

определения деформационно-прочностных характеристик СТМ необходимо испытывать образцы большой ширины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Синтетические текстильные материалы в транспортном строительстве / Под ред. В.Д. Казарновского. — М., 1984. 2. Трибунский В.М. Изолирующие прослойки лесовозных дорог. — М., 1986. 3. Лыщик П.А. Исследование свойств нетканых синтетических материалов, применяемых в дорожном строительстве // Механизация лесо-разработок и транспорт леса. — Минск, 1983. — Вып. 13. — С. 58–62.

УДК 629.113.001:531.3

Я.И. ОСТРИКОВ, А.Я. АЛЬБЕР,
Ю.К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ТРАНСМИССИЙ

Лесовозные автопоезда являются взаимосвязанной динамической транспортной системой, характеризующейся как особенностями конструкции, так и сложными специфическими условиями эксплуатации. До настоящего времени в работах, направленных на изучение основных динамических качеств таких автопоездов, не учитывались все возможности комплексного подхода, включающего расчетные исследования на стадии проектирования с широким применением ЭВМ и экспериментальные в экстремальных эксплуатационных условиях. Не учитывалась также возможность применения в силовом приводе их тягачей гидромеханических передач (ГМП), использование которых в данном случае перспективно.

Следует отметить, что главной тенденцией в развитии расчетных исследований автотранспортных средств является применение все более сложных расчетных схем для изучения динамики их поведения, а также математических моделей, разрабатываемых на основе принципов системного подхода и отражающих взаимосвязь отдельных узлов и агрегатов. В этом направлении наиболее перспективен подход, основанный на понятии "истинная координата" [1].

В технической литературе недостаточно данных по основным характеристикам (собственные частоты колебаний и формы колебаний) таких динамических колебательных систем, как лесовозные автопоезда с механической трансмиссией (МТ) тягача, а по лесовозным тягачам с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) исследования вообще не проводились. По этим характеристикам можно прогнозировать резонансные зоны в исследуемой системе. Вместе с тем анализ собственных частот колебаний динамической системы, эквивалентной автомобилю с гидродинамическим трансформатором (ГДТ) в трансмиссии, затруднен из-за нелинейности характеристик последнего. При проведении такого анализа на первом этапе ГДТ может быть рассмотрен в заблокированном состоянии, т. е. в одном из рабочих режимов.

В настоящее время при перевозке леса широко используется лесовозный автопоезд на базе автомобилей-тягачей МАЗ с колесной формулой 4×4, выбранный в качестве объекта исследований. Рассматривались две модели этих тягачей с двумя сравниваемыми типами трансмиссий — серийной механической и опытной гидромеханической. Модель 1, созданная на базе серийного лесовозного автомобиля МАЗ-509А, имела серийную пятиступенчатую коробку передач (КП) ЯМЗ-236П и двухступенчатую раздаточную коробку (РК) и использовалась при экспериментальных исследованиях в эксплуатационных условиях. Модель 2 имела серийную четырехступенчатую двухдиапазонную КП ЯМЗ-238А и одноступенчатую РК. В качестве опытной ГМТ обоих тягачей рассматривалась трансмиссия с ГМП, краткая техническая характеристика и описание которой приведены в работе [2], а в качестве силовой установки на обеих моделях — серийный дизельный двигатель ЯМЗ-238.

В основу расчетного исследования динамической системы положена имитационная модель, состоящая из расчетной динамической схемы объекта и дифференциальных уравнений, описывающих его динамику. Обобщенная динамическая схема лесовозного автопоезда МАЗ, разработанная с учетом основных его конструктивных особенностей и принципов системного подхода, представлена на рис. 1. Собственные колебания такой динамической системы с использованием понятия "истинная координата" описываются следующей системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{I}_{\text{д}} \ddot{\varphi}_{\text{д}} + C_{\text{э.к.д}}^{\varphi} (\varphi_{\text{д}} - \varphi_{\text{к}} U_{\text{к.п.д}}) = 0; \\ \dot{I}_{\text{к.п.д}} \ddot{\varphi}_{\text{д}} - C_{\text{э.к.д}}^{\varphi} U_{\text{к.п.д}} (\varphi_{\text{д}} - \varphi_{\text{к}} U_{\text{к.п.д}}) + C_{\text{э.в}}^{\varphi} (\varphi_{\text{к}} - \varphi_{\text{п.к}} U_{\text{п.к}}) = 0; \\ \dot{I}_{\text{п.к}} \ddot{\varphi}_{\text{п.к}} - C_{\text{э.в}}^{\varphi} U_{\text{п.к}} (\varphi_{\text{к}} - \varphi_{\text{п.к}} U_{\text{п.к}}) + C_{\text{э.п}}^{\varphi} (\varphi_{\text{п.к}} - \varphi_{\text{к.п}} U_{\text{м}}) + \\ + C_{\text{э.з}}^{\varphi} (\varphi_{\text{п.к}} - \varphi_{\text{к.з}} U_{\text{м}}) = 0; \\ I_{\text{к.п}} \ddot{\varphi}_{\text{к.п}} - C_{\text{э.п}}^{\varphi} U_{\text{м}} (\varphi_{\text{п.к}} - \varphi_{\text{к.п}} U_{\text{м}}) + C_{\text{ш.п}}^{\varphi} (\varphi_{\text{к.п}} - \varphi_{\text{ш.п}}) = 0; \\ I_{\text{к.з}} \ddot{\varphi}_{\text{к.з}} - C_{\text{э.з}}^{\varphi} U_{\text{м}} (\varphi_{\text{п.к}} - \varphi_{\text{к.з}} U_{\text{м}}) + C_{\text{ш.з}}^{\varphi} (\varphi_{\text{к.з}} - \varphi_{\text{ш.з}}) = 0; \\ m_{\text{ax}} \ddot{X}_{\text{а}} - C_{\text{ш.п}}^x / r_{\text{к}} (\varphi_{\text{к.п}} - \varphi_{\text{ш.п}}) - C_{\text{ш.з}}^x / r_{\text{к}} (\varphi_{\text{к.з}} - \varphi_{\text{ш.з}}) + \\ + C_{\text{с.ц}}^x (X_{\text{а}} - X_{\text{п}}) = 0; \\ m_{\text{px}} \ddot{X}_{\text{п}} - C_{\text{с.ц}}^x (X_{\text{а}} - X_{\text{п}}) = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\varphi_{\text{ш.п}} = \varphi_{\text{ш.з}} = X_{\text{а}} / r_{\text{к}}$; $U_{\text{м}} = U_{\text{о}} U_{\text{к.п.д}}$; $\dot{I}_{\text{д},j}$ — момент инерции вращающихся частей двигателя, сцепления (ГДТ с массой рабочей жидкости) и приведенные к нему моменты инерции ведущих частей КП на j -й передаче; $\dot{I}_{\text{к.п.д}}$ — момент инерции выходного вала, половины основного карданного вала (КВ) и приведенные к нему моменты инерции ведомых частей КП на j -й передаче; $I_{\text{п.к}}$ — момент инерции коробки межосевого дифференциала РК, половин переднего (п) и заднего (з) КВ и приведенные к нему моменты инерции половины основного КВ и всех валов со связанными с ними деталями РК; $\dot{I}_{\text{к.п.д}}$ —

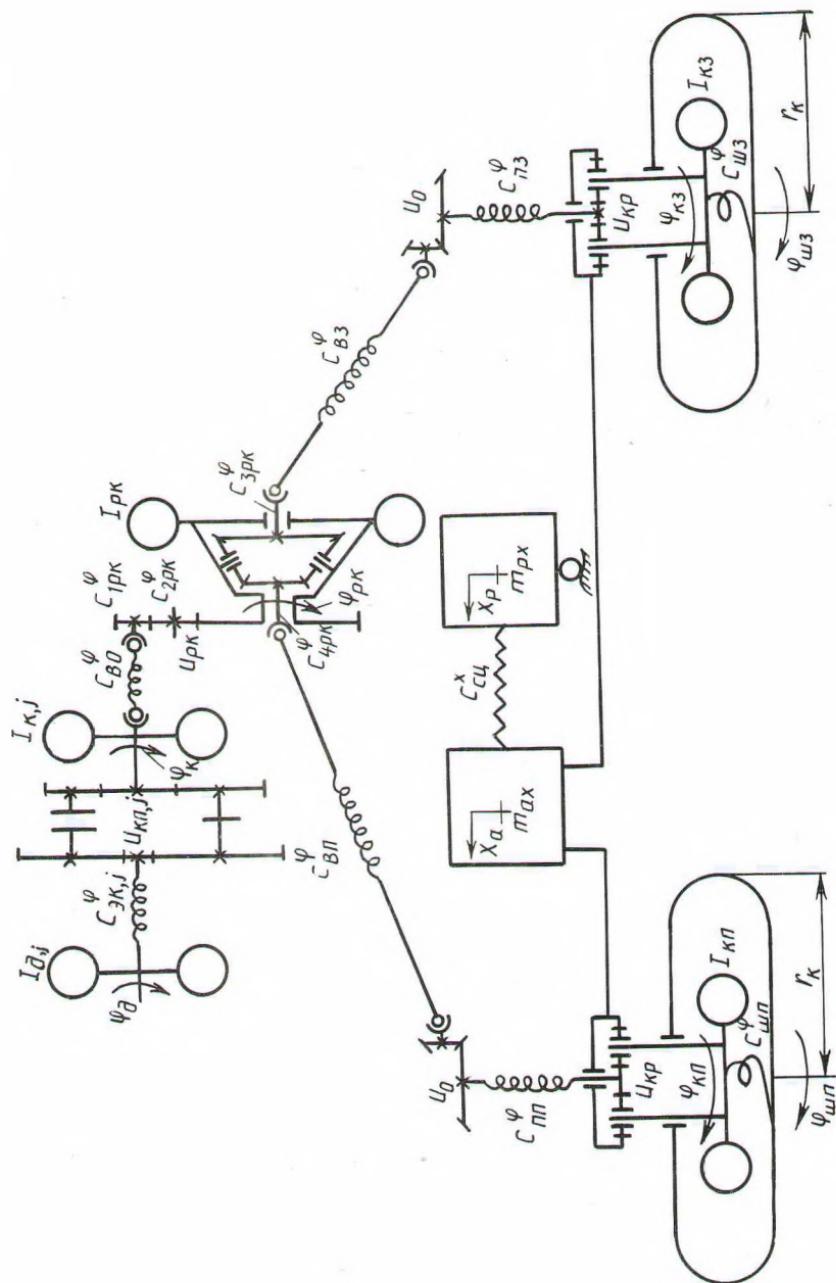


Рис. 1. Расчетная динамическая схема лесовозного автопоезда МАЗ.

суммарные моменты инерции колес переднего (п) и заднего (з) ведущих мостов и приведенные к ним моменты инерции деталей соответствующих колесных редукторов, главной передачи и половины КВ; $m_{a(p)x}$ — массы соответствующих звеньев автопоезда: тягача (а) и прицепа-роспуска (р) с приходящимися на них частями полезной нагрузки; $C_{z,k,j}^{\varphi}$ — приведенная к первичному валу КП эквивалентная крутильная жесткость ее валов на j -й передаче; $C_{z,b}^{\varphi}$ — приведенная к основному КВ эквивалентная крутильная жесткость участка трансмиссии, состоящего из основного (во) КВ, входного (1рк) и промежуточного (2рк) валов РК; $C_{z,p(z)}^{\varphi}$ — приведенная к соответствующему КВ эквивалентная крутильная жесткость валопроводов переднего (п) и заднего (з) приводов движителей тягача, состоящих из соответствующих выходных (3рк и 4рк) валов РК, КВ (в) и полуосей (п); $C_{w,p(z)}^{\varphi}$ — суммарная крутильная жесткость резинокордных оболочек шин соответствующих ведущих мостов тягача; $C_{c,u}^x$ — суммарная жесткость продольной связи тягача с прицепом-роспуском (ПР); $\varphi_i, \ddot{\varphi}_i$ — угловые перемещения и ускорения соответствующих инерционных масс; U_y — передаточные числа соответствующих агрегатов системы — КП (к.п на j -й передаче), РК (р.к), главной (о) и колесной (кр) передач ведущего моста; $X_{a(p)}, \ddot{X}_{a(p)}$ — линейные перемещения и ускорения соответствующих звеньев автопоезда; r_k — радиус качения ведущих колес тягача.

Кинематические параметры трансмиссий моделей лесовозных тягачей — объектов исследований приведены в табл. 1.

Определение упругоинерционных параметров принятой динамической схемы по моделям тягачей осуществлялось как аналитическим (на основании конструктивных чертежей с использованием выражений и зависимостей, приведенных в работах [3–4]), так и экспериментальным [5] путем.

Суммарная жесткость $C_{f,u}^x$ линейной связи тягача с ПР определялась как расчетным (по известным формулам курса "Сопротивления материалов"), так и экспериментальным (по замеряемому прогибу) путем.

Обобщенные значения упругоинерционных параметров принятой динамической схемы автопоезда по моделям тягача приведены в табл. 2–4.

При расчете собственных частот колебаний принятой динамической схемы автопоезда решение системы дифференциальных уравнений (1) осуществлялось матричным методом:

$$I\ddot{W} + CW = 0,$$

где I — квадратная матрица коэффициентов инерции размерностью $n \times n$; C — симметричная матрица коэффициентов жесткости размерностью $n \times n$; W — координатная одностолбцовая матрица размерностью $n \times 1$.

Расчеты проводились на ЭВМ ЕС-1055 по специально разработанной программе. В основу алгоритма расчета положен один из итерационных методов — метод вращения (метод Якоби). Так как принятая крутильная колебательная система тягача автопоезда является полуопределенной (тягач движется как твердое тело), то низшая собственная частота его колебаний равна нулю.

Таблица 1. Кинематические параметры трансмиссий моделей тягачей

Модели тягача	Передаточные числа								$r_{\text{к.}}^1$ м^2	
	У _{КП} на передачах КП									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII		
1 с МТ	5,26	2,9	1,52	1,0	0,664	—	—	—	1,635 1,18	
2 с МТ	7,736	5,518	3,948	2,802	1,96	1,4	1,0	0,71	1,1 2,272 3,429	
1 с ГМТ	2,664	1,574	1,0	0,654	—	—	—	—	1,635 1,18 2,667 3,105 0,535 0,549	
2 с ГМТ	2,664	1,574	1,0	0,654	—	—	—	—	1,1 2,272 3,429	

Примечания. 1 – в числителе указано число для I передачи РК, в знаменателе – для II; 2 – в числителе дан радиус колеса для тягача с полной нагрузкой, в знаменателе – для тягача с погруженным на его шасси ПР.

Таблица 2. Значения жесткостей динамической системы автопоезда по моделям тягача

Модели тягача	Крутильные C_i^φ , 10^5 Нм/рад					$C_{\text{с.ц.}}^x$, 10^5 Н/м
	$C_{\text{з.в}}^\varphi$ 1	$C_{\text{з.п}}^\varphi$	$C_{\text{з.з}}^\varphi$	$C_{\text{ш.п}}^\varphi$	$C_{\text{ш.з}}^\varphi$	
1	0,757 0,837	0,055	0,071	3,64	7,96	6500
2	1,073	0,083	0,112	3,64	7,96	6500

Примечание. 1 – в числителе указана жесткость для I передачи РК, в знаменателе – для II.

Таблица 3. Значения жесткости $C_{\text{з.к}}^\varphi$ (10^5 Нм/рад) динамической системы моделей КП на различных передачах

Модели КП	Передачи КП							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
ЯМЗ-236П	0,063	0,115	0,226	0,450	0,422	—	—	—
ЯМЗ-238А	0,023	0,035	0,076	0,059	0,063	0,070	0,174	0,076
ГМП	0,136	0,260	0,423	0,453	—	—	—	—

Таблица 4. Массовые параметры динамической системы автопоезда по моделям тягача

Модели тягача	Моменты инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$				Массы, кг	
	$I_{\text{д},j}$	$I_{\text{к},j}^1$	$I_{\text{р.к}}^2$	$I_{\text{к.п}}$	$I_{\text{к.з}}$	$m_{\text{ах}}^3$
1 с МТ ⁴	4,782	0,164	$\frac{0,79}{0,754}$	40,388	99,363	$\frac{15880}{12760}$
2 с МТ	4,777	$\frac{2,082}{0,181}$	0,669	75,29	121,104	$\frac{16000}{13000}$
1 с ГМТ	3,322	0,93	$\frac{0,79}{0,754}$	40,388	99,363	$\frac{15880}{12760}$
2 с ГМТ	3,322	0,93	0,669	75,29	121,104	$\frac{16000}{13000}$

Примечания. 1 — в числителе дан момент инерции для I—IV передач РК, в знаменателе — для V—VIII; 2 — в числителе приведен момент инерции для I передачи РК, в знаменателе — для II; 3 — в числителе указаны массы для тягача с частью полезной нагрузки, в знаменателе — для тягача с погруженным ПР; 4 — массы звеньев автопоезда приведены по результатам взвешивания при экспериментальных исследованиях.

Результаты расчетов частот f_j по моделям тягача приведены в табл. 5, где j — порядковый номер передачи КП, причем для автопоезда с моделью тягача 1 они представлены для включенной II передачи РК, используемой в большинстве эксплуатационных режимов. Анализ приведенных данных свидетельствует о том, что исследуемая динамическая система автопоезда с различными моделями тягачей является многочастотной, начиная с нулевой частоты и кончая 205 Гц для деталей КП и РК.

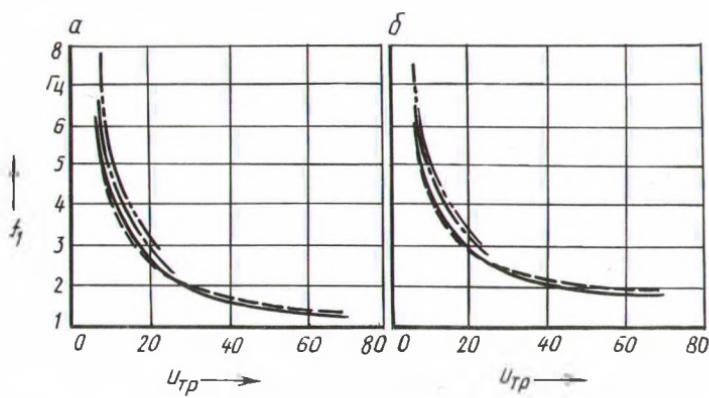


Рис. 2. Зависимость первой частоты колебаний трансмиссии по моделям тягача от общего передаточного числа U_{tp} для автопоездов с полезной нагрузкой (а) и погруженным ПР (б):
— 1 с МТ; — 2 с МТ; — 1 с ГМТ; -·- 2 с ГМТ.

Таблица 5. Собственные частоты колебаний f_j (Гц) автомашины с полезной нагрузкой по моделям тягача

Модель тягача	Колебательный контур схемы (рис. 1)	Передача КП						VII	VIII
		I	II	III	IV	V	VI		
1 с МТ	$I_{\text{д}} - m_{\text{ax}} (f_1)$	1,42	1,99	3,25	4,59	6,06	—	—	—
	$I_{\text{д}} - I_{\text{к}} (f_5)$	203,09	172,85	153,80	150,69	138,69	—	—	—
	$I_{\text{к}} - I_{\text{п,к}} (f_4)$	54,80	49,14	42,71	41,92	33,80	—	—	—
	$I_{\text{п,к}} - I_{\text{к,п}} (f_3)$	21,22	21,15	21,05	21,12	20,84	—	—	—
	$I_{\text{п,к}} - I_{\text{к,3}} (f_2)$	17,79	17,73	17,65	17,78	17,58	—	—	—
	$m_{\text{ax}} - m_{\text{px}} (f_{\text{с,и}})$	43,59	43,59	43,59	43,59	43,59	—	—	—
2 с МТ	$I_{\text{д}} - m_{\text{ax}} (f_1)$	1,39	1,58	1,90	2,30	2,93	3,64	5,02	5,04
	$I_{\text{д}} - I_{\text{к}} (f_4)$	38,58	34,87	36,61	26,07	37,78	33,72	35,56	29,15
	$I_{\text{к}} - I_{\text{п,к}} (f_5)$	84,82	84,26	84,47	83,29	150,78	146,89	148,30	143,25
	$I_{\text{п,к}} - I_{\text{к,п}} (f_2)$	16,23	16,10	16,22	15,30	15,02	14,25	15,06	12,42
	$I_{\text{п,к}} - I_{\text{к,3}} (f_3)$	17,37	17,37	17,34	17,34	17,33	17,33	17,34	17,33
	$m_{\text{ax}} - m_{\text{px}} (f_{\text{с,и}})$	44,13	44,13	44,13	44,13	44,13	44,13	44,13	44,13
1 с ГМТ	$I_{\text{д}} - m_{\text{ax}} (f_1)$	2,40	3,58	4,94	6,21	—	—	—	—
	$I_{\text{д}} - I_{\text{к}} (f_4)$	41,57	37,18	34,00	28,38	—	—	—	—

$I_{\mathbf{k}} - I_{\mathbf{p}, \mathbf{k}} (f_5)$	87,46	84,89	83,29	81,70
$I_{\mathbf{p}, \mathbf{k}} - I_{\mathbf{k}, \mathbf{p}} (f_2)$	21,15	21,13	21,18	21,06
$I_{\mathbf{p}, \mathbf{k}} - I_{\mathbf{k}, \mathbf{p}} (f_3)$	17,74	17,77	17,90	17,96
$m_{\mathbf{ax}} - m_{\mathbf{p}x} (f_{\text{c.u}})$	43,59	43,59	43,59	43,59
$I_{\mathbf{p}} - m_{\mathbf{p}x} (f_1)$	2,86	4,27	5,80	7,11
$I_{\mathbf{p}} - I_{\mathbf{k}} (f_4)$	43,84	39,12	35,67	29,81
$I_{\mathbf{k}} - I_{\mathbf{p}, \mathbf{k}} (f_5)$	97,03	94,93	93,60	92,29
$I_{\mathbf{p}, \mathbf{k}} - I_{\mathbf{k}, \mathbf{p}} (f_2)$	16,30	16,43	16,83	17,07
$I_{\mathbf{p}, \mathbf{k}} - I_{\mathbf{k}, \mathbf{p}} (f_3)$	17,38	17,38	17,42	17,50
$m_{\mathbf{ax}} - m_{\mathbf{p}x} (f_{\text{c.u}})$	44,13	44,13	44,13	44,13

2 c ΓMT

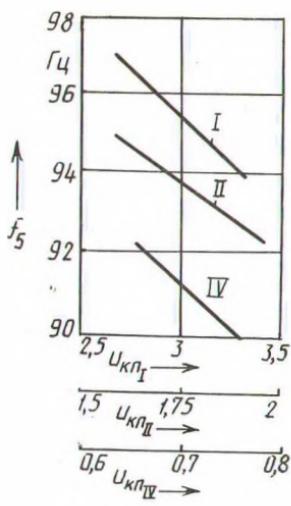


Рис. 3. Зависимость пятой частоты колебаний трансмиссии тягача 2 с ГМТ от передаточного числа КП на передачах (римской цифрой обозначен номер передачи).

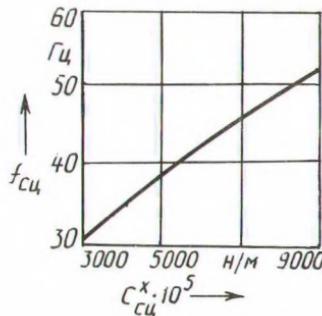


Рис. 4. Зависимость частоты продольных колебаний ПР от суммарной жесткости связи его с тягачом.

Следует отметить, что первая (низшая) f_1 частота колебаний трансмиссии существенно зависит от общего передаточного числа $U_{\text{тр}}$ и изменяется по нелинейной, близкой к гиперболической зависимости (рис. 2). Это объясняется тем, что приведенная жесткость трансмиссии с увеличением ее передаточного числа снижается значительно, чем приведенный момент инерции поступательно движущейся массы тягача. Сравнение этих зависимостей по моделям тягача для автопоездов с полезной нагрузкой и погруженным ПР (характерные эксплуатационные их состояния) показывает, что частота колебаний трансмиссии тягача с погруженным ПР повышается от 14,6–41,7 % на низших до 3,0–3,5 % на высших передачах.

Уменьшение передаточного числа КП в пределах всего ряда для всех типов трансмиссий вызывает уменьшение частот колебаний деталей КП и РК (табл. 5, рис. 3). Вторая f_2 и третья f_3 собственные частоты колебаний трансмиссии не зависят от номера включенной передачи КП. Для автопоезда на базе тягача с ГМТ при заблокированном ГДТ с увеличением передаточного числа КП в пределах одной передачи происходит пропорциональное уменьшение частоты колебаний деталей РК f_5 (см. рис. 3), при этом частота колебаний деталей КП f_4 остается практически неизменной.

Увеличение суммарной жесткости продольной связи тягача с ПР, зависящей в основном от геометрических параметров, динамических характеристик и объема перевозимой пачки деревьев, приводит к пропорциональному увеличению частоты f_{cu} продольных колебаний прицепа (рис. 4).

Расчетные данные по первой частоте колебаний расходятся в пределах 18 % с результатами обработки осцилограмм крутящего момента в механиче-

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

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

ЛИТЕРАТУРА

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

УДК 629.114.3

О.В. ПЕТРОВИЧ, А.И. КИРИЛЬЧИК

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

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

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