дифференциальное уравнение (3) можно линеаризовать изложенным выше способом:

$$b \frac{du}{ds} = k_0 m_{up} + k_1 (u - m_{up}) + \psi(S) \quad (6)$$

или

$$b \frac{du}{dS} - k_1 u = (k_0 - k_1) m_{up} + \psi(S), \quad (7)$$

где m_{up} - математическое ожидание переменной u , относительно которого проводится линеаризация.

Коэффициенты линеаризации k_0 и k_1 в уравнении (7) на данном малом участке разгона принимаются постоянными.

Выходная переменная линейной динамической системы, описываемой дифференциальным уравнением (7), определяется уравнением

$$u(S) = \int_{S_0}^S g(S,s) X(s) ds, \quad (8)$$

где $g(S,s)$ - весовая или импульсная переходная функция системы; $X(s)$ - входной сигнал, действующий на систему.

Весовая функция рассматриваемой динамической системы автомобиля описывается уравнением

$$g(S,s) = \frac{1}{b} e^{k_1 \frac{S-s}{b}}. \quad (9)$$

Входной сигнал представляет собой случайную функцию пути:

$$X(s) = (k_0 - k_1) m_{up} + \psi(s) + c \delta(s - S_0), \quad (10)$$

где c - постоянная, определяемая начальными условиями; $\delta(s - S_0)$ - единичный импульс, действующий на систему в момент S_0 .

Математическое ожидание и дисперсия выходной переменной системы определяются интегралами:

$$m_u(S) = \int_{S_0}^S g(S,s) m_x(s) ds; \quad (11)$$

$$D_u(S) = \int_{S_0}^S \int_{S_0}^S g(S,s) g(S,s') K_x(s,s') ds ds', \quad (12)$$

где $m_x(s)$ и $k_x(s,s')$ - соответственно математическое ожидание и корреляционная функция входного сигнала $X(s)$.

На основе статистических характеристик выходной переменной на данном участке проводится аналогичный расчет для следующего участка разгона, причем начальными условиями на

этом отрезке будут значения выходной переменной в конце предыдущего участка. Таким способом просчитывается весь диапазон разгона.

В результате после перехода от переменной u к скорости движения автомобиля v_a получаются зависимости математического ожидания и дисперсии скорости от пути разгона автомобиля.

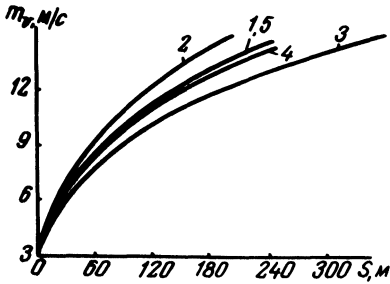


Рис. 2. Математическое ожидание скорости разгона.

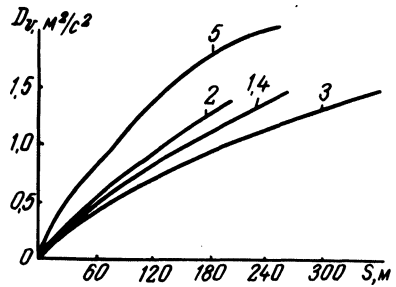


Рис. 3. Дисперсия скорости разгона.

На рис. 2 и 3 приведены результаты расчета разгона автомобиля МАЗ-500А: 1 - разгон с номинальной нагрузкой; 2 - полный вес автомобиля уменьшен на 20%; 3 - крутящий момент двигателя уменьшен на 20%; 4 - разгон с четырехступенчатой КП ЯМЗ-238; 5 - дисперсия дорожных подъемов уклонов увеличена в 5 раз.

Л и т е р а т у р а

1. Пугачев В.С. Теория случайных функций. - М., 1960.

УДК 629.113.012.55

Н.Ф.Метлюк, И.М.Флерко, С.Ю.Артамонов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РАДИУСА КОЛЕС БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

При теоретическом исследовании торможения автомобиля с противоблокировочным устройством (автоматическим регулятором тормозных сил) необходимо знать величину динамического радиуса r_d колес.

В процессе торможения автомобиля с противоблокировочным устройством непрерывно изменяются нормальные реакции на колесах автомобиля, что приводит к изменению величины r_d

Для определения величины r_d колес большегрузных автомобилей проведены эксперименты с шинами 320 - 508 модели ИЯВ-12Б, 320-508Р модели И-109Б и 300-508Р модели И-68А. Испытания проводились с помощью разработанного и изготовленного в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института динамометрического прицепа. Последний позволяет исследовать в дорожных условиях комплекс характеристик взаимодействия колес с опорной поверхностью в ведомом и тормозном режимах. Можно испытывать колеса с одиночной и сдвоенной шинами.

Методика исследования заключалась в следующем. Сначала было изучено влияние тормозного момента M_T на величину динамического радиуса. Для определения r_d было изготовлено специальное устройство, измеряющее с помощью потенциометрического датчика расстояние от опорной поверхности до оси испытываемого колеса. В процессе движения динамометрического прицепа колесо затормаживалось и оттормаживалось. При этом на ленте осциллографа записывались M_T и r_d .

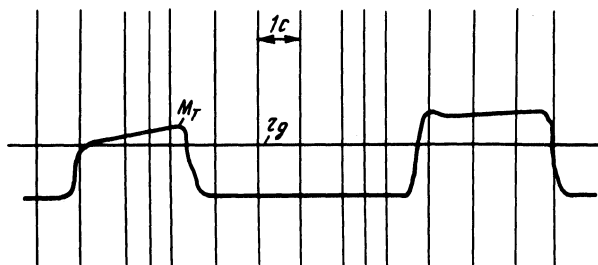


Рис. 1. Осциллограмма процесса торможения колеса.

На рис. 1 приведен фрагмент осциллограммы процесса торможения колеса, из которого видно, что приложение к колесу тормозного момента практически не влияет на величину r_d по отношению к ведомому режиму.

В процессе же торможения автомобиля r_d изменяется вследствие изменения нормальных реакций на r_d колесах. Поэтому, исследовав зависимость статического радиуса колеса $r_{ст}$ от нормальной нагрузки на него, мы можем определять величину r_d колес автомобиля при торможении.

На величину $r_{ст}$, а следовательно, и на величину r_d влияет также и величина давления воздуха в шине P_w . Поэтому,

чтобы удобнее было использовать в расчетах процесс движения автомобиля, желательно представить результаты эксперимента в виде математической зависимости r_{CT} от нормальной нагрузки на колесо G и давления воздуха в шине P_w .

Для решения этой задачи исследование проводилось с использованием методов математического планирования экспериментов. Применялся метод ротatableльного центрального композиционного планирования второго порядка [1], позволяющий получить зависимость между выходной величиной и влияющими факторами в виде уравнения

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_{1i} x_i + \sum_{i=1}^n a_{2i} x_i^2 + \sum_{i=1}^n a_{ik} x_i x_k, \quad (1)$$

где y – выходная величина; a_0 – свободный член; a_{1i} – коэффициенты при линейных членах, указывающие на влияние того или иного фактора на изучаемый процесс; a_{2i} – коэффициенты при квадратичных членах, указывающие на влияние того или иного фактора в квадрате на изучаемый процесс; $a_{ik} (i < k)$ – коэффициенты при произведениях факторов, указывающие на взаимодействие факторов; n – число факторов; x_i, x_k – факторы, влияющие на изучаемый процесс.

В этом исследовании выходной величиной y является радиус статический r_{CT} , а влияющими факторами – нормальная нагрузка на колесо $G(x_1)$ и давление воздуха в шине $P_w(x_2)$.

Искомая зависимость $y = y(x_1, x_2)$ имеет вид:

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2. \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) значения факторов x_i должны представляться в кодированном виде. Кодированное значение фактора определяется следующим образом:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3)$$

где x_i – кодированное текущее значение фактора; X_i – натуральное текущее значение фактора; X_{i0} – натуральное значение нулевого (основного) уровня; ΔX_i – шаг варьирования.

Задача заключается в том, чтобы спланировать и провести эксперимент для оценки численных значений коэффициентов этого уравнения.

В табл. 1 и 2 приведены соответственно уровни изменения факторов, план и результаты эксперимента.

Таблица 1. Уровни варьирования факторов

Шина	Факторы	Кодовое обозначение	$x_i = -1,414$ (звездные точки)
320-508	$G, \text{кгс}$	x_1	1275
	$p_w, \text{кгс/см}^2$	x_2	1,7
320-508P	$G, \text{кгс}$	x_1	1275
	$p_w, \text{кгс/см}^2$	x_2	1,7
300-508P	$G, \text{кгс}$	x_1	2430
	$p_w, \text{кгс/см}^2$	x_2	2,9
320-508 (сдвоен)	$G, \text{кгс}$	x_1	1525
	$p_w, \text{кгс/см}^2$	x_2	3,6
320-508P (сдвоен)	$G, \text{кгс}$	x_1	1525
	$p_w, \text{кгс/см}^2$	x_2	1,7

Измерения $r_{\text{СТ}}$ проводились следующим образом. Динамометрический прицеп устанавливался на ровном участке дороги. Затем, изменяя величины давления воздуха в шине и нормальной нагрузки на колесо в соответствии с планом эксперимента с помощью штангенрейсмуса определялось расстояние от оси колеса до опорной поверхности, т.е. радиус статический. Давление воздуха в шине замерялось при помощи образцового манометра, а нормальная нагрузка на колесо задавалась пневматическим цилиндром системы вертикального нагружения колеса и определялась по манометру в магистрали, соединяющей пневмоцилиндр с ресивером (до этого была получена зависимость нормальной нагрузки на колесо от давления воздуха в пневмоцилиндре). Величина давления воздуха в пневмоцилиндре регулировалась с помощью крана следящего действия. В каждой точке плана эксперимента проводилось по три замера (в табл. 2 приведены средние значения величины $r_{\text{СТ}}$).

На основании математических зависимостей, приведенных в литературе [1], была составлена программа расчета на ЭВМ "Наири".

$x_1 = -1$ (верхний уровень)	$x_1 = 0$ (основной уровень)	$x_1 = +1$ (верхний уровень)	$x_1 = +1,414$ (звездные точки)	Шаг варь- ирования
1825	3200	4575	5125	1375
2,5	4,5	6,5	7,3	2,0
1825	3200	4575	5125	1375
2,5	4,5	6,5	7,3	2,0
2650	3200	3750	3950	550
3,5	5,0	6,5	7,1	1,5
2075	3450	4825	5375	1375
4,0	5,0	6,0	6,4	1,0
2075	3450	4825	5375	1375
2,5	4,5	6,5	7,3	1,0

В результате расчетов получены следующие зависимости для величины r (после оценки значимости коэффициентов):

шина 320^{СТ}-508

$$y = 528 - 16,9x_1 + 17,7x_2 + 6,3x_2^2 + 6,7x_1x_2; \quad (4)$$

шина 320-508P

$$y = 509 - 17,8x_1 + 16,8x_2 - 0,4x_1^2 - 6,4x_2^2 + 1,9x_1x_2; \quad (5)$$

шина 300-508P

$$y = 485 - 6,9x_1 + 10,3x_2 - 2,6x_2^2 + 0,9x_1x_2; \quad (6)$$

шина 320-508 (сдвоенная)

$$y = 547 - 7,3x_1 + 4x_2 + 0,54x_2^2 + 0,7x_1x_2; \quad (7)$$

шина 320-508P (сдвоенная).

$$y = 528 - 3,9x_1 + 10,7x_2 + 8,1x_1^2 - 6x_2^2 + 2,5x_1x_2. \quad (8)$$

Таблица 2. План и результаты эксперимента

Структура плана	№ п/п	Матрица плана	Результаты эксперимента				
			320-508	320-508P	300-508P	320-508 (двоенная)	320-508P
			$x_1 \ x_2$	y_i	y_i	y_i	y_i
	1	1 1	528,5	503,3	486,7	545,1	538,9
	2	-1 1	549,3	535,1	498,7	557,9	541,9
Ядро	3	1 -1	480,6	466,2	464,6	536,5	512,4
	4	-1 -1	528,1	505,6	480,2	552,1	525,4
	5	1,414 0	503,8	483,2	475,2	537,3	538,4
	6	-1,414 0	550,9	533,5	494,9	558,4	549,1
	Звездные точки	7	0 1,414	540,1	520,2	494,6	554,3
8		0 -1,414	488,9	472,3	464,9	541,8	500,6
9		0 0	526,9	509,3	484,9	546,7	527,9
10		0 0	526,5	509,2	485,3	547,3	527,5
11		0 0	527,2	509,2	484,8	547,0	527,4
Центр	12	0 0	527,1	509,2	484,7	547,7	527,5
	13	0 0	526,7	509,3	485,0	546,7	527,7

Используя выражение (3), на основании зависимостей (4) - (8) можно получить формулы, связывающие r_{CT} с натуральными значениями G и P_W :

шина 320-508

$$r_{CT} = 530,7 - 0,0233G + 15,23p_W - 1,575p_W^2 + 0,00244 G p_W ; \quad (9)$$

шина 320-508P

$$r_{CT} = 488 - 0,0148G + 20,59p_W - 0,0000002G^2 - 1,6 p_W^2 + 0,00069 G p_W ; \quad (10)$$

шина 300-508P

$$r_{CT} = 479 - 0,0179G + 14,88p_W - 1,15p_W^2 + 0,001G p_W \quad (11)$$

шина 320-508 (сдвоенная)

$$r_{ст} = 568 - 0,00786G - 3,2 p_w + 0,54p_w^2 + 0,000509 G p_w ; \quad (12)$$

шина 320-508P (сдвоенная)

$$r_{ст} = 547 - 0,0359G + 15,71 p_w + 0,0000042G^2 - 1,5p_w^2 + 0,00091 G p_w . \quad (13)$$

Полученные эмпирические зависимости могут быть использованы в расчетах процесса движения автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов: Пер. с нем./ К.Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др.; Под ред. Э.К.Лецкого. - М., 1977.

УДК 629.113 - 597.5

Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Ф.К.Кравец

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ПНЕВМОАППАРАТОВ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОПОЕЗДА КамАЗ

Клапаны различных пневматических аппаратов тормозного привода являются переменными дросселями, они существенно влияют на быстродействие и синхронность работы привода. Для применения методов динамического расчета необходимо иметь данные по коэффициентам расхода μ различных элементов привода или по их пропускной способности μf (f - мгновенное значение площади проходного сечения дросселя). До настоящего времени не получены аналитические формулы, определяющие величины μ или μf в зависимости от типа и конструктивных параметров клапанов пневматических аппаратов. Поэтому на практике, чтобы найти μ (или μf), широко используется косвенный метод, заключающийся в экспериментальном определении кривой $p(t)$ изменения давления воздуха при наполнении или опорожнении постоянного объема V через исследуемый аппарат [1,2,3].

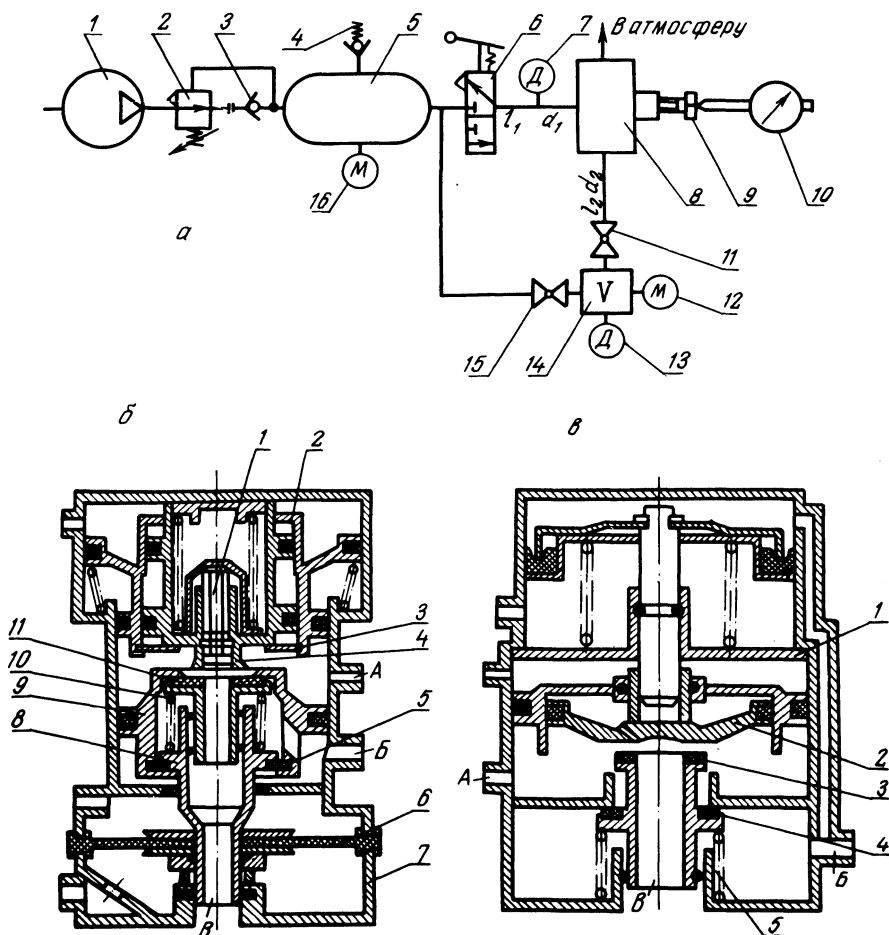


Рис. 1. Схемы установки для определения пропускной способности: а – пневмоаппаратов; б – крана управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом; в – воздухораспределителя.

Установка для определения пропускной способности пневмоаппаратов (рис. 1,а) включает компрессор 1, регулятор давления 2, обратный клапан 3, предохранительный клапан 4, ресивер 5, краны управления 6, 11, 15, исследуемый пневмоаппарат 8, емкость 14, манометры 12 и 16, датчики давления 7 и 13, винт 9, индикаторную головку 10. Процессы изменения давления воздуха на входе в пневмоаппарат и в емкости регистрировались с помощью комплекта измерительной аппаратуры.

При испытаниях пневмоаппаратов на пропускную способность необходимо всегда иметь возможность получить фиксированные и одновременно контролируемые положения исследуемых клапанов. С этой целью пневмоаппараты должны быть предварительно подготовлены для испытаний. Объем работ по подготовке в каждом конкретном случае зависит от типа и конструктивных особенностей пневмоаппарата.

При исследовании пропускной способности впускного клапана 11 крана управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом автопоезда КамАЗ (рис. 1,б) вместо диафрагмы 6 и нижней крышки 7 устанавливалась специально изготовленная пластина, которая крепилась болтами к корпусу и одновременно наворачивалась на резьбу полого штока 8. Между поршнями 2 и 9 устанавливалась распорная втулка, с помощью которой поршень 9 фиксировался в нижнем положении, а поршень 2 - в верхнем. Выпускной клапан 4 удерживался в закрытом положении при помощи специального винта, ввернутого вместо регулировочного винта 1. Стопорные кольца 3 и 5, а также пружина 10 впускного клапана 11 были сняты. Открытие клапана осуществлялось за счет вращения полого штока 8 относительно пластины и измерялось индикаторной головкой. Выход А через кран управления экспериментальной установки соединялся с ресивером, а к выходу Б присоединялись исследуемые емкости постоянного объема ($V = 0,12 \cdot 10^{-3}; 0,28 \cdot 10^{-3}; 0,51 \cdot 10^{-3}; 1,0 \cdot 10^{-3}; 2,0 \cdot 10^{-3}; 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$), которые наполнялись через впускной клапан 11.

При исследовании пропускной способности выпускного клапана 4 вместо пружины 10 устанавливалась распорная втулка, которая обеспечивала плотное закрытие впускного клапана 11, что фиксировалось стопорным кольцом 5. Открытие выпускного клапана 4 осуществлялось за счет вращения полого штока 8 и жестко соединенных с ним клапана 11 и поршня 9 относительно указанной выше пластины. В этом случае исследуемая емкость опораживалась в атмосферу через клапан 4 и выход В. За положение начала открытия выпускного клапана (нулевое положение) принималось такое, при котором давление воздуха в емкости возрастало от 0 до 0,1 МПа более 3 мин, а для выпускного клапана - давление в емкости убывало от 0,8 МПа до 0,7 МПа более 3 мин. При эксперименте открытие исследуемых клапанов осуществлялось с шагом 0,12 мм.

В процессе изучения пропускной способности впускного клапана 4 воздухораспределителя автопоезда КамАЗ (рис.1. в)

вместо пружины 5 устанавливался набор металлических шайб толщиной 0,5 мм. За счет изменения их числа устанавливалась определенная величина открытия клапана 4. Выход А через кран управления экспериментальной установки соединялся с ресивером, а к выходу Б присоединялись исследуемые емкости. Для того чтобы обеспечить постоянное состояние выпускного клапана 3, вместо перегородки 1 и верхней крышки к корпусу воздухораспределителя крепилась специально изготовленная крышка, в центральное отверстие которой заворачивался болт, воздействующий на поршень 2.

Для исследования пропускной способности выпускного клапана 3 вместо пружины 5 устанавливалась распорная втулка, с помощью которой обеспечивалось плотное закрытие впускного клапана. Открытие клапана 3 осуществлялось за счет вращения указанного выше болта в специальной пластине, и контролировалось индикаторной головкой. В этом случае исследуемая емкость, присоединенная к выходу А, опорожнялась через выпускной клапан и выход В в атмосферу.

Динамические характеристики процесса наполнения и опорожнения постоянных емкостей через исследуемые клапаны снимались при давлении в ресивере $p_{\text{max}} = 0,8 \text{ МПа}$. По полученным осциллограммам (рис. 2) определялось время t_{H} наполнения емкости до давления $p_1 = 0,73 \text{ МПа}$, время t_{O} опоро-

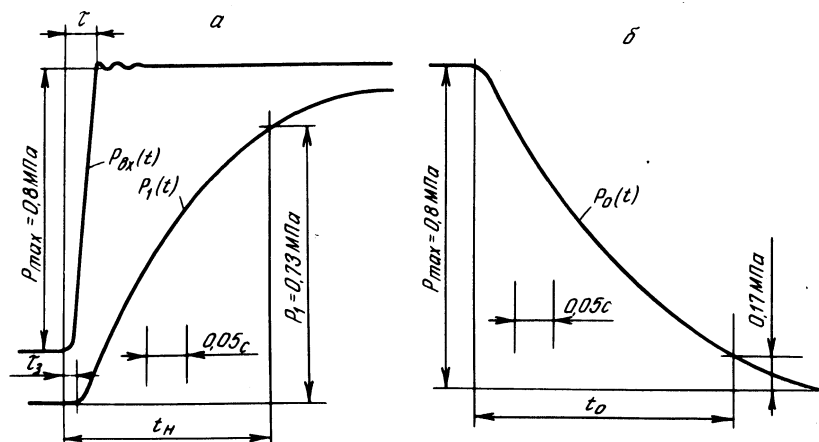


Рис. 2. Образцы осциллограммы динамических характеристик процесса наполнения и опорожнения емкости $V = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ при $h = 0,48 \text{ мм}$ крана управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом: а – впускной клапан; б – выпускной.

рождения емкости до давления $p_0 = 0,17$ МПа, время τ нарастания давления на входе $p_{вх}(t)$, время запаздывания τ_3 нарастания (падения) давления в емкости по отношению к $p_{вх}(t)$.

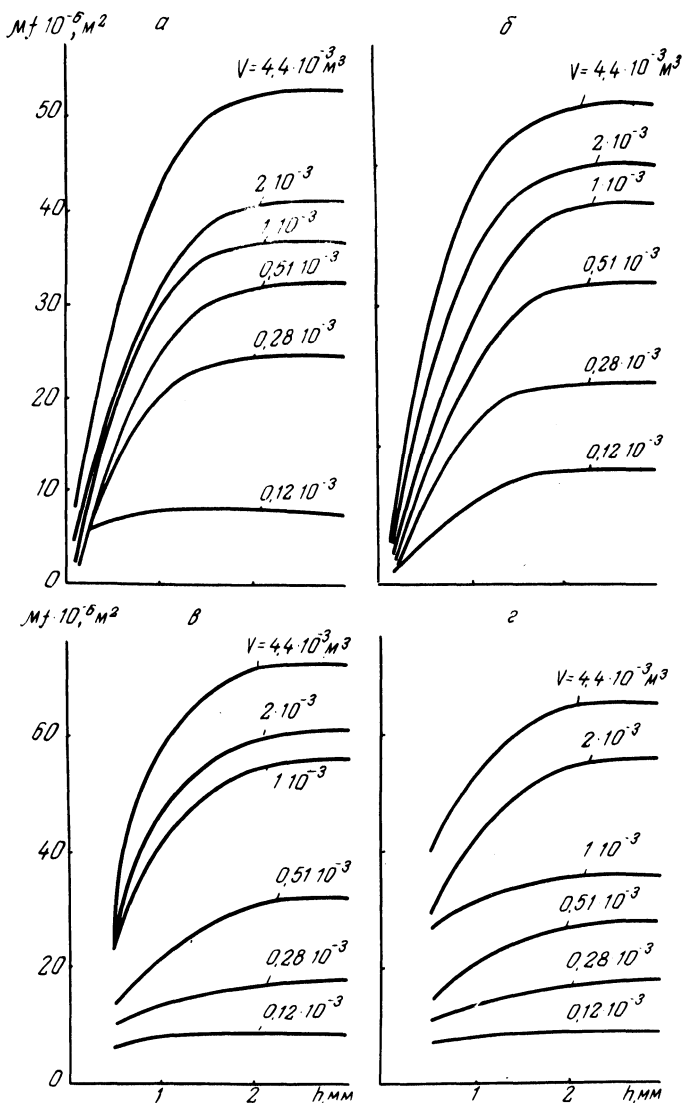


Рис. 3. Графики пропускной способности пневмоаппаратов: а – впускной; б – выпускной клапаны крана управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом; в – впускной и выпускной клапаны воздухораспределителя.

Пропускная способность клапана исследуемого пневмоаппарата определялась по выражениям [2]:

для процесса наполнения емкости

$$\mu f = 3,49 \cdot 10^{-3} V k / t_n ; \quad (1)$$

для процесса опорожнения емкости:

$$\mu f = 5,92 \cdot 10^{-3} V k_o / t_o , \quad (2)$$

где V – объем наполняемой или опоражниваемой емкости, m^3 ; k и k_o – коэффициенты коррекции пропускной способности клапана, учитывающие значения τ и τ_3 соответственно для наполнения и опорожнения емкости, значение этих коэффициентов определяется по графику [3].

В результате проделанной работы установлено (рис. 3), что значения μf для исследуемых пневмоаппаратов зависят от величины открытия клапана h и объема V подсоединенной емкости. Полученные данные по значениям μf могут быть использованы при динамических расчетах тормозных приводов.

Л и т е р а т у р а

1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. – М., 1975. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневмогидравлических систем управления автомобиля. – Минск, 1977. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Методика определения динамических свойств пневмоаппаратов и звеньев тормозного привода. – В сб.: Автомобильный транспорт и дороги. Минск, 1975, вып. 1.

УДК 629.113 - 075. 445.62

Б.Л.Кулаковский

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ С ЖИДКИМ ГРУЗОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При эксплуатации автомобильной цистерны внутри нее жидкость постоянно перемещается. Это в определенной степени влияет на устойчивость автомобиля при торможении.

Сравнительный анализ процесса торможения автоцистерны с жидким и "фиксированным" грузом показывает, что в результате движения жидкости возникают дополнительные силы и мо-

менты, которые меняют такие тормозные параметры, как тормозной путь, угол поворота продольной оси и поперечное отклонение центра масс автомобиля.

Чтобы определить влияние жидкого груза на процесс торможения, исследована устойчивость автомобильной цистерны при неравномерном действии тормозных механизмов. Использовалась пожарная автоцистерна АЦ-30 (66), оборудованная измерительно-регистрирующей аппаратурой. По оси симметрии автомобиля было установлено "пятое" колесо с тахогенератором и индуктивным датчиком оборотов для определения скорости движения и тормозного пути. Измеряемые величины регистрировались с помощью светолучевого осциллографа Н-700, установленного в кабине водителя. Момент нажатия на педаль тормоза фиксировался гальванометром осциллографа, подключенным к датчику стоп-сигнала автомобиля.

Испытания проводились на ровной асфальтированной площадке при начальной скорости торможения с 10 до 40 км/ч (цистерна была заполнена на 50 и 100%). Торможение проводилось экстренно при движении по прямой до полной остановки автоцистерны с обеспечением постоянного усилия на тормозную педаль - 70 кгс согласно техническим требованиям ОСТ 37.001.039-72 для данного типа автомобиля. Постоянство усилия на педаль обеспечивалось за счет установки ограничителя ее перемещения. Дополнительно в системе гидропривода был смонтирован редукционный клапан.

Ввиду того что в процессе эксперимента возникали изменения в работе тормозных механизмов, проводился постоянный контроль и поддерживалось постоянное соотношение тормозных сил на колесах автомобиля. С этой целью перед испытаниями автоцистерна устанавливалась на беговые барабаны тормозного стенда КИ-4998. Здесь определялась тормозная сила на каждом колесе, а также регулировалась одновременность срабатывания тормозных механизмов колес левого и правого бортов.

При испытаниях водитель направлял переднее левое колесо автомобиля по намеченной линии (прямой). После достижения заданной скорости осуществлялось торможение с выжатой педалью сцепления.

Угол поворота продольной оси, поперечное отклонение центра масс автоцистерны относительно линии траектории определялись непосредственным замером, а скорость движения, тормозной путь - после обработки осциллограмм.

Угол поворота α и поперечное отклонение центра масс y_C автоцистерны определялись по формулам

$$\alpha = \arcsin \frac{m-n}{L}; y_C = n + \frac{(m-n) b}{L},$$

где m, n – соответственно кратчайшее расстояние от линии траектории до левого переднего и заднего колеса; L – база автоцистерны (3300 мм); b – расстояние от центра масс автоцистерны до оси заднего моста.

Анализ результатов исследования показал, что при отключении тормозного механизма переднего колеса с увеличением скорости начала торможения тормозной путь, углы поворота продольной оси и поперечные отклонения центра масс автоцистерны увеличиваются. Из рис. 1 и 2 видно, что у автоцистерны, заполненной жидким грузом на 50%, величины тормозного пути и углы поворота продольной оси больше, чем у автоцистерны, заполненной на 100%. При уменьшении коэффициента сцепления эта разница увеличивается.

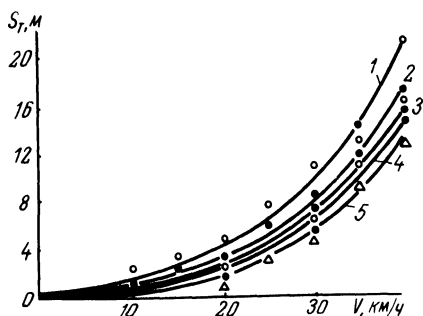


Рис. 1. Зависимость тормозного пути автоцистерны АЦ-30(66) с жидким грузом от начальной скорости торможения: 1 – цистерна, заполненная водой на 50%, мокрый асфальт; 2 – цистерна полная, мокрый асфальт; 3 – цистерна, заполненная водой на 50%, сухой асфальт; 4 – цистерна полная, сухой асфальт; 5 – цистерна, заполненная фиксированным грузом на 50%.

Особое значение для безопасности движения при торможении имеет поперечное отклонение центра масс автоцистерны, так как при больших его величинах увеличивается опасность столкновения со встречным транспортом. Экспериментальное определение поперечного отклонения показало, что при одной и той же неравномерности тормозных сил на колесах величины этих отклонений у автоцистерны, заполненной жидким грузом на половину емкости, будут больше, чем у автоцистерны, заполненной на 100% (рис. 3).

Проведенные испытания автоцистерны на мокром асфальте показали значительное увеличение поперечных отклонений в сравнении с испытаниями на сухом асфальте.

С целью разработки требований к тормозной системе был исследован процесс торможения (автоцистерны) с применением различных схем отключения тормозных механизмов колес (рис. 4). При отключении тормозных механизмов обоих колес передней оси (линии 1 и 2) тормозной путь больше в сравнении с отключенной задней осью (линии 3 и 4). Экспериментальное

Рис. 2. Зависимость угла поворота продольной оси автоцистерны АЦ-30 (66) с жидким грузом от начальной скорости торможения: 1 – цистерна, заполненная водой на 50%, мокрый асфальт; 2 – полная цистерна, мокрый асфальт; 3 – цистерна, заполненная водой на 50%, сухой асфальт; 4 – полная цистерна, сухой асфальт; 5 – цистерна, заполненная на 50% "фиксированным" грузом, мокрый асфальт; 6 – цистерна заполнена водой на 50%, сухой асфальт, отключен тормозной механизм заднего колеса.

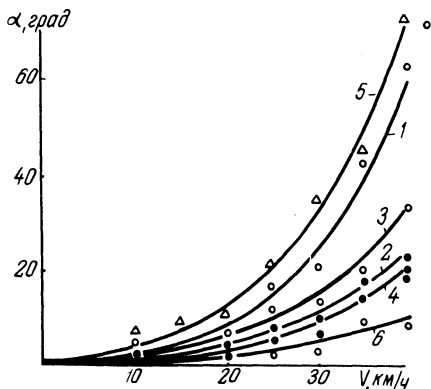
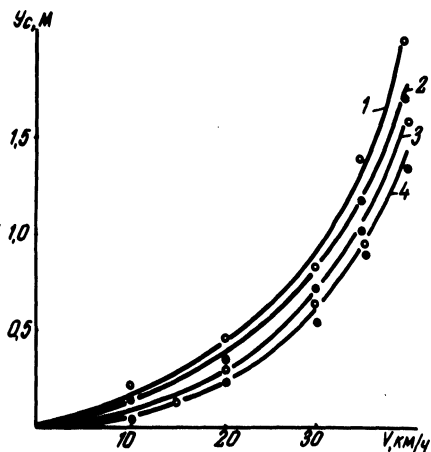


Рис. 3. Зависимость поперечного отклонения центра масс автоцистерны АЦ-30 (66) от начальной скорости торможения: 1 – цистерна, заполненная водой на 50%, мокрый асфальт; 2 – цистерна полная, мокрый асфальт; 3 – цистерна, заполненная водой на 50%, сухой асфальт; 4 – цистерна полная, сухой асфальт.



определение углов поворота продольной оси автоцистерны показало, что максимальная величина этих углов имеется при бортовом отключении тормозных механизмов колес и минимальная – при диагональном.

Сравнительный анализ тормозных параметров автоцистерны с жидким и "фиксированным" грузами показал следующие различия.

У автоцистерны, наполовину заполненной жидким грузом, величина тормозного пути (линия 1 на рис. 1) в сравнении с "фиксированным" (линия 5) - больше.

По нашему мнению, при торможении под действием сил инерции жидкость перемещается вперед, вступая с передней стенкой цистерны в ударное взаимодействие. Дальнейший процесс торможения сопровождается постоянным смещением центра масс жидкости цистерны. В результате происходит дополнительное перераспределение нормальных реакций на колесах передней и задней осей, а также изменение эффективности торможения.

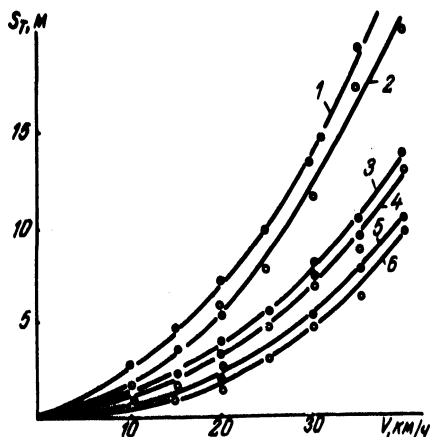


Рис. 4. Изменение тормозного пути автоцистерны АЦ-30 (66) в зависимости от схем отключения тормозных механизмов колес: 1, 2, - цистерна заполнена водой соответственно на 50% и 100%, отключены тормозные механизмы переднего моста; 3, 4 - соответственно на 50% и 100%, отключены тормозные механизмы заднего моста; 5, 6 - соответственно на 50% и 100%, все тормозные механизмы колес включены.

У автоцистерны с жидким грузом величина угла поворота продольной оси (линия 1 на рис. 2) меньше, чем у автомобиля с "фиксированным" грузом (линия 5).

Выводы. 1. С возрастанием скорости движения автоцистерны, при которой начинается торможение, величины тормозного пути, угла поворота продольной оси и поперечного отклонения центра масс автоцистерны увеличиваются. Заметное увеличение этих параметров наблюдается при частичном (50%) заполнении цистерны. С уменьшением коэффициента сцепления происходит интенсивное возрастание угла поворота продольной оси автоцистерны.

2. Автомобильная цистерна по сравнению с грузовым автомобилем при торможении имеет больший тормозной путь и меньший угол поворота продольной оси.

3. Наличие бортовой неравномерности действия тормозных механизмов опасней диагональной с точки зрения устойчивости

автомобильной цистерны по заносу и опрокидыванию. Поэтому допустимые диагностические параметры при бортовой неравномерности действия тормозных сил должны быть меньше в сравнении с диагональной.

УДК 629.113.001.6

Д.В.Степанов, О.С.Руктешель, А.В.Карпов

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Важное место при создании систем автоматического управления трансмиссией (САУ) занимает этап стендовых испытаний. Он необходим для оценки работоспособности системы, ее отладки и доводки. При испытании САУ трансмиссией необходимо воспроизводить на стенде усилия и нагрузки, действующие на трансмиссию при движении автомобиля по реальной дороге. На существующих стендах автомобиль устанавливается на беговые барабаны [1,2]. В качестве тормозной установки используются электрические машины постоянного тока.

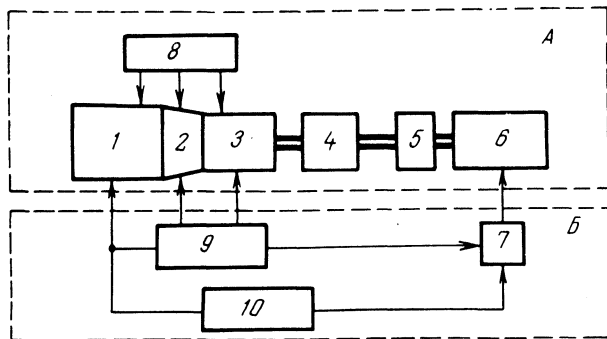


Рис. 1. Блок-схема стенда.

В Проблемной научно-исследовательской лаборатории автомобилей БПИ разработан проект и изготовлен стенд для испытания САУ механических ступенчатых трансмиссий большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. В отличие от существующих на спроектированном стенде для проведения испытаний САУ не требуется установка всего автомобиля.

Стенд состоит из силовой части и системы управления. Блок-схема стенда показана на рис. 1.

Силовая часть стенда А состоит из испытываемых серийных элементов машинного агрегата автомобиля, инерционной части, тормозной установки и карданных валов, соединяющих перечисленные узлы.

Элементы машинного агрегата автомобиля включают в себя: дизельный двигатель ЯМЗ-238 1, двухдисковое сухое сцепление 2 и двухдиапазонную восьмиступенчатую коробку передач ЯМЗ-238П 3, оборудованную электронной системой управления 8 и электропневмомеханической системой переключения передач.

Инерционная часть стенда 4 состоит из маховика, набранного из отдельных дисков, что позволяет изменять момент инерции моделируемой массы автомобиля.

Тормозная установка стенда включает в себя электромагнитный порошок тормоз ТЭП-4500 6 с системой управления 7 и согласующий редуктор 5. Для управления тормозом использован регулируемый источник постоянного тока. Редуктор с передаточным числом $i_p = 4$ необходим для согласования режимов работы машинного агрегата автомобиля и тормоза стенда. Наличие редуктора позволяет тормозной установке воспроизводить тормозные моменты от 0 до 11,25 кН·м в диапазоне от 0 до 2400 об/мин.

Суммарный момент инерции стенда подбирается равным моменту инерции автомобиля, приведенному к выходному валу коробки передач:

$$J_A = J_{и} + J_{т.у};$$

$$J_A = M_A \left(\frac{r_k}{i_0} \right)^2 + J_k \left(\frac{1}{i_0} \right)^2 + J_{в.м};$$

$$J_{т.у} = J_t \left(\frac{1}{i_p} \right)^2,$$

где J_A - момент инерции автомобиля, приведенный к выходному валу КП, кг·м²; $J_{и}$ - момент инерции маховика инерционной части стенда, кг·м²; $J_{т.у}$ - момент инерции тормозной установки, кг·м²; M_A - масса автомобиля, кг; i_0 - передаточное число ведущего моста автомобиля; r_k - радиус качения ведущих колес автомобиля, м; i_p - передаточное число согласующего редуктора тормозной установки; J_k - суммарный момент инерции колес автомобиля, кг·м²; $J_{в.м.}$ - приве-

денный момент инерции вращающихся деталей ведущего моста, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_T - момент инерции электромагнитного порошкового тормоза, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Система управления стендом Б (рис. 1) включает в себя комплекс механических и электрических устройств, обеспечивающих запуск стенда, работу его в ручном и автоматическом режимах, контроль за его работой во всем диапазоне нагрузочных и скоростных режимов, а также служебный и аварийный останов стенда.

Ручное управление стендом осуществляется с пульта (9), имитирующего рабочее место водителя. На пульте расположены органы управления двигателем, сцеплением, тормозом, а также приборы контроля за работой агрегатов стенда.

Режим ручного управления стендом позволяет проводить испытание, регулировку и проверку функциональной работоспособности САУ трансмиссией автомобиля.

Испытания в ручном режиме работы стенда проводятся следующим образом. Оператор, воздействуя на электрическую систему управления тормоза, устанавливает по стрелочному прибору необходимый режим нагружения. Затем он включает САУ трансмиссией и, управляя педалью подачи топлива, разгоняет или замедляет вращение маховика стенда, что соответствует разгону или замедлению движения автомобиля. Во время испытаний регистрируются процессы, происходящие при работе САУ трансмиссией.

Испытания САУ трансмиссией в автоматическом режиме управления стендом позволяют получить сопоставимые между собой результаты, что важно при оценке динамики и топливной экономичности автомобилей с различными вариантами настройки САУ. Сопоставимость результатов достигается тем, что испытания проводятся при одних и тех же величинах нагружения трансмиссии и управления педалью подачи топлива.

Режим нагружения трансмиссии и управления двигателем стенда определяется программой, нанесенной на перфоленту.

Программа может быть составлена по результатам дорожных испытаний автомобиля. Для этого записывается продольный профиль дороги и положения педали подачи топлива как функции пути. Вся дорога разбивается на участки, длина которых сопоставима с профилем дороги. Профиль дороги аппроксимируется ломаной линией. На каждом участке определяется суммарный момент сопротивления дороги

$$M_{\varphi} = M_{\alpha} + M_f ,$$

где M_{α} – момент сопротивления подъему, Н·м; M_f – момент сопротивления качению, Н·м; M_{α} и M_f – постоянны для данного участка дороги.

Момент сопротивления воздуха учитывается как величина, пропорциональная квадрату скорости автомобиля. Для этих же участков дороги задается положение педали подачи топлива.

Автоматический режим работы стенда обеспечивается блоком управления 10 (рис. 1), который в соответствии с информацией на перфоленте задает режим нагружения трансмиссии и управления двигателем стенда.

В автоматическом режиме стенд работает следующим образом. Оператор запускает двигатель стенда, переводит блок САУ трансмиссией в автоматический режим работы и начинает разгон на низшей передаче. Затем он подает команду на считывание программы. Информация с перфоленты считывается зонами, каждая из которых соответствует определенному участку дороги. Поэтому по команде оператора произойдет считывание зоны с информацией по первому участку. Исполнительные механизмы стенда устанавливают в соответствии с поступившей информацией режим нагружения трансмиссии и управления двигателем стенда. Ввод информации о последующих участках осуществляется по командам, подаваемым счетчиком пути.

Таким образом, система управления стендом воспроизводит различные режимы нагружения испытываемой трансмиссии и имитирует разгон или замедление движения автомобиля.

Электронный блок САУ трансмиссией анализирует изменяющиеся условия движения и производит изменения передаточного числа трансмиссии. Последняя зона перфоленты предписывает убрать нагрузку с трансмиссии ($M_{\varphi} = 0$), а двигатель вывести на минимальные обороты холостого хода.

Наличие такой системы управления дает возможность моделировать на стенде различные условия движения автомобиля, что позволяет на нем проводить всесторонние испытания САУ трансмиссией и ее доводку.

Л и т е р а т у р а

1. Автоматизированный электропривод стенда для испытания автомобилей/ И.М.Лоздерник, Р.Х.Садеков, Л.Б.Миклашевич и др. – Тр. ин-та НИИУАвтопром.Горький, 1971, вып.1. 2.Стенд с программным управлением для исследования

неустановившихся режимов движения автомобиля/ П.И.Гараненко, М.И.Лурье, Н.М.Сергеев, А.А.Юрчевский. – Автомобильная промышленность, 1965, №10, с.15 – 17.

УДК 629.113

В.П.Тарасик, В.М.Бедункевич, В.В.Герашенко,
Е.И.Костарев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОЦЕНОК СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МТА В СТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ

Автотракторные агрегаты характеризуются множеством взаимосвязанных и случайно изменяемых параметров. Поэтому задача исследования машинно-тракторного агрегата (МТА) связана с определением статистических характеристик экспериментальных сигналов. Для стационарных случайных процессов такой характеристикой является корреляционная функция, которая обладает большой универсальностью и общностью [1].

Для выполнения поставленной задачи в Могилевском машиностроительном институте были разработаны и изготовлены: испытательный стенд, включающий двигатель Д-240, трансмиссию, маховик и нагрузочный тормоз ПТ-250М; электронное устройство для натурного моделирования, состоящее из источника шума, элементов задания вида корреляционной функции и усилителя мощности на полупроводниковых элементах.

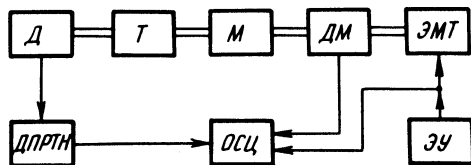


Рис. 1. Блок-схема стенда:

Д – двигатель внутреннего сгорания Д-240; Т – трансмиссия; М – маховик; ДМ – датчик момента; ЭМТ – электромагнитный тормоз; ДПРТН – индуктивный датчик перемещения рейки топливного насоса; ОСЦ – осциллограф К 12-22; ЭУ – электронное устройство.

Блок-схема информационно-измерительной системы приведена на рис. 1. В качестве информационных параметров были использованы: крутящий момент на валу тормоза, измеряемый с помощью датчика момента на тензорезисторах; отклонение рей-

ки топливного насоса, измеряемое посредством индуктивного датчика перемещения. С помощью светолучевого осциллографа К12-22 были получены записи случайных процессов: входного U , представляющего собой напряжение, подаваемое на обмотку возбуждения электромагнитного тормоза, крутящего момента на валу тормоза M и отклонение рейки топливного насоса Z . Скорость записи составляла 8 мм/с. Данные снимались для частоты вращения выходного вала трансмиссии 130 с^{-1} .

Для определения оценок корреляционных функций непрерывные реализации вышеуказанных случайных процессов заменяем конечным числом ординат, выбирая шаг дискретизации в соответствии с рекомендациями, изложенными в [2]. Длительность интервала наблюдения T составила 40 с, шаг дискретизации - 0,125 с.

Оценки корреляционных функций вычислялись на ЭЦВМ "Минск-32" по формуле [3]:

$$K_x \left(\frac{mT}{n} \right) = \frac{1}{n-m} \sum_{i=1}^{n-m} \dot{x}(t_i) \dot{x}(t_{i+m}),$$

где $\frac{T}{n} = \Delta t$ - шаг дискретизации реализаций случайных процессов; n - числа 0, 1, 2, ... Вычисления производились до $m = 41$ в соответствии с формулой $m = (0,1 \dots 0,05)n$.

Для определения средней представительной характеристики случайных процессов корреляционные функции аппроксимировались выражением

$$R_x(\tau) = A_0 e^{-\alpha/\tau} \cos \beta \tau.$$

Коэффициенты корреляционных функций определялись методом подбора подходящих значений по формулам

$$A_0 = R(0);$$

$$\beta = \frac{(k - 0,5)\pi}{T_k};$$

$$\alpha = \frac{\beta}{\pi} \ln \left| \frac{R(0)}{R(\tau_1)} \right|,$$

где T_k - точка, в которой корреляционная функция k -й раз пересекает ось абсцисс $R(T_k) = 0$.

В табл. 1 приведены значения коэффициентов корреляционных функций для трех процессов.

Таблица 1

к	U		M		Z	
	α_1	β_1	α_2	β_2	α_3	β_3
1	0,3	5,236	0,425	3,696	0,6	2,618
2	1,0	4,712	1,15	4,098	1,85	2,547
3	1,5	5,236	1,6	4,909	3,45	2,277
4	2,2	4,998	2,1	5,236		
5	2,75	5,141	3,0	4,712		
6	3,25	5,317	3,3	5,236		
7	3,70	5,519	3,65	5,595		
8	4,35	5,417				
9	4,8	5,563				
	α_{1cp}	β_{1cp}	α_{2cp}	β_{2cp}	α_{3cp}	β_{3cp}
	1,65	5,24	1,38	3,90	1,11	2,58

Корреляционные функции входного процесса, момента и отклонения рейки топливного насоса описываются выражениями соответственно:

$$R_u(\tau) = 27,17 e^{-1,65|\tau|} \cos 5,24 \tau ;$$

$$R_m(\tau) = 21,74 e^{-1,38|\tau|} \cos 3,90 \tau ;$$

$$R_z(\tau) = 0,15 e^{-1,11|\tau|} \cos 2,58 \tau .$$

На рис. 2, приведены аппроксимированные кривые корреляционных функций (штриховые линии) процессов $U(t)$, $M(t)$, $Z(t)$.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы. Автокорреляционные функции процессов спадают до нуля за $\tau_{01} = 0,30$ с, $\tau_{02} = 0,43$ с, $\tau_{03} = 0,60$ с соответственно. Кривые имеют колебательный характер, что свидетельствует о наличии в процессе периодических составляющих. Полученные оценки корреляционных функций были использованы для расчета параметров МТА и его системы уп-

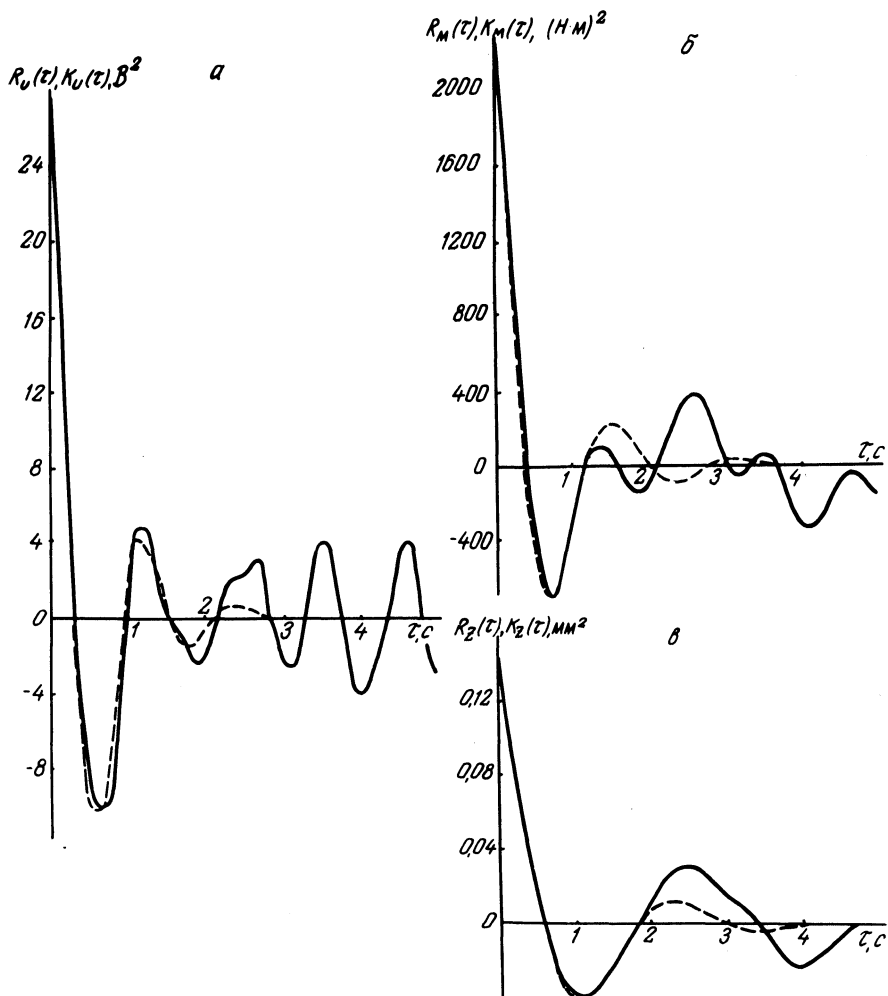


Рис. 2. Автокорреляционные функции: а – заданного процесса; б – крутящего момента на выходном валу; в – перемещения рейки топливного насоса; сплошные линии – расчетные кривые; штриховые – аппроксимированные.

равления с учетом реальных режимов эксплуатации, задаваемых математическим ожиданием $m_U = 5,3$ В и коэффициентами корреляционной функции входного процесса α_{1cp} и β_{1cp} .

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Тракторы. Теория. – Минск, 1977, ч. II.
2. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных

агрегатов. - Л., 1970. З. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М., 1969.

УДК 629.11.012.3.001.24

Р.И.Фурунжиев, Г.А.Колосов, В.А.Ким,
Э.И.Ясюкович

УРАВНЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ ДЛЯ ОБЩЕГО СЛУЧАЯ КАЧЕНИЯ УПРУГОГО ПНЕВМАТИКА ПО НЕДЕФОРМИРУЕМОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

При решении различных задач курсового движения автомобилей, автотракторных поездов и т.д. на упругих пневматиках необходимо учитывать кинематические связи колесных движителей с опорной поверхностью.

Движение транспортных средств на упругих пневматиках по произвольным криволинейным траекториям исследуется с помощью уравнений кинематических связей общего вида, которые можно составить на основе данных по качению одиночного пневматика.

Сделаем краткий анализ возможности применения существующих в настоящее время теорий качения упругого пневматика.

1. Теория увода Рокара наиболее распространена. Она достаточно хорошо отображает реальный процесс в случае медленно меняющегося угла увода, отсутствия наклона колеса и вертикальной деформации. Эта теория дает одно уравнение кинематических связей.

2. Теория Грейдануса более полно характеризует процесс качения пневматика, нежели теория увода. По ней вместо одного параметра деформации вводятся два - параметр боковой линейной деформации и параметр угловой деформации вокруг перпендикуляра к плоскости качения. Теорию можно распространить и на случай наклонного колеса. Она применима для малых параметров деформаций и для движения, близкого к прямолинейному. Эта теория дает два уравнения кинематических связей.

3. Теория Келдыша - более полная по сравнению с первыми двумя. Здесь деформация пневматика характеризуется тремя параметрами - боковой линейной, угловой вокруг перпендикуляра к плоскости качения, угловой вокруг продольной оси.

Так же, как и в предыдущих теориях, предполагается отсутствие проскальзывания в окрестности центра пятна контакта.

Теория Келдыша основывается на двух гипотезах: 1) касательная к линии качения образует с проекцией горизонтального диаметра на плоскость качения угол, равный параметру угловой деформации пневматика вокруг перпендикуляра к плоскости качения; 2) в центре пятна контакта кривизна линии качения совпадает с кривизной проекции центральной линии деформированного пневматика на плоскость качения, и кривизна проекции центральной линии деформированного пневматика однозначно определяется параметрами деформации.

Теория Келдыша предполагает, что параметры деформации малы, а движение близко к прямолинейному. Теория дает два уравнения кинематических связей.

Таким образом, при решении динамических задач, предполагающих движение пневматика существенно криволинейным, применение рассмотренных теорий становится некорректным.

Действительно, теории Грейдануса и Келдыша предполагают, что параметры деформаций и угол отклонения плоскости колеса от прямолинейного движения малы. Это согласуется с тем, что кривизна линии качения – величина малая и является линейной функцией параметров деформации.

В случае же существенно криволинейного движения кривизна линии качения – величина конечная. Тогда нужно либо отказаться от предположения, что она совпадает с кривизной проекции на плоскость качения центральной линии деформированного пневматика, которая однозначно определяется параметрами деформации, либо считать параметры деформации величинами конечными, а не малыми.

Если рассматривать качение одиночного пневматика или движение экипажа с одним бортом, совпадение той или другой кривизны происходит за счет конечного угла наклона пневматика к плоскости качения. При незначительных параметрах деформации пневматика в процессе качения можно получить существенно криволинейное движение колеса, т.е. кривизна линии качения будет величиной конечной, а кривизна проекции центральной линии деформированного пневматика в силу малости параметров деформации остается величиной малой, того же порядка, что и параметры деформации; угол наклона колеса считается малым.

Один из выходов из создавшегося тупика – некоторое видоизменение теории Келдыша за счет новых гипотез при усло-

вии следующих допущений: проскальзывание в окрестности центра пятна контакта отсутствует, параметры боковой линейной, угловой вокруг перпендикуляра к плоскости качения, угловой вокруг продольной оси и касательной линейной деформаций малы, движение существенно криволинейное.

Мы предлагаем следующие добавочные гипотезы: а) изохронная вариация кривизны линии качения недеформированного пневматика при внезапном приобретении деформации однозначно определяется ее параметрами;

б) изохронная вариация кривизны проекции линии движения центра недеформированного пневматика в точке, соответствующей центру пятна контакта, однозначно определяется параметрами деформации.

Эти две гипотезы легко объединить в одну, считая, что при отсутствии деформации и угла наклона колеса кривизна линии качения и линии движения совпадают. Более сложный случай наличия угла наклона плоскости колеса при отсутствии деформации вокруг продольной оси нетрудно учесть, считая что угол наклона колеса и параметр угловой деформации вокруг продольной оси совпадают.

Таким образом, для общего случая качения пневматика по произвольным траекториям имеем следующие гипотезы:

1) касательная к линии качения образует с проекцией горизонтального диаметра на плоскость качения угол, равный параметру угловой деформации вокруг перпендикуляра к плоскости качения (гипотеза Келдыша);

2) кривизна проекции центральной линии деформированного пневматика в центре пятна контакта однозначно определяется параметрами деформации (гипотеза Грейдануса);

3) разность между кривизной проекции линии движения центра колеса на плоскость качения в точке, соответствующей центру пятна контакта, и кривизной линии качения в центре пятна контакта однозначно определяется параметрами деформации.

Из гипотез 1 и 3 можно получить уравнения кинематических связей в общем случае криволинейного качения пневматика.

Исходя из гипотезы 1 и рис. 1, можно утверждать:

$$\frac{d y_{O1}}{d x_{O1}} = \operatorname{tg}(\theta + \varphi), \quad (1)$$

где x_{O1} , y_{O1} - координаты центра пятна контакта; θ - угол

между неподвижной осью o_x и проекцией горизонтального диаметра на плоскость качения o_{xy} ; φ – параметр угловой деформации вокруг перпендикуляра к плоскости качения.

Учитывая, что параметр φ мал, равенство (1) можно переписать в виде

$$(\sin \theta + \varphi \cos \theta) \dot{x}_{o_1} + (\varphi \sin \theta - \cos \theta) \dot{y}_{o_1} = 0. (2)$$

Используя уравнения геометрических связей, равенство (2) нетрудно переписать для координат центра колеса.

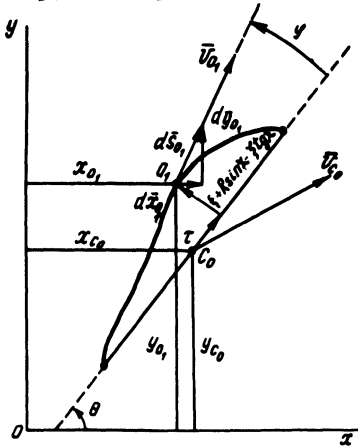


Рис. 1. Геометрическая интерпретация качения упругого пневматика.

Для получения второго уравнения кинематических связей используется гипотеза 3, которую получаем из гипотез а и б.

Гипотеза а дает

$$\delta K_{o_1}^* = K_{o_1} - K_{o_1}^* = A_1 \xi + B_1 \varphi + C_1 x + D_1 \tau + E_1 \zeta. (3)$$

Гипотеза б дает

$$\delta K_{C_o}^* = K_{C_o} - K_{C_o}^* = A_2 \xi + B_2 \varphi + C_2 x + D_2 \tau + E_2 \zeta, (4)$$

где ξ , φ , x , τ , ζ – параметры деформации боковой линейной, угловой вокруг перпендикуляра к плоскости качения, угловой вокруг произвольной оси, линейной касательной и вертикальной; A_1 , B_1 , C_1 , D_1 , E_1 , A_2 , B_2 , C_2 , D_2 , E_2 – коэффициенты кривизны, определяемые для пневматика экспериментально; K_{o_1} – кривизна линии качения деформированного пневматика в центре o_1 пятна контакта; K_{C_o} – кривизна проекции линии движения центра деформированного пневматика на плоскость качения в соответствующей центру пятна контакта точке; $K_{o_1}^*$ –

кривизна линии качения недеформированного пневматика в центре пятна контакта; $K_{C_0}^*$ - кривизна проекции линии движения центра недеформированного пневматика на плоскость качения в точке, соответствующей центру пятна контакта.

Разность между $K_{O_1}^*$ и K_C^* полностью определяется радиусом колеса и вертикальной информацией, поэтому, не нарушая общности рассуждения, можно положить

$$K_{O_1}^* = K_{C_0}^* = K^* \quad (5)$$

Рассматривая равенства (3) и (4) с учетом (5), получим математическую реализацию гипотезы 3:

$$K_{C_0} - K_{O_1} = A\xi + B\varphi + C\chi + D\tau + E\xi, \quad (6)$$

где $A=A_2 - A_1$; $B=B_2 - B_1$; $C = C_2 - C_1$; $D = D_2 - D_1$; $E = E_2 - E_1$. Параметры A, B, C, E определяются экспериментально.

Используя известную формулу параметрического задания кривизны, равенство (6) можно переписать в виде

$$\frac{\dot{x}_{C_0} \ddot{y}_{C_0} - \ddot{x}_{C_0} \dot{y}_{C_0}}{(\dot{x}_{C_0}^2 + \dot{y}_{C_0}^2)^{3/2}} - \frac{\dot{x}_{O_1} \ddot{y}_{O_1} - \ddot{x}_{O_1} \dot{y}_{O_1}}{(\dot{x}_{O_1}^2 + \dot{y}_{O_1}^2)^{3/2}} =$$

$$= A\xi + B\varphi + C\chi + D\tau + E\xi.$$

Учитывая уравнения геометрических связей, можно из равенства (7) исключить координаты центра пятна контакта и получить уравнение кинематических связей второго порядка, линейное относительно старших производных для координат центра пневматического колеса.

Таким образом, в случае существенно криволинейного качения колеса с пневматической шиной предложенная гипотеза позволяет корректным образом получить необходимые уравнения кинематических связей.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБРАБОТКИ И АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА УПРУГИХ ПНЕВМАТИКАХ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Один из методов повышения устойчивости движения транспортных средств – устранение автоколебаний управляемых колес. Автоколебания зависят от многочисленных параметров, определяющих установку колес, кинематику и характеристики привода рулевого управления, упругие характеристики шин, подвески и т.п. Для устранения колебаний достаточно подобрать такие сочетания перечисленных параметров, при которых автоколебания управляемых колес не возбуждаются.

Исследование влияния перечисленных параметров на уровень колебаний рационально проводить при помощи математических моделей, записанных в виде систем нелинейных дифференциальных уравнений.

Отсутствие аналитических методов решения таких систем уравнений приводит к необходимости использования для этих целей быстродействующих ЭВМ. При моделировании реальных объектов с многими степенями свободы резко возрастает объем обрабатываемой информации. До настоящего времени нет универсальных стандартных программ обработки и анализа результатов моделирования сложных динамических систем. В связи с этим возникает необходимость в разработке такого математического обеспечения. Причем основная цель заключается в наглядности представления получаемых реализаций, в возможности вычисления их статистических характеристик и в разработке процедур для активного управления исследователем работой ЭВМ.

В настоящей статье предлагается несколько таких программ (GRAF, КЛЮЧ, СТАТ), разработанных для ЭВМ "Минск-32". Программы GRAF и СТАТ написаны на алгоритмическом языке Фортран, программа КЛЮЧ – на языке символического кодирования.

Программа GRAF предназначена для одновременного вывода на печать десяти графиков с максимальной скоростью работы устройства печати и с минимальным расходом оперативной памяти ЭВМ [1]. Данная программа позволяет

представить результаты интегрирования дифференциальных уравнений в виде графиков соответствующих масштабов. Последние определяются автоматически или задаются в исходных данных. Графики, на поле которых наносится координатная сетка, могут выводиться на печать порциями по n строк ($1 \leq n \leq 100$). Положение оси абсцисс и режим работы программы определяется значениями ее параметров.

Таким образом, исследователь имеет возможность наглядно представить характер протекания процесса движения транспортного средства в виде отдельных реализаций

$$Y = F(X_1, X_2, X_3, \dots, X_i, \dots, X_n), \quad (1)$$

где $X_1 = f_1(t)$ - функции времени, определяющие: перемещения центров масс моделируемой системы в вертикальной и горизонтальной плоскостях; изменения углов поворота управляемых колес вокруг шкворней, параметров деформации и т.п.

Система функций (1) в каждый конкретный момент времени однозначно определяет положение в пространстве всех элементов системы исследуемого транспортного средства.

Сервисная программа КЛЮЧ предназначена для гибкого управления выполнением различных блоков программы при помощи ключей пульта оператора. Это дает возможность изменять ход вычислительного процесса во время выполнения программы на ЭВМ по желанию исследователя.

Использование данной программы для решения задачи динамики движения транспортного средства позволяет в любой момент:

включить печать численных значений результатов интегрирования;

передать управление блоку вычисления и вывода на печать значений сил и моментов;

вызвать процедуру формирования и печати графиков;

передать управление блоку вычисления и печати статистических характеристик и т.д.

Программа СТАТ предназначена для вычисления основных статистических характеристик, автокорреляционной функции и спектральной плотности совокупности рассчитанных значений параметров исследуемой динамической системы. Программа предусматривает вывод на печать указанных статистических показателей в виде массивов численных значений и (или) графиков.

Для вычисления перечисленных статистических характеристик использованы стандартные подпрограммы системы математического обеспечения ЭВМ "Минск-32": СТ100 – вычисления десяти основных статистических характеристик совокупности; СТ200 – вычисления автокорреляционной и автоструктурной функций; ВСП1 – вычисления спектральной плотности [2].

Приведенный комплекс программного обеспечения использовался автором для обработки и анализа результатов моделирования динамики движения колесного трактора. Для проведения исследований была разработана математическая модель, состоящая из десяти нелинейных дифференциальных уравнений: шести динамических второго порядка и четырех уравнений кинематических связей первого порядка.

Моделирующий алгоритм реализован на языке Фортран и использует в качестве исходной информации: массогеометрические параметры трактора; упругие характеристики и коэффициенты вязкого сопротивления трактора; параметры для моделирования случайных возмущений от неровностей дороги [3]; индексы и масштабы переменных, для которых необходимо построить графики; индексы переменных задачи, для которых необходимо провести расчет статистических характеристик.

Результаты моделирования могут быть получены в любой из описанных выше форм.

Выводы 1. Универсальное математическое обеспечение позволяет существенно ускорить процесс и улучшить качество обработки и анализа результатов моделирования на ЭВМ любых динамических систем (автомобиль, трактор, автотракторные поезда и т.д.).

2. Процедура анализа состояния ключей пульта оператора ЭВМ "Минск-32" позволяет значительно облегчить и ускорить процесс исследования динамических свойств транспортных средств на упругих пневматиках.

Л и т е р а т у р а

1. Ясюкович Э.И. Оптимальный метод графической регистрации результатов счета на ЭВМ. – Тез. докл. на Республ. конф. "Волоконная оптика и ее применение в технологических измерениях". Могилев, 1978. 2. Математическое обеспечение ЭВМ "Минск-32". – Минск, 1973, вып.8, с.134-139, 145-146. 3. Фурунжиев Р.И. Вычислительная техника и ее применение. – Минск, 1975, с.335.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАДНЕГО МОСТА ТРАКТОРА МТЗ-80 НА АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ

При выборе оптимальных параметров передней или задней подвески трактора необходим тщательный анализ их амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), позволяющих установить частотный диапазон подвески и соответствующие ему параметры. Методика определения квадрата модуля АЧХ вертикальных колебаний сиденья водителя изложена в работе [1].

Квадрат модуля АЧХ двухмассовой динамической модели, эквивалентной заднему мосту трактора МТЗ-80,

$$\left| W_{x_2} \right|^2 = \frac{(c_1 c_2 - k_1 k_2 \omega^2)^2 +}{\left[M_1 M_2 \omega^4 - (M_1 c_2 + k_1 k_2 + M_2 c_1 + M_2 c_2) \omega^2 + (k_2 c_1 + c_2 k_1)^2 \omega^2 + c_1 c_2 \right]^2 + \left[-M_2 (k_1 + k_2) - M_1 k_2 \omega^3 + k_2 c_1 + c_2 k_1 \omega \right]^2},$$

где M_1 и M_2 - масса остова и сиденья с водителем соответственно; c_1, c_2 - приведенные жесткости шины и сиденья водителя; k_1, k_2 - коэффициенты демпфирования шин и подвески сиденья водителя; ω - частота колебаний.

По приведенной формуле построены графики АЧХ заднего моста в зависимости от его параметров. Решение осуществлялось на ЦВМ "Минск-22М" на языке АКИ. При расчетах масса сиденья с водителем принята равной 100 кг. Из графиков видно, что АЧХ заднего моста трактора почти полностью укладывается в диапазоне частот до 20 1/с. При анализе графиков было установлено следующее.

Характер АЧХ полностью зависит от параметров трактора. Увеличение жесткости шин задних колес с 500 до 580 кН/м (рис. 1, а, кривые 4,5) и подвески сиденья с 5 до 30 кН/м (рис. 1,а, кривые 2,3) способствует возрастанию максимума АЧХ и смещению его в сторону более высоких частот. Увеличение массы остова с 2400 до 3140 кг смещает максимум АЧХ в сторону более низких частот с одновременным его снижением (рис. 1,а, кривые 1,2). Существенно влияет на АЧХ

демпфирование подвески сиденья водителя и шин. С увеличением демпфирования подвески сиденья водителя от 0,3 до 2,5 кН·с/м максимум АЧХ смещается в зону высоких частот, как показано на рис. 1, б, кривые 1 – 4.

Уменьшение демпфирования шин с 6,7 до 4 кН·с/м способствует возрастанию максимума АЧХ с одновременным его смещением в зону низких частот (рис. 1, а, кривые 4,5).

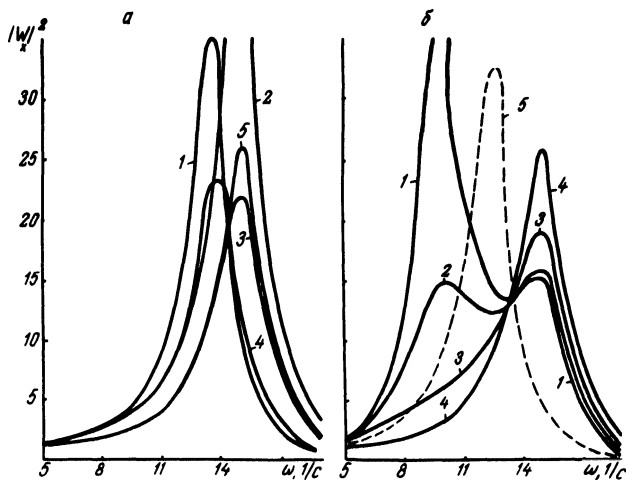


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний сиденья водителя в зависимости: а – от массы остова, жесткости задних шин и подвески сиденья водителя; б – от демпфирования задних шин и подвески сиденья водителя.

На основании исследований сделаны выводы: 1) основной диапазон низких частот рабочего места водителя находится в пределах до 20 1/с; 2) для двухмассовой динамической модели, эквивалентной заднему мосту трактора МТЗ-80, характерно наличие двух экстремумов АЧХ при частотах 10 с⁻¹ и 15 с⁻¹.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В., Артемьев П.П. Вероятностный анализ скоростей движения тракторных поездов кл. 1,4 тс. – В сб. : Автотракторостроение. Минск, 1975, вып.9.

РАСЧЕТ БУКСОВАНИЯ ТРАКТОРА ПРИ РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Все более широкое применение автоматических систем управления в узлах и агрегатах трактора требует совершенствования методик расчета отдельных параметров, характеризующих рабочий процесс узла или машины.

В автоматически действующих узлах кинематической связи ведущих колес и осей зачастую в качестве измеряемой или регулируемой величины используется буксование отдельных колес, осей, а также трактора в целом.

Применяемая для определения буксования трактора 4×2 формула пригодна только при небольших размерах $\delta_{\text{тр}}$ буксований забегающего и отстающего колес δ'' , δ'

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{\delta' + \delta''}{2}. \quad (1)$$

Выражение (1) не позволяет учитывать при расчете влияние типа механизма, связывающего ведущие колеса и оси.

Определим буксование трактора 4×2 по буксованию ведущих колес при дифференциальной межколесной связи. Рассмотрим при этом наиболее общий случай движения: ось имеет управляемые ведущие колеса, трактор движется по криволинейной траектории.

Для данного случая (рис. 1) можно записать

$$\frac{R}{R_2} = \cos(\alpha_2 + \psi_2); \quad \frac{R + 0,5B}{R''_2} = \cos(\alpha''_2 + \psi''_2); \quad (2)$$

$$\frac{R - 0,5B}{R'_2} = \cos(\alpha'_2 + \psi'_2),$$

где R - радиус поворота трактора; R_2 - радиус поворота центра заднего моста; R'_2, R''_2 - радиусы поворота отстающего и забегающего колес; α_2 - средний угол поворота управляемых колес от нейтрального положения; α'_2, α''_2 - углы поворота отстающего и забегающего колес от нейтрального положения; $\psi_2, \psi'_2, \psi''_2$ - углы увода центра заднего моста, отстающего и забегающего колес; B - колея заднего моста.

Учитывая незначительную величину углов увода, можно записать

$$\cos(\alpha + \psi) \approx \cos \alpha - \psi \sin \alpha. \quad (3)$$

Тогда с учетом выражения (3) преобразуем формулу (2)

$$R_2 = \frac{R}{\cos \alpha_2 - \psi_2 \sin \alpha_2} = \frac{R}{A}; \quad R_2' = \frac{R - 0,5B}{\cos \alpha_2' - \psi_2' \sin \alpha_2'} -$$

$$- \frac{R - 0,5B}{A'};$$

$$R_2'' = \frac{R + 0,5B}{\cos \alpha_2'' - \psi_2'' \sin \alpha_2''} = \frac{R + 0,5B}{A''}. \quad (4)$$

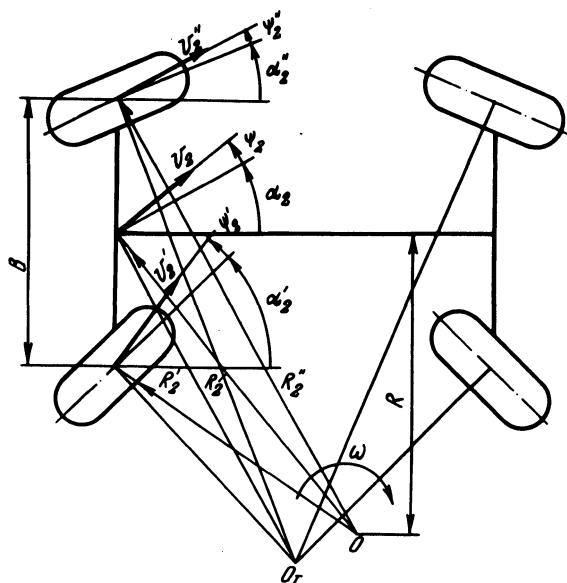


Рис. 1. Расчетная схема.

Как видно из рис. 1, отношение линейных скоростей движения колес и центра ведущего моста к их радиусам поворота равно угловой скорости поворота машины относительно действительного центра поворота, т.е.

$$\frac{V_2}{R_2} = \frac{V_2''}{R_2''} = \frac{V_2'}{R_2'} \quad (5)$$

Из выражений (4) и (5) можно найти линейные скорости движения центра ведущего моста и, например, отстающего колеса

$$v_{2\text{тр}} = v_2 = \frac{R_2'}{R_2''} v_2'' = R \frac{A''}{A} v_2'' \quad (6)$$

$$v_2 = \frac{R_2'}{R_2''} v_2'' = (R - 0,5B) \frac{A''}{A} v_2'' \quad (7)$$

Учитывая свойства простого симметричного конического дифференциала, можно записать (принимая для простоты изложения, что передаточное число конечных передач равно единице)

$$\omega_2 = \omega_{\text{тр}} = \frac{\omega_2' + \omega_2''}{2} \quad (8)$$

где $\omega_2, \omega_2', \omega_2''$ - угловые скорости соответственно корпуса дифференциала, отстающего и забегающего колес,

Выражая угловые скорости через линейные скорости движения и радиусы качения колес в формуле (8) с учетом зависимостей $v_i = v_{ti} (1 - \delta_i)$, (6) и (7), получим

$$(1 - \delta_2) = \frac{2 R A'' (1 - \delta_2') (1 - \delta_2'')}{A' \left[\frac{R - 0,5B}{R + 0,5B} \frac{A''}{A'} (1 - \delta_2'') + (R + 0,5B) (1 - \delta_2') \right]} \quad (9)$$

где v_i - действительные скорости движения колес и центра моста; v_{ti} - теоретические скорости движения колес и центра моста; $\delta_2 = \delta_{\text{тр}}$, δ_2', δ_2'' - буксования соответственно трактора, отстающего и забегающего ведущих колес.

После преобразования выражения (9) получим окончательную формулу для определения буксования трактора 4x2 с простым коническим межколесным дифференциалом при движении на повороте

$$\delta_{\text{тр}} = 1 - \frac{A'' (1 - \delta_2') (1 - \delta_2'')}{0,5 \left[A'' (1 - 0,5 \frac{B}{R}) (1 - \delta_2'') + A' (1 + 0,5 \frac{B}{R}) (1 - \delta_2') \right]} \quad (10)$$

При прямолинейном движении $R = \infty$, $\alpha_2' = \alpha_2'' = 0$, $\varphi_2' = \varphi_2'' = 0$, тогда

$$\delta_{\text{тр}} = 1 - \frac{(1 - \delta_2') (1 - \delta_2'')}{1 - 0,5(\delta_2' + \delta_2'')} . \quad (11)$$

Эту формулу ранее вывел канд.техн.наук А.Т.Скойбеда, Буксование машины 4x4 с симметричным межосевым дифференциалом также можно определить по формуле (10), подставив вместо δ_2' и δ_2'' соответственно буксования забегающей и отстающей осей, подсчитанные по отдельным буксованиям ведущих колес. Аналогично можно определить буксование трактора 4x2 при заблокированном межколесном дифференциале. В этом случае получим

$$\delta_{\text{тр}} = 1 - \frac{A'' (1 - \delta_2'')}{A (1 + 0,5 \frac{B}{R})} . \quad (12)$$

Здесь параметры с двумя штрихами относятся к забегающему колесу.

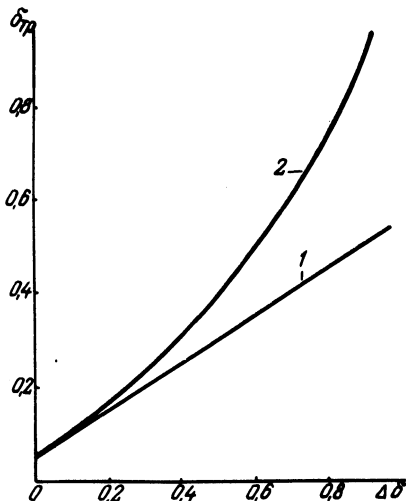


Рис. 2. Зависимость буксования трактора 4x2 от разности буксований ведущих колес: 1 — рассчитанная по формуле (1); 2 — рассчитанная по формуле (11).

Применение выражений (10) и (12) позволяет рассчитать $\delta_{\text{тр}}$ по буксованиям отдельных колес и осей с учетом типа межосевой и межколесной связи.

Так, например, на рис. 2 представлены результаты расчета буксования трактора по выражениям (1) и (11). Как видно из рисунка, упрощенную формулу (1) можно использовать только при незначительных разностях буксований ведущих колес (до $\Delta \delta \approx 0,15$).

Таким образом, предлагаемые зависимости (10) – (12) позволяют определить буксование трактора 4x2, 4x4 с различными типами межосевой и межколесной связи по буксованиям отдельных ведущих колес.

УДК 631.31:631.4.62 – 762

В.А.Балицкий, В.Г.Глухих

К ВОПРОСУ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЯ ТРАКТОРА НА ГРУНТ

Широкая механизация сельского хозяйства на базе применения мощных энергонасыщенных тракторов вызвала необходимость снизить уплотнение пахотного слоя почвы ходовым аппаратом тракторов. Особенно сильно уплотняются почвы колесными движителями. Это связано прежде всего с тем, что рост мощности трактора часто опережает развитие опорной площади движителя. В результате резко увеличивается удельное давление движителя на почву и она чрезмерно уплотняется, что ведет к снижению урожайности сельскохозяйственных культур. Кроме того, неравномерность физико-механических свойств почвы и тяговой загрузки трактора обуславливает значительное колебание уплотняющих нагрузок на почву. Величина удельной нагрузки и ее колебание оказывают также большое влияние на проходимость тракторов и транспортных средств.

Один из путей обеспечения допустимых нагрузок движителей – автоматическая регулировка их давления на почву.

Из известных способов регулирования удельного давления движителя на почву наиболее целесообразны регулирование давления воздуха в шинах и разгрузка движителя при помощи воздушной подушки (ВП).

В связи с этим разработана и изготовлена система автоматического регулирования (САР) удельного давления движителей трактора или другого транспортного средства на почву. Функциональная схема САР представлена на рис. 1. Она включает датчик скорости 1 движения машины (тахогенератор на путевом колесе), датчик частоты вращения 6 движителя (тахо-

генератор) и датчик момента 4 на ведущем валу. Сигналы с этих датчиков поступают в запоминающие 5, 8, 10 и сравнивающие 6, 7, 9 устройства, которые предназначены для получения разностных сигналов между текущими и зафиксированными ранее значениями входных величин.

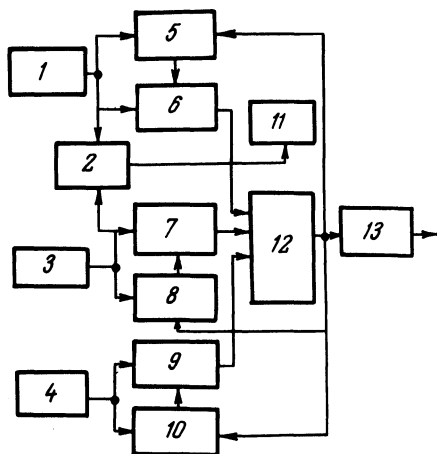


Рис. 1. Функциональная схема САР.

Разностные сигналы из сравнивающих устройств подаются на анализирующее устройство 12 – дешифратор, который управляет работой исполнительного механизма 13. При применении системы регулирования давлением движителя на почву с помощью ВП механизм 13 воздействует на регулятор оборотов привода вентилятора, нагнетающего воздух в ВП. Для системы подкачки шин механизм 13 воздействует на регулятор давления воздуха в шинах. Сравнивающее устройство 2 при поступлении данных о числе оборотов вращения движителя и скорости движения трактора выдает сигнал на стрелочный индикатор 11 о величине буксования движителя. Индикатор устанавливается на приборном щитке в кабине водителя. Это позволяет осуществлять визуальный контроль за буксованием и устанавливать скорость вращения движителя, соответствующую допустимому по агротехническим требованиям буксованию.

Работу САР рассмотрим на примере регулирования давления в ВП. В начале движения на ведущем валу привода движителя приложен максимальный крутящий момент. Это соответствует значительному сопротивлению движению и малой скорости движения. В результате анализа соответствующих этому периоду движения сигналов САР выдает команду на увеличе-

ние давления воздуха в ВП. При этом снизится сопротивление движению и начнет уменьшаться момент на валу и увеличиваться скорость движения трактора. Давление будет увеличиваться до тех пор, пока скорость снова не начнет снижаться в результате повышения буксования. Соответствующие сигналы с датчиков поступают в запоминающие устройства. При уменьшении несущей способности грунта и увеличении просадки движителя, что соответствует увеличению удельных давлений, сопротивление движению возрастает. Это приводит к уменьшению скорости движения и увеличению момента на ведущем валу. В результате анализа сигналов, соответствующих этому моменту, и зарегистрированных ранее сигналов анализирующее устройство выдает команду на включение исполнительного механизма, который регулирует обороты вентилятора. При этом увеличение давления воздуха в ВП будет происходить до момента установления оптимальной скорости движения трактора или транспортного средства. Соответствующие параметры САР будут зафиксированы в запоминающих устройствах.

При увеличении несущей способности грунта возможно увеличить давление движителей на него. Это улучшит сцепление движителя с грунтом и позволит увеличить скорость движения. САР в этом случае подает команду на снижение давление воздуха в ВП. В результате сравнения зарегистрированных ранее сигналов, соответствующих оптимальным условиям движения и поступающих от датчиков, САР отрегулирует работу исполнительных элементов до оптимальных режимов.

Таким образом, применение автоматического регулирования давлением движителя трактора или другого транспортного средства на грунт позволит обеспечить оптимальные условия их работы при минимальном воздействии на грунт.

УДК 629.114.2.073.286

В.А.Балицкий

К ОБОСНОВАНИЮ ТЯГОВО ИНЕРЦИОННОГО ПРИВОДА КОЛЕСНО-ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Тенденция повышения мощности двигателей колесно-гусеничных тягачей вызывает необходимость более эффективно использовать мощность машины. Традиционное решение этого вопроса для колесно-гусеничных машин, т.е. посредством передачи

мощности на рабочий орган через систему "двигатель—грунт", затруднено из-за ограниченного сцепления двигателя с грунтом, в связи с чем имеющийся резерв мощности двигателя в процессе работы машины реализуется не полностью.

Эту задачу можно частично решить, создав машины с активными рабочими органами. Но они могут работать только на однородных легких грунтах. Машины с пассивным рабочим органом (типа плуга, рыхлителей, каналокопателей и т.п.) требуют другого решения данной проблемы. Улучшить тяговые качества колесно-гусеничных машин возможно, увеличив сцепной вес, опорную площадь двигателя и другими методами.

Однако на грунтах с низкой несущей способностью увеличение сцепного веса приводит к снижению опорной проходимости. С увеличением сцепного веса возрастает удельное давление на грунт, углубляется колея, растут сопротивление движению и буксование, т.е. тягово-сцепные качества ухудшаются. Последние во многом зависят от площади и характера взаимодействия двигателя с грунтом, от его физико-механических свойств. Для колесных и гусеничных тракторных двигателей теоретически достижимый предел коэффициента сцепления φ_{\max} равен 1,4 [1]. Однако на слабых грунтах удается достигнуть его величины только 0,2...0,5. Таким образом, существующие методы и устройства не позволяют обеспечить работу колесно-гусеничных машин с высокими тяговыми усилиями на слабых грунтах.

Один из путей решения данной проблемы — использовать машины с тягово-инерционным приводом [2]. На рис. 1,а показана машина с тягово-инерционным приводом; на рис. 1,б схема ее заднего моста с дифференциальным механизмом и гидропривода инерционного возбудителя продольных по ходу машины импульсов. Машина включает установленный на гусеничном тягаче 1 посредством рамы 2 рабочий орган 9 с инерционным возбудителем продольных импульсов 8, а также дифференциальный механизм 3, звено 10 которого связано с трансмиссией тягача. Привод гидронасоса 4, соединенного через гидроаккумулятор 5 и гидродроссель 6 с гидродвигателем 7 привода возбудителя 8, осуществляется через звено 11 дифференциального механизма.

Когда тяговое усилие, развиваемое гусеничным тягачом, больше сопротивления на рабочем органе, звено 11 заторможено давлением масла в гидроаккумуляторе. Причем степень торможения подбирается так, чтобы тягач развивал на данном

типе грунта максимальное тяговое усилие. При работе машины, в случае увеличения сопротивления грунта копанию, крутящий момент на звене 10 увеличивается, что приводит к снижению его оборотов. В связи с этим звено 11 и соответственно вал гидронасоса начинают вращаться, что вызывает подачу масла в гидромагистраль. Так как в первоначальном положении гидродроссель закрыт, масло поступает только в гидроаккумулятор, заряжая его на большее давление. Возросшее противодействие увеличивает крутящие моменты в звеньях дифференциала, а также в трансмиссии тягача. Вследствие этого тяговое усилие тягача увеличивается. Однако оно реализуется только за счет сцепления гусениц с грунтом. При дальнейшем возрастании сопротивления грунта копанию поступающее в гидроаккумулятор масло воздействует на его поршень, который кинематически связан с регулятором дросселя. Тогда масло из гидроаккумулятора направляется к гидродвигателю

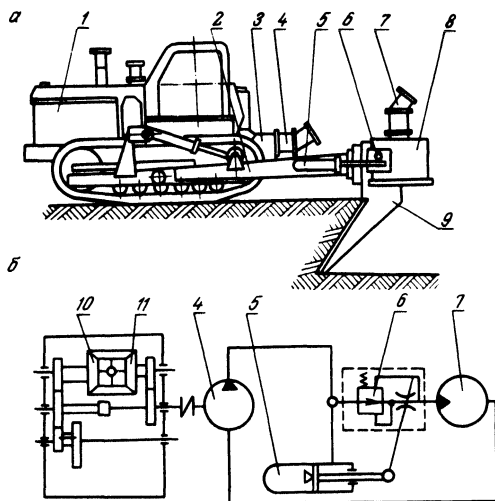


Рис. 1. Схема машины с тягово-инерционным приводом: а – общий вид; б – схема заднего моста с дифференциальным механизмом и гидропривода инерционного возбуждателя импульсов.

привода инерционного возбуждателя, который начинает генерировать силовые импульсы F_1 и F_2 , причем

$$\int F_1 dt = \int F_2 dt,$$

где F_1 – силовой импульс, действующий по направлению движения машины; F_2 – силовой импульс, действующий против хода движения машины. По величине он не должен быть больше тягового усилия движителя. В связи с этим его действие на тягач уравновешивается силой тяги гусениц (или колес).

Силовой импульс, действующий по ходу движения машины, складывается с тяговым усилием гусеницы и помогает тягачу преодолевать возросшее сопротивление грунта. Машина такого типа была разработана и изготовлена в ЦНИИМЭСХ под руководством канд. техн. наук А.Я.Пецко и прошла предварительные испытания. Результаты опытной проверки подтвердили теоретические предпосылки и показали высокую эффективность этой машины. Так например, при номинальном тяговом усилии, развиваемом трактором Т-100, равном 60 кН и его массе $G = 140$ кН, сила воздействия рабочего органа на грунт достигла 200...240 кН, т.е. реализуемый коэффициент сцепления достигал 1,7...2. Здесь под коэффициентом сцепления подразумевается отношение силы тяги, реализуемой на рабочем органе, к массе машины.

Таким образом, использование в колесно-гусеничных машинах тягово-инерционного привода позволит обеспечить их работу в сложных грунтовых условиях с высокими силовыми воздействиями рабочего органа на обрабатываемую среду.

Л и т е р а т у р а

1. Ревуцкий Л.Д. О максимальных значениях коэффициента сцепления тракторных движителей с опорной поверхностью. - Тракторы и сельхозмашины, 1974, №9. 2. А.с. 542797 (СССР). Землеройная машина / Авт. изобрет. В.В. Кацыгин, А.Я.Пецко, Р.Л.Турецкий и др. - Заявл. 200574, №2028826/03; Оpubл. в БИ, 1977, №2; МКИЕО2 9/22. - В сведениях перед текстом также: авт. изобрет. В.А.Балицкий, С.И.Телеш.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, Г.А.Таяновский,
В.В.Теленченко

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТРАНСМИССИИ И НАГРУЗОК В ДЕТАЛЯХ ТРАКТОРА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При расчетах процесса экстренного торможения тракторного поезда важно учитывать динамическое перераспределение вертикальных нагрузок на оси тягача и прицепа (рис. 1). Кроме того, представляет практический интерес исследование влияния

привода переднего моста на характер торможения, динамические процессы в трансмиссии и нагрузки в деталях трактора.

При торможении колеса трактора и прицепа не должны блокироваться, т.е. можно принять, что скольжение колес предельно мало. Тогда в любой момент времени выполняется условие

$$\omega = \frac{v}{r_k}, \quad (1)$$

где ω - угловая скорость колеса; v - скорость центра колеса; r_k - радиус качения колеса.

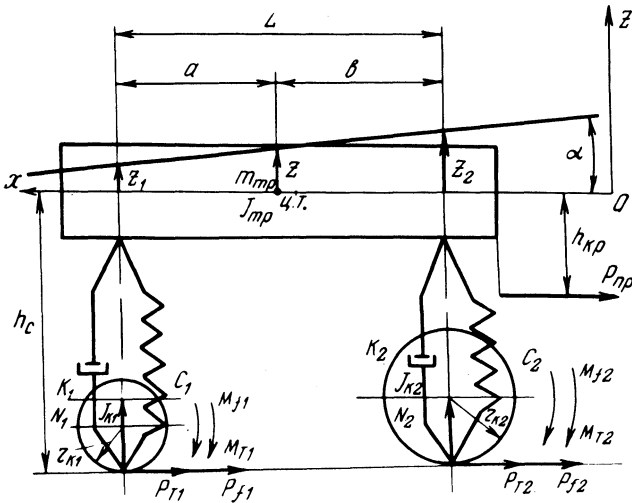


Рис. 1. Расчетная схема тракторного поезда при торможении: C_1 и K_1 - приведенные жесткости и демпфирование передней подвески и шин; C_2 и K_2 - приведенные жесткости и демпфирование задних шин; P_{T1} и P_{T2} - тормозные силы передних и задних колес; P_{f1} и P_{f2} - силы сопротивления качению передних и задних колес; N_1 и N_2 - вертикальные реакции под передними и задними колесами.

Уравнения движения тракторного поезда составляем, пользуясь уравнениями Лагранжа второго рода. За обобщенные координаты принимаем координату x и z . Вертикальные координаты отсчитываем от положения статического равновесия. Перемещение центра масс трактора и перемещения точек над осями, а также угловые перемещения остова связаны следующими зависимостями:

$$z = \frac{az_1 + bz_2}{L} ; \quad \alpha = \arctg \frac{z_1 - z_2}{L} , \quad (2)$$

где a и b - расстояние от центра масс трактора соответственно до передней и задней осей трактора; L - база трактора.

При малых угловых перемещениях $\arctg \alpha \approx \alpha$, тогда

$$\alpha \approx \frac{z_1 - z_2}{L} . \quad (3)$$

С учетом выражений (1), (2) и (3) дифференциальные уравнения движения поезда в процессе торможения примут вид:

$$\ddot{x} \left(m_{\text{тр}} + m_{\text{пр}} + 2 \frac{I_{\text{к1}}}{r_{\text{к1}}} + 2 \frac{I_{\text{к2}}}{r_{\text{к2}}} \right) = - \frac{M_{\text{т1}} + M_{\text{ф1}}}{r_{\text{к1}}} - \frac{M_{\text{т2}} + M_{\text{ф2}}}{r_{\text{к2}}} - P_{\text{пр}} ;$$

$$\frac{m_{\text{тр}}}{L} (a\ddot{z}_1 + b\ddot{z}_2) = c_1 z_1 - c_2 z_2 - k_1 \dot{z}_1 - k_2 \dot{z}_2 ; \quad (4)$$

$$\frac{I_{\text{тр}}}{L} (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) = ac_2 z_2 - bc_1 z_1 + ak_2 \dot{z}_2 - bk_1 \dot{z}_1 - (M_{\text{т1}} + M_{\text{ф1}}) \frac{h_{\text{с}}}{r_{\text{к1}}} - (M_{\text{т2}} + M_{\text{ф2}}) \frac{h_{\text{с}}}{r_{\text{к2}}} - P_{\text{пр}} \frac{h_{\text{кр}}}{r_{\text{кр}}} ,$$

где $m_{\text{тр}}$ и $m_{\text{пр}}$ - массы трактора и прицепа; $I_{\text{к1}}$ и $I_{\text{к2}}$ - суммарные моменты инерции передних и задних колес трактора; $r_{\text{к1}}$ и $r_{\text{к2}}$ - радиусы качения передних и задних колес трактора; $M_{\text{т1}}$ и $M_{\text{т2}}$ - тормозные моменты на передних и задних колесах трактора; $M_{\text{ф1}}$ и $M_{\text{ф2}}$ - моменты сопротивления качению передних и задних колес трактора; $I_{\text{тр}}$ - момент инерции трактора относительно поперечной оси, проходящей через центр масс; $h_{\text{с}}$ - расстояние от опорной поверхности до центра масс трактора; $P_{\text{пр}}$ - сила, действующая на трактор от прицепа; $h_{\text{кр}}$ - расстояние от линии действия крюкового усилия до центра масс трактора.

Примем, что тормозные моменты в тормозных механизмах трактора и прицепа изменяются по линейному закону [2] $M_{\text{т}} = k_{\text{м}} t$, $k_{\text{м}}$ - коэффициент пропорциональности.

Чтобы учесть податливость силового привода от тормозных механизмов трактора к передним и задним колесам и танген-

циальную податливость шин, рассмотрим расчетную динамическую систему трансмиссии трактора при торможении (рис. 2). Уравнения движения масс этой системы имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_T - M_{12} - M_{11}; & \dot{M}_{т1} e_{ш1} &= \omega_{к1} - \omega_{тр}; \\
 \dot{M}_{пр2} e_{пр2} &= \omega_1 - \omega_{к2}; & I_{к2} \dot{\omega}_{к2} &= M_{пр2} - M_{т2}; \\
 \dot{M}_{пр1} e_{пр1} &= \omega_1 - \omega_{к1}; & \dot{M}_{т2} e_{ш2} &= \omega_{к2} - \omega_{тр}; \\
 I_{к1} \dot{\omega}_{к1} &= M_{пр1} - M_{т2}; & I_{тр} \dot{\omega}_{тр} &= M_{т1} + M_{т2} - M_f.
 \end{aligned} \quad (5)$$

Первое уравнение системы (4) и последнее системы (5) – эквивалентны, поэтому эти системы необходимо решать без одного из указанных уравнений. Эти системы решались на двух совместно работающих аналоговых машинах МН-18 для случая движения поезда в составе трактора МТЗ-82 и полностью груженого прицепа 2ПТС-4 по сухой грунтовой дороге.

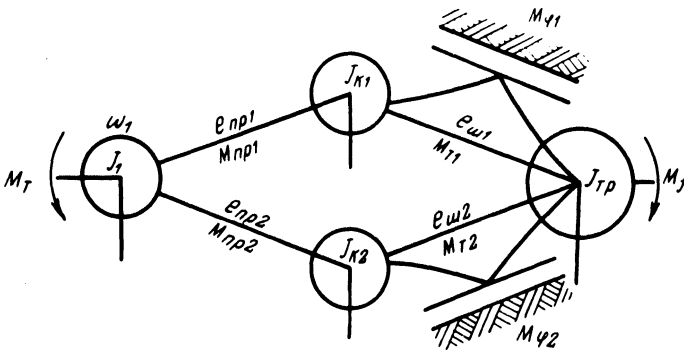


Рис. 2. Расчетная динамическая система трансмиссии трактора: J_1 – момент инерции тормозного механизма трактора и связанных с ним деталей трансмиссий; $J_{к1}$ – суммарный момент инерции передних колес; $J_{к2}$ – суммарный момент инерции задних колес; $J_{тр}$ – момент инерции маховика, соответствующего поступательно движущейся массе поезда; $e_{пр1}$ – податливость трансмиссии от тормозного механизма к передним колесам; $e_{пр2}$ – податливость трансмиссии к задним колесам; $e_{ш1}$ и $e_{ш2}$ – податливость передних и задних шин.

При расчетах принималось, что тормозные моменты на колесах трактора возникают с некоторым запаздыванием $t_{зап}$ по отношению ко времени срабатывания тормозных механизмов прицепа. Моменты сопротивления качению колес получали в соответствии с выражением $M_{fi} = f r_{ki} N_i$, где N_i – вертикальная динамическая нагрузка на ось; f – коэффициент

сопротивления качению колеса. Имея решение системы уравнений (4), определяем вертикальную динамическую нагрузку $N_i = N_{i\text{ст}} - c_i z_i - k_i \dot{z}_i$, где $N_{i\text{ст}}$ - вертикальная нагрузка на ось в статике. По выражению $v = \omega_{\text{тп}} r_2 / i$ (i - передаточное число трансмиссии трактора на соответствующей передаче) получали скорость тракторного поезда при торможении, а интегрируя скорость, - тормозной путь.

Были проведены расчеты для двух режимов работы переднего моста - ведомого и принудительного включения. Причем для второго случая задавались два значения величины кинематического несоответствия - $\pm 7,5\%$. Время нарастания тормозного момента в тормозных механизмах трактора t_T при расчетах менялось от 0,1 с до 0,8 с.

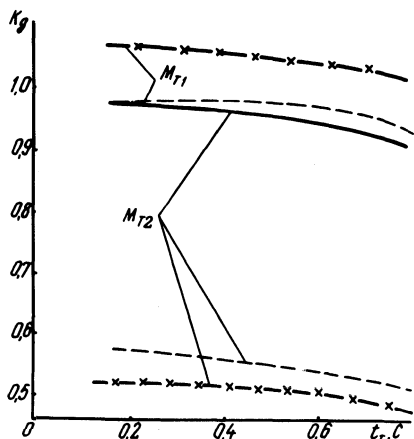


Рис. 3. Зависимость нагруженности передней M_{T1} и задней M_{T2} полуосей при торможении от времени нарастания тормозного момента t_T . Режим работы переднего моста: — ведомый; - - - принудительное включение ($-K_H$); - · - · принудительное включение ($+K_H$); x-x-x принудительное включение ($+K_H$).

В результате решения получены зависимости величины динамической нагруженности передних и задних полуосей трактора при торможении от времени нарастания тормозного момента. В качестве примера на рис. 3 представлены эти расчетные зависимости для 12-й передачи, причем величина коэффициента динамической нагрузки k_D определялась как частное от деления максимального динамического момента на полуоси на предельный момент по сцеплению соответствующих колес с дорогой.

Из рисунка видно, что время нарастания тормозного момента M_{Ti} незначительно влияет на величины динамических нагрузок полуосей. Передние полуоси более нагружены, чем задние. Принудительное включение переднего моста при торможении снижает нагруженность задних полуосей на 40...46%, причем при положительном кинематическом несоответствии пе-

редние полуоси нагружены на 10% больше, чем при отрицательном кинематическом несоответствии.

Из сказанного следует, что принудительное включение переднего моста трактора при торможении существенно влияет на нагруженность трансмиссии трактора, при этом значительно изменяются и характеристики процесса торможения, что требует дальнейшего исследования.

Характер распределения тормозных моментов по осям зависит от крутильной податливости приводов к передним и задним колесам трактора и от величины кинематического несоответствия.

Следовательно, представленное математическое описание процесса торможения тракторного поезда (системы уравнений (4) и (5)) позволяет получать и оптимизировать расчетным путем характеристики процесса торможения тракторного поезда, а также нагрузки в трансмиссии и деталях подвески трактора с учетом динамического перераспределения веса по осям, закона изменения тормозных моментов на колесах трактора и прицепа, податливости подвески, шин и трансмиссии.

Л и т е р а т у р а

1. Барский И.Б., Анилович В.А., Кутьков Г.М. Динамика трактора. - М., 1973.

УДК 629.11.073.23

А.В.Войтиков, Л.В.Закревская

МЕТОД АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОМ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ

Моделирование функций водителя - важный и наиболее сложный этап в теоретическом исследовании эксплуатационных качеств машин. Водитель в процессе движения осуществляет как непрерывные, так и дискретные операции, включающие в себя оценку допустимого коридора движения, выбор оптимальной траектории движения и оценку реальных отклонений трактора. Действия водителя являются следствием изменения обобщенных координат и скоростей трактора. Их моделирование можно осуществить как на АВМ, так и на ЭВМ.

Управление трактором при моделировании его движения на АВМ осуществляется подачей на соответствующие входы опе-

рациональных усилителей напряжения, пропорционального углу поворота управляемых колес [1, 2]. Величину указанного напряжения устанавливает оператор, следя по экрану осциллографа за изменением координат соответствующих точек модели. Решение уравнений движения на АВМ связано со значительными трудностями отладки программы. Введение же человека в эту систему оказывает к тому же субъективное влияние на результаты расчета.

При использовании ЭВМ моделирование функций водителя можно осуществлять автоматически по изменению во времени координат соответствующих точек модели. Субъективные особенности исследователя в этом случае не учитываются.

Анализ экспериментальных данных показывает, что при курсовом движении трактора закон поворота управляемых колес представляет собой совокупность зависимостей трапецеидального вида, причем скорость поворота колес меняется в небольших пределах.

На основании сказанного рассмотрим три подхода к моделированию управления колесами при движении трактора вдоль заданного курса.

1. При смене знака бокового смещения центра переднего управляемого колеса y_1 угол его поворота θ_1 начинает увеличиваться на каждом шаге решения с заданной угловой скоростью $\dot{\theta}_1$:

$$\theta_1 = \theta_{10} - \text{sign}(y_1) \dot{\theta}_1 t_{\text{и}} , \quad (1)$$

где θ_{10} - начальное значение угла поворота колеса; $t_{\text{и}}$ - шаг интегрирования.

Величина угла поворота левого переднего колеса θ_2 определяется из конструктивных особенностей рулевого механизма машины. Теоретические исследования движения трактора по склону при управлении им по зависимости (1) показали, что закон поворота колес в этом случае не характерен для движения трактора, к тому же возникают незатухающие боковые колебания траектории центров передних колес (рис. 1,а).

2. Выбирается величина бокового смещения центра переднего колеса $y_{1д}$, при превышении которой начнется поворот колес с целью выравнивания траектории движения, т.е. устанавливается зона нечувствительности системы. Закон изменения θ_1 в этом случае определяется следующей зависимостью:

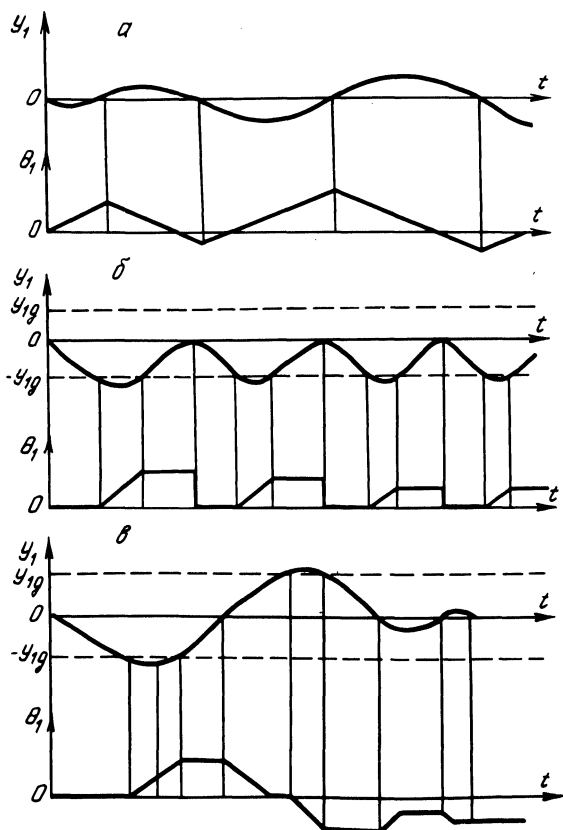


Рис. 1. Различные варианты моделирования автоматического поворота управляемых колес трактора по изменению бокового положения центра переднего колеса.

$$\theta_1 = \begin{cases} 0, & \text{если } y_1 = 0; \\ \theta_{1п} - \text{sign}(y_1) \dot{\theta}_1 t_{и}, & \text{если } |y_1| \geq y_{1д}; \\ \theta_{1в}, & \text{если } 0 < |y_1| < y_{1д}, \end{cases} \quad (2)$$

где $\theta_{1п}$ – значение угла поворота колеса, соответствующее предыдущему шагу решения; $\theta_{1в}$ – значение угла поворота колеса, соответствующее шагу $t_{1в}$ решения, при котором произошел возврат центра колеса в зону его допустимых боковых смещений. Результаты расчета по этому методу приведены на

рис. 1,б. Анализ полученных кривых показывает, что резкий "сброс" угла поворота колеса до нуля при равенстве y_1 нулю приводит к тому, что центр колеса начинает перемещаться по кривой, близкой к синусоиде, ось симметрии которой находится в зоне отрицательных значений y_1 .

3. Третий метод – это усовершенствованный второй. В этом случае налагаются такие условия, которые исключают резкий "сброс" углов поворота управляемых колес:

$$\theta_1 = \begin{cases} \theta_{1п}, & \text{если условие А не выполняется;} \\ \theta_{1п} - \text{sign}(y_1) \dot{\theta}_1 t_{и} & \text{при выполнении условия А.} \end{cases} \quad (3)$$

Условие А: $|\theta_1| > 0$ и $|y_1| > |y_{1п}|$ или $|y_1| \geq y_{1д}$, где $y_{1п}$ – значение координаты y_1 , взятое с предыдущего шага решения.

Результаты моделирования движения трактора в поперечном направлении склона с использованием зависимости (3) показали, что в этом случае не возникают незатухающие боковые колебания центров колес и закон изменения $\theta_1 = f(t)$ является близким по характеру к реальным экспериментальным данным (рис. 1, в).

Выбор скорости поворота управляемых колес $\dot{\theta}_1$ осуществлялся на основании работ [3, 4], в которых указывается, что типичная скорость поворота колес для грузовых автомобилей находится в диапазоне $0,015 \dots 0,1 \text{ с}^{-1}$, для самоходных комбайнов $0,16 \dots 0,36 \text{ с}^{-1}$. В наших исследованиях (с учетом предварительных экспериментов) принято $\dot{\theta}_1 = 0,08 \dots 0,23 \text{ с}^{-1}$.

Последний метод управления трактором был реализован при моделировании его движения поперек склона. Расчеты, проведенные на "ЕС-1022", показали, что варьирование величины $\dot{\theta}_1$ в указанном диапазоне не оказывает существенного влияния на параметры курсового движения машины (рис. 2). Увеличение же смещения $y_{1д}$ (в диапазоне $0,05 \dots 0,15 \text{ м}$), при котором происходит срабатывание системы автоматического поворота колес, приводит к некоторому росту как абсолютных значений θ_1 и курсового угла φ , так и коридора движения трактора в целом. Выбор величины $y_{1д}$ должен осуществляться исходя из условий работы машины.

Таким образом, предложенный метод автоматического управления колесами позволяет оценить курсовую устойчивость

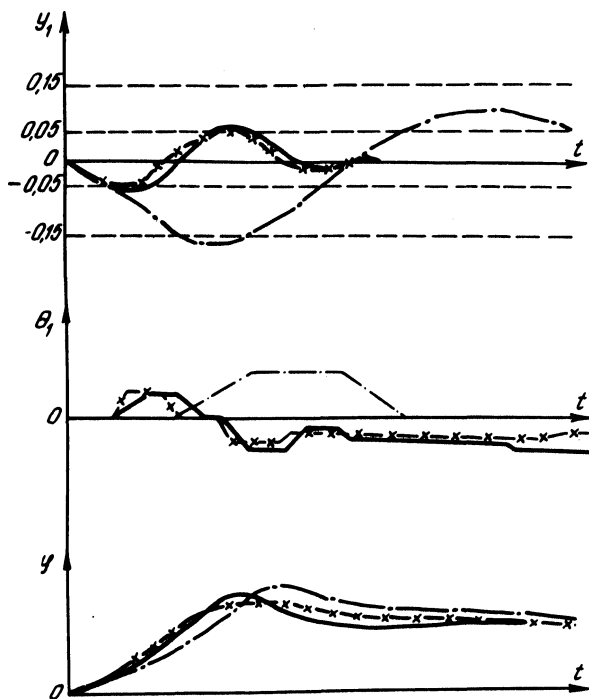


Рис. 2. Влияние величин $\dot{\theta}_1$ и $y_{1Д}$ на параметры курсового движения трактора, движущегося в поперечном направлении склона:
 — $\dot{\theta}_1 = 0,08 \text{ с}^{-1}$, $y_{1Д} = 0,05 \text{ м}$; -x-x-x- $\dot{\theta}_1 = 0,23 \text{ с}^{-1}$, $y_{1Д} = 0,05 \text{ м}$; --- $\dot{\theta}_1 = 0,08 \text{ с}^{-1}$, $y_{1Д} = 0,15 \text{ м}$.

трактора на стадии его проектирования путем моделирования движения на ЭВМ.

Л и т е р а т у р а

1. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Применение уравнений кинематических связей для исследования устойчивости движения и управляемости автомобиля с помощью аналоговых математических машин. - Автомобильная промышленность, 1965, №5.
2. Войтиков А.В., Бойков В.П. Моделирование движения трактора по склону. - В сб.: Автотракторостроение, Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып.12.
3. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М., 1970.
4. Иванов С.С. Оптимальная

угловая скорость поворота управляемых колес самоходного комбайна. – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №10.

УДК 629.113 – 597.5

Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан, А.М.Расолько

ДИНАМИКА ЗВЕНЬЕВ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Анализ методов расчета переходных процессов в пневматических звеньях, расположенных на выходе из компрессора трактора, показал, что эти методы изучены недостаточно, а существующие методики расчета динамики в коммутациях промышленных компрессорных установок сложны, громоздки и малоприменимы для практического применения.

Входное давление $P_{вх}$ есть некоторая функция от времени t , характеризующая изменение давления в сечении трубопровода, граничащем с цилиндром компрессора, который одновременно является источником как постоянного, так и переменного расхода. В общем случае $P_{вх}(t)$ определить чрезвычайно сложно, поскольку форма импульса, генерируемого компрессором, зависит от многочисленных факторов.

Между тем в работе [1] получены и решены уравнения для скачкообразного возрастания давления на входе в динамическое звено, состоящее из дросселя и емкости (ДЕ-звено). При этом установлено, что они достаточно точно описывают процессы при наполнении и опоражнении емкостей. Однако отсутствие теоретических и экспериментальных исследований не позволяет судить о том, удовлетворительно ли описывает гиперболическая функция расхода воздуха [1] динамику ДЕ-звена при пульсирующем давлении воздуха на входе, изменяющемся по гармоническому закону.

Наиболее существенно влияет на формулу импульса, генерируемого компрессором, конструктивное выполнение цилиндра компрессора и трубопроводной системы. Поэтому при исследовании выпускного импульса компрессора применяют принцип суперпозиции, представляя импульсы в виде тригонометрического ряда [2]

$$p_o(t) = p_{cp} + \sum_{i=1}^n p_i \sin(k\omega_k t - \alpha_k), \quad (1)$$

где $P_{\text{ср}}$ - среднее давление в системе; P_i - амплитуда i -й гармонии; k - номер гармоники колебаний; ω_k - угловая скорость вращения вала компрессора; α_k - угол фазового сдвига.

Таким образом, сигнал на входе ДК-звена можно представить как импульс давления, генерируемого компрессором и распространяющегося в трубопроводе со скоростью, равной скорости звука. При этом в момент начала нагнетания воздух, заключенный в системе, находится в состоянии покоя.

Исходя из изложенного, давление на входе в ДЕ-звено можно описать:

$$p_{\text{вх}} = \begin{cases} p_{\text{ср}}(t) + p_1 \sin \omega_k t & \text{при } \frac{\pi(2n+1)}{k} > t \geq \frac{\pi(2n+1) - \varphi_{\text{вып}}}{\omega_k}; \quad (2) \\ p_{\text{ср}}(t) & \text{при } \frac{\pi(2n+3) - \varphi_{\text{вып}}}{\omega_k} > t \geq \frac{\pi(2n+1)}{\omega_k}, \quad (3) \end{cases}$$

где $p_{\text{ср}}(t)$ - среднеинтегральное давление в системе в момент начала нагнетания; p_1 - амплитуда давления первой гармоники импульса; $\varphi_{\text{вып}}$ - угол, соответствующий началу открытия нагнетательного клапана компрессора.

Угол, соответствующий началу открытия нагнетательного клапана компрессора, определяется выражением [3].

$$\varphi_{\text{вып}} = \arccos \left[1 - 2 \left(\frac{1 + a_M}{\epsilon} - a_M \right) \right], \quad (4)$$

где a_M - относительная величина мертвого пространства компрессора; $\epsilon = p_n / p_{\text{вс}}$ - коэффициент, характеризующий отношение давления нагнетания к давлению всасывания; m - показатель политропы.

Среднеинтегральное давление газа на выходе из компрессора в момент начала нагнетания получим из уравнения состояния газа в емкости.

$$p_{\text{ср}} = \frac{RTV_{\text{раб}} \omega_k \lambda_k \gamma t}{2 \pi V}, \quad (5)$$

где R - газовая постоянная; T - температура; $V_{\text{раб}}$ - рабочий объем компрессора; λ_k - коэффициент производительности компрессора; γ - удельный вес воздуха в системе; V - объем системы.

Возмущающий импульс при нагнетании образуется в момент открытия нагнетательного клапана, когда поршень компрессора имеет определенную конечную скорость, а сжатый воздух в нагнетательном трубопроводе находится в состоянии покоя. При этом происходит газовый удар с образованием положительного скачка давления Δp_y .

Для описания газового удара справедлива формула Н.Е. Жуковского [2]:

$$\Delta p_y = \rho w_{зв} w_T, \quad (6)$$

где ρ - плотность газа; $w_{зв}$ - скорость звука в неподвижном газе; w_T - скорость газа, поступающего в трубопровод.

Выражая мгновенную скорость газа в трубопроводе через мгновенную скорость поршня компрессора, получим:

$$\Delta p_y = \frac{\rho w_{зв} F S \omega_k}{2 f} \sin \varphi = p_1 \sin \omega_k t, \quad (7)$$

где F - площадь поршня компрессора; S - ход поршня; f - площадь сечения трубопровода; φ - угол поворота кривошипа; p_1 - амплитуда колебаний давления на входе из компрессора относительно среднего давления.

Учитывая, что $\rho = p_{ср} / gRT$, $F S = V_{раб}$; $w_{зв} = w_{кр}$, и подставляя значения амплитуды из формулы (7) в выражение (2 и 3), получим окончательную зависимость, описывающую величину и форму импульса давления, генерируемого компрессором:

$$p(t) = \begin{cases} p_{ср} \left(1 + \frac{w_{кр} V_{раб} \omega_k}{2 f g R T} \sin \omega_k t \right) \text{ при } \frac{\pi(2n+1)}{\omega_k} > t \leq \frac{\pi(2n+1) - \varphi_{вып}}{\omega_k}; \\ p_{ср} \text{ при } \frac{\pi(2n+3) - \varphi_{вып}}{\omega_k} > t \leq \frac{\pi(2n+1)}{\omega_k}. \end{cases} \quad (8)$$

Составленная математическая модель ДЕ-звена, в которой $p_{вх}$ рассчитывается по выражению (8) с использованием гиперболической функции [1] расхода воздуха, принимает вид

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k' \mu f w_{кр} p_{вх} h(p_{вх} - p)}{V(B-1)(B_{вх} - p)}, \quad (9)$$

где p – давление в емкости; k' – показатель адиабаты; μ – коэффициент расхода дросселя; h и B – постоянные, определяющие формулу гиперболы; $w_{кр}$ – критическая скорость.

Расчет на ЭВМ уравнений $k_{р}$ (8) и (9) применительно к импульсирующему потоку воздуха позволил получить удовлетворительное совпадение формы и амплитуды импульсов, давления в емкости при изменении $p_{ср}$ от 0,1 МПа до 0,8 МПа с аналогичными экспериментальными зависимостями (рис.1).

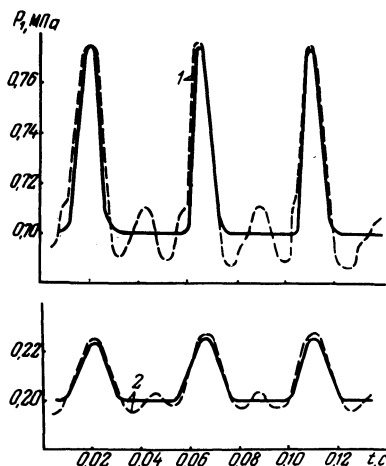


Рис. 1. Динамическая характеристика ДЕ-звена: 1 – при $p_{ср} = 0,7$ МПа, 2 – при $p_{ср} = 0,2$ МПа; $V = 3,14 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $\mu f = 0,226 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $\omega_k = 132 \text{ рад/с}$; ——— расчетная; - - - - экспериментальная.

Отклонение величины и формы расчетного импульса от экспериментального составило не более 10% на всей кривой, что обусловлено в основном погрешностью аппроксимации коэффициента подачи λ_k . Значительно большая погрешность (в среднем 30%) имеет место на участках характеристики, где отсутствует подача воздуха из компрессора, так как в этом случае уравнения (8) и (9) учитывают только первую гармонику импульса.

На основании разработанной методики составлены математические модели и проведен на ЭЦВМ сравнительный анализ динамических свойств питающей части пневматической системы с различными схемами и комбинированными регуляторами давления конструкции завода "Кишмотор" (ВНР) и фирмы "Вестингауз" (ФРГ). Предложены конкретные рекомендации по выбору оптимальных параметров пневматических систем.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. – В сб.: Автотрак-

торостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып.9. 2. Седач В.С. Газовая динамика выпускных систем поршневых машин. - Харьков, 1974. 3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. - Л., 1969.

УДК 629.113.012

В.П.Бойков, А.М.Кривицкий

АППРОКСИМАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПАРАМЕТРОВ ДЕФОРМАЦИИ ТРАКТОРНЫХ ШИН

Шина - исходное звено в системе взаимодействия машины и опорной поверхности. Поэтому при оценке основных эксплуатационных качеств трактора на стадии проектирования необходимо знать ряд коэффициентов, характеризующих эластичность шины, а также их зависимость от нормальной нагрузки, давления воздуха и др.

Упругие свойства шины характеризуются следующими параметрами: нормальной, тангенциальной, боковой и угловой деформациями.

Для получения количественных данных по указанным характеристикам были проведены статические испытания шин, применяемых на тракторах семейства "Беларусь". В результате получены графические зависимости параметров деформации от основных влияющих факторов в виде функций $h_z = f_1(G_k)$; $h_y = f_2(P_y)$; $\beta = f_3(M)$; $\theta = f_4(M_{\Pi})$ при различных нормальных нагрузках и давлениях воздуха в шине, где h_z - нормальный прогиб; h_y - боковое упругое смещение; β - угол закрутки; θ - угловое упругое смещение; G_k - нормальная нагрузка; P_y - боковая сила; M - крутящий момент; M_{Π} - поворачивающий момент колеса.

С целью установления общей зависимости между параметрами деформации (h_z , h_y , β , θ) и основными факторами (p_w , G_k , P , M , M_{Π}), влияющими на эти параметры, был проведен анализ с использованием методов теории вероятности и математической статистики [1]. В качестве исходной аппроксимирующей зависимости принята модель линейной регрессии, которая в общем случае имеет вид

$$Y = a_0 + a_1 Z_1 + a_2 Z_2 + \dots + a_m Z_m,$$

где Z_i - функция независимой переменной X_i . В нашем случае Y - параметры деформации пневматика, X_i - основные влияющие факторы. Таким образом, уравнение регрессии для исследуемых видов деформации имеет следующий вид:

$$h_z = a_0 + a_1 p_w + a_2 G_k ;$$

$$h_y = a_0' + a_1' p_w + a_2' G_k + a_3' P_y + a_4' P_y^2;$$

$$\beta = a_0'' + a_1'' p_w + a_2'' G_k + a_3'' M + a_4'' M^2;$$

$$\theta = a_0''' + a_1''' p_w + a_2''' G_k + a_3''' M_{II} + a_4''' M_{II}^2 .$$

Параметры уравнений регрессии $a_0 \dots a_m$ определялись по методу наименьших квадратов. Задача многофакторного регрессионно-корреляционного анализа реализована в виде программы на ЦВМ "Минск-22". При этом использовался блок стандартных программ, позволяющий вычислять ряд статистических оценок, на основании которых математическая модель согласована с данными эксперимента. В результате математической обработки данных статических испытаний получены значения коэффициентов уравнений регрессии для различных тракторных шин.

Шина 400-965 (15,5-38) мод. Ф-2А

$$h_z = 34,84 - 204,6 p_w + 2,33 G_k, \text{ мм};$$

$$h_y = 17,58 - 82,3 p_w - 0,556 G_k + 0,4 P_y + 7,32 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\beta = 0,01 - 0,029 p_w - 0,0006 G_k + 0,006 M + 0,0005 M^2, \text{ рад};$$

$$\theta = 0,05 - 0,014 p_w - 0,004 G_k + 0,11 M_{II} + 0,019 M_{II}^2, \text{ рад}.$$

Шина 200-508 (7,5-20) мод. В-103

$$h_z = 16,94 - 67,45 p_w + 2,75 G_k, \text{ мм};$$

$$h_y = 10,52 - 83,1 p_w - 0,11 G_k + 13,37 P_y - 0,69 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\theta = 0,028 + 0,15 p_w - 0,008 G_k + 0,42 M_{II} - 0,17 M_{II}^2, \text{ рад}.$$

Шина 240-508 (9,5/9-20) мод. ВФ-222

$$h_z = 25,16 - 125,9 p_w + 3,37 G_k, \text{ мм};$$

$$h_y = 1,18 - 1,54 p_w - 0,09 G_k + 5,27 P_y + 0,84 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\beta = 0,0095 - 0,015 p_w - 0,0013 G_K + 0,0155 M + 0,0046 M^2, \text{ рад};$$

$$\theta = 0,044 + 0,12 p_w - 0,011 G_K + 0,75 M_{\Pi} - 0,35 M_{\Pi}^2, \text{ рад.}$$

Шина 290-508 (11,2/10-20) мод. Ф-35

$$h_z = 20,68 - 154,7 p_w + 3,8 G_K, \text{ мм};$$

$$h_y = 8,73 - 55,66 p_w + 0,4 G_K + 8,23 P_y + 0,16 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\beta = 0,0167 - 0,0415 p_w - 0,0007 G_K - 0,00008 M + 0,0087 M^2, \text{ рад};$$

$$\theta = 0,13 + 0,3 p_w - 0,008 G_K + 0,38 M_{\Pi} - 0,11 M_{\Pi}^2, \text{ рад.}$$

Шина 310-508 (11-20) мод. Я-221

$$h_z = 14,1 - 5,28 p_w + 2,87 G_K, \text{ мм};$$

$$h_y = 11,32 - 64,5 p_w - 0,366 G_K + 5,89 P_y + 0,52 P_y^2, \text{ мм};$$

$$\theta = 0,23 + 0,133 p_w - 0,005 G_K + 0,3 M_{\Pi} + 0,37 M_{\Pi}^2, \text{ рад.}$$

Полученные уравнения регрессии могут быть использованы при теоретическом исследовании динамики МТА.

Л и т е р а т у р а

1. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Тексты лекций по курсу "Теория вероятностей и математическая статистика" - Минск, 1974, ч.2.

УДК 629,114.2

В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров

ИССЛЕДОВАНИЕ ВНУТРЕННИХ ПРОЦЕССОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛА С ДИСКОВЫМИ БЛОКИРУЮЩИМИ МУФТАМИ

Блокирующие свойства дифференциалов определяются величинами осевых сил, действующих на фрикционные муфты. Эти силы складываются из осевых сил в зацеплении полуосевых шестерен с сателлитами и усилий дополнительных блокирующих устройств - скосов, буртиков, зубчиков и т.д.

Для расчета этих усилий имеются формулы [1], структурные элементы которых определяются конструктивными особенностями дифференциала и подведенным к его корпусу крутящим моментом M_o .

Так, для дифференциала переднего моста трактора МТЗ-82 дополнительная осевая сила, возникающая в контакте скосов корпуса и оси сателлитов и действующая на диски муфты трения, определяется из выражения

$$P = \frac{M_o}{2r_k} \operatorname{tg} \varphi_c, \quad (1)$$

где φ_c - угол скосов корпуса; r_k - радиус приложения окружной силы $P_{ок}$ (рис. 1).

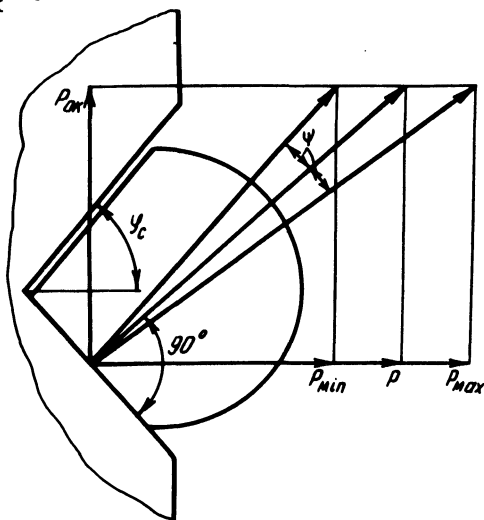


Рис. 1. Схема сил на скосе корпуса дифференциала.

Однако при этом не учитывается трение пальца сателлитов на скосах корпуса дифференциала. В результате этого трения на скосах результирующая реакция со стороны корпуса на палец оказывается отклоненной на величину угла трения от нормали, проведенной к скосу (рис. 1). Поэтому осевую силу следует находить по формуле

$$P = \frac{M_o}{2r_k} \operatorname{tg} (\varphi_c \pm \psi), \quad (2)$$

где $\psi = \operatorname{arctg} \mu$ - угол трения; μ - коэффициент трения. Обычно $\mu = 0,09 \dots 0,11$ для пары трения чугун-сталь [2].

Испытания дисковых муфт трения на специальной установке показали, что толщина пакета дисков при их относительном вращении изменяется от некоторого минимального до максимального значений. Это объясняется тем, что поверхности дисков обладают определенной неплоскостью, в результате изменяются осевые силы.

Таким образом, при относительном вращении выходных валов дифференциала осевые усилия, действующие на фрикционные муфты со стороны скосов корпуса, не постоянны, а изменяются в интервале, определяемом знаками "+" и "-" в формуле (2) (см. также рис. 1).

Отношение $\frac{P_{\max}}{P_{\min}}$ назовем коэффициентом изменения осевого усилия

$$K_o = \frac{\operatorname{tg}(\varphi_c + \psi)}{\operatorname{tg}(\varphi_c - \psi)} .$$

Таким образом, максимальная осевая сила, действующая на муфту со стороны скосов, превышает расчетные значения, определенные без учета угла трения ψ в 1,22–1,7 раза. Это одна из причин появления задиров на поверхностях дисков, которые отмечаются при эксплуатации тракторов.

Степень изменения осевых усилий зависит не только от условий трения пальцев о корпус, т.е. угла ψ , но и от конструктивного параметра дифференциала – угла скосов φ_c .

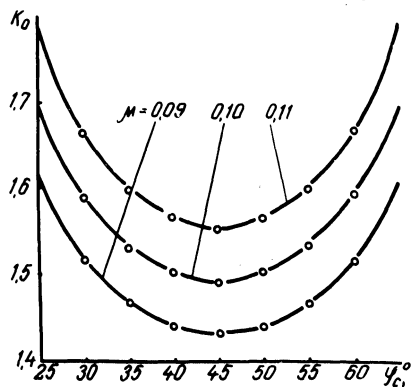


Рис. 2. Зависимость коэффициента изменения осевого усилия от угла скосов и коэффициента трения.

Зависимость K_o от φ_c представлена на рис. 2. Из рисунка видно, что наименьшая степень изменения осевого усилия со стороны скосов на диски будет в случае $\varphi_c = 45^\circ$.

Как известно [1], неравномерное распределение окружных сил между пальцами сателлитов вследствие неперпендикуляр –

ности их осей ведет к повышенным удельным давлениям на одной паре скосов корпуса. Это явление усугубляется указанным выше изменением осевых усилий. Так, при осмотре дифференциалов тракторов, отработавших 6000 моточасов, на скосах корпусов были обнаружены неравномерные износы глубиной до 1,3 мм.

Из рис. 1 можно найти максимальные и минимальные величины давлений на скосах, которые при равномерном распределении окружных усилий определяются выражениями

$$q_c^{\max} = \frac{M_o}{4r_k S} \cdot \frac{\cos \psi}{\cos(\varphi_c + \psi)};$$

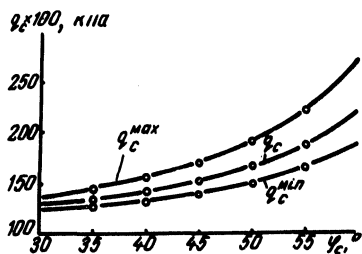
$$q_c^{\min} = \frac{M_o}{4r_k S} \cdot \frac{\cos \psi}{\cos(\varphi_c - \psi)},$$

где S - площадь контакта скоса корпуса и одного пальца сателлитов.

Рис. 3. Зависимость удельных давлений на скосах корпуса дифференциала МТЗ-82 от угла скосов при $M_o = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $\mu = 0,1$:

q_c^{\max} и q_c^{\min} - максимальные и минимальные удельные давления;

q_c - удельные давления без учета трения пальцев сателлитов о корпус и волнистости дисков.



Расчетные кривые по приведенным формулам, а также удельные давления без учета трения пальца о корпус и волнистости дисков изображены на рис. 3. Видно, что уменьшение ψ_c до 45° приводит также к снижению q_c^{\max} и q_c^{\min} . С дальнейшим уменьшением ψ_c увеличивается K_o (рис. 2).

Выводы. 1. При работе дифференциала типа МТЗ-82 происходит изменение осевых сил вследствие трения пальцев о скосы корпуса и неплоскостности дисков.

2. Переход с $\psi_c = 55^\circ$ на $\psi_c = 45^\circ$ снижает величины удельных давлений на дисках и скосах корпуса дифференциала МТЗ-82 и степень их изменения K_o , что приводит к повышению надежности работы механизма и стабильности его блокирующих свойств.

3. Указанное изменение осевых сил следует учитывать при расчетах блокирующих свойств дифференциалов.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. 2. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. - М., 1962.

УДК 629.114.2.017

Ю.М.Жуковский, В.П.Стринадко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ-50/80

На тракторах "Беларусь" класса 14 кН устанавливаются сухие дисковые тормозные механизмы с самоусилением и механическим приводом. Эффект самоусиления достигается посредством самозаклинивающихся шариков, расположенных между нажимными дисками [1].

Рассматриваемые тормозные механизмы имеют четыре пары трения (по два фрикционных диска в каждом механизме), поэтому тормозной момент, возникающий в механизме, можно представить в виде [2]

$$M = 2 \mu Q_1 R_{\text{ср}} + 2 \mu Q_2 R_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{ср}}$ - средний радиус трения тормозных дисков; μ - коэффициент трения тормозных дисков; Q_1 - реакция со стороны корпуса на активный нажимной диск; Q_2 - реакция со стороны корпуса на пассивный нажимной диск.

Известно [2], что реакция на пассивный нажимной диск меньше реакции на активный нажимной диск на величину

$$Q_1 - Q_2 = \mu_1 \frac{M}{2r}, \quad (2)$$

где μ_1 - коэффициент трения между выступом нажимного диска и выступом корпуса (в рассматриваемой конструкции - коэффициент трения чугуна по чугуну без смазки); r - расстояние от оси тормоза до выступа корпуса.

Следует отметить, что реакция активного нажимного диска состоит из двух составляющих: одна из них создается привод-

ным усилием, воздействующим на орган управления тормозным механизмом. Эта составляющая определяется выражением $P i_{\text{пр}} \eta_M$, где P – усилие на органе управления с поправкой на противодействие от отжимных и стяжных пружин, расположенных соответственно на рычаге тормозной педали и на нажимных дисках тормозного механизма; $i_{\text{пр}}$ – кинематическое передаточное число привода; η_M – механический КПД привода, определяемый по формуле

$$\eta_M = \frac{\hat{i}}{i_{\text{пр}}},$$

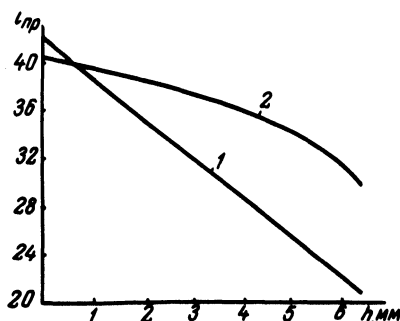
где \hat{i} – силовое передаточное число привода (определялось экспериментальным путем посредством измерения усилий на органе управления и соответствующих им усилий, сжимающих фрикционные диски тормозного механизма). Другая составляющая возникает вследствие сервоэффекта и равна

$$\frac{P i_{\text{пр}} \eta_M}{\text{tg } \alpha} \mu,$$

где α – угол подъема лунок нажимных дисков.

Для определения кинематического передаточного числа привода проведено графо-аналитическое исследование кинематики тормозного механизма. Зависимости кинематического передаточного числа привода от суммарного осевого хода нажимных дисков для торможений при переднем и заднем ходе трактора изображены на рис. 1.

Рис. 1. Зависимости кинематического передаточного числа тормозного привода от суммарного осевого хода нажимных дисков для торможений: 1 – при переднем; 2 – при заднем ходе трактора.



С учетом приведенных выше выражений значения реакций на активном и пассивном нажимных дисках можно представить следующим образом:

$$Q_1 = P i_{\text{пр}} \left(1 + \frac{\mu}{\text{tg} \alpha} \right) \eta_M; \quad (3)$$

$$Q_2 = P i_{\text{пр}} \left(1 + \frac{\mu}{\text{tg} \alpha} \right) \eta_M - \mu_1 \frac{M}{2r}. \quad (4)$$

Подставляя значения Q_1 и Q_2 из выражений (3) и (4) в выражение (1) и пренебрегая величиной второго порядка малости $\mu_1 \mu R_{\text{ср}} M / r$, после преобразования получим

$$\mu^2 + \text{tg} \alpha \mu - \frac{M \text{tg} \alpha}{4R_{\text{ср}} P i_{\text{пр}} \eta_M} = 0.$$

Решению этого квадратного уравнения удовлетворяет формула

$$\mu = -\frac{\text{tg} \alpha}{2} + \sqrt{\left(\frac{\text{tg} \alpha}{2}\right)^2 + \frac{M \text{tg} \alpha}{4R_{\text{ср}} P i_{\text{пр}} \eta_M}}. \quad (6)$$

Для определения коэффициента трения в тормозном механизме в зависимости от температуры тормозной механизм устанавливался на инерционный испытательный стенд МТЗ, где он приводился в действие специальным рычагом, заменяющим тормозную педаль трактора. На этот рычаг навешивался груз, который вместе с приведенным собственным весом рычага создавал постоянное приводное усилие.

Включение тормоза осуществлялось возможно быстрым опусканием рычага с грузом при одновременном выключении электродвигателя стенда, который разгонял перед включением тормоза маховые массы. Максимальная начальная частота вращения вала тормозного механизма составляла 681/с, что соответствует максимальной скорости движения трактора МТЗ-80, равной 9,27 м/с. При этом кинетическая энергия, поглощаемая тормозным механизмом, была равной 63800 Дж, что соответствует энергии, поглощаемой одним тормозным механизмом трактора при его торможении со средней интенсивностью (с замедлением около 2 м/с^2) с начальной скорости 9,27 м/с. При торможении с замедлением менее указанного на дороге с сухим асфальтобетонным покрытием скольжение колес мало и поэтому можно пренебречь выделением энергии в пятне контакта шины с дорогой.

Тормозной момент регистрировался на ленту осциллографа К12-22 в соответствии с принципами электротензометрии, изложенными в работе [3]. Температура в тормозном механизме измерялась на среднем радиусе трения фрикционной пары хромель-копелевой термопарой в соответствии с ГОСТ 1786-74 [4]

прибором МР 64-02. Коэффициент трения в тормозном механизме при различных температурах определялся по формуле (6).

Зависимости коэффициента трения μ и тормозного момента M от температуры представлены на рис. 2. Полученная зависимость μ от t °С качественно соответствует зависимостям коэффициентов трения от температуры при трении ас-

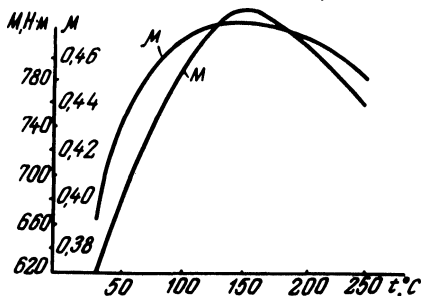


Рис. 2. Зависимости коэффициента трения и тормозного момента от температуры тормозного механизма.

бфрикционных материалов по чугуну, приведенным в работах [5 - 7]. Из рис. 2 следует, что коэффициент трения в тормозном механизме и тормозной момент тормозного механизма начинают уменьшаться при достижении температуры в 150 °С. При испытаниях использовались тормозные накладки из материала НСФ-6 (формованные из массы типа 41-132-67с, ГОСТ 1786-74).

Выводы. 1. Получена формула, дающая возможность определить коэффициент трения в дисковом тормозном механизме с самоусилением по значениям усилия на органе управления и соответствующего ему момента трения. Усилие на органе управления и соответствующий ему тормозной момент могут быть легко определены экспериментально.

2. Из формулы (6) и графо-аналитического анализа следует, что дисковый тормозной механизм с самоусилением, достигаемым посредством самозаклинивающихся шариков, обладает высокой чувствительностью к величине свободного хода нажимных дисков и к величине износа фрикционных накладок, вызывающего уменьшение силового передаточного числа \hat{i} . Это крайне нежелательно вследствие того, что для сохранения требуемой эффективности торможения необходимо увеличивать усилие на органе управления тормозным механизмом.

3. Максимальная допустимая температура тормозных механизмов тракторов "Беларусь" кл. 14 кН с тормозными накладками из материала НСФ-6 не должна превышать при длительном воздействии 150°С. При превышении указанной температуры фрикционные качества материала НСФ-6 снижаются.

4. Наиболее перспективными тормозными механизмами для тракторов МТЗ-80/82 являются дисковые тормозные механизмы прямого действия с пневматическим приводом.

5. Целесообразно провести опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы по испытаниям фрикционного материала, обладающего более высокими фрикционными качествами, в частности более высокой стабильностью, чем материал НСФ-6.

Л и т е р а т у р а

1. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Минск, 1977. 2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. - М., 1968. 3. Шушкевич В.А. Основы электро-тензометрии. - Минск, 1975. 4. ГОСТ 1786-74. Накладки сцепления фрикционные асбестовые. - Взамен ГОСТ 1786-66. Введ. с 01.01.1975 г. до 01.01.1980 г. -Группа Л65 СССР. 5. Крагельский И.В. Трение и износ. - М., 1968. 6. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. - М., 1967. 7. Зиновьев Е.В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбофрикционных материалов. - М., 1978.

УДК 631.372 - 78

П.В.Зеленый

К ВОПРОСУ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ КОЛЕС ПРИЦЕПНОЙ МАШИНЫ НА СКЛОНЕ В АВТОМАТИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

Исследование курсового движения прицепных сельскохозяйственных машин, широкое применение которых в условиях горного и пересеченного рельефа сдерживается недостаточной устойчивостью на поперечном склоне, весьма актуально. Под воздействием случайных возмущений со стороны микрорельефа приложенных к ходовой части и рабочим органам, машина совершает вынужденные колебания вокруг точки прицепа относительно некоторого положения. Если на горизонтальной поверхности, где отсутствует постоянно действующая боковая сила, продольная ось машины в упомянутом положении совпадает с одноименной осью трактора, а следовательно, и направлением прямолинейного движения его управляемых колес, то на

поперечном склоне она располагается под некоторым углом к нему. Это ухудшает технико-экономические и агротехнические показатели агрегата. Так, согласно экспериментальным исследованиям зернотуковой сеялки СЗ-3,6, на склоне $0,262$ рад, подготовленном под посев, тяговое сопротивление машины возрастает приблизительно на $5 - 9\%$, а производительность агрегата снижается на $1 - 2\%$. Последнее обусловлено уменьшением рабочей ширины захвата машины при ее движении с разворотом, составляющим приблизительно $0,105 \dots 0,123$ рад. Существенно ухудшается при этом и качество выполняемой сельскохозяйственной технологической операции вследствие уменьшения расстояний между рядками высеваемого рабочего материала и ненормальной работы сошников, что в итоге ведет к снижению урожайности возделываемой культуры.

С целью исследования возможностей повышения эффективности использования прицепных машин в условиях горного и пересеченного рельефа на кафедре "Тракторы" и Отраслевой НИЛ колесных тракторов БПИ создана экспериментальная зернотуковая сеялка на базе серийно выпускаемой модели СЗ-3,6. Она оборудована устройством для автоматического поворота опорноприводных колес в функции угла склона и массы машины, приходящегося на ходовую часть (рис. 1) [1]. Отличительные признаки устройства, обеспечивающие автоматичность процесса управления поворотом колес и заключающиеся в смещенном в сторону направления движения расположении осей их вращения относительно шкворней и упругой связи колес с рамой, защищены положительным решением по заявке №2507453/27-11.

Всесторонние испытания сеялки в полевых условиях показали ее удовлетворительную работу на поперечном склоне как при прямолинейном движении в процессе выполнения технологической операции, так и при совершении поворотов на загонах. Угол поворота колес, обеспечивающий ее устойчивое движение, составил на склоне $0,262$ рад, подготовленном под посев, приблизительно $0,120$ рад, а на склоне $0,175$ рад $-0,079$ рад. Жесткость упругой связи колес с рамой при этом равнялась $50 \dots 70$ кН·м/рад. Изменение жесткости упругой связи в сторону уменьшения или увеличения относительно значения, при котором достигнуто устойчивое движение машины, приводит соответственно к забеганию или сползанию ее вследствие увеличения или уменьшения угла поворота колес под действием боковых сил (рис. 2). Регулирование жесткости упругой связи

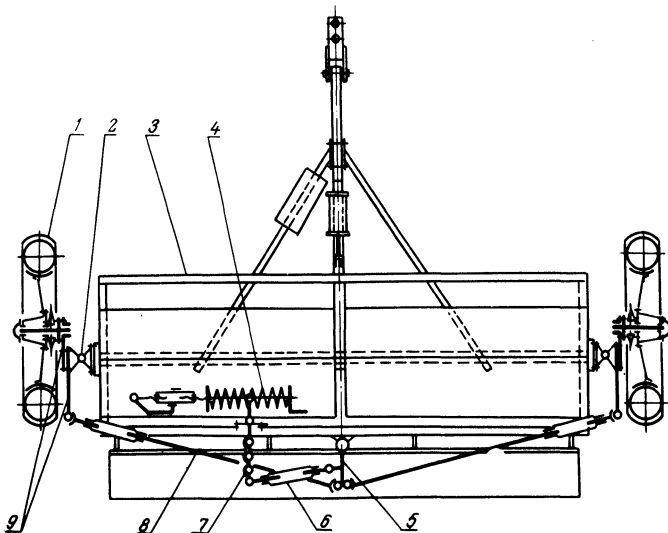


Рис. 1. Устройство для автоматического поворота колес прицепной машины на поперечном склоне: 1 — опорное колесо; 2 — шкворень; 3 — рама; 4 — упругий элемент; 5 — сошка; 6 — регулируемая тяга; 7 — рычаг с регулируемым плечом; 8 — рулевая тяга; 9 — двухплечий рычаг.

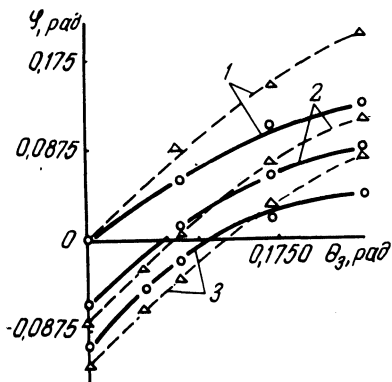


Рис. 2. Зависимость курсового угла сеялки в функции поворота ее опорных колес: 1 — на горизонтальной поверхности; 2 — на склоне 0,175 рад; 3 — на склоне 0,262 рад; — — — сошники заглублены; - - - подняты.

колес с рамой необходимо производить в полевых условиях в соответствии с физико-химическими характеристиками и состоянием фона поверхности поля. Наличие упругой связи не приводит к ухудшению устойчивости движения машины на горизонтальной поверхности при переездах во всем диапазоне допустимых скоростей ее транспортирования.

Л и т е р а т у р а

1. Обеспечение устойчивого движения крутосклонных машинотракторных агрегатов/П.А.Амельченко, П.В.Зеленый, В.В.Яцкевич и др. – Экспресс-информ.Сер. Сельск. хоз-во. Минск, 1978.

УДК 629.114.3

А.А.Гребнев, Н.В.Кислов, А.Ф.Опейко

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГОКОЛЕСНЫХ ПРИЦЕПНЫХ МАШИН

Многоколесные прицепные машины широко применяются как в сельском хозяйстве, так и в различных отраслях промышленности. Эти машины, как правило, проектируют широкозахватными, а условия их работы требуют высокой маневренности. Для силового и кинематического расчета всего агрегата, включающего тяговую и прицепную машины, необходимо знать реакции, действующие в сцепке агрегата.

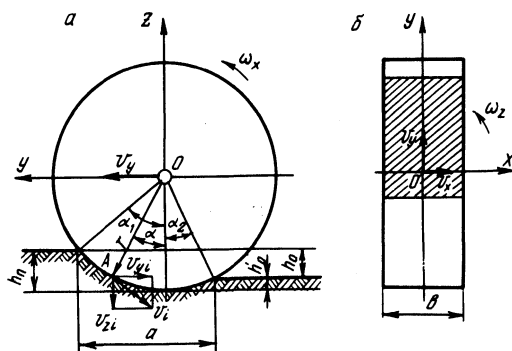


Рис. 1. Расчетная схема криволинейного качения жесткого колеса по деформируемому основанию.

Рассмотрим сначала взаимодействие отдельного жесткого колеса с деформируемым грунтом при криволинейном движении агрегата. В процессе перекачивания колесо вдавливаются в грунт на глубину h_n , которая за счет остаточной упругости уменьшается на h'_0 (рис. 1,а). Проекции скорости v точки O оси колеса в выбранной системе координат (рис. 1,б) соот-

ветственно равны v_x , v_y . Система Oxy неизменно связана с осью колеса. Предположим, что угловая скорость ω известна. Если скольжением по опорной поверхности пренебречь, то угловая скорость вращения колеса

$$\omega_x = \frac{v_y}{r}, \quad (1)$$

где r - радиус колеса.

Проекции скорости произвольной точки A (ξ , α) на поверхности контакта с опорной площадкой колеса (рис. 1):

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_x &= v_x - \omega_z r \sin \alpha; \\ \dot{\lambda}_y &= v_y + \omega_z \xi - \omega_x r \cos \alpha; \\ \dot{\lambda}_z &= \omega_x r \sin \alpha, \end{aligned} \quad (2)$$

где ω_x , ω_z - проекции угловой скорости колеса на оси Ox и Oz соответственно; v_x , v_y - проекции скорости центра оси колеса на оси Ox , Oy ; α - угол, определяющий положение радиуса-вектора выбранной точки соприкосновения колеса с грунтом.

Выражения (2) можно записать в виде

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_x &= v_x - \omega_z r \sin \alpha; \\ \dot{\lambda}_y &= v_y (1 - \cos \alpha) + \omega_z \xi; \\ \dot{\lambda}_z &= -v_y \sin \alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

Уравнения системы (3) описывают поле скоростей точек поверхностного слоя грунта с координатами (ξ , α), находящихся в соприкосновении с колесом, для заданного момента времени.

Тогда, считая, что точки поверхности грунта, соприкасающиеся с опорной поверхностью колеса, "прилипают" к его поверхности и тангенциальное напряжение на поверхности не достигло предельной величины, можно найти перемещения соответствующих точек грунта:

$$\begin{aligned} d\lambda_x &= (v_x - \omega_z r \sin \alpha) dt; \\ d\lambda_y &= [v_y (1 - \cos \alpha) + \omega_z \xi] dt; \\ d\lambda_z &= -v_y \sin \alpha dt. \end{aligned} \quad (4)$$

Поскольку $\frac{d\alpha}{dt} = -\omega_x = -\frac{v_y}{r}$, то $dt = -\frac{r}{v_y} d\alpha$. Подставив в выражение (4) значение dt и проинтегрировав, получим

$$\lambda_x = -\frac{r}{v_y} \int_{\alpha_1}^{\alpha} (v_x - \omega_z \sin \alpha) d\alpha = -\frac{r}{v_y} [v_x(\alpha - \alpha_1) + \omega_z r(\cos \alpha - \cos \alpha_1)] ;$$

$$\lambda_y = -r \int_{\alpha_1}^{\alpha} [(1 - \cos \alpha) + \frac{\omega_z}{v_y} \xi] d\alpha = r[(1 - \frac{\omega_z}{v_y} \xi)(\alpha - \alpha_1) - \sin \alpha + \sin \alpha_1] ;$$

$$\lambda_z = r \int_{\alpha_1}^{\alpha} \sin \alpha d\alpha = r(\cos \alpha_1 - \cos \alpha), \quad (5)$$

где α_1 - угол соприкосновения колеса с поверхностью грунта передней дуги контакта.

По уравнениям (5) можно определить поле перемещения точек грунта на опорной поверхности колеса в данный момент времени.

Для определения касательных напряжений используем коэффициенты упругости проф. Ф.А.Опейко [1].

$$\tau_x = -\frac{1}{2} k_y \lambda_x ;$$

$$\tau_y = -\frac{1}{2} k_y \lambda_y ; \quad (6)$$

$$P = -k_y \lambda_z,$$

где k_y - коэффициент упругости

$$k_y = \frac{E}{\sqrt[3]{a b^2}} \quad \text{при} \quad a > b,$$

$$k_y = \frac{E}{\sqrt[3]{a^2 b}} \quad \text{при} \quad a < b,$$

где b – ширина колеса; a – проекция длины опорной площадки на горизонтальную плоскость; E – модуль Юнга для данного типа грунта).

Из рис. 1, а следует, что

$$a = r (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) = \sqrt{h_n (2r - h_n)} - \sqrt{h'_o (2r - h'_o)},$$

где $h'_o = h_n - h_o$; $h_o = k_n h_n$ – величина остаточной деформации; k_n – коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств грунта.

Соотношения (6) справедливы, если выполнено условие

$$\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} < fp,$$

где f – коэффициент трения скольжения колеса по грунту; p – давление на поверхности соприкосновения колеса с грунтом.

Если $\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \geq fp$, то в данной точке происходит проскальзывание поверхности колеса относительно частиц грунта. Очевидно, что в этом предельном случае

$$\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} = fp.$$

В соответствии с законом Амонтона – Кулона

$$\tau_x = fp \frac{\dot{\lambda}_x}{\sqrt{\dot{\lambda}_x^2 + \dot{\lambda}_y^2}} ;$$

$$\tau_y = fp \frac{\dot{\lambda}_y}{\sqrt{\dot{\lambda}_x^2 + \dot{\lambda}_y^2}} .$$

(7)

Проекции главного вектора сил взаимодействия колеса с грунтом

$$P_x = \iint \tau_x r d\alpha d\xi ; P_y = \iint \tau_y r d\alpha d\xi ,$$

главный момент сил, действующих на опорную поверхность колеса, относительно оси Oz

$$M_z = \iint (\tau_y \xi - \tau_x r \sin \alpha) r d\alpha d\xi .$$

Интегрируя приведенные выше уравнения по площадке контакта, получим

$$P_x = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \int_{-b/2}^{b/2} \tau_x r d\alpha d\xi ; \quad P_y = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \int_{-b/2}^{b/2} \tau_y r d\alpha d\xi ;$$

$$M_z = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \int_{-b/2}^{b/2} (\tau_y \xi - \tau_x r \sin \alpha) r d\alpha d\xi , \quad (8)$$

где $\alpha_1 = \arccos\left(\frac{1 - h_n}{r}\right)$; $\alpha_2 = \arccos\left(\frac{1 - h'_0}{r}\right)$.

Выражения (8) позволяют получить формулы для расчета коэффициента сопротивления перекачиванию колеса:

а) вдоль осей выбранной системы координат

$$f_x = \frac{P_x}{P_z} ; \quad f_y = \frac{P_y}{P_z} ;$$

б) вдоль мгновенной линии перемещения

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} .$$

Теория криволинейного качения жесткого пассивного цилиндрического колеса по деформируемому грунту представлена в общем виде, что затрудняет ее использование в инженерной практике. Для применения этой теории составлена программа для ЭВМ "Минск-22М" по определению компонент главного вектора и главного момента сил сопротивления, действующих в поперечном, продольном и вдоль мгновенной линии перемещений.

Прежде чем перейти к определению сил, действующих на прицепную многоколесную машину при повороте, необходимо знать скорости середин осей каждого из колес. Эти скорости нетрудно определить, когда известно положение линии центров вращения опорных частей колес. Положение линии центров вращения можно определить методом математической теории трения [2].

Пусть прицепная машина имеет n пассивных опорных колес, координаты середин осей которых x_i , y_i (рис. 2).

Главный момент сил трения многоопорного колесного хода относительно полюса трения S

$$L = \sum_{i=1}^n fN_i \sqrt{(x_i - x_s)^2 + (y_i - y_s)^2},$$

где N_i - нормальная к поверхности грунта реакция, действующая на i -е - колесо; x_s , y_s - координаты полюса трения.

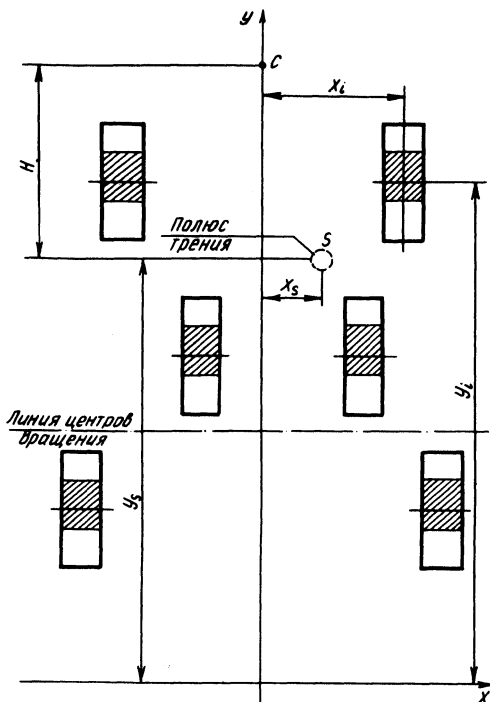


Рис. 2. Схема для определения положения линии центров вращения прицепной машины.

По теореме Н.Е.Жуковского [3] в полюсе трения выполняются условия

$$\frac{\partial L}{\partial x_s} = 0; \quad \frac{\partial L}{\partial y_s} = 0,$$

или

$$\sum_{i=1}^n f N_i \frac{x_i - x_s}{\sqrt{(x_i - x_s)^2 - (y_i - y_s)^2}} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n f N_i \frac{y_i - y_s}{\sqrt{(x_i - x_s)^2 - (y_i - y_s)^2}} = 0;$$

Так как по второй теореме Н.Е.Жуковского [3] существует только один полюс трения, система (9) имеет единственное решение относительно координат полюса трения x_s , y_s . Эта система нелинейна, решить ее в конечном виде невозможно, поэтому прибегаем к итерационному методу решения, по которому $k + 1$ -е приближение

$$x_s^{k+1} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i x_i [(x_i - x_s^k)^2 + (y_i - y_s^k)^2]^{-1/2}}{\sum_{i=1}^n N_i [(x_i - x_s^k)^2 + (y_i - y_s^k)^2]^{-1/2}};$$

$$y_s^{k+1} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i y_i [(x_i - x_s^k)^2 + (y_i - y_s^k)^2]^{-1/2}}{\sum_{i=1}^n N_i [(x_i - x_s^k)^2 + (y_i - y_s^k)^2]^{-1/2}}.$$

В качестве нулевого приближения можно выбрать величины

$$x_s^0 = \frac{\sum_{i=1}^n N_i x_i}{\sum_{i=1}^n N_i}; \quad y_s^0 = \frac{\sum_{i=1}^n N_i y_i}{\sum_{i=1}^n N_i}.$$

Для инженерных расчетов можно ограничиться первым приближением

$$x_s^1 = \frac{\sum_{i=1}^n N_i x_i [(x_i - x_s^0)^2 + (y_i - y_s^0)^2]^{-1/2}}{\sum_{i=1}^n N_i [(x_i - x_s^0)^2 + (y_i - y_s^0)^2]^{-1/2}};$$

$$y_s^1 = \frac{\sum_{i=1}^n N_i y_i [(x_i - x_s^0)^2 + (y_i - y_s^0)^2]^{-1/2}}{\sum_{i=1}^n N_i [(x_i - x_s^0)^2 + (y_i - y_s^0)^2]^{-1/2}}.$$

Перейдем к определению радиуса трения опорной площади колесного хода. Радиус трения равен [4]

$$z = \frac{L_s}{T},$$

где L_s - главный момент сил трения при вращении площадки около полюса трения; T - максимальное значение модуля главного вектора сил трения.

В нашем случае радиус трения

$$z = \frac{\left(\sum_{i=1}^n f N_i \sqrt{(x_i - x_s)^2 + (y_i - y_s)^2} \right)}{\sum_{i=1}^n N_i f}.$$

Функции трения определим по формулам И.И. Давыдика [5], записанным в системе координат, начало которой не совпадает с полюсом трения:

$$L_o = f_1(x; y; z); T_x = f_2(x; y; z); T_y = f_3(x; y; z)$$

где x, y - координаты центра вращения площадки, эквивалентной опорной поверхности многоколесного хода.

Уравнения равновесия прицепной машины

$$P_x + T_x = 0;$$

$$P_y + T_y = 0;$$

$$L_o + P_x(y_c - y_s) - P_y(x_c - x_s) = 0,$$

где x_c, y_c - координаты шарнира сцепки, в котором приложена сила $C_P(P_x, P_y)$.

Так как колеса пассивные, величина $(x - x_s)$ мала [1], поэтому решение уравнений равновесий дает $y = \frac{-z^2}{y_c - y_s}$.

Таким образом, положение линии центров вращения определяется конструктивными параметрами, числом и расположением ходовых колес, распределением вертикальных реакций на колеса со стороны грунта и положением шарнира сцепки относительно полюса трения.

Зная положение линии центров вращения, легко найти скорости середин осей колес. Считая, что известны проекции абсолютной скорости v_{xc}, v_{yc} шарнира C сцепки, находим угловую скорость прицепной машины:

$$\omega = \frac{v_{xc}}{y_c - y} = \frac{v_{xc}}{y_c + \frac{z^2}{y_c - y_s}} = v_{xc} \frac{y_c - y_s}{y_c^2 - y_c y_s + z^2}.$$

Скорость середины оси i -го колеса имеет проекции

$$v_{xi} = v_{xc} - \omega (y_i - y_c);$$

$$v_{yi} = v_{yc} + \omega (x_i - x_c).$$

Так как скорости середин осей каждого из колес определены, можно по формулам (5), (6), (7) и (8) найти проекции главного вектора и главный момент сил, действующих на i -е колесо. Тогда проекции главного вектора сил взаимодействия многоколесной машины с грунтом

$$P_x = \sum_{i=1}^n \iint \tau_{xi} d\alpha_i d\xi_i;$$

$$P_y = \sum_{i=1}^n \iint \tau_{yi} d\alpha_i d\xi_i, \quad (10)$$

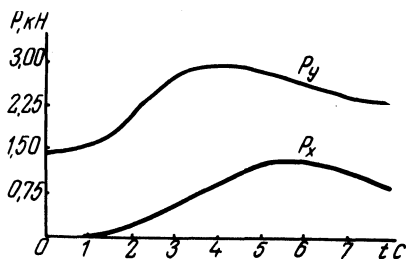
где интегрирование ведется по всем опорным площадкам колесного хода.

Главный момент этих сил, приведенный к шарниру С сцепки,

$$M_c = \sum_{i=1}^n \iint (\tau_{yi} \xi_i - \tau_{xi} r \sin \alpha_i) r d\alpha_i d\xi_i +$$

$$+ \sum_{i=1}^n \iint [\tau_{xi} (y_c - y_i) - \tau_{yi} (x_c - x_i)] r d\alpha_i d\xi_i. \quad (11)$$

Рис. 3. Изменение составляющих реакции в сцепке прицепной машины ВФ-19 ($E = 480 \text{ кН/м}^2$; $v = 3,25 \text{ м/с}$).



На рис. 3 показано изменение проекций главного вектора P'_x , P'_y при переходном процессе входа агрегата в поворот. Для тяговой машины переходный процесс длится 2 с, а для прицепной — около 5 с. Проекции главного вектора нарастают до некоторого максимального значения, а затем несколько уменьшаются, что вызвано проскальзыванием колес относительно грунта.

Полученные формулы позволяют производить кинематический и силовой расчет многоколесной прицепной машины. Эти фор-

мулы необходимы для расчета агрегатов, в состав которых входит одна или несколько прицепных многоколесных машин. Приведенные в работе результаты обеспечивают определение криволинейного коридора движения агрегата и дают возможность выполнить анализ влияния конструктивных параметров на маневренность тягача с прицепом.

Л и т е р а т у р а

1. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. – Минск, 1960. 2. Опейко Ф.А. Математическая теория трения. – Минск, 1971. 3. Жуковский Н.Е. Условия равновесия твердого тела, опирающегося о неподвижную плоскость некоторой площадью и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением. – Собр. соч. М., 1948, т.1. 4. Опейко А.Ф. Исследование динамики поворота гусеничного хода: Автореф. канд. дис. – Минск, 1976. 5. Давыдик И.И. Взаимодействие гусеницы с опорной поверхностью при повороте гусеничного хода. – В сб.: Технология торфяного производства и торфяные машины. Минск, 1974, вып.3.

УДК 629.114.2.001.

Н.В.Кислов, Г.В.Казаченко

ОБ ОЦЕНКЕ МАНЕВРЕННЫХ СВОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Маневренные качества мобильных машин в значительной мере обуславливают технико-экономическую эффективность их применения, поэтому обеспечение высокой маневренности – очень важный фактор при выборе рациональной конструктивной схемы машины и механизма управления. Эта же проблема решается и при автоматизации процесса управления машиной, так как на маневренные свойства влияет и способ управления. Для решения таких задач необходимо правильно сформулировать критерии, определяющие маневренные свойства машины. Эти свойства принято делить на статические и динамические [1]. Для ряда машин, например промышленных тракторов, имеющих небольшие скорости передвижения, наиболее важны статические критерии маневренности. В качестве таких критериев [1] выбираются относительный минимальный радиус поворота, удельная сила тяги и коэффициент использования сцепной силы движителя. Но эти критерии не в полной мере позволяют оценить манев-

ренные свойства машины и решить вопрос о выборе той или иной конструктивной схемы двигателя или способа управления. Так, например, обеспечение малого радиуса поворота еще не позволяет считать машину высокоманевренной с точки зрения кинематики потому, что при этом поворот может осуществляться с малой угловой скоростью. Это же можно сказать и об удельной силе тяги, так как при большой длительности маневра расход мощности может быть значительным.

Для объективной оценки маневренных свойств мобильной машины необходимо ввести более широкий комплекс показателей.

Представляется целесообразным разделить эти показатели на кинематические, энергетические, управляющие и эргономические. К кинематическим отнесем показатели, характеризующие геометрию и скорость выполнения маневра. Ими могут быть относительный радиус и угловая скорость поворота. К энергетическим относятся показатели, характеризующие энергетическую емкость выполнения маневров. На наш взгляд, наиболее полно маневренные качества машины с этой стороны определяют расход энергии на выполнение эталонного маневра, например на поворот машины на 180° , и способность к преодолению внешних сопротивлений. К управляющим критериям маневренности можно отнести чувствительность машины к управляющим воздействиям. Эргономические показатели – это комфорт для водителя, удобство и легкость управления машиной при совершении маневров.

При автоматизации процесса управления эти критерии могут быть взяты в качестве локальных показателей целевой функции. Управляющие и эргономические критерии являются общими для всех режимов движения мобильной машины.

Рассмотрим подробнее первые две группы показателей, которые формально могут быть представлены в виде

$$\Phi_1 = \rho \rightarrow \min, \quad \Phi_2 = \omega \rightarrow \max, \quad \Phi_3 = E \rightarrow \min, \quad (1)$$

где ρ – относительный радиус поворота; ω – угловая скорость поворота; E – удельная величина потерь энергии при выполнении какого-либо маневра.

Вычисляются Φ_1 и Φ_2 по известным из теории трактора и автомобиля кинематическим зависимостям, которые даны, например, в [1, 2]. Для вычисления Φ_3 предлагается выражение

$$E = \frac{1}{Mg} \int_{t_0}^{t_1} D dt, \quad (2)$$

где D - диссипативная функция; t_0 и t_1 - соответственно время начала и окончания маневра; M - масса машины.

Вид функции D зависит от типа машины, ее конструкции и способа управления.

Экстремумы выражений (1) находятся при ряде ограничений, накладываемых на конструктивные параметры машины по условиям надежности и эксплуатации, на показатели целевой функции по условиям безопасности и устойчивости движения, на управляющие воздействия по возможностям механизма управления и двигателя. Названные ограничения можно записать следующим образом:

$$a_{i1} \leq a_i \leq a_{i2}; \quad Mg \frac{dE}{dt} \leq N;$$

$$2\omega^2 \rho z g \leq 1; \quad \varphi g \geq \omega^2 \rho d;$$

$$\xi_i \leq \xi_{i \max},$$

где a_i - конструктивные параметры; N - мощность двигателя; d - поперечная база машины; z - высота центра масс; φ - коэффициент сцепления движителя с дорогой; ξ_i - управляющие воздействия.

Условия и комфортабельность работы водителя также могут быть введены в виде ограничений типа

$$\eta_i \leq \eta_{i \max},$$

где η_i - параметры, характеризующие эти условия.

При выборе той или иной конструктивной схемы машины по условиям маневренности можно исходить из соотношений $\frac{\Phi_{11}}{\Phi_{12}}$, $\frac{\Phi_{21}}{\Phi_{22}}$, $\frac{\Phi_{31}}{\Phi_{32}}$. Предпочтение следует отдать маши-

не с индексом один, если $\frac{\Phi_{11}}{\Phi_{12}} < 1$, $\frac{\Phi_{21}}{\Phi_{22}} > 1$, $\frac{\Phi_{31}}{\Phi_{32}} < 1$, и на-
оборот - машине с индексом два, если неравенства выполня-

ются с другой стороны. При выполнении комплекса неравенств не полностью преимущество следует отдать тем из них, которые имеют наибольшее значение для рассматриваемой машины.

Применим предложенную методику для оценки маневренных свойств колесных самоходов с бортовой схемой управления, имеющих колесные формулы 2 х 2 и 3 х 3. На величину функций Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 для таких машин основное влияние при одинаковых законах управления оказывает [1, 3] коэффициент базы $a_r = \frac{a}{d}$, где a - продольная база машины. Учитывая [3], можно после несложных преобразований записать

$$\frac{\Phi_{13}}{\Phi_{12}} = \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{4a_r^2 + 3 - a_r \sqrt{4a_r^2 + 3}}{3(1 + a_r^2)} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{\Phi_{22}}{\Phi_{23}} \quad (3)$$

Здесь индекс 3 относится к трехосной машине, 2 - к двухосной.

Из выражения (3) следует равенство $\rho_3 \omega_3 = \rho_2 \omega_2$, которое показывает, что продольная скорость машин одинакова.

Для вычисления третьего соотношения запишем выражение для диссипативной функции [3]

$$D = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 L_{ij} \omega^2,$$

где L_{ij} - момент трения опорной площадки соответствующего колеса относительно ее центра вращения; $i = 1 \dots n$ - номер оси; $j = 1, 2$ - номер борта.

Тогда при статическом повороте

$$E = \frac{1}{Mg} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 L_{ij} \omega^2 t,$$

где t - продолжительность поворота.

Если сравнивать потери энергии при повороте на 180° , то

$$t = \frac{\pi}{\omega} \quad \text{и} \quad E = \frac{\pi}{Mg} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 L_{ij} \omega.$$

Тогда на основании [3] третье соотношение

$$\frac{\Phi_{33}}{\Phi_{32}} = \frac{4\sqrt{3 + 5a_r^2} - 2a_r\sqrt{4a_r^2 + 3} + 4a_r\sqrt{4a_r^2 + 3}}{9\sqrt{a_r^2 + 1}} \cdot (4)$$

Зависимости (3) и (4) представлены на рис. 1. Их анализ показывает, что по всем трем показателям трехосная машина с бортовой схемой управления обладает лучшими маневренными свойствами, чем двухосная во всей области изменения коэффициента a_r базы. Полученные выводы подтверждаются результатами экспериментальных исследований на моделях колесных самоходов [3].

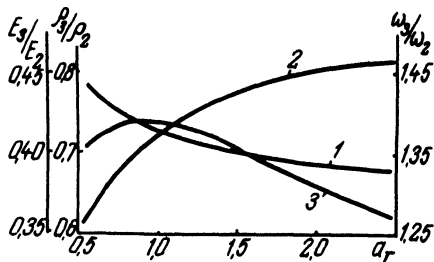


Рис. 1. Сравнительная характеристика маневренных свойств колесных машин с бортовой схемой управления: 1 - $\rho_3/\rho_2 = f(a_r)$, 2 - $\omega_3/\omega_2 = f(a_r)$, 3 - $E_3/E_2 = f(a_r)$.

Л и т е р а т у р а

1. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М., 1970. 2. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. - Минск, 1960. 3. Исследование нагруженности колес движителя с бортовой схемой поворота при движении на повороте. (Науч.-техн. отчет)/БПИ.- №ГР 75057527. Инв. №635638. - Минск, 1977.

УДК 621.878.6:629.114.01 - 587

Л.И.Карако

К ВОПРОСУ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ САМОХОДНЫХ СКРЕПЕРОВ

В СССР общий объем земляных работ к концу пятилетки достигнет 22100 млн. м³ в год [1]. При этом постоянно возрастает удельный вес производства земляных работ скреперами. За последнее время увеличились мощности самоходных скреперов, появились полноприводные машины с двумя раздельными силовыми установками. Ведутся опытно-конструктор-

ские работы по созданию сверхтяжелых двухмоторных скреперов большой производительности с емкостью ковша до 40 м³.

Важной проблемой при создании таких машин является обеспечение высоких тяговых свойств, особенно необходимых при заборе грунта. Основное направление в решении этой задачи — максимальное использование сцепного веса скрепера. Это достигается применением соответствующих межколесных связей ведущих мостов. Известные исследования в этой области [2, 3], проведенные применительно к автомобилям и тракторам, не учитывают в полной мере особенностей конструкции и режимов работы самоходных пневмоколесных скреперов. В этом отношении представляет интерес изучение опыта ведущих зарубежных фирм.

В табл. 1 приведены данные о конструкции межколесных дифференциалов, устанавливаемых в передних и задних ведущих мостах скреперов ведущих зарубежных фирм. Из нее следует, что конструкции межколесных дифференциалов передних ведущих мостов можно разделить на два типа: принудительно блокируемые и самоблокирующиеся дифференциалы. Дифференциалы с принудительной блокировкой в свою очередь можно подразделить на дифференциалы с полной блокировкой, силовые элементы которых рассчитаны на передачу полного момента, возникающего при максимальной разности коэффициентов сцепления колес одной оси, и дифференциалы с частичной блокировкой, фрикционные элементы блокирующих муфт которых могут пробуксовывать в тяговом режиме при превышении определенной разности коэффициентов сцепления ведущих колес.

Дифференциалы с принудительной полной блокировкой применяются фирмами "Caterpillar" и "John Deere". На скреперах фирмы "Caterpillar" блокировка дифференциала производится кулачковой муфтой, расположенной между полуосью и корпусом дифференциала, и имеет пневматический привод. Скреперы фирмы "John Deere" оборудованы дифференциалами с многодисковой фрикционной муфтой блокировки, расположенной в корпусе дифференциала и имеющей гидравлический привод.

Дифференциалы с принудительной частичной блокировкой применяются на скреперах фирм "Terex" и "Interneihnl Harvester". Два типоразмера дифференциалов "Terex -405" и "Terex - 601", устанавливаемые в передних ведущих мостах скреперов этой фирмы, блокируются при сжатии фрикционных дисков, расположенных в корпусе. Привод

Таблица 1. Конструктивные схемы межколесных дифференциалов

Фирма, страна	Конструктивные схемы блокировки переднего моста (марка дифференциала)	Конструктивные схемы блокировки заднего моста (марка дифференциала)
"Caterpillar" (США)	Принудительная блокировка кулачковой муфтой. Привод пневматический	MCX (No - Spin)
"Terex" (США)	Принудительная блокировка фрикционной муфтой. Привод гидравлический (Terex - 405; Terex - 601)	MCX (No - Spin)
"Interneihnl Harvestr" (США)	Принудительная блокировка фрикционной муфтой. Привод пневматический	MCX (No - Spin)
"Wabco" (США)	Самоблокирующийся с развитыми поверхностями трения сателлитов (Wabco)	Самоблокирующийся с развитыми поверхностями трения сателлитов (Wabco)
"Michigan" (США)	Дисковый самоблокирующийся (Clarc)	MCX (No - Spin)
"Fiat-Allis" (США)	Самоблокирующийся с развитыми поверхностями трения сателлитов (Kon-Tork)	MCX (No - Spin)
"M. R. S." (США)		MCX (No - Spin)
"John Deere" (США)	Принудительная блокировка фрикционной муфтой. Привод гидравлический	-

силовых элементов блокировки гидравлический, а управление - пневматическое.

Блокировка дифференциалов фирмы "Interneihnl Harvestr" осуществляется сжатым воздухом, подводимым к фрикционной муфте, расположенной в корпусе дифференциала.

Самоблокирующиеся дифференциалы с фрикционными элементами, в которых для повышения внутреннего трения используются осевые силы, возникающие при работе конических шестерен, применяются фирмами "Wabco", "Fiat - Allis" и "Michigan". Эти конструкции также широко применяются на внедорожных машинах и автомобилях повышенной проходимости.

Дифференциал "Kon - Tork" фирмы "Fiat-Allis" имеет развитые опорные шайбы сателлитов. Конструкция дифференциала "Wabco" аналогична "Kon-Tork", но имеет 4 сателлита.

Фирма "Michigan" применяет на скреперах мосты "Clarc" с дисковым блокирующимся дифференциалом.

Особенностью работы переднего ведущего моста скреперов является наличие большей, чем для колес заднего моста, разности оборотов при движении на повороте. К тому же заблокированный привод колес переднего моста создает значительно большее сопротивление повороту, чем заднего, ввиду того, что расстояние от оси переднего моста до оси шарнира поворота мало. Основное требование, предъявляемое к конструкции дифференциалов, устанавливаемых в передние ведущие мосты, - повышение тяги моста без ухудшения управляемости.

Дифференциалы с принудительной блокировкой, нашедшие применение в передних мостах скреперов, позволяют достичь желаемого коэффициента блокировки, однако не обладают автоматичностью действия. Оператору необходимо следить за тем, чтобы при маневре или выезде на твердый участок дорсги блокировка была выключена. Автоматизация процесса блокировки дифференциалов такого типа позволит в большей степени удовлетворить приведенные выше требования.

Самоблокирующиеся дифференциалы, основанные на применении фрикционных элементов, повышающих внутреннее трение, обладают автоматичностью действия, однако увеличение коэффициента блокировки в этом случае приводит к ухудшению управляемости. Поэтому в известных конструкциях самоблокирующихся дифференциалов самоходных скреперов он находится в пределах 1,5...2,0.

Основное назначение заднего ведущего моста двухмоторного скрепера – увеличение тяги при наборе грунта и повышение проходимости при его транспортировке. При этом влияние заблокированного привода на управляемость незначительна. Основное требование, предъявляемое к конструкции дифференциала этого моста, – обеспечение максимальной по сцеплению суммарной тяги обоих колес при движении в нестабильных дорожных условиях и исключение возникновения "паразитной" мощности в межколесном приводе при движении по твердым покрытиям. Последнее позволит значительно уменьшить износ шин.

Наибольшее распространение здесь получили так называемые дифференциалы свободного хода типа "No-Spin". Этот механизм заменяет обычный дифференциал, компенсируя разность в пройденном пути ведущими колесами при движении на поворотах и по неровной поверхности твердых участков дороги путем отключения зубчатой полумуфты, связанной с забегающим колесом. На основных эксплуатационных режимах полуоси моста заблокированы, и пока на колесах действуют тяговые усилия одного знака, относительное вращение полуосей исключено. Это происходит при прямолинейном движении, а также на поворотах, на скользких дорогах и мягких грунтах, когда колеса, двигаясь с одинаковым числом оборотов, совершают различные пути вследствие неодинакового частичного буксования.

Подробное описание конструкции и работы таких дифференциалов изложено в [4].

Материалы зарубежных фирм показывают, что в передних мостах применяются самоблокирующиеся дифференциалы с малой степенью блокировки или обычные дифференциалы с принудительной блокировкой. Такие решения связаны с необходимостью обеспечения не только повышенных тяговых свойств, но и с достижением надлежащей управляемости скрепера. Что касается задних ведущих мостов, влияние которых на управляемость незначительно, то практически все фирмы применяют блокирующиеся дифференциалы с максимальной степенью блокировки – дифференциалы свободного хода.

Отмечая полезность изучения зарубежного опыта, в то же время следует указать на необходимость дальнейшего усиления научно-исследовательских и экспериментальных работ по созданию скреперов большой мощности, потребность в которых в народном хозяйстве нашей страны увеличивается с каждым годом.

Л и т е р а т у р а

1. Сельковский В.В., Шафронский В.Н. Комплексная механизация строительства. - М., 1975. 2. Коротыношко Н.И. Автомобили высокой проходимости. - М., 1957. 3. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. 4. Степанова Е.А., Лефаров А.Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. - М., 1960.

УДК 629.114.2

А.Х.Лефаров, А.Ф.Андреев, С.И.Стригунов

МЕТОДИКА РАСЧЕТА КПД БУКСОВАНИЯ ТРАКТОРА 4Х4 С БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ ВЕДУЩИХ МОСТОВ

Как известно, затраты мощности на тангенциальную деформацию шин и грунта зависят от тяговой нагрузки машины и распределения этой нагрузки по мостам [1]. Последнее определяется схемой силового привода. При блокированном межосевом приводе задача распределения тяговой нагрузки между мостами может быть решена графоаналитическим методом Д.А.Чудакова [2]. Однако решение задач тяговой динамики требует создания современных машинных методов расчета. В качестве исходного условия необходимо установить аналитическую зависимость между тяговой нагрузкой P_k и буксованием δ на основании имеющихся опытных данных.

Для твердых дорог и плотных грунтов с достаточной для практических расчетов точностью эту зависимость можно принять линейной в диапазоне эксплуатационных тяговых нагрузок. Это относится к тракторам большой мощности со всеми одинаковыми ведущими колесами и одинаковой развесовкой по мостам (например, Т-150К, К-700). Но при работе трактора на мягких грунтах со значительными крюковыми нагрузками эта зависимость заметно отклоняется от линейной. Последнее особенно характерно для тракторов с различными размерами ведущих колес и разной развесовкой по мостам (например, МТЗ-82). Применение в расчетах линейной зависимости между касательной силой тяги и буксованием в этих случаях приводит к ощутимым неточностям.

Поскольку сцепной вес передних и задних колес трактора меняется при различных условиях работы, то удобнее исполь-

зывать зависимость буксования колес не от абсолютного значения развиваемой ими касательной силы тяги, а от отношения этой силы к сцепному весу колес, т.е. от коэффициента использования сцепного веса φ_p . В качестве аппроксимирующего воспользуемся выражением [3]:

$$\varphi_p = \varphi_{\max} (1 - e^{-k\delta}), \quad (1)$$

где φ_{\max} - максимальное значение коэффициента использования сцепного веса; k - постоянный коэффициент.

Это выражение отличается наличием всего двух констант φ_{\max} и K , которые зависят от почвенного фона, развесовки трактора, давления воздуха в шинах. В полулогарифмических координатах его можно представить в виде уравнения прямой

$$\ln(\varphi_{\max} - \varphi_p) = \ln \varphi_{\max} - k\delta.$$

Тогда можно применить метод средних для определения φ_{\max} и K . Находим из опытной зависимости $\varphi_p = \varphi_p(\delta)$ три точки

$$(\delta_1, \varphi_{p1}), (\delta_2, \varphi_{p2}), (\delta_3 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}, \varphi_{p3}).$$

Задаваясь предварительно, что

$$\varphi_{\max} = \frac{\varphi_{p1} \varphi_{p2} - \varphi_{p3}}{\varphi_{p1} + \varphi_{p2} - 2\varphi_{p3}},$$

по методу средних определяем K .

Рассмотрим движение трактора типа 4x4. В этом случае КПД движителя

$$\eta_{\delta} = \frac{N_V}{N_V + N_{\delta_1} + N_{\delta_2}}, \quad (2)$$

где N_V - мощность, передаваемая остоу трактора; N_{δ_1} и N_{δ_2} - потери мощности на буксование переднего и заднего ведущих мостов.

После подстановки значений величин, входящих в выражение (2), и выполнения необходимых преобразований получим уравнение

$$\eta_{\delta} = \frac{(1 - \delta_2) P_{\text{кс}}}{(1 - \delta_2) P_{\text{кс}} + (1 - m) \delta_1 P_{\text{к1}} + \delta_2 P_{\text{к2}}}. \quad (3)$$

В уравнение (3) касательные силы тяги переднего и заднего мостов $P_{к1}$ и $P_{к2}$ необходимо подставлять с учетом перераспределения сцепного веса от тяговой нагрузки

$$P_{к1} = \varphi_{p1} G_{1ст} - \varphi_{p1} P_{кc} \frac{h_{кр}}{L}; \quad (4)$$

$$P_{к2} = \varphi_{p2} G_{2ст} + \varphi_{p2} P_{кc} \frac{h_{кр}}{L}, \quad (5)$$

где L - база трактора; $h_{кр}$ - высота приложения крюковой нагрузки; $G_{1ст}$ и $G_{2ст}$ - веса, приходящиеся на передние и задние колеса трактора в статическом положении.

Из формул (4) и (5) можно найти выражение для суммарной касательной силы тяги:

$$P_{кc} = \frac{\varphi_{p1} G_{1ст} + \varphi_{p2} G_{2ст}}{1 - (\varphi_{p2} - \varphi_{p1}) \frac{h_{кр}}{L}}.$$

Реализуемые коэффициенты использования сцепного веса определяются следующим образом:

$$\varphi_{p1} = \varphi_{1max} (1 - e^{-k_1 \delta_1});$$

$$\varphi_{p2} = \varphi_{2max} (1 - e^{-k_2 \delta_2}).$$

Известна зависимость между величинами δ_1 , δ_2 , m при блокированном приводе и забегающих колесах заднего моста [2]:

$$\delta_1 = \frac{\delta_2 - m}{1 - m}.$$

Задаваясь величиной δ_2 , можно последовательно рассчитать величины δ_1 , φ_{p1} , φ_{p2} , $P_{кc}$, $P_{к1}$, $P_{к2}$ и η_{δ} при различных значениях коэффициента кинематического несоответствия m .

На рис. 1 приведен расчетный график КПД η_{δ} для трактора МТЗ-82 при работе на слежавшейся пахоте легкого суглинка. На графике сплошными линиями построены кривые КПД при нелинейной зависимости между касательной силой тяги и буксованием, а пунктиром - при линейной. Касательные силы тяги в этом случае определялись по формулам:

$$P_{к1} = a_1 \delta_1;$$

$$P_{к2} = a_2 \delta_2.$$

Величины КПД даны в зависимости от тяговой нагрузки при различных значениях m .

Расчеты выполнены на ЭВМ "Наири-К" при следующих исходных данных:

$$h_{кр} = 0,48 \text{ м}, \quad L = 2,45 \text{ м}, \quad G_{1ст} = 12,9 \text{ кН}, \quad G_{2ст} = 24,0 \text{ кН},$$

$$k_1 = 6,3, \quad k_2 = 9,3, \quad \varphi_{1max} = 0,65, \quad \varphi_{2max} = 0,71, \quad a_1 = 50 \text{ кН},$$

$$a_2 = 150 \text{ кН}.$$

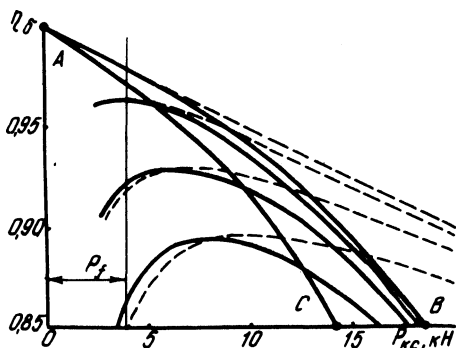


Рис. 1. Расчетный КПД буксового трактора МТЗ-82 при заблокированном межмостовом приводе.

На графике кривая АВ соответствует движению с двумя ведущими мостами при $m = 0$. Точки пересечения кривой АС с кривыми КПД соответствуют моменту, когда тяговое усилие переднего ведущего моста становится равным нулю. Правые ветви кривых КПД от кривой АС соответствуют такому движению, когда буксования и тяговые усилия обоих мостов положительны. Левые ветви кривых КПД соответствуют такому движению, когда буксование и тяговое усилие переднего моста отрицательны, а заднего — положительны.

Таким образом, при нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием предложенная методика дает более высокую точность результатов расчета.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Исследование тяговых свойств автомобилей и колесных тракторов типа 4х4 в зависимости от схемы силового привода: Докт. дис. — М., 1974. 2. Чудаков Д.А.

Тяговая динамика и мощностной баланс тракторов с четырьмя ведущими колесами. - Сб. науч. трудов БИМСХ. Минск, 1960, вып. 2, 3. G u s k o v V.V. Making the 4 w. d. more competetive. - J. Farm machine design Engineering, 1968, December.

УДК 629.113.5

Е.А.Романчик

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4X4

Если торможение тракторов 4x4 типа Т-150К (К-700) производится при заблокированном межосевом приводе, то тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами одних колес, будут распределяться и на другие колеса. Распределение тормозных моментов в этом случае обуславливает нагруженность элементов силового привода и в некоторой степени тормозные качества трактора. Характер распределения тормозных моментов определяется состоянием дорожного покрытия, соотношением радиусов качения колес, которые в свою очередь зависят от вертикальных нагрузок и давления в шине.

Вертикальные нагрузки на колеса при работе трактора в разнообразных эксплуатационных условиях изменяются в широких пределах и зависят от интенсивности торможения. Наличие же на тракторах одинаковых тормозных механизмов приводит либо к неполному использованию сцепного веса, приходящегося на колеса, либо к блокировке колес задней оси, что в конечном счете сказывается на величине тормозного пути и устойчивости движения.

Экспериментальные исследования показали, что при торможении с включенным межосевым приводом исключается преждевременное блокирование одной из осей, уменьшаются неравномерность тормозных сил на колесах, тормозной путь и повышается устойчивость движения.

Влияние кинематического несоответствия и разности радиусов колес переднего и заднего мостов трактора на статическое распределение моментов между мостами показано в работе [1]. Для теоретического исследования распределения тормозных моментов по мостам и колесам трактора при тормо-

жении с замкнутой трансмиссией были составлены уравнения, описывающие движение трактора с учетом следующих допущений:

к каждому колесу приведены моменты инерции полуосей, половины главной передачи и четверти карданных валов; полуоси и карданные валы приняты жесткими.

На рис. 1 представлена упрощенная схема трактора при торможении с заблокированными межосевым приводом с действующими активными силами и моментами. Взаимодействие

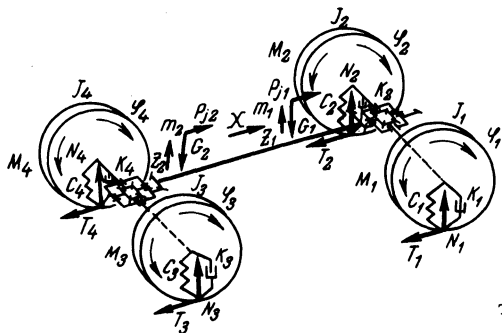


Рис. 1. Расчетная схема трактора 4x4 при торможении.

колес с опорной поверхностью определяется соответствующими вертикальными и горизонтальными реакциями связей.

Система уравнений (1), описывающая движение трактора при торможении под действием тормозных моментов, сил инерции и реакций связи, составлена на основании уравнений Лагранжа 2-го рода. В качестве независимых обобщенных координат выбраны углы поворота колес $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$; горизонтальное перемещение X трактора и вертикальные перемещения масс трактора Z_1 и Z_2 (рис. 1)

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 &= \frac{1}{4J} (-3M_1 + 3T_1 r_1 + M_2 - T_2 r_2 - M_3 + T_3 r_3 - M_4 + \\ &+ T_4 r_4); \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{1}{4J} (M_1 - T_1 r_1 - 3M_2 + 3T_2 r_2 - M_3 + T_3 r_3 - M_4 + \\ &+ T_4 r_4); \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{\varphi}_3 &= \frac{1}{4J} (-M_1 + T_1 r_1 - M_2 + T_2 r_2 - 3M_3 + 3T_3 r_3 + M_4 - \\
 &\quad - T_4 r_4); \\
 \ddot{\varphi}_4 &= \ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3; \\
 X &= \frac{1}{m_1 + m_2} \left(- \sum_{i=1}^4 T_i \right); \\
 m_1 \ddot{Z}_1 + k_{12} \dot{Z}_1 + c_{12} Z_1 &= - \sum_{i=1}^4 T_i \frac{h}{L}; \\
 m_2 \ddot{Z}_2 + k_{34} \dot{Z}_2 + c_{34} Z_2 &= \sum_{i=1}^4 T_i \frac{h}{L};
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $\ddot{\varphi}_i$ - угловое замедление i -го колеса; J - приведенный к колесу момент инерции; M_i - тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами на i -м колесе; T_i - горизонтальные реакции связей i -го колеса; r_i - радиус качения i -го колеса; \ddot{X} - замедление трактора; $\ddot{Z}_1, \ddot{Z}_2, \dot{Z}_1, \dot{Z}_2, Z_1, Z_2$ - соответственно ускорения, перемещения и скорости масс m_1 и m_2 , приходящихся на переднюю и заднюю оси трактора; $c_{12}, c_{34}, k_{12}, k_{34}$ - коэффициенты жесткости и демпфирования; h - высота центра тяжести трактора; L - база трактора.

Первые четыре уравнения системы (1) описывают взаимосвязанное вращение колес трактора, пятое - движение трактора в направлении обобщенной координаты X , шестое и седьмое - в направлении обобщенных координат Z_1 и Z_2 .

Закон нарастания тормозных моментов, развиваемых тормозными механизмами i -го колеса, задается выражениями [2]:

$$M_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq t_0; \\ \alpha M_{\text{imax}} (1 - e^{-\alpha t}) & \text{при } t_0 < t \leq t_c; \\ M_{\text{imax}} & \text{при } t > t_c, \end{cases} \tag{2}$$

где t_0 и t - время запаздывания и нарастания тормозного момента; α и ∞ - коэффициенты аппроксимации кривой нарастания момента.

Вертикальные реакции N_i на колесах трактора находились в зависимости от деформации шин с учетом динамического перераспределения веса [2]. Тормозная сила T_i , возникающая на i -ом колесе, зависит от развиваемых моментов тормозными механизмами всех колес и определяется величиной проскальзывания колеса относительно дороги и приходящейся на него нормальной реакции

$$T_i = (c_i Z_i + k_i \dot{Z}_i + G_i) \cdot A \left(B - \frac{\dot{X} - \dot{\psi}_i r_i}{X} \right), \quad (3)$$

где G_i - вес трактора, приходящийся на i -е колесо в статике; A и B - коэффициенты аппроксимации зависимости коэффициента использования сцепного веса от проскальзывания колеса [3]; \dot{X} и $\dot{\psi}_i$ - скорость трактора и угловая скорость i -го колеса.

Тормозной момент ΔM_i , перераспределяющийся с i -го колеса на другие, определяется как разница между моментом, развиваемым тормозным механизмом и моментом от возникающей горизонтальной реакции:

$$\Delta M_i = M_i - (T_i r_i + J \dot{\psi}_i). \quad (4)$$

Система уравнений (1) с учетом выражений (2), (3) и (4) была решена численным методом Рунге-Кутты на электронно-цифровой вычислительной машине "Наири-К". Шаг расчета принимался равным 0,005 с. На печать через 0,05 с выводились проскальзывание колес, их угловые скорости, горизонтальные и вертикальные реакции каждого колеса, скорость и замедление трактора, тормозной путь и моменты, перераспределяющиеся вследствие кинематической связи между колесами и осями трактора.

На рис. 2 показано сплошными линиями изменение расчетных параметров при торможении трактора Т-150К с заблокированным межосевым приводом. Нарастание давления в тормозных камерах происходило за 0,6 с. За это же время замедление трактора достигало своего максимального значения при коэффициенте сцепления, равном 0,5. Колебания перераспределяющегося момента зависят в данном случае только от жесткости и демпфирования шин, а его величина - от интен-

сивности торможения и соотношения статических радиусов качения колес.

При аналитическом исследовании существенный интерес представляет сопоставление получаемых результатов различных вариантов. Пунктирными линиями (рис. 2) показаны расчетные замедление, скорость и тормозной путь при торможении трактора с разблокированным межосевым приводом. В этом случае в расчетную систему (1) вместо первых четырех уравнений вводились уравнения, описывающие движение каждого колеса:

$$J \ddot{\varphi}_i = -T_i r_i + M_i; \quad (i = 1...4). \quad (5)$$

При торможении с разблокированной трансмиссией колеса задней оси блокировались (полное скольжение), а моменты, развиваемые тормозными механизмами задней оси, полностью не

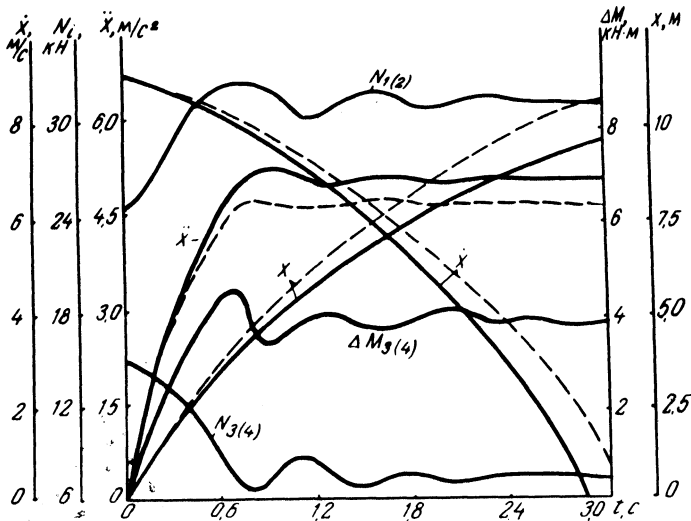


Рис. 2. Расчетные характеристики процесса торможения трактора.

использовались. Увеличение тормозного пути и времени торможения происходило вследствие уменьшения коэффициента использования сцепного веса при полном скольжении колес и недостаточном использовании сцепного веса, приходящегося на колеса передней оси.

По результатам решений различных вариантов математических моделей процесса торможения одиночного трактора, а так-

же при агрегатировании его с порожними и груженными прицепами и полуприцепами в различных сцепных условиях можно заключить следующее. Торможение трактора с заблокированным межосевым приводом, помимо исключения преждевременного блокирования колес задней оси и уменьшения неравномерности тормозных сил по колесам одной оси, что способствует повышению устойчивости движения, позволяет сократить тормозной путь в среднем на 12 - 18%.

Л и т е р а т у р а

1. Богдан Н.В., Расолько А.М., Романчик Е.А. Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12. 2. Грибко Г.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН, Автореф. канд. дис. - Минск, 1977. 3. Chandler K. Theoretical studies in braking. - IME Proc. of the Auto, 1970, N4.

УДК 629.11.012.3.001.24

А.И.Скуртул

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

Колесо с пневматической шиной является колебательной системой, так как обладает всеми необходимыми для такой системы параметрами - массой, упругостью и демпфером [1]. Перечисленные параметры существенно влияют на выходные характеристики колеса, в силу чего упругие и демпфирующие свойства шины необходимо учитывать в расчетах.

Уравнения движения эластичного колеса в тормозном режиме, полученные в предположении отсутствия проскальзывания в пятне контакта в продольном и поперечном направлениях, имеют вид [2]

$$\begin{cases} \ddot{X}_0 = [(P_6 + R\eta_2) \cos \alpha + R\eta_1 \sin \alpha] / m; \\ \ddot{Y}_0 = [(P_6 + R\eta_2) \sin \alpha - R\eta_1 \cos \alpha] / m; \end{cases} \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned}
 \ddot{\varphi}_0 &= [-M(t) + r_k (R\eta_1 + R\eta_2 \sin \gamma) - A_1 M_{CT}] / J_{KZ}; \\
 \ddot{\alpha} &= (M_{пов} + M_{CT}) / J_{KZ_1}; \\
 \ddot{\eta}_1 &= r_k M(t) / J_{KZ} - A_2 R\eta_1 - r_k (r_k R\eta_2 \sin \gamma - \\
 &\quad - A_1 M_{CT}) / J_{KZ} - A_3 \dot{\alpha}; \\
 \ddot{\eta}_2 &= -P_0 / m + r_k M(t) \sin \gamma / J_{KZ} - A_4 R\eta_2 - A_5 \dot{\alpha} - \\
 &\quad - r_k \sin \gamma (r_k R\eta_1 - A_1 M_{CT}) - \dot{\varphi}_0 \dot{\gamma} r_k \cos \gamma; \\
 \ddot{\gamma} &= \dot{A}_1 \dot{\varphi}_0 + A_1 [-M(t) + r_k (R\eta_1 + R\eta_2 \sin \gamma)] / J_{KZ} - \\
 &\quad - (A_1^2 J_{KZ_1} + J_{KZ}) / J_{KZ_1} J_{KZ} - M_{пов} / J_{KZ_1}.
 \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Решение системы (1) даже для одиночного колеса – задача сложная, не говоря уже о движении многоопорных транспортных средств, какими являются, в частности, тракторные поезда.

Для отыскания возможности упрощения уравнений (1) было исследовано влияние угловой деформации шины γ и скорости ее изменения $\dot{\gamma}$ на выходные характеристики колеса. С этой целью полная и упрощенная системы уравнений решались методом Рунге-Кутты с помощью ЦВМ "Наири-К" для двух расчетных случаев. При решении были использованы характеристики шины 420 – 508 (15 – 20) мод. Я-181, предоставленные сотрудником кафедры "Тракторы" БПИ В.П. Бойковым.

Начальная скорость торможения принята равной 2,8 м/с. Внешние силовые факторы изменяются следующим образом:

$$M(t) = \begin{cases} 10t, & \text{кН} & \text{при} & 0 < t \leq 0,3 \\ 3, & \text{кН} & \text{при} & t > 0,3; \end{cases}$$

$$P_6 = 1,2t^2, \text{кН} ;$$

$$M_{\text{пов}} = 0,5 \sin \pi t, \text{кНм} .$$

Первый расчетный случай: $M(t) \neq 0$; $P \neq 0$; $M_{\text{пов}} = 0$.

Упрощенная система уравнений для этого случая приобретает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{X}_0 = (P_6 + R_{\eta_2})/m; \\ \ddot{Y}_0 = -R_{\eta_1}/m; \\ \ddot{\varphi}_0 = [-M(t) + r_k R_{\eta_1}]/J_{kz}; \\ \ddot{\eta}_1 = r_k M(t) / J_{kz} - A_2 R_{\eta_1}; \\ \ddot{\eta}_2 = -(P_6 + R_{\eta_2})/m. \end{array} \right. \quad (2)$$

На рис. 1 (а, в) приведены некоторые результаты сравнительного расчета по уравнениям (1) и (2), из анализа которых следует, что изменение угловой деформации незначительно влияет на тормозную силу и боковую реакцию колеса. При этом в результате сноса боковой реакции возникает поворачивающий момент, под действием которого угол поворота колеса относительно вертикальной оси не остается постоянным в процессе движения. Однако данное обстоятельство не учитывается уравнениями (2), в силу чего в этом случае траектории движения центра колеса оказываются отличными друг от друга, причем разница возрастает с увеличением времени протекания процесса качения колеса.

Второй расчетный случай: $M(t) \neq 0$; $P_6 = 0$; $M_{\text{пов}} \neq 0$.

В этом случае упрощенная система уравнений записывается следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{X}_0 = [R_{\eta_2} \cos \alpha + R_{\eta_1} \sin \alpha]/m; \\ \ddot{Y}_0 = [R_{\eta_2} \sin \alpha - R_{\eta_1} \cos \alpha]/m; \\ \ddot{\varphi}_0 = [-M(t) + r_k R_{\eta_1}]/J_{kz}; \\ \ddot{\alpha} = M_{\text{пов}}/J_{kz_1} \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\begin{cases} \ddot{\eta}_1 = r_k M(t) / J_{kz} - A_2 R \eta_1 - A_3 \dot{\alpha}; \\ \ddot{\eta}_2 = -(R \eta_2 / m + A_5 \dot{\alpha}). \end{cases} \quad (3)$$

Сравнивая результаты расчета по уравнениям (1) и (3), легко убедиться, что пренебрежение угловой деформацией шины приводит к значительному различию в изменении боковой реакции и уменьшению времени торможения. Кроме того, по-

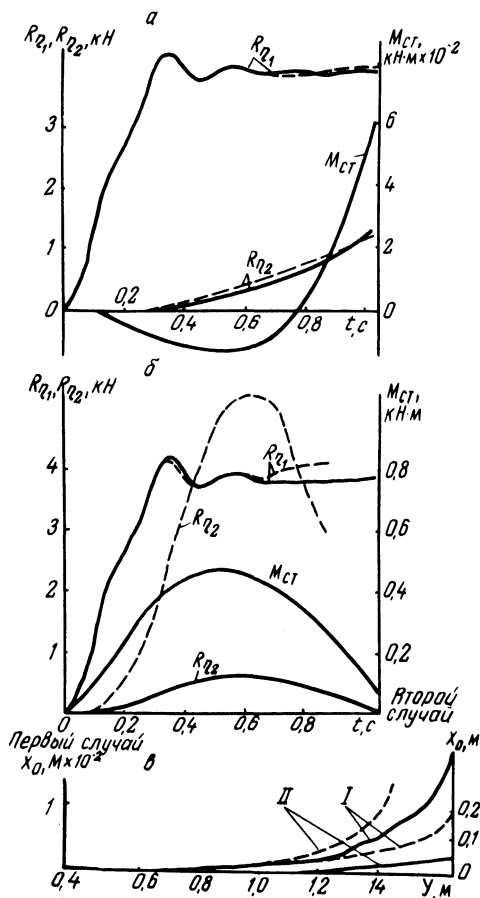


Рис. 1. Некоторые результаты расчета: а, б — изменение динамических реакций; в — траектория движения колеса; I, II — первый и второй расчетные случаи соответственно; — по уравнениям (1); - - - по уравнениям (2) и (3).

скольку в уравнениях (3) стабилизирующий момент не учтен, приложенный к колесу внешний поворачивающий момент $M_{\text{пов}}$ вызывает поворот колеса на больший угол. Все это, вместе взятое, приводит к существенному различию траекторий движения центра колеса (рис. 1, б, в).

В заключение, основываясь на приведенных данных, можно сделать следующий вывод. Угловую деформацию шины можно не учитывать при определении динамических реакций колеса, нагруженного боковой силой. Для определения других выходных параметров, а также при воздействии на колесо поворачивающего момента пренебрегать угловой деформацией шины нельзя.

Л и т е р а т у р а

1. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. - Омск, 1973. 2. Скуртул А.И. Торможение эластичного колеса на криволинейном участке пути. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып.12.

УДК 629.114.2 - 2.001.2

А.Т.Скойбеда, В.В.Бирич

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ И БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ КОЛЕС

Метод расчета действительной скорости движения тракторов с дифференциальным приводом колес предполагает предварительное экспериментальное определение ее потерь вследствие буксования. Аналитическое же определение скорости движения связано со значительными трудностями в связи с необходимостью учитывать множество факторов, от которых зависит сцепление опорной поверхности и пневматических шин.

При движении оси с дифференциальным приводом колес потери скорости складываются из потерь вследствие совместного буксования колес $v(\delta)$ и относительного их вращения $v(\Delta\omega)$.

$$\Delta v = v(\delta) + v(\Delta\omega).$$

Существующие методы определения потерь скорости от буксования учитывают главным образом потери при совместном

буксовании колес одной оси. В этом случае действительная скорость движения определяется при неизменных оборотах колес из дифференциального уравнения движения трактора:

$$v = \int_{v_0}^v \dot{v} dt = \frac{1}{m} \int_{v_0}^v (P_K - P_C) dt, \quad (2)$$

где m - приведенная к поступательно движущейся масса трактора; P_K - движущая (касательная) сила колеса и сила сопротивления; v_0 - начальная скорость движения.

Интегрирование зависимости (2) дает

$$v = v_0 + \frac{1}{m} \int_{t_0}^t (P_K - P_C) dt. \quad (3)$$

Из выражения (3) вытекает, что действительная скорость движения v изменяется в зависимости от знака подинтегрального выражения, то есть может увеличиваться или уменьшаться по сравнению с начальной скоростью v_0 . Второе слагаемое уравнения (3) представляет собой потери скорости вследствие совместного буксования колес. Это уравнение может быть использовано для определения действительной скорости движения трактора с бездифференциальной осью (межколесный дифференциал заблокирован), если касательную силу P_K и силу сопротивления P_C определять отдельно для каждого колеса. В этом случае

$$v = v_0 + \frac{1}{m} \int_{t_0}^t [P'_K(t) + P''_K(t) - P_C] dt. \quad (4)$$

Для учета потерь скорости вследствие относительного вращения колес необходимо составить дифференциальные уравнения вращения каждого колеса в отдельности:

$$\omega' = \omega_0 + \frac{1}{I_K} \int_{t_0}^t \left(\frac{M_0}{2} - M'_K \right) dt; \quad (5)$$

$$\omega'' = \omega_0 + \frac{1}{I_K} \int_{t_0}^t \left(\frac{M_0}{2} - M''_K \right) dt,$$

где M_0 - крутящий момент на корпусе дифференциала; ω_0 - угловая скорость корпуса дифференциала; ω' и ω'' - угловые скорости колес; I_K - приведенный момент инерции вращающихся частей (от полуосевой шестерни до колеса) к колесу.

Разность угловых скоростей

$$\Delta \omega = |\omega' - \omega''| = \frac{r}{I_k} \int_{t_0}^t \Delta P_k(t) dt, \quad (6)$$

где r - динамический радиус качения.

Потери скорости движения вследствие различных угловых скоростей колес составят

$$v(\Delta \omega) = \frac{1}{2} \Delta \omega r_k = \frac{r_k}{2 I_k} \int_{t_0}^t \Delta P_k(t) dt, \quad (7)$$

где r_k - кинематический радиус качения колеса.

С учетом зависимостей (4) и (7) действительная скорость движения трактора с дифференциальным приводом колес

$$v = v_0 + \frac{1}{m} \int_{t_0}^t [P_1(t) + P_2(t) - P_c] dt + \frac{r_k}{2 I_k} \int_{t_0}^t \Delta P_k(t) dt. \quad (8)$$

Радиусы качения также являются функциями крутящего момента и вертикальной нагрузки на колесо

$$r_k = r_k^0 - \lambda_M M_k - \lambda_G G_k. \quad (9)$$

Учитывая, что

$$M_k = G_k \varphi_{пр} r_d,$$

где r_k^0 - свободный радиус качения; $\varphi_{пр}$ - приведенный коэффициент сцепления, который определяется крутящим моментом на колесе при постоянной весовой нагрузке и динамическом радиусе колеса; λ_M, λ_G - коэффициенты, характеризующие изменение кинематического и динамического радиусов качения.

Тогда

$$r_k = r_k^0 - \lambda_G \varphi_{пр} r_d - \lambda_G G_k; \quad (10)$$

$$r_d = r_k^0 - \lambda_G G_k, \quad (11)$$

Таким образом, для определения действительной скорости движения необходимо знать функции распределения во времени приведенных коэффициентов сцепления, которые учитывают не

только изменение сцепных условий, но и вертикальных нагрузок на каждое колесо оси.

УДК 629.11.073.23

А.Т.Скойбеда, А.А.Шавель

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В работе [1] приведены схема и функциональная структурная схема автоматизированной системы управления блокировкой межосевого привода и блокировкой дифференциала заднего ведущего моста полноприводного трактора модели "Беларусь" с двигателем мощностью 110 кВт. Межосевой привод и блокировка дифференциала выполнены в виде фрикционных муфт с золотниковыми распределителями.

Правильный выбор параметров автоматизированной системы невозможен без теоретического анализа динамических процессов в силовом приводе колес трактора. Для такого анализа в данной статье приводится методика расчета момента трения в межосевой муфте с учетом характеристик колебательной системы: остов - трансмиссия трактора - колебательная система гидропривода фрикционных муфт.

На рис. 1 показана расчетная схема движения тракторного поезда. Силовой привод колес трактора представлен в виде пятимассовой колебательной системы.

При выводе дифференциальных уравнений приняты следующие допущения: неподрессоренные массы m_i ($i = 1...4$) сосредоточены в центре колес; коэффициенты радиальной и тангенциальной жесткости шин, жесткость упругих элементов (c_T, c_C, c_P), коэффициенты сопротивления амортизаторов (k_T, k_C, k_P) постоянны; параметры продольных колебаний над осями прицепа (трактора) одинаковы. Обозначения масс, весов, податливостей, коэффициентов демпфирования, обобщенных координат и сил видны из рис. 1.

Связь условного колеса с дорогой без учета буксования ведущих колес и скольжения ведомых колес приведена в работе [2].

Для вывода дифференциальных уравнений колебательной системы остов - трансмиссия трактора используем уравнение Лагранжа II рода в виде

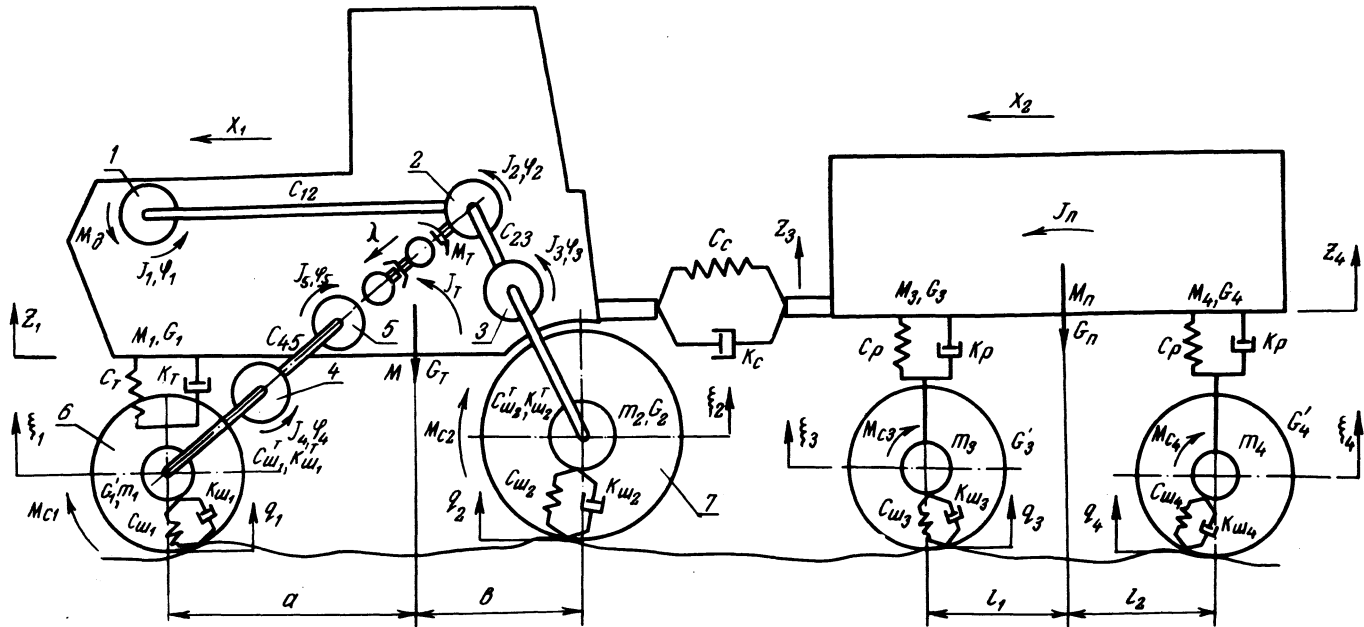


Рис. 1. Расчетная схема движения тракторного поезда.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_{q_i},$$

где T - кинетическая энергия тракторного поезда; Π - потенциальная энергия поезда; q_i - обобщенная координата; Φ - функция сопротивления (диссипативная функция); Q_{q_i} - обобщенная сила, соответствующая координате q_i .

Гидравлический колебательный контур (рис. 2) описан дифференциальными уравнениями движения его подвижных элементов, составленных по принципу Даламбера, дифференциальными уравнениями течения жидкости и баланса ее расхода, граничными и начальными условиями.

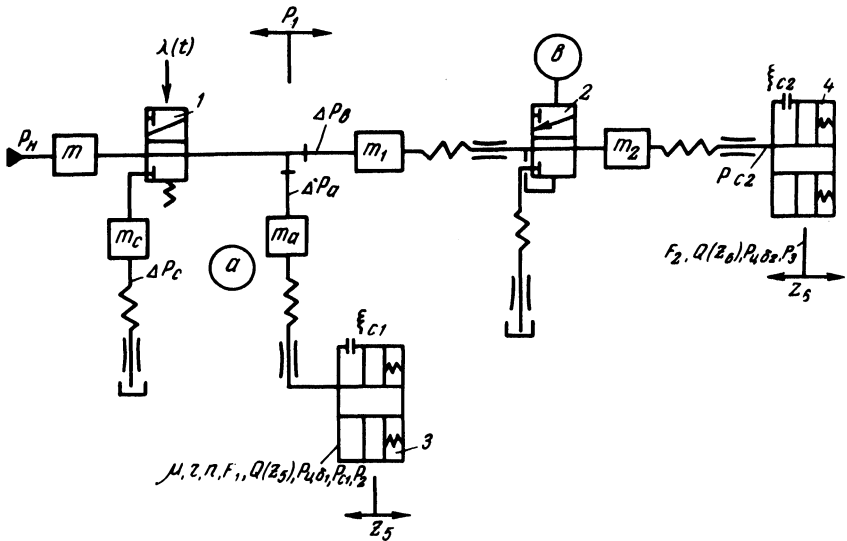


Рис. 2. Динамическая модель гидравлического привода автоматизированной системы управления средствами повышения проходимости.

После преобразования и приведения к форме, удобной для составления программы на ЭЦВМ, система уравнений принимает вид

$$1. \ddot{\varphi}_1 = \frac{1}{I_1} (M - DMK); 2. \ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{I_2} (DMK - TMK + M_T \text{SIGN}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_2));$$

$$3. \ddot{\varphi}_3 = \frac{1}{I_3} (TMK + \frac{R_2 r_2 \dot{q}_2}{\dot{x}_1} - TY_2 r_2);$$

$$4. \ddot{\varphi}_4 = \frac{1}{I_4} (R_1 r_1 \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1} + \text{PMK-TY1 } r_1);$$

$$5. \ddot{\varphi}_5 = \frac{1}{I_5} (\text{PMK} + M_T \text{ SIGN}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_2));$$

$$6. \ddot{x}_1 = \frac{1}{M + m_1} (\text{TY2- PKR+TY1} - \frac{R_1 \dot{q}_1}{\dot{x}_1(1-\delta_1)} - \frac{R_2 \dot{q}_2}{\dot{x}_1(1-\delta_1)} - \frac{M_{c1}}{r(1-\delta_1)} - \frac{M_{c2}}{(1-\delta_2)r_2});$$

$$7. \ddot{x}_2 = \frac{1}{M_T + m_3 + m_4} (\text{PRK} - \frac{R_3 \dot{q}_3}{\dot{x}_2} - \frac{R_4 q_4}{\dot{x}_2} - \frac{M_{c3}}{r_3} - \frac{M_{c4}}{r_4});$$

$$8. \ddot{\xi}_1 = \frac{1}{m_1} (R_1 - \text{PPT} - G_1'); \quad 9. \ddot{\xi}_2 = A_1(R_2 - G_2') - A_2(\text{PPT} - G_1);$$

$$10. \ddot{\xi}_3 = \frac{1}{m_3} (R_3 - \text{PP1} - G_3'); \quad 11. \ddot{\xi}_4 = \frac{1}{m_4} (R_4 - \text{PP2} - G_4');$$

$$12. \ddot{Z}_1 = A_3(\text{PPT} - G_1) - A_2(R_2 - G_2'); \quad 13. \ddot{Z}_3 = A_4(\text{PP1} - G_3) - A_5(\text{PP2} - G_4);$$

$$14. \ddot{Z}_4 = A_6(\text{PP2} - G_4) - A_5(\text{PP1} - G_3);$$

$$15. \ddot{Z}_5 = - \frac{\text{si} \xi_{c1} \dot{p}_2}{F_1 2\sqrt{p_2}} + \frac{1}{m_a} (p_1 - p_{c1} - \Delta p_1 \text{ si});$$

$$16. \ddot{Z}_6 = - \frac{\text{si} \xi_{c2} \dot{p}_3}{F_1 2\sqrt{p_2}} + \frac{1}{m_b} (p_1 - p_{c2} - \Delta p_2 \text{ si});$$

$$\begin{aligned}
DMK &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + k_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \quad TMK = c_{23}(\varphi_2 - \\
&- \varphi_3) + k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \quad PMK = c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) + \\
&+ k_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4); \quad PKR = c_c(x_1 - x_2) + k_c(\dot{x}_1 - \\
&- \dot{x}_2); \quad TY2 = \frac{c_{\text{ш}2}^T}{r_2} \left[\varphi_3 - \frac{x_1 \dot{q}_2}{(1-\delta_2) r_2 (1-\delta_2) \dot{x}_1} \right] + \\
&+ \frac{k_{\text{ш}2}^T}{r_2} \left(\dot{\varphi}_3 - \frac{x_1}{(1-\delta_2) r_2} \right); \quad TY1 = \frac{c_{\text{ш}1}^T}{r_1} \left[\varphi_4 - \right. \\
&- \left. \frac{x_1}{(1-\delta_1) r_1} - \frac{\dot{q}_1}{(1-\delta_1) x_1} \right] + \frac{k_{\text{ш}1}^T}{r_1} \left(\dot{\varphi}_4 - \frac{x_1}{(1-\delta_1) r_1} \right)
\end{aligned}$$

$$R_1 = c_{\text{ш}1} \left[q_1 - \xi_1 - (r_1 \varphi_4 - x_1) \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1} \right] + k_{\text{ш}1} (\dot{q}_1 - \dot{\xi}_1);$$

$$R_2 = c_{\text{ш}2} \left[q_2 - \xi_2 - (r_2 \varphi_3 - x_1) \frac{\dot{q}_2}{\dot{x}_2} \right] + k_{\text{ш}2} (\dot{q}_2 - \dot{\xi}_2);$$

$$R_3 = c_{\text{ш}3} (q_3 - \xi_3) + k_{\text{ш}3} (\dot{q}_3 - \dot{\xi}_3);$$

$$R_4 = c_{\text{ш}4} (q_4 - \xi_4) + k_{\text{ш}4} (\dot{q}_4 - \dot{\xi}_4);$$

$$PPT = c_T (\xi_1 - Z_1) + k_T (\dot{\xi}_1 - \dot{Z}_1);$$

$$PP1 = c_p (\xi_3 - Z_3) + k_p (\dot{\xi}_3 - \dot{Z}_3);$$

$$PP2 = c_p (\xi_4 - Z_4) + k_p (\dot{\xi}_4 - \dot{Z}_4);$$

$$A_1 = \frac{b^2 M + J}{JM}; \quad A_2 = \frac{abM - J}{JM}; \quad A_3 = \frac{a^2 M + J}{JM};$$

$$A_4 = \frac{M_{\Pi} l_1^2 + J_{\Pi}}{J_{\Pi} M_{\Pi}}; A_5 = \frac{M_{\Pi} l_2^2 + J_{\Pi}}{J_{\Pi} M_{\Pi}}; \lambda = h \frac{\varphi_2 - \varphi_5 - \alpha}{\beta};$$

$$A_6 = \frac{M_{\Pi} l_1 l_2 - J_{\Pi}}{J_{\Pi} M_{\Pi}}; M_{ci} = R_i f_{ki} (i=1...4);$$

$$M_{\tau} = p_2 \mu r n F_1 + M_0; p_2 = \frac{Q(Z_5)}{F_1}; p_3 = \frac{Q(Z_6)}{F_2};$$

$$p_1 = p_n \lambda(t); p_{c1} = p_2 - \frac{p_{цб1}}{F_1}; p_{c2} = p_3 - \frac{p_{цб2}}{F_2},$$

где r_i ($i = 1...4$) - кинематические радиусы качения колес; Δ_i ($i = 1...8$) - статические деформации упругих звеньев в равновесном положении; $\delta_{1,2}$ - буксование передних и задних колес трактора соответственно; ε_1 - скольжение передних колес трактора; f_{ki} ($i = 1...4$) - коэффициент трения качения колес; p_2, p_3 - полное давление в полостях фрикционных муфт; μ - коэффициент трения между дисками; r - радиус действия силы трения; n - число пар трения; F_1, F_2 - площадь поршней муфты; M_0 - начальный момент трения в межосевой муфте; $Q(Z_5), Q(Z_6)$ - характеристики жесткости муфт; p_n - давление масла в питающей линии муфт, до золотника; λ_n - ход золотника, h - высота кулачков ведомой полумуфты; α - угловой зазор в кулачковой муфте; β - угол подъема кулачков; p_{c1}, p_{c2} - статическое давление масла на входе муфт; $p_{цб1}, p_{цб2}$ - центробежное давление масла в муфтах; ξ_{c1}, ξ_{c2} - проводимости сливных отверстий муфт; m_a, m_b - приведенные массы жидкости в магистралях давления;

$$\Delta p_1 = \Delta p_c + \Delta p_a; \Delta p_2 = \Delta p_c + \Delta p_b,$$

где Δp_c - потери напора на преодоление сопротивлений в сливной линии; $\Delta p_a, \Delta p_b$ - потери напора на преодоление сопротивлений в линиях питания муфт.

В работе [3] приведены формулы, по которым можно определить потери напора на преодоление сопротивления по длине и местных сопротивлений.

При движении тракторного поезда межосевая муфта может находиться в четырех состояниях: а) межосевая муфта разомк-

нута, передний мост работает в ведомом режиме; б) межосевая муфта замкнута, передний мост работает в ведущем режиме; в) в межосевой муфте происходит переходной процесс – включение или выключение; г) межосевая муфта буксует, передний мост работает в ведущем режиме.

Если муфта замкнута, касательную силу тяги передних колес и момент в приводе передних колес определяют по формулам

$$T_{Y1} = \frac{c_{ш1}}{r_1} \left[\varphi_4 - \frac{x_1}{(1-\delta_1)r_1} - \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1(1-\delta_1)} \right] + \frac{k_{ш1}}{r_1} \left(\dot{\varphi}_4 - \frac{\dot{x}_i}{r_1(1-\delta_1)} \right), P_{МК} = c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) + k_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4).$$

По приведенной математической модели составлена программа на языке Фортран-4. Методика расчета отработана на ЕС-1022. На рис. 3 показан переходный процесс в межосевой муфте.

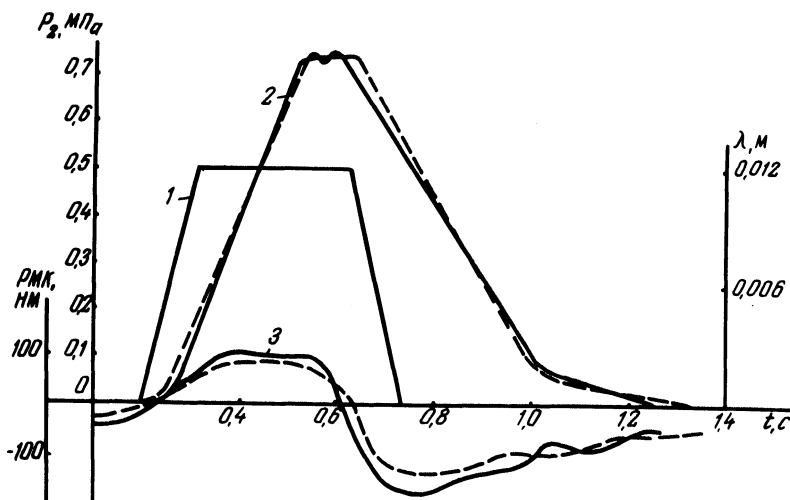


Рис. 3. Переходной процесс в межосевой муфте при единичном колебании золотника: 1 – ход золотника; 2 – давление в межосевой муфте; 3 – крутящий момент на передних колесах; ——— результаты счета на машине; - - - - экспериментальные кривые.

Резюме. Применение для исследований системы дифференциальных уравнений 1...16 позволяет с помощью ЭВМ выявить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров

ров на работу межосевого привода и нагруженность всего силового привода полноприводного трактора.

Л и т е р а т у р а

1.Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Автоматизированная система управления средствами повышения проходимости колесного трактора 4x4 класса 20 кН. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып.10. 2. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып.7. 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. канд. дис. - Минск, 1977.

УДК 621.431.73.001.24:531.316

Б.Е.Железко

ФОРМУЛЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ V -ОБРАЗНЫХ ПОРШНЕВЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УГЛОМ МЕЖДУ РЯДАМИ $\pi/2$

V -образные поршневые двигатели с углом развала блоков $\pi/2$ широко применяются на автомобилях и тракторах. Их базовой конструкцией является восьмицилиндровый V - образный двигатель. Он обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах при четырехтактном цикле. Такие двигатели в 1977 г. устанавливались на 38% большегрузных автомобилей в США. В последние годы моторные заводы выпускают для автомобилей шести-, десяти- и двенадцатицилиндровые варианты V -образных двигателей с углом между рядами $\pi/2$, имеющие одинаковую размерность цилиндров с основной восьмицилиндровой моделью.

Создание семейства V -образных двигателей с одинаковым углом между рядами и различным числом цилиндров требует тщательного анализа уравновешенности их от сил инерции. В связи с этим предлагаются следующие формулы анализа уравновешенности поршневых V -образных двигателей с углом

между рядами $\pi/2$ и с произвольным числом цилиндров [1]. Анализ уравновешенности двигателей по этим формулам сводится к определению величин главных векторов соответствующих сил инерции и их направлений, а также главных моментов от этих сил и плоскостей их действия по проекциям векторов результирующих сил (моментов) на оси прямоугольных координат (рис. 1).

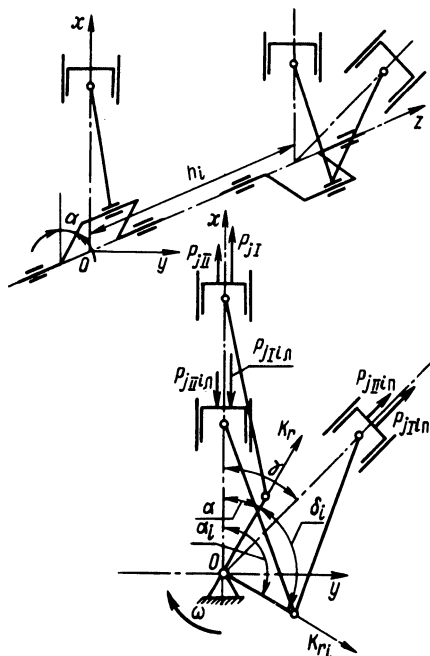


Рис. 1. Конструктивная схема V-образного поршневого двигателя.

Проекция на ось OX (ось первого цилиндра левого ряда) результирующей силы инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI}(x) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \pi \cos(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось OY (на направление, перпендикулярное плоскости осей цилиндров левого ряда) результирующей силы инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI}(y) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \pi \sin(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая сила инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI} = \sqrt{[\Sigma P_{jI}(x)]^2 + [\Sigma P_{jI}(y)]^2}.$$

Проекция на ось OX результирующей силы инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось OY результирующей силы инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII}(y) = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая сила инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII} = \sqrt{[\Sigma P_{jII}(x)]^2 + [\Sigma P_{jII}(y)]^2}.$$

Проекция на ось OX результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_r(x) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \cos(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось OY результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_r(y) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \sin(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая центробежная сила

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_r(x)]^2 + [\Sigma K_r(y)]^2}.$$

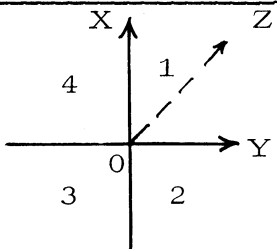
Векторы результирующих сил инерции всегда находятся в плоскости, параллельной плоскости XOY, поскольку их проекции на ось OZ равны нулю. Расположение векторов в этой плоскости определяется направляющими косинусами относительно осей OX и OY. Сначала вычисляются острые углы между линиями действия результирующих векторов и осью OX по следующим формулам:

$$\cos \varphi_{I \text{ отн}} = \frac{|\Sigma P_{jI}(x)|}{\Sigma P_{jI}};$$

$$\cos \varphi_{II \text{ отн}} = \frac{|\Sigma P_{jII}(x)|}{\Sigma P_{jII}};$$

$$\cos \varphi_{\text{ротн}} = \frac{|\Sigma k_r(x)|}{\Sigma k_r}$$

Затем определяются квадранты, в которых располагаются векторы результирующих сил инерции по знакам их проекций на оси OX и OY . Для принятой ориентации координатной системы, когда ось OZ направлена вдоль оси коленчатого вала от его носка к маховику (рис. 1), квадранта расположения векторов результирующих сил инерции по знакам их проекций определяются с помощью следующей таблицы.

	Квадрант расположения вектора	Знаки проекций векторов на оси	
		OX	OY
1	1	+	+
2	2	-	+
3	3	-	-
4	4	+	-

Для найденного квадранта абсолютный угол опережения оси OX соответствующим вектором результирующей силы инерции находится по одному из выражений: 1-й квадрант - $\varphi = \varphi_{\text{отн}}$; 2-й - $\varphi = 180^\circ - \varphi_{\text{отн}}$; 3-й - $\varphi = 180^\circ + \varphi_{\text{отн}}$; 4-й - $\varphi = 360^\circ - \varphi_{\text{отн}}$.

Аналогичным способом определяются величины (модули векторов) моментов соответствующих сил инерции, направления и плоскости их действия относительно плоскости XOZ с помощью проекций векторов моментов на координатные оси.

Суммарный момент всех сил инерции первого порядка относительно оси OX , представляющий собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента сил инерции первого порядка для всего двигателя

$$\Sigma M_{jI}(x) = -mjR\omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} h_{i\text{п}} \sin(\alpha + \delta_i).$$

Суммарный момент всех сил инерции первого порядка относительно оси OY , представляющий собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента сил инерции первого порядка всего двигателя

$$\Sigma M_{jI}(y) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_{i\pi} \cos(\alpha + \delta_i).$$

Величина результирующего момента сил инерции первого порядка, т.е. модуль вектора главного момента этих сил, определяется как геометрическая сумма его проекций на координатные оси по формуле

$$\Sigma M_{jI} = \sqrt{[\Sigma M_{jI}(x)]^2 + [\Sigma M_{jI}(y)]^2}.$$

Аналогичные формулы для определения величин момента от сил инерции второго порядка и момента от центробежных сил следующие:

$$\Sigma M_{jII}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_{i\pi} \cos 2(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_{jII}(y) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_{i\pi} \cos 2(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_{jII} = \sqrt{[\Sigma M_{jII}(x)]^2 + [\Sigma M_{jII}(y)]^2};$$

$$\Sigma M_r(x) = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \sin(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_r(y) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \cos(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_r(x)]^2 + [\Sigma M_r(y)]^2}.$$

Формулы и порядок определения абсолютных углов опережения плоскости XOZ (или оси OX) векторами соответствующих результирующих моментов (с помощью их проекций на координатные оси и таблицы знаков) такие же, как и для нахождения направления векторов результирующих сил инерции. Плоскости действия результирующих моментов, проходящие через ось OZ , перпендикулярны направлению векторов этих моментов.

Анализируя уравновешенность двигателей по изложенным формулам, следует помнить, что главный вектор (результатирующая) какой-либо системы сил не зависит, а главный (результатирующий) момент той же системы сил зависит от выбора точки приведения, т.е. от выбора начала координат. В связи с этим наличие не равных нулю результирующих моментов каких-либо сил инерции при не равных нулю результирующих силах того же порядка еще не свидетельствует о неуравновешенности моментов. Если результирующая системы сил инерции какого-либо порядка равна нулю, а результирующий момент тех же сил не равен нулю, то рассматриваемая система сил приводится к паре. Если же и результирующая сила и результирующий момент системы сил инерции не равны нулю, то необходимо проверить, не приводится ли рассматриваемая система сил только к равнодействующей (результатирующей) силе. Условием приведения системы сил только к равнодействующей, по которому и производится проверка, является

$$\sum_x P \sum M_x + \sum_y P \sum M_y = 0,$$

где $\sum_x P$; $\sum_y P$ - проекции вектора результирующей силы инерции рассматриваемого порядка или типа на оси координат; $\sum_x M$; $\sum_y M$ - проекции вектора результирующего момента тех же сил инерции на соответствующие координатные оси.

Обозначения величин, входящих в формулы

R - радиус кривошипа коленчатого вала;

λ - безразмерный параметр кривошипно-шатунного механизма (к. ш. м.);

ω - угловая скорость коленчатого вала;

α - угол поворота коленчатого вала (отсчитывается по первому кривошипу);

δ_i - угол расположения i -го кривошипа относительно первого, отсчитывается в направлении вращения коленчатого вала;

γ - угол между рядами цилиндров (угол развала);

m_j - масса к. ш. м., совершающая возвратно-поступательное движение;

m_r - неуравновешенная масса к. ш. м., совершающая вращательное движение;

n_l - число цилиндров левого ряда;

$n_{\text{п}}$ - число цилиндров правого ряда (так как обычно в двигателях $n_{\text{л}} = n_{\text{п}}$ можно заменить $n_{\text{л}}$ и $n_{\text{п}}$ на $n_{\text{ц}}$ - число цилиндров в одном ряду);

$n_{\text{кр}}$ - число кривошипов на коленчатом валу;

$h_{\text{ил}}$ - расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат (от оси первого цилиндра левого ряда) до оси i -го цилиндра левого ряда;

$h_{\text{ип}}$ - расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до оси i -го цилиндра правого ряда $h_{\text{ип}} = h_{\text{ил}} + b$, где b - смещение рядов цилиндров;

h_i - расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до i -го кривошипа.

Л и т е р а т у р а

1. Железко Б.Е., Тарасик В.П. Анализ уравновешенности поршневых автотракторных двигателей. - Минск, 1976.

УДК 621.432 - 224.762.445 (088.8)

В.А.Рожанский, С.П.Кравчук, И.И.Гордейчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОЖИДКОСТНОГО СТЫКА ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При современной тенденции форсирования двигателей с одновременным снижением его веса детали, образующие газожидкостный стык, во время работы подвергаются значительным перемещениям. Полагают, что относительные перемещения служат основной причиной, вызывающей постепенное нарушение уплотнения и сокращение срока службы прокладки [1]. Эти перемещения носят сложный, в ряде случаев локальный характер и не всегда поддаются измерениям. Из-за конструктивных особенностей двигателя измерению доступны обычно не очень характерные участки уплотнения. Однако и эта информация позволяет более полно представить происходящие в стыке процессы, что может существенно помочь в разработке мероприятий по повышению работоспособности газожидкостного стыка.

Перемещение деталей определялось на двигателе Д-240 в стендовых условиях. Температурный режим двигателя, кроме определения квазистатических перемещений, поддерживался по-

стоянным: температура охлаждающей воды - $95 \pm 2^\circ\text{C}$ и масла - $90 \pm 3^\circ\text{C}$. Номинальный режим двигателя $n = 2200$ об/мин при $p_e = 0,68$ МПа.

Установлено, что относительное перемещение деталей возникает от воздействия рабочего процесса, происходящего как непосредственно в изучаемом цилиндре, так и других цилиндрах. Однако от работы последних изучаемый цилиндр перемещается значительно меньше. Так как в каждом цилиндре действуют: давление газов в радиальном направлении, равномерное по окружности и изменяющееся по высоте гильзы в зависимости от тактов рабочего цикла и положения поршня, и нормальная сила поршня в плоскости качения шатуна, изменяющаяся по величине и направлению в соответствии с изменением газовой силы и угла наклона шатуна [2, 3], то динамические горизонтальные и вертикальные перемещения деталей имеют свои особенности.

Характер и величины перемещений головки и гильзы цилиндра во время прохождения поршнем рабочих тактов приведены на рис. 1 и 2. Из рис. 1 следует, что вертикальное перемещение головки относительно блока соответствует нарастанию газовой силы в данном цилиндре, т.е. заметные перемещения возникают в конце такта сжатия и первой половине расширения

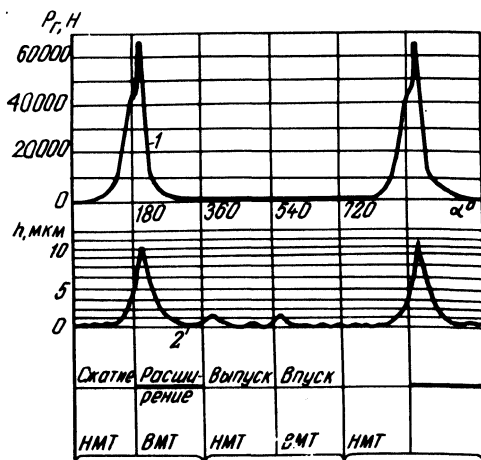


Рис. 1. Зависимость динамического перемещения головки цилиндров относительно блока от величины газовой силы: 1 - нарастание газовой силы; 2 - вертикальное перемещение головки цилиндров.

ния. Максимумы перемещения и давления совпадают по времени. При уменьшении давления во время тактов выпуска и впуска перемещение снижается до нуля. Частота перемещения соответствует частоте рабочих ходов в цилиндре.

Вертикальное перемещение бурта гильзы относительно блока (рис. 1) носит аналогичный характер, но направлено в противоположную сторону перемещению головки цилиндров.

Горизонтальное перемещение бурта гильзы относительно блока (рис. 1,2) в плоскости качения шатуна описывается ниже.

В начале такта сжатия увеличивается зазор гильза – блок, затем, к концу такта, направление изменяется в сторону уменьшения зазора, достигнув максимума уже в начале такта сжатия после перехода поршнем ВМТ, а к концу сжатия возвращается к исходному состоянию.

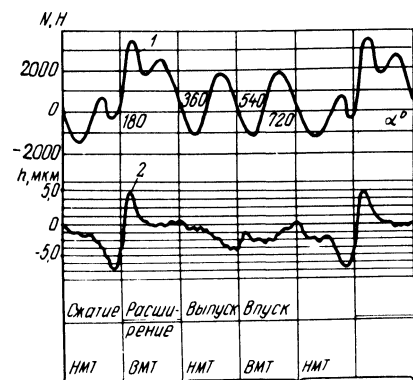


Рис. 2. Зависимость динамического перемещения бурта гильзы от относительно блока от величины боковой силы: 1 – изменение боковой силы; 2 – горизонтальное перемещение бурта гильзы.

В последующих тактах выпуска и впуска при переходах поршня через ВМТ и НМТ бурт гильзы перемещается незначительно.

Во время работы двигателя на номинальном режиме максимальным динамическим вертикальным перемещениям относительно блока цилиндров подвергается головка, а в горизонтальном направлении – гильза. Эти перемещения достигают соответственно величин 10 мкм и 16 мкм (рис. 1,2).

С уменьшением числа оборотов коленчатого вала и мощности двигателя относительные динамические перемещения деталей стыка уменьшаются.

Появление в газожидкостном стыке квазистатических нагрузок обуславливается изменением параметров теплового режима двигателя, коэффициентами линейного расширения, модулями упругости деталей, образующих этот стык, усилиями за-

тяжки головки и другими медленно меняющимися параметрами. Эти нагрузки могут достигать значительной величины и существенно влияют на взаимное перемещение уплотняемых поверхностей.

Оказалось, что с изменением условий работы двигателя Д-240 имеют место значительные перемещения участков деталей в вертикальном и горизонтальном направлениях (рис. 3). Так, при увеличении мощности двигателя до номинальной в условиях его охлаждения по замкнутому контуру (прогрев наиболее интенсивный, что обычно имеет место в холодное время года) вертикальные перемещения головки достигают максимального значения. При этом уплотняемая поверхность головки выпучивается в сторону, противоположную блоку. В дальнейшем перемещение гильзы достигает максимального значения, а уплотняемая поверхность головки несколько возвращается к блоку вследствие выпучивания ее в сторону источника тепла. Затем перемещение гильзы также уменьшается. По-видимому, в начале работы двигателя вертикальное перемещение гильзы определяется, главным образом, тепловым расширением ее бурта, а дальше - увеличением глубины посадочного места в блоке и короблением его уплотняемой поверхности.

Охлаждение двигателя с добавлением холодной воды приводит к увеличению перемещения, и, следовательно, к первоначальному короблению головки в сторону, противоположную блоку. Коробление сохраняется вплоть до остановки двигателя. С остыванием двигателя уплотняемая поверхность головки и гильза возвращаются в первоначальное положение, в котором они находились перед пуском. Следует отметить, что на перемещение головки принудительное охлаждение блока не влияет. Таким образом, при работе двигателя Д-240 гильзы могут перемещаться относительно блока в вертикальном направлении в 4,5 раза больше, чем головка. При этом отмечается максимальное дополнительное поджатие прокладки, которое возникает при относительном перемещении головки и гильзы (100 мкм), а последующая разгрузка - на 150 мкм.

В горизонтальном направлении максимальными являются также перемещения гильзы относительно блока. При этом в начале работы двигателя зазор между буртом гильзы и блоком уменьшается. Это вызывается более интенсивным ее прогревом по сравнению с блоком. В дальнейшем, с прогревом блока, этот зазор увеличивается и достигает 100 мкм (на сторону). Некоторый рост зазора после остановки двигателя сви-

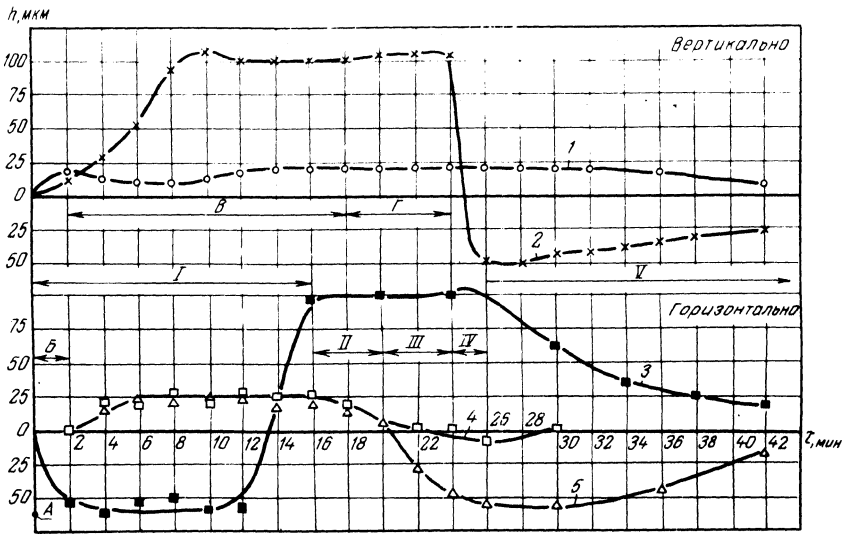


Рис. 3. Квазистатические перемещения деталей газожидкостного стыка третьего цилиндра: Вертикально: 1 – головки относительно блока; 2 – бурта гильзы относительно блока. Горизонтально: 3 – бурта гильзы относительно блока; 4,5 – головки цилиндров относительно блока в поперечном и продольном направлениях. А – запуск дизеля; Б – увеличение нагрузки до номинальной; В – работа на номинальном режиме; Г – сброс нагрузки и остановка; Г – охлаждение по замкнутому контуру; II – охлаждение с добавлением холодной воды; III – удаление воды из системы; IV – принудительное охлаждение; У – остывание дизеля.

детельствует о высокой чувствительности гильз к условиям охлаждения.

Перемещение головки относительно блока в продольном и поперечном направлениях определяется, главным образом, различным тепловым состоянием этих деталей.

С прогревом двигателя головка и блок увеличиваются в размере. Однако средняя температура головки выше, поэтому головка перемещается относительно блока в данном случае до 25 мкм. При остановке двигателя головка остывает быстрее, чем блок, и, возвращаясь в первоначальное положение, перемещается относительно блока (с учетом изменения его размеров при воздействии рабочей температуры) в противоположном направлении (рис. 3).

С применением принудительного охлаждения двигателя после его остановки эти перемещения увеличиваются и достигают: в продольном направлении – 80 мкм, в поперечном – 30 мкм, т.е. границы участка головки, приходящегося на один цилиндр, перемещаются примерно на 20 мкм и 30 мкм соот-

ветственно, что согласуется с литературными данными [1] . Следует отметить, что соотношение величин перемещений в продольном и поперечном направлениях и соответствующих размеров уплотняемой поверхности головки практически одинаково. По-видимому, величины перемещений в продольном и поперечном направлениях определяются, главным образом, соответствующими размерами уплотняемых поверхностей головки и блока, а также зависят от физических характеристик материалов этих деталей.

При охлаждении двигателя гильза, головка и блок цилиндров стремятся занять первоначальное положение.

Выводы: 1. В тракторном двигателе во время работы возникают относительные динамические и квазистатические перемещения деталей, образующих газожидкостный стык. При этом квазистатические перемещения по своей величине превосходят динамические.

2. Характер изменения динамических перемещений головки и гильзы определяется изменением давления газа и перпендикулярной составляющей к оси гильзы суммарной силы в данном цилиндре; влияние других цилиндров на эти перемещения незначительное.

3. Характер и величина квазистатических перемещений в основном определяется тепловым состоянием и нагрузкой двигателя, а также свойствами материала и конструктивными параметрами деталей, поэтому исследование их перемещений необходимо проводить на полноразмерном двигателе.

Л и т е р а т у р а

1. Teucher S., Stecher F. Neuartige Zylinder - Kopfdichtungen für Hochleistungsmotoren. - MTZ, 1970, №9. 2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. - М., 1970, с.51 - 58. 3. Исследование динамических деформаций гильз цилиндров/Б.А.Возров, Е.В. Исаев, В.А.Коржаков, В.А.Осокин. - Автомобильная промышленность, 1971, №5, с.5-8.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При аналитическом исследовании движения транспортной или тяговой машины с дизельным двигателем возникает необходимость в моделировании режимов работы последнего. Известен ряд моделей, позволяющих имитировать работу дизельного двигателя на переходных режимах [1, 2, 3]. Однако эти модели имеют определенный недостаток: не позволяют исследовать работу двигателя на тормозных режимах, что весьма важно при разработке требований к системе автоматического управления (САУ) трансмиссией автомобиля и выборе режимов переключения передач.

В настоящей статье представлена модель дизельного двигателя, лишенная указанного недостатка.

Работа дизельного двигателя описывается системой дифференциальных уравнений, включающей уравнение движения муфты всережимного регулятора частоты вращения, уравнение движения коленчатого вала двигателя и уравнение связи.

Схема динамической системы регулятора в общем случае представлена на рис. 1,а. Здесь P - центробежная сила грузов регулятора (поддерживающая сила); E - усилие пружины регулятора (восстанавливающая сила); T - сила трения; m - масса подвижных деталей регулятора, деталей привода от регулятора к топливному насосу и деталей топливного насоса, перемещающихся при изменении положения муфты z ; c - жесткость упругих элементов регулятора.

Параметры динамической системы регулятора m и c и действующие на массу m силы P , E и T приведены к оси муфты регулятора.

При работе регулятора на равновесном режиме действующие на муфту поддерживающая P и восстанавливающая E силы находятся в равновесии. В случае нарушения равновесия, например за счет увеличения частоты вращения валика регулятора, муфта приходит в движение, уравнение которого можно представить в виде

$$m\ddot{z} = P - E - T. \quad (1)$$

Рассмотрим силы, действующие на муфту регулятора. Поддерживающая сила P , при известной угловой частоте вращения

коленчатого вала двигателя ω_d и отношении угловых частот вращения валика регулятора и коленчатого вала двигателя i_p определяется из выражения

$$P = A(z) \omega_d^2 i_p^2, \quad (2)$$

где A_z - инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты регулятора [3].

Восстанавливающая сила E , препятствующая перемещению муфты является в общем случае нелинейной функцией двух переменных: z - положения муфты и α - угла поворота настройки регулятора или педали управления подачей топлива, т.е. $E = f(z, \alpha)$ и определяется по выражению

$$E = E_0 + E(\alpha) + cz, \quad (3)$$

где E_0 и $E(\alpha)$ - приведенные к муфте соответственно сила предварительной затяжки пружины и сила натяжения пружины, вызванная изменением угла поворота настройки регулятора.

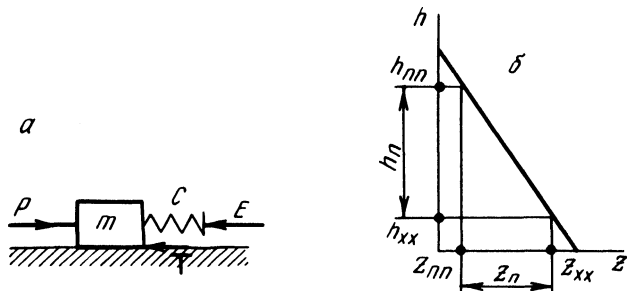


Рис. 1. Всережимный регулятор частоты вращения коленчатого вала двигателя: а - схема динамической системы регулятора; б - характеристика передаточного механизма, связывающего рейку топливного насоса и муфту регулятора.

Движению муфты препятствуют также силы трения T : силы вязкого трения, возникающие между поверхностями трения, разделенными сплошной масляной пленкой, и силы сухого трения, возникающие при контактном соприкосновении трущихся поверхностей в случае разрыва масляной пленки.

Сила вязкого трения пропорциональна скорости относительного движения трущихся поверхностей; при приведении этой силы к муфте она пропорциональна скорости перемещения муфты

$$T = rz\dot{z}, \quad (4)$$

где r – коэффициент вязкого трения; \dot{z} – скорость перемещения муфты.

Регуляторы частоты вращения работают обычно при хорошей смазке. Все движущиеся части регулятора и связанного с ним топливного насоса совершают непрерывные колебания, вызываемые неравномерностью вращения коленчатого вала, вибрацией опор и блока двигателя, топливного насоса и регулятора. При высокочастотных вибрациях сухое трение приближается по своим свойствам к вязкому. Поэтому при моделировании работы двигателя силы трения в регуляторе относим к силе вязкого трения.

С учетом вышеуказанных сил, определяемых выражениями (2), (3) и (4), уравнение (1) принимает следующий вид:

$$mz = A(z)\omega_{dp}^2 - (E_0 + E(\alpha) + cz) - r\dot{z}. \quad (5)$$

При этом необходимо учитывать, что z изменяется в интервале, ограниченном конструктивными упорами, т.е.

$$0 \leq z \leq z_{\max}. \quad (6)$$

В данном случае за нулевое положение z принимается перемещение муфты при полной подаче топлива, или $z_{\text{пп}}$, а положение z_{\max} соответствует холостому ходу, или $z_{\text{хх}}$ (рис. 1, б).

Уравнение движения коленчатого вала двигателя имеет вид

$$I_{\text{д}} \dot{\omega}_{\text{д}} = M_{\text{д}} - M_{\text{с}}, \quad (7)$$

где $I_{\text{д}}$ – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции масс, принимающих участие в его движении; $\dot{\omega}_{\text{д}}$ – угловое ускорение коленчатого вала двигателя; $M_{\text{д}}$ и $M_{\text{с}}$ – соответственно эффективный момент двигателя и момент сопротивления.

Величина эффективного момента зависит от величины подачи топлива, которая в свою очередь определяется положением рейки топливного насоса высокого давления h и частотой вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{д}}$, т.е. $M_{\text{д}} = f(\omega_{\text{д}}, h)$.

Чтобы исследовать работу двигателя с учетом его выхода на тормозной режим, целесообразно оперировать не эффективным $M_{\text{д}}$, а индикаторным моментом двигателя $M_{\text{д}}^{\text{и}}$, которые связаны между собой зависимостью

$$M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}}, h) = M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}, h) - M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}}), \quad (8)$$

где $M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}})$ - тормозной момент двигателя.

Характеристика изменения тормозного момента двигателя $M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}})$ может быть аппроксимирована выражением:

$$M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}}) = a_1 + a_2 \omega_{\text{д}}, \quad \text{при } \omega_{\text{хх}}^{\text{min}} \leq \omega_{\text{д}} \leq \omega_{\text{хх}}^{\text{max}}, \quad (9)$$

где a_1 и a_2 - постоянные величины; $\omega_{\text{хх}}^{\text{min}}$ и $\omega_{\text{хх}}^{\text{max}}$ - соответственно минимальные и максимальные обороты холостого хода двигателя.

При фиксированном положении рейки топливного насоса момент двигателя является функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{д}}$. Поэтому предельное значение индикаторного момента на внешней характеристике двигателя находится при $h = h_{\text{max}}$ (где h_{max} - положение рейки при полной подаче топлива) из выражения

$$M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}) = M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}}) + M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}}),$$

где $M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}})$ - эффективный крутящий момент двигателя при $h = h_{\text{max}}$.

Для определения величины индикаторного момента двигателя при его работе на частичных режимах необходимо установить связь между координатой муфты регулятора Z и рейки топливного насоса h . Рейка насоса соединяется с муфтой регулятора передаточным механизмом, который спроектирован таким образом, что перемещение муфты устраняет причину, вызвавшую это перемещение.

Если подача топлива увеличивается, крутящий момент двигателя возрастает. При избытке крутящего момента увеличивается частота вращения коленчатого вала двигателя. Следовательно, результатом движения муфты должно быть снижение подачи топлива, т.е. уменьшение координаты рейки насоса h . Но при увеличении $\omega_{\text{д}}$ координата муфты Z увеличивается. Поэтому функция $h = f(Z)$ должна соответствовать графику, изображенному на рис. 1.б, где индексы xx и nn при переменных h и Z означают, что переменные определены соответственно при холостом ходе двигателя или полной подаче топлива.

Уравнение прямой, указанной на рис. 1,б, является уравнением связи и имеет вид

$$h = h_{\max} - bz, \quad (10)$$

где $b = \frac{h_{\Pi}}{z_{\Pi}} = \frac{h_{\max}}{z_{\max}}$ - коэффициент передачи.

Предполагая, что крутящий момент двигателя при его работе на частичных режимах изменяется пропорционально относительному изменению координаты топливного насоса $\frac{h}{h_{\max}}$, индикаторный момент двигателя находим из выражения

$$M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}, h) = M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}) \cdot \frac{h}{h_{\max}}. \quad (11)$$

В соответствии с уравнением (5), ограничением (6), уравнениями (7) и (10), а также с учетом выражений (8), (9) и (11) составляется блок-схема модели для исследования на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) различных режимов работы дизельного двигателя (рис. 2).

Характеристика индикаторного момента двигателя $M_{\text{д}}^{\text{и}} = f(\omega_{\text{д}})$ при $h = h_{\max}$ набрана в соответствующем масштабе на нелинейном блоке БН1 (рис. 2, б).

В качестве примера исследования работы двигателя на данной модели на рис. 3 приведены результаты моделирования различных режимов работы дизельного двигателя ЯМЗ-238.

На этом рисунке участок кривой эффективного крутящего момента двигателя, заключенный между точками 1 и 2, соответствует переходному режиму работы двигателя, вызванному мгновенным увеличением угла поворота педали управления подачей топлива α (угла настройки регулятора) от положения, принятого за нулевое до максимального значения α_{\max} и снятием нагрузки с двигателя ($M_{\text{с}} = 0$). Изменению угла α соответствует изменение силы натяжения пружины регулятора $E(\alpha)$, что и производится при моделировании. Затем в точке 2, т.е. при $E(\alpha)_{\max}$ двигатель ступенчато нагружается моментом сопротивления в 200, 400, 600 и 900 Н·м, что соответственно вызывает получение на графике точек 3, 4, 5 и 6; после этого производится ступенчатое снятие нагрузки с двигателя до 600, 400, 200 и 0 Н·м при $E(\alpha) \approx 0,8E(\alpha)_{\max}$. Данным ступеням нагрузки соответствуют на рис. 3 точки 7, 8, 9 и 10. Участок кривой момента 2-11 соответствует ра-

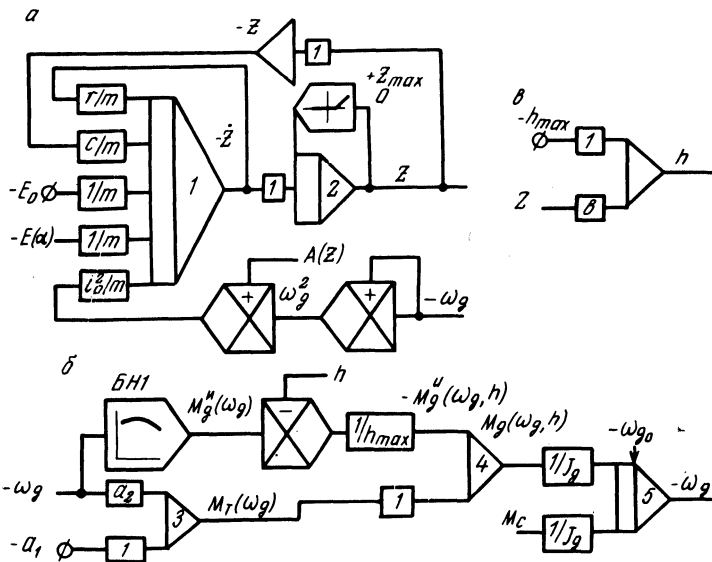


Рис. 2. Блок-схема моделирования работы дизельного двигателя: а – всережимный регулятор; б – двигатель; в – уравнение связи.

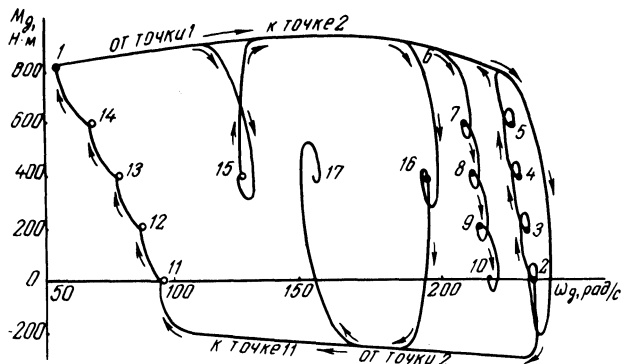


Рис. 3. Пример результатов моделирования работы дизельного двигателя.

боте двигателя в тормозном режиме. Данный режим был получен при изменении величины $E(\alpha)$ от своего максимального значения до нуля при $M_c = 0$. После выхода на режим, соответствующий точке 11, двигатель ступенчато нагружается моментом M_c до 200, 400, 600 и 820 Н·м, в результате чего на графике получены соответственно точки 12, 13, 14 и 1. Далее для определения характера изменения момента двига-

теля при постоянном нагрузочном моменте M_c и переменном положении угла поворота педали управления подачей топлива нагрузочный момент устанавливается равным 400 Н·м и остается постоянным, а $E(\alpha)$ задается равным 0,25; 0,7 и 0,45 $E(\alpha)_{\max}$. Данным режимам на графике соответствуют точки 15, 16 и 17.

Для оценки точности моделирования результаты, полученные на модели, сопоставлялись с результатами стендовых испытаний двигателя ЯМЗ-238. Так, при снятии временных (динамических) характеристик двигателя было установлено, что скорость увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя при резком нажатии на педаль управления подачей топлива составляет на модели 159 рад/с за секунду, а на стенде - 154 рад/с за секунду. Скорость снижения частоты вращения при отпуске педали соответственно 45,8 и 42 рад/с за секунду.

Сопоставление результатов моделирования и стендовых испытаний показало, что характер протекания параметров переходных процессов двигателя идентичен, а числовые значения последних расходятся в отдельных экстремальных точках не более чем на 7 - 10%.

Выводы. 1. Предлагаемая блок-схема моделирования работы дизельного двигателя позволяет с достаточной точностью исследовать на АВМ различные режимы его работы, в том числе и тормозные, что необходимо при разработке требований к САУ трансмиссией автомобиля.

2. При сочетании полученной модели с моделью динамической системы машинного агрегата автомобиля представляется возможным выбрать на АВМ оптимальное время переключения передач, производить доводку САУ трансмиссией, исследовать факторы, определяющие динамику разгона автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Малиновский Е.Ю., Зарецкий Л.Б. Математическое моделирование в исследовании строительных машин. - М., 1966.
2. Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Моделирование переходных процессов управления двигателем. - В сб.: Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8.
3. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля. / А.И.Гришкевич, Л.А.Молибошко, О.С.Руктешель, В.М.Беляев. - Минск, 1978.

МОДЕЛИРОВАНИЕ БУКСОВАНИЯ КОЛЕС ТРАКТОРА С АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВЕДУЩЕГО МОСТА

Один из наиболее эффективных способов повышения тяговых качеств колесного трактора – использование полноприводных схем тракторов типа 4х4. С этой целью в трансмиссиях универсально-пропашных тракторов класса 14 – 20 кН применяются межосевые обгонные и фрикционные муфты для автоматического включения в ведущий режим дополнительного моста.

Для исследования тяговой динамики трактора 4х4, обоснования рациональных параметров межосевого привода необходимо учесть буксования колес, достаточно близкий к действительному.

Зачастую буксование ведущих колес в динамических моделях машинно-тракторных агрегатов (МТА) представляют упрощенно, в виде ограничения крутящих моментов на колесах максимальным моментом по сцеплению шин с грунтом, что приводит к значительному искажению результатов исследований динамики трактора, особенно при нескольких ведущих мостах.

Кривые буксования колес, т.е. зависимости буксования от момента на колесе, полученные при тяговых испытаниях, хорошо соответствуют выражению

$$M_k = M_{\varphi_{\max}} (1 - e^{-k\delta}), \quad (1)$$

где M_k – крутящий момент на колесе; $M_{\varphi_{\max}}$ – максимальный крутящий момент на колесе по сцеплению с

поверхностью движения при буксовании, равно 1; k – коэффициент аппроксимации экспериментальной кривой; δ – величина буксования колес. Буксование колеса определяется по формуле [1]:

$$\delta = \frac{v_k^T - v_k^D}{v_k^T}, \quad (2)$$

где v_k^T v_k^D – соответственно теоретическая и действительная скорость оси колеса.

Анализ экспериментальных кривых буксования трактора на связанных грунтах показывает, что при неустановившемся и установившемся движении кривые отличаются незначительно. Это позволяет при исследовании разгона трактора использовать экспериментальные кривые буксования, полученные при тяговых испытаниях.

Особенность работы межосевых приводов тракторов МТЗ заключается в том, что дополнительный мост автоматически включается в ведущий режим работы при достижении колесами заднего моста какой-то величины буксования, определяемой кинематикой трансмиссии, радиусами качения колес и конструкцией автоматического механизма блокирования межосевого привода. При заблокированном межосевом приводе связь между буксованием заднего δ_2 и дополнительного δ_1 ведущих мостов будет [1]

$$\delta_1 = \frac{\delta_2 - k_H}{1 - k_H}, \quad (3)$$

где k_H - величина конструктивного кинематического несоответствия, определяемая соотношением

$$k_H = 1 - \frac{v_{k1}^T}{v_{k2}^T} = 1 - \frac{r_{k1} i_2}{r_{k2} i_1}, \quad (4)$$

где v_{k1}^T , v_{k2}^T - теоретические скорости осей колес трактора; r_{k1} , r_{k2} - радиусы качения передних и задних колес; i_1 , i_2 - передаточные числа ветвей трансмиссии трактора от элемента разделения потоков мощности соответственно до передних и задних колес.

В работе авторов [2] приведена динамическая система МТА с рассматриваемым здесь межосевым приводом, а также математическое описание ее работы. В соответствии с ним крутящий момент, передаваемый колесами дополнительного ведущего моста трактора, определяется из уравнения

$$\dot{M}_{86} = C_{86} (\omega_8 - \omega_6^I), \quad (5)$$

где C_{86} - крутильная жесткость вала динамической системы МТА, соответствующая упругим характеристикам шин; ω_8 - приведенная угловая скорость инерционной массы динамической системы, соответствующей моменту инерции колес дополнительного моста; ω_6^I - приведенная угловая скорость заднего конца

вала динамической системы, упругие свойства которого эквивалентны крутильной жесткости шин дополнительного моста, эта скорость соответствует величине v_k^T в выражении (2). Упругому крутящему моменту M_{86} однозначно соответствует момент, определяемый выражением (1) при буксовании колес моста, соответствующем скорости ω_6' .

В уравнении (5) – два неизвестных M_{86} и ω_6' , и для того, чтобы его проинтегрировать, определим ω_6' следующим образом. С учетом выражений (1) и (2) для приведенных угловых скоростей масс расчетной динамической системы (см. [2]) можно записать

$$\omega_6' = \omega_6 \frac{1}{1 - \delta_1(M_{86})}, \quad (6)$$

где ω_6 – угловая скорость, соответствующая величине v_k^D в выражении (2), записанном для колес дополнительного моста; $\delta_1(M_{86})$ – функция, обратная зависимости (1) и полученная экспериментально. Аналогично учитывается буксование колес заднего ведущего моста трактора.

При заблокированном состоянии межосевого привода с автоматизированным механизмом блокирования выполняется соотношение (3), поэтому при описании буксования колес разных мостов на поверхности движения достаточно знать экспериментальную кривую буксования колес только основного ведущего моста.

В работе исследовалось изменение буксования ведущих колес тракторного поезда в составе полноприводного трактора МТЗ-82А и прицепа 2ПТС-4 при трогании и прямолинейном разгоне на грунтовой дороге в зависимости от режимов работы дополнительного моста, величины кинематического несоответствия и номера передачи, на которой осуществлялся разгон. Для удобства решения этой задачи на аналоговой вычислительной машине (АВМ) зависимости, характеризующие буксование колес основного δ_2 и дополнительного δ_1 мостов трактора, вводятся следующим образом. Вначале, используя экспериментальную кривую буксования, по значению момента на колесах определяем соответствующее ему буксование колес заднего моста, по которому, используя зависимость (6), находим теоретическую скорость колес. При этом

$$\omega_6' = \omega_6 F_1(\delta_1); \quad \omega_6'' = \omega_6 F_2(\delta_2), \quad (7)$$

где $F_1(\delta_1) = \frac{1}{1-\delta_1}$; $F_2(\delta_2) = \frac{1}{1-\delta_2}$ - функции буксования колес соответствующих мостов, которые набираются на блоках нелинейностей АВМ. При изменении значений буксования δ от 0 до 1 функции $F_1(\delta_1)$ и $F_2(\delta_2)$ будут изменяться от 1 до ∞ , что затрудняет ее задание на АВМ. Поэтому значения последних ограничиваются пределами изменения от 1 до 10, что соответствует практически наблюдаемым границам изменения буксования колес от 0 до 0,9.

На основании динамической и математической моделей движения МТА [2] с учетом выражений (1) - (7) разработана его электронная модель применительно к АВМ типа МН - 18.

Результаты решения представлены в виде графиков зависимости максимального буксования передних и задних колес трактора для разных режимов работы дополнительного моста от величины передаточного числа трансмиссии (рис. 1 и 2).

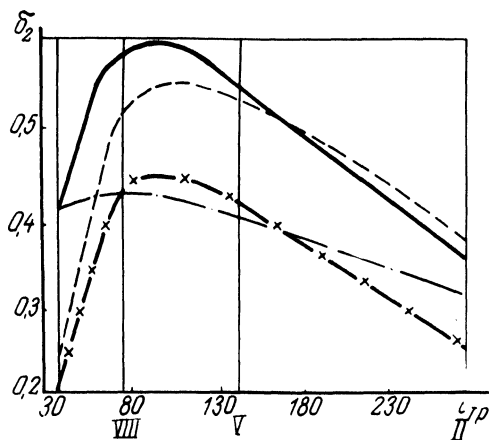


Рис. 1. График зависимости максимального буксования задних колес трактора от передаточного числа трансмиссии. Режим работы переднего моста: — ведомый; --- + k_H принудительное включение; -x-x- k_H принудительное включение; -.-.- автоматическое включение.

Как видно из рис. 1, при трогании с места МТА с отключенным передним мостом буксование задних колес δ_2 с повышением номера передачи возрастает от 0,35 на 2-й передаче до максимального значения, равного 0,58 на 7-8-й передачах, т.е. увеличивается приблизительно на 70%. При увеличении номера передачи до 9-10-й, на которой теоретически при взятых исходных данных еще возможно трогание, буксование колес падает. Следует отметить, что в действительности трогание на высших передачах недопустимо, а в более тяжелых условиях движения невозможно, однако решение задачи

проводилось с целью выявить предел возможности осуществления трогания.

Автоматическое подключение переднего моста по сравнению с ведомым режимом уменьшает интенсивность роста буксования задних колес на 34% с увеличением номера передачи до 8.

Отрицательное кинематическое несоответствие при постоянно заблокированном межосевом приводе уменьшает максимальное значение буксования задних колес приблизительно так же, как и при работе дополнительного моста в автоматическом режиме. Однако в этом случае максимальная величина буксования колес дополнительного моста возрастает на 25% по сравнению с автоматическим режимом, достигая значения 0,48 (рис. 2).

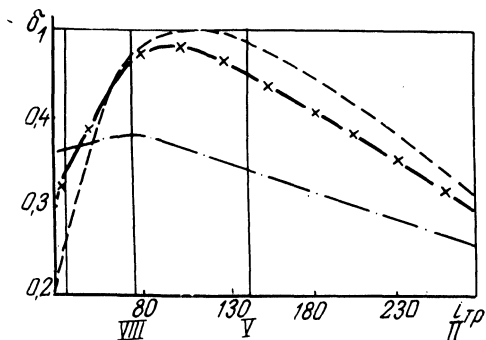


Рис. 2. График зависимости максимального буксования передних колес трактора от передаточного числа трансмиссии.

Следовательно, наилучшие характеристики разгона соответствуют автоматическому режиму работы межосевого привода и принудительному его блокированию при отрицательном кинематическом несоответствии угловых скоростей колес разных мостов.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Теория трактора. — Минск, 1977.
2. Атаманов Ю.Е., Теленченко В.В., Гаяновский Г.А. Влияние автоматического подключения переднего ведущего моста на нагруженность трансмиссии трактора 4х4. — В сб.: Авто-тракторостроение, Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып.12.

СОДЕРЖАНИЕ

- Гришкевич А.И., Таубес Л.Е., Чечик В.И. Усовершенствованный метод расчета частот и форм собственных колебаний крутильных динамических систем 3
- Гришкевич А.И., Рожанский Д.В. Методика расчета статистических характеристик параметров разгона автомобиля 13
- Метлюк Н.Ф., Флерко И.М., Артамонов С.Ю. Экспериментальное исследование динамического радиуса колес большегрузного автомобиля 17
- Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кравец Ф.К. Определение пропускной способности пневмоаппаратов тормозного привода автопоезда КаМАЗ 23
- Кулаковский Б.Л. Экспериментальное исследование устойчивости автомобильной цистерны с жидким грузом при торможении 28
- Степанов Д.В., Руктешель О.С., Карпов А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем 33
- Тарасик В.П., Бедункевич В.М., Герашенко В.В., Костарев Е.И. Определение оценок статистических характеристик МТА в стендовых условиях 37
- Фурунжиев Р.И., Колосов Г.А., Ким В.А., Ясюкович Э.И. Уравнения кинематических связей для общего случая качения упругого пневматика по недеформируемой опорной поверхности 41
- Ясюкович Э.И. Автоматизация обработки и анализа результатов моделирования динамики движения транспортных средств на упругих пневматиках с применением ЭВМ . . . 46
- Артемьев П.П. Исследование влияния параметров заднего моста трактора МТЗ-80 на амплитудно-частотную характеристику сиденья водителя 49

Атаманов Ю.Е., Будько В.В. Расчет буксования трактора при разработке систем автоматического управления . . .	51
Балицкий В.А., Глухих В.Г. К вопросу регулирования давления движителя трактора на грунт	55
Балицкий В.А. К обоснованию тягово-инерционного привода колесно-гусеничных машин	57
Атаманов Ю.Е., Таяновский Г.А., Теленченко В. В. Моделирование динамических процессов в трансмиссии и нагрузок в деталях при торможении	60
Войтиков А.В., Закревская Л.В. Метод автоматического управления трактором при моделировании курсового движения	65
Барташевич Л.В., Богдан Н.В., Расолько А.М. Динамика звеньев питающей части пневмосистемы трактора . .	70
Бойков В.П., Кривицкий А.М. Аппроксимация экспериментальных зависимостей параметров деформации тракторных шин	74
Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Исследование внутренних процессов дифференциала с дисковыми блокирующими муфтами	76
Жуковский Ю.М., Стринадко В.П. Определение коэффициента трения в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-50/80	80
Зеленый П.В. К вопросу управления поворотом колес прицепной машины на склоне в автоматическом режиме . .	84
Гребнев А.А., Кислов Н.В., Опейко А.Ф. Исследование криволинейного движения многоколесных прицепных машин	87
Кислов Н.В., Казаченко Г.В. Об оценке маневренных свойств мобильных машин	96
Каракo Л.И. К вопросу выбора конструктивной схемы межколесных дифференциалов самоходных скреперов . .	100
Лефаров А.Х., Андреев А.Ф., Стригунов С.И. Методика расчета КПД буксования трактора 4x4 с заблокированным приводом ведущих мостов	105

Романчик Е.А. К вопросу повышения эффективности торможения колесного трактора 4x4	109
Скуртул А.И. Исследование движения эластичного колеса в тормозном режиме	114
Скойбеда А.Т., Бирич В.В. К определению действительной скорости движения трактора с дифференциальным и блокированным приводом колес	118
Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Математическая модель движения тракторного поезда	121
Железко Б.Е. Формулы анализа уравновешенности V-образных поршневых автотракторных двигателей с углом между рядами $\pi/2$	128
Рожанский В.А., Кравчук С.П., Гордейчик И.И. Исследование перемещения деталей газожидкостного стыка тракторного двигателя	134
Руктешель О.С., Черванев А.Д. Моделирование работы дизельного двигателя	140
Таяновский Г.А., Теленченко В.В. Моделирование буксования колес трактора с автоматизированным приводом дополнительного ведущего моста	147

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Выпуск 14

Автоматизированные системы управления мобильными машинами

Редактор Л.Р.Дубровская
Худож. редактор Ю.С.Сергачев
Техн. редактор Г.А.Лакишик
Мл. редактор Т.И.Досаева
Корректор Н.И.Бондаренко
График Н.В.Журавлева
Оператор И.С.Жукова

ИБ 980

Подписано к печати 23.11.79. АТ 03671 Формат 60x90 1/16.
Бумага офсет. Офсет.печать. Усл.-печ. л. 10,5. Уч.-изд.л. 9,21.
Тираж 600 экз. Изд. № 79-59. Заказ 5235 Цена 1р.40к

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета
Белорусской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. 220048, Минск, Парковая магистраль, 11.

Типография "Победа" Государственного комитета Белорусской
ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Молодечно, Привокзальный пер., 11.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.11

Гришкевич А.И., Таубес Л.Е., Чечик В.И. Усовершенствованный метод расчета частот и форм собственных колебаний крутильных динамических систем. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.3-13.

Разработан алгоритм формирования исходных матриц для расчета матричным методом частот и форм собственных колебаний консервативных динамических систем, которые могут иметь разветвления на массах и упругих звеньях.

Алгоритм исключает необходимость составления дифференциальных уравнений движения системы, а в качестве исходных данных использует параметры самой системы.

В качестве примера рассмотрено формирование исходных матриц для динамической системы, описывающей машинный агрегат двухосного полноприводного автомобиля.

Разработана программа на ЦВМ, которая непосредственно на основании параметров динамической системы позволяет определить частоты и формы собственных колебаний. -Табл. 5. Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.113

Гришкевич А.И., Рожанский Д.В. Методика расчета статистических характеристик параметров разгона автомобиля. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.13-17.

Описана методика определения математического ожидания и дисперсии скорости автомобиля при разгоне по дороге со случайными значениями коэффициента дорожного сопротивления. Приведены результаты расчета разгона автомобиля. -Ил.3. Библиогр.1.

УДК 629.113.012.55

Метлюк Н.Ф., Флерко И.М., Артамонов С.Ю. Экспериментальное исследование динамического радиуса колес большегрузного автомобиля. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.17-23.

Приводятся методика и результаты экспериментов по определению динамического радиуса колес с одиночной и сдвоенной шинами 320-508 модель ИЯВ-12Б, 320-508Р модель И-109Б и 300-508Р модель И-68А.

Результаты могут быть использованы в расчетах процесса движения большегрузных автомобилей, на которых устанавливаются эти шины. - Табл. 2. Ил. 1. Библиогр. 1.

УДК 629.113 - 597.5

Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Кравец Ф.К. Определение пропускной способности пневмоаппаратов тормозного привода автопоезда КамАЗ. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.23-28.

Изложена методика определения пропускной способности крана управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом и воздухораспределителя автопоезда КамАЗ, получены данные по пропускной способности клапанов этих пневмоаппаратов. - Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113 - 075.445.62

Кулаковский Б.Л. Экспериментальное исследование устойчивости автомобильной цистерны с жидким грузом при торможении. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.28-33.

Описаны результаты экспериментальных исследований устойчивости автомобильной цистерны АЦ-30 (66) с жидким и "фиксированным" грузами. Показана зависимость тормозного пути, поперечного отклонения центра масс и угла поворота продольной оси автоцистерны от начальной скорости торможения и схемы отключения тормозных механизмов колес. -Ил.4.

УДК 629.113.001.6

Степанов Д.В., Руктешель О.С., Карпов А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.33-37.

Описан стенд с программным управлением для испытания системы автоматического управления трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем, ее настройки и последующей доводки. Система управления стенда обеспечивает моделирование нагрузок и усилий в трансмиссии, соответствующих реальным условиям ее работы на автомобиле. - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.113

Тарасик В.П., Бедункевич В.М., Герашенко В.В., Костарев Е.И. Определение оценок статистических характеристик МТА в стендовых условиях. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.37-41.

В стендовых условиях сняты осциллограммы: крутящего момента на валу тормоза и перемещения рейки топливного насоса тракторного дизеля. Расчетом на ЭЦВМ получены оценки корреляционных функций этих процессов. Входной процесс подавался на тормоз стенда посредством электронного устройства натурного моделирования с заданными математическим ожиданием и коэффициентами корреляционной функции, соответствующими выбранному режиму работы МТА. - Табл.1. Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.11.012.3.001.24

Фурунжиев Р.И., Колосов Г.А., Ким В.А., Ясюкович Э.И. Уравнения кинематических связей для общего случая качения упругого пневматика по недеформируемой опорной поверхности. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.41-45.

Предложена новая гипотеза качения упругого пневматика в общем случае качения его по недеформируемой опорной поверхности. На основе гипотезы получены уравнения кинематических связей. - Ил. 1.

УДК 629.1.02:681.3.069

Ясюкович Э.И. Автоматизация обработки и анализа результатов моделирования динамики движения транспортных средств на упругих пневматиках с применением ЭВМ. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.46-48.

Рассмотрен комплекс программ для автоматизации обработки и анализа результатов научного эксперимента при исследовании динамики движения транспортных средств на упругих пневматиках. Предложенные программы позволяют наглядно представить результаты моделирования, вычислить статистические характеристики полученных реализаций, а также при необходимости изменить порядок вычислительного процесса по желанию исследователя во время выполнения задачи на ЭВМ. - Библиогр. 3.

УДК 631.37:629.114.2

Артемьев П.П. Исследование влияния параметров заднего моста трактора МТЗ-80 на амплитудно-частотную характеристику сиденья водителя. "Автотракторостроение, Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.49-50.

Проведен анализ влияния параметров заднего моста трактора на амплитудно-частотную характеристику сиденья водителя. Установлено, что диапазон низких частот колебаний сиденья водителя находится в пределах до 20 1/с и имеет два экстремальных значения при частотах 10 1/с и 15 1/с. Это позволяет определить оптимальный диапазон частот колебаний вновь проектируемых подвесок сидений водителя. - Ил.1. Библиогр. 1.

УДК 629.114.2:629.1.075

Атаманов Ю.Е., Будько В.В. Расчет буксования трактора при разработке систем автоматического управления. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.51-55.

Рассмотрена взаимосвязь между буксованием отдельных ведущих колес и осей с буксованием трактора в целом при различных схемах привода. Предложены зависимости, позволяющие определить буксование тракторов с различными типами межколесной и межосевой связей по буксованиям отдельных ведущих колес. - Ил. 2.

УДК 631.31.631.4.62 - 762

Балицкий В.А., Глухих В.Г. К вопросу регулирования давления движителя трактора на грунт. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.55-57.

Рассмотрена схема системы автоматической регулировки давления движителей трактора или другого транспортного средства на грунт. Такая система позволяет снизить уплотнение почвы и повысить проходимость тягово-транспортных средств. - Ил. 1.

УДК 629.114.2.073.286

Балицкий В.А. К обоснованию тягово-инерционного привода колесно-гусеничных машин. "Автотракторостроение, Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.57-60.

Обосновывается новый метод повышения тяговых качеств мобильных машин. Описывается конструкция машины с тягово-инерционным приводом. - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

Атаманов Ю.Е., Таяновский Г.А., Теленченко В.В. Моделирование динамических процессов в трансмиссии и нагру-

зок в деталях трактора при торможении. "Автотракторостроение Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.60-65.

Приводятся результаты теоретического исследования на электронной модели нагруженности передней и задней полуосей трактора 4x4 при торможении в зависимости от времени нарастания тормозного момента. - Ил.3. Библиогр. 1.

УДК 629.11.073.23

Войтиков А.В., Закревская Л.В. Метод автоматического управления трактором при моделировании курсового движения. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.65-70.

Предложен метод автоматического управления трактором при моделировании курсового движения, основанный на оценке боковых отклонений машины. Указанный метод реализован на ЭВМ "ЕС-1022". Приведены результаты расчета параметров движения трактора. - Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.113 - 597.5

Барташевич Л.В., Богдан Н.В., Расолько А.М. Динамика звеньев питающей части пневмосистемы трактора." Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.70-74.

Рассмотрена динамика пневматической цепи, состоящей из поршневого компрессора и емкости, соединенных между собой трубопроводом. Получены зависимости, описывающие динамику ДЕ-звена в пульсирующем потоке воздуха. Приведено сопоставление экспериментальных и расчетных динамических характеристик пневматической цепи. - Ил.1, Библиогр. 3.

УДК 629.113.012

Бойков В.П., Кривицкий А.М. Аппроксимация экспериментальных зависимостей параметров деформации тракторных

шин. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.74-76.

На основании экспериментальных данных получены уравнения регрессии, связывающие параметры деформации шин различных типоразмеров с нормальной нагрузкой, давлением воздуха, а также с соответствующими силами и моментами. - Библиогр 1.

УДК 629.114.2

Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Исследование внутренних процессов дифференциала с дисковыми блокирующими муфтами. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, с.76-80.

Приведены результаты исследований внутренних процессов дифференциала переднего моста трактора МТЗ-82. Даны формулы для определения фактических осевых сил, действующих на муфты трения, и удельных давлений на склонах корпуса, которые нужно учитывать при расчетах блокирующих свойств дифференциалов. - Ил.3. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2.017

Жуковский Ю.М., Стринадко В.П. Определение коэффициента трения в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-50/80. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.80-84.

Предложена формула, позволяющая определить коэффициент трения в дисковом тормозном механизме с самоусилением по значению усилия на органе управления и соответствующему тормозному моменту. Определены зависимости кинематического передаточного числа тормозного привода от суммарного осевого хода нажимных дисков для торможений при переднем и заднем ходе трактора. Получены зависимости тормозного момента и коэффициента трения в тормозном механизме от температуры. Даны рекомендации по совершенствованию тормозных механизмов тракторов Минского тракторного завода. - Ил. 2. Библиогр. 7.

УДК 631.372 - 78

Зеленый П.В. К вопросу управления поворотом колес прицепной машины на склоне в автоматическом режиме. "Авотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.84-87.

Приведены основные результаты экспериментальных полевых исследований прицепной сельскохозяйственной машины, оборудованной устройством для автоматического поворота опорных колес на поперечном склоне. - Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.114.3

Гребнев А.А., Кислов Н.В., Опейко А.Ф. Исследование криволинейного движения многоколесных прицепных машин. "Авотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.87-96.

Рассматривается криволинейное движение жесткого колеса и прицепной многоколесной машины по деформируемому грунту, приводятся формулы для определения главного вектора и главного момента при взаимодействии многоколесной машины с грунтом, определяются составляющие усилия в сцепке.-Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.114.2.001

Кислов Н.В., Казаченко Г.В. Об оценке маневренных свойств мобильных машин. "Авотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.96-100.

Предложена система показателей для комплексной оценки маневренности мобильных машин. Показано, что оценка маневренных свойств по минимальному радиусу поворота и удельной силе тяги - не вполне объективна. Сформулированы основные критерии целевой функции при автоматизации процесса управления маневром. Сравняются маневренные свойства машин с бортовой схемой управления, имеющие колесные формулы 2х2 и 3х3. Сравнение показывает преимущества трехосной машины. - Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 621.878.6:629.114.01 - 587

Каракo Л.И. К вопросу выбора конструктивной схемы межколесных дифференциалов самоходных скреперов. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.100-105.

Проведен анализ конструктивных схем межколесных дифференциалов передних и задних ведущих мостов самоходных пневмоколесных скреперов ведущих зарубежных фирм. Анализ отражает пути обеспечения высоких тяговых свойств и надлежащей управляемости скреперов. - Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2

Лефаров А.Х.; Андреев А.Ф., Стригунов С.И. Методика расчета КПД буксования трактора 4x4 с блокированным приводом ведущих мостов. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.105-109.

Дан метод расчета КПД буксования трактора 4x4 с блокированным приводом ведущих мостов при нелинейной зависимости между касательной силой тяги и буксованием. Изложенный метод повышает точность расчетов. - Ил. 1. Библиогр.3.

УДК 629.113.5

Романчик Е.А. К вопросу повышения эффективности торможения колесного трактора 4x4. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.109-114.

Проведено теоретическое исследование распределения тормозных моментов при торможении с включенным межосевым приводом колесного трактора 4x4 типа Т-150К (К-700). Установлено влияние перераспределения моментов на тормозной путь, замедление и устойчивость движения трактора при торможении. - Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.11.012.3.001.24

Скуртул А.И. Исследование движения эластичного колеса в тормозном режиме. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып. 14, с.114-118.

Исследовано влияние угловой деформации шины на выходные параметры колеса, движущегося в тормозном режиме, при различных случаях нагружения его внешними силовыми факторами. Представлены некоторые результаты расчета на ЭВМ, на основании которых сделаны соответствующие выводы. - Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2 - 2.001.2

Скойбеда А.Т., Бирич В.В. К определению действительной скорости движения трактора с дифференциальным и блокированным приводом колес. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.118-121.

Приведены зависимости для определения действительной скорости движения трактора при дифференциальном и блокированном приводе колес, выполнен сравнительный анализ влияния типа межколесного привода на действительную скорость движения трактора.

УДК 629.11.073.23

Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Математическая модель движения тракторного поезда. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.121-128.

Предложена математическая модель движения тракторного поезда по неровной дороге, методика расчета момента трения в межосевой муфте свободного хода фрикционного типа. Указанная методика реализована на ЭВМ "ЕС-1022". Приведены сравнительные результаты расчета на машине и эксперимента. - Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 621.431.73.001.24:531.316

Железко Б.Е. Формулы анализа уравновешенности V-образных поршневых автотракторных двигателей с углом между рядами $\pi/2$. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.4, с.128-134.

Изложены формулы и методика анализа уравновешенности поршневых V-образных автотракторных двигателей с углом между рядами $\pi/2$ и с произвольными числом цилиндров и углами между кривошипами коленчатого вала. - Ил.1. Табл. 1. Библиогр. 1.

УДК 621.432 - 224.762.445 (088.8)

Рожанский В.А., Кравчук С.П., Гордейчик И.И. Исследование перемещения деталей газожидкостного стыка тракторного двигателя. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.134-139.

Форсирование тракторных дизелей приводит к увеличению коробления и относительным перемещениям деталей, образующих газожидкостный стык. Приведены экспериментальные исследования динамических и квазистатических перемещений гильзы и головки цилиндров относительно блока при работе двигателя. - Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 621.431 - 50 (075.8)

Руктешель О.С., Черванев А.Д. Моделирование работы дизельного двигателя. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.140-146.

Приведены математическое описание и блок-схема моделирования дизельного двигателя, позволяющая исследовать на аналоговых вычислительных машинах различные режимы его работы, в том числе тормозные, что необходимо при выборе режимов переключения передач системой автоматического управления трансмиссией.

Результаты расчета сопоставляются с данными эксперимента. - Ил.3. Библиогр. 3.

УДК 629.114,2:621.83

Таяновский Г.А., Теленченко В.В. Моделирование буксования колес трактора с автоматизированным приводом дополнительного ведущего моста. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1980, вып.14, с.147-151.

Приводится модель учета буксования ведущих колес трактора 4x4 с автоматизированным межосевым приводом при решении задач динамики прямолинейного движения тракторного агрегата и результаты теоретического исследования буксования колес трактора при разгоне тракторного поезда на различных передачах. - Ил. 2. Библиогр. 2.