

**ТРАНСПОРТ**

УДК 629.113-585.2: 531.3

**П. М. Галямов****УПРОЩЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С РАЗВЕТВЛЕНИЕМ НА РЕАКТИВНОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ПОСРЕДСТВОМ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ К ЦЕПНОМУ ВИДУ**

Статья посвящена разработке метода упрощения динамических схем трансмиссий мобильных машин с разветвлением на реактивной податливости посредством преобразования к цепному виду. Установлено, что существующие методы упрощения разветвленных динамических схем имеют ряд недостатков, таких как ограниченная область применения или невозможность учета момента инерции реактивной массы. Предложен метод упрощения динамических схем трансмиссий мобильных машин с разветвлением на реактивной податливости посредством преобразования к цепному виду, который дает практически точные результаты, если в исходной схеме парциальная частота подсистемы «реактивная масса – реактивная податливость – жесткая заделка» существенно превосходит верхнюю границу исследуемого частотного диапазона.

**Введение**

Известно, что комфортабельность мобильных машин и срок службы их трансмиссий во многом определяются характером протекания переходных процессов [1]. На различных стадиях проектирования переходные процессы в трансмиссиях мобильных машин исследуют на механических моделях с сосредоточенными параметрами. При этом на этапе начальной схематизации получают модели, которые, как правило, содержат большое количество элементов, а также имеют цепные, разветвленные и кольцевые участки [2, С. 147]. Использование многомассовых моделей не всегда оправдано (например, опыт экспериментальных исследований динамических импульсных нагрузок в трансмиссиях мобильных машин показывает, что они определяются, в основном, первой формой собственных колебаний трансмиссии [3, С. 81, 82]; исключение из динамической системы подсистем с парциальными частотами, более чем в 2 раза превосходящими верхнюю границу рассматриваемого частотного диапазона, в большинстве случаев приводит к искажению динамических характеристик, не пре-

восходящему 5 % [2, С. 157]). Более того, использование моделей со значительным количеством степеней свободы может привести к появлению некорректных результатов расчета. Последнее имеет место при использовании численных методов для анализа так называемых плохо обусловленных систем – систем, параметры элементов которых различаются на несколько порядков [4, С. 155; 5; 6].

Так как с ростом размерности задачи плохая обусловленность возрастает [7, С. 49], то перед компьютерным моделированием динамики сложных систем следует проводить их упрощение, позволяющее исключить высокочастотные степени свободы, которые не вносят существенный вклад в формирование динамической нагруженности, но значительно осложняют численное решение уравнений динамики, заставляя уменьшать шаг интегрирования, что приводит к росту числа итераций и величины накопленной погрешности, а также увеличению времени расчета и возможности появления некорректных результатов. Таким образом, методы

упрощения динамических схем, применявшиеся в «докомпьютерную» эпоху только для облегчения труда расчетчика, в настоящее время не только не потеряли свою актуальность, но и, напротив, их востребованность резко возросла именно по причине специфики численных методов, часто дающих некорректные результаты при расчете систем с большим разбросом собственных частот. Кроме того, понижение размерности дает колоссальную экономию машинного времени при решении оптимизационных задач.

### ***Существующие способы упрощения динамических схем***

Любая динамическая схема характеризуется топологией и компонентным составом [8]. С точки зрения топологии различают цепные, разветвленные и кольцевые динамические схемы. Для расчетов наиболее удобны цепные схемы. Они характеризуются простотой и наглядностью составления уравнений движения, достаточно глубокой теоретической проработанностью, а также возможностью легкой формализации и алгоритмизации частотного и динамического анализа. Для упрощения цепных динамических схем был создан метод парциальных частот [9, С. 7], каждый шаг применения которого позволяет путем исключения подсистемы с наивысшей парциальной частотой уменьшить на единицу число степеней свободы исходной динамической системы. Благодаря простым соотношениям между параметрами исходной и упрощенной динамической схемы, отсутствию искажения квазистатической составляющей нагрузочного режима и легкости формализации этот метод прочно вошел в практику станкостроения и автомобилестроения. Однако метод парциальных частот позволяет проводить упрощение только цепных участков, с его помощью нельзя перейти от разветвленной схемы к цепной [10, С. 120]. Универсальный метод, позволяющий преобразовать динамическую схему любой конфигурации в цепную, еще не создан.

Из результатов, полученных в данном направлении, следует отметить опубликованный в [11, С. 51, 52; 12] способ преобразования кольцевой динамической схемы в разветвленную расщеплением одной из масс кольца на две фиктивные массы. И для перехода от схемы произвольной конфигурации к цепной необходимо разработать метод преобразования разветвленных схем в цепные.

Следует отметить, что существует два вида разветвлений: разветвление на массу (бездифференциальное) и разветвление на податливости (дифференциальное), причем первый вид разветвления приводится ко второму по методике, описанной в [2, С. 153]. Однако преобразование дифференциальных разветвлений затруднено тем, что соотношение угловых скоростей выходных звеньев дифференциального элемента заранее неизвестно [13, С. 31]. По этой причине применительно к трансмиссиям мобильных машин указанная задача решена только для одного частного случая – наличия разветвления на симметричном межколесном дифференциале [10, С. 129]. Отметим, что на возможность перехода от разветвленной схемы с симметричными ветвями к цепной указано (по-видимому, впервые) в [14, С. 136], однако аналитическое решение в ней не приведено. В настоящей статье поставлена задача получить решение для еще одного частного случая, характерного для автомобилестроения, – случая наличия в динамической схеме реактивных звеньев подвески ведущего моста.

### ***Предлагаемый способ упрощения разветвленных динамических схем с реактивным контуром подвески ведущего моста***

В [15, С. 34] указывается, что трансмиссию транспортного средства целесообразно представлять в виде разветвленной динамической схемы, в состав которой входят реактивные массы и податливости. Учет этой рекомендации

применителен к трансмиссии автомобиля, в составе которой содержится массивная балка ведущего моста, имеющая возможность совершать крутильные колебания в продольной плоскости на работающих на кручение упругих элементах подвески; приводит к разветвленной динамической схеме, содержащей один трехзвенный дифференциальный механизм [2, С. 18], характерной особенностью которого является постоянное равенство нулю средней скорости [13, С. 32] одной из выходных масс этого дифференциального механизма – реактивной массы. А поскольку общая методика упрощения дифференциального разветвления при неравенстве угловых скоростей выходных звеньев не создана, то при исследовании динамики трансмиссии автомобиля реактивный контур либо не учитывается совсем (например в [16]), либо учитывается приближенно посредством увеличения крутильной податливости трансмиссии на величину крутильной податливости подвески [17, С. 27]. Неполноценность первого подхода очевидна; при втором подходе рассматривается только реактивная крутильная податливость, а реактивная масса не принимается во внимание. Но частота, вносимая реактивным контуром, определяется не самими вели-

чинами масс и податливостей, а их произведением. Следовательно, при таком способе упрощения может быть исключена реактивная подсистема с частотой, находящейся в пределах исследуемого частотного диапазона, что приведет к недопустимому искажению динамических характеристик в этом диапазоне. Предлагаемый метод упрощения динамической схемы с реактивным контуром наиболее полно учитывает физические характеристики последнего, причем оба рассмотренных выше приближенных подхода к решению данной задачи могут рассматриваться как частные случаи предлагаемого метода.

### Вывод основных расчетных соотношений

Пусть в трансмиссии исследуемой мобильной машины содержится подсистема, включающая ведущий мост, динамическая схема которого при учете реактивного контура подвески является разветвленной и имеет вид, представленный на рис. 1 [2, С. 18].

Предположим, что для данной разветвленной схемы имеется цепной аналог, представленный на рис. 2.

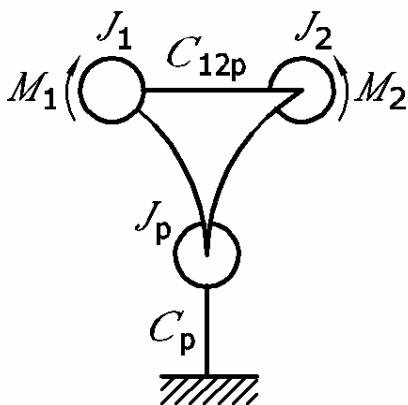


Рис. 1. Исходная разветвленная схема фрагмента трансмиссии

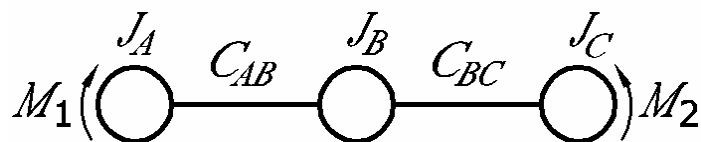


Рис. 2. Упрощенная цепная схема фрагмента трансмиссии

На рис. 1 представлена исходная разветвленная динамическая схема фрагмента трансмиссии к массам, обладающим моментами инерции  $J_1$  и  $J_2$ , приложены входной и выходной моменты  $M_1$  и  $M_2$  соответственно. Это могут быть как внешние (момент двигателя, момент сопротивления качению колес и т. п.), так и внутренние (моменты упругих звеньев прилегающих подсистем) моменты. Учет реактивного контура приводит к разветвлению на упругом звене с жесткостью  $C_{12P}$ , имитирующем крутильную жесткость полуосей ведущего моста. В рассматриваемой подсистеме присутствуют реактивная масса  $J_P$  и упругое звено с жесткостью  $C_P$ , имитирующее жесткость подвески на выкручивание (реактивное звено). Считаем, что упругоинерционные параметры всех названных элементов подсистемы, представленной на рис. 1 (далее – исходной подсистемы), известны и приведены к одному валу. На основе этой информации определим неизвестные приведенные моменты инерции  $J_A, J_B, J_C$  и жесткости  $C_{AB}$  и  $C_{BC}$  элементов, представленной на рис. 2 цепной динамической схемы (далее – упрощенной подсистемы) из условия, что момент в упругом звене  $C_{12P}$  исходной подсистемы адекватно воспроизводится упругим звеном  $C_{AB}$  упрощенной подсистемы, поскольку при исследовании динамической нагруженности трансмиссии практический интерес представляют только моменты в упругих валах трансмиссии, а не реактивный момент в звене  $C_P$ , представляющем подвеску.

Динамические процессы в исходной подсистеме (см. рис. 1) описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_{12P}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_{12P} - M_2; \\ J_P \ddot{\varphi}_P = M_{12P} - M_P; \\ M_{12P} = C_{12P}(\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_P); \\ M_P = C_P \varphi_P, \end{cases} \quad (1)$$

где  $M_{12P}$  и  $M_P$  – динамические моменты в упругих звеньях  $C_{12P}$ ;  $\varphi_i$  – углы поворота масс  $J_i$ .

Разделим первые три уравнения системы (1) на величину соответствующего момента инерции, а последние два – продифференцируем дважды [18]:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = (M_1 - M_{12P}) / J_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = (M_{12P} - M_2) / J_2; \\ \ddot{\varphi}_P = (M_{12P} - M_P) / J_P; \\ \ddot{M}_{12P} = C_{12P}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_P); \\ \ddot{M}_P = C_P \ddot{\varphi}_P. \end{cases} \quad (2)$$

Подставим угловые ускорения масс из первых трех уравнений системы (2) в последние два и преобразуем по Лапласу, введя оператор дифференцирования  $p = d/dt$ :

$$\begin{cases} p^2 M_{12P}(p) + C_{12P} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_P} \right) M_{12P}(p) - \\ - \frac{C_{12P}}{J_P} M_P(p) = C_{12P} \left( \frac{M_1(p)}{J_1} + \frac{M_2(p)}{J_2} \right); \\ - \frac{C_P}{J_P} M_{12P}(p) + p^2 M_P(p) + \frac{C_P}{J_P} M_P(p) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Из системы (3) найдем изображение по Лапласу интересующего нас момента в упругом звене  $C_{12P}$  исходной подсистемы:

$$\begin{aligned} M_{12P}(p) &= \left[ C_{12P} \left( \frac{M_1(p)}{J_1} + \frac{M_2(p)}{J_2} \right) \times \right. \\ &\times \left. \left( p^2 + \frac{C_P}{J_P} \right) \right] / \left[ \left( p^2 + C_{12P} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_P} \right) \right) \times \right. \\ &\times \left. \left( p^2 + \frac{C_P}{J_P} \right) - \frac{C_{12P} C_P}{J_P^2} \right]. \end{aligned} \quad (4)$$

Движение упрощенной подсистемы (см. рис. 2) описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} J_A \ddot{\varphi}_A = M_1 - M_{AB}; \\ J_B \ddot{\varphi}_B = M_{AB} - M_{BC}; \\ J_C \ddot{\varphi}_C = M_{BC} - M_2; \\ M_{AB} = C_{AB}(\varphi_A - \varphi_B); \\ M_{BC} = C_{BC}(\varphi_B - \varphi_C), \end{cases} \quad (5)$$

из которой после выполнения аналогичных алгебраических операций найдем изображение по Лапласу момента в упругом звене  $C_{AB}$  упрощенной подсистемы:

$$\begin{aligned} M_{AB}(p) = & \left[ C_{AB} \frac{M_1(p)}{J_A} \left( p^2 + C_{BC} \left( \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_C} \right) \right) + \right. \\ & \left. + C_{BC} \frac{M_2(p) C_{AB}}{J_C J_B} \right] / \left[ \left( p^2 + C_{AB} \left( \frac{1}{J_A} + \frac{1}{J_B} \right) \right) \times \right. \\ & \left. \times \left( p^2 + C_{BC} \left( \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_C} \right) \right) - \frac{C_{AB} C_{BC}}{J_B^2} \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Сравнивая структуру знаменателей выражений (4) и (6) видим, что она одинакова. Однако числитель выражения (4) будет иметь такую же структуру, как и числитель выражения (6) только тогда, когда  $p^2 + \frac{C_p}{J_p} \approx \frac{C_p}{J_p}$ . С учетом того, что  $p = j\omega$ , где  $j$  – мнимая единица, а  $\sqrt{\frac{C_p}{J_p}} = \omega_{\text{ПР}}$  – парциальная частота подсистемы «реактивная масса – реактивная податливость – жесткая заделка», рассматриваемое условие эквивалентности числителей выражений (4) и (6) запишется в виде:

$$1 - \frac{\omega^2}{\omega_{\text{ПР}}^2} \approx 1. \quad (7)$$

Условие (7) выполняется, когда

$$\frac{\omega_{\text{max}}}{\omega_{\text{ПР}}} = \varepsilon < 1,$$

где  $\omega_{\text{max}}$  – верхняя граница исследуемого частотного диапазона,  $\omega_{\text{max}} = 0,5 \dots 0,7$  [10, С. 121].

Иными словами, упрощение исходной разветвленной динамической схемы с реактивными звеньями путем преобразования в цепную возможно в том случае, когда парциальная частота ее подсистемы «реактивная масса – реактивная податливость – жесткая заделка» в несколько раз превосходит верхнюю границу исследуемого частотного диапазона.

Если условие (7) выполняется, то для того, чтобы момент в упругом звене  $C_{12P}$  исходной подсистемы адекватно воспроизводился упругим звеном  $C_{AB}$  упрощенной подсистемы, еще необходимо выполнение следующих соотношений, вытекающих из сопоставления выражений (4) и (6):

$$\begin{cases} \frac{C_{AB}}{J_A} = \frac{C_{12P}}{J_1}; \\ C_{BC} \left( \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_C} \right) = \frac{C_p}{J_p}; \\ \frac{C_{AB} C_{BC}}{J_B J_C} = \frac{C_{12P} C_p}{J_2 J_p}; \\ C_{AB} \left( \frac{1}{J_A} + \frac{1}{J_B} \right) = C_{12P} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_p} \right); \\ \frac{C_{AB} C_{BC}}{J_B^2} = \frac{C_{12P} C_p}{J_p^2}. \end{cases} \quad (8)$$

Решением системы (8) является:

$$\begin{cases} J_A = J_1; \\ J_B = \frac{J_2 J_p}{J_2 + J_p}; \\ J_C = \frac{J_2^2}{J_2 + J_p}; \\ C_{AB} = C_{12P}; \\ C_{BC} = C_p \left( \frac{J_2}{J_2 + J_p} \right)^2. \end{cases} \quad (9)$$

Таким образом, при упрощении разветвленной динамической схемы трансмиссии с реактивным звеном преобразованием в цепную, параметры эквивалентной цепной динамической схемы следует определять по выражениям (9). Полученная цепная схема может быть далее упрощена методом парциальных частот.

#### **Подтверждение адекватности полученных расчетных соотношений**

Об адекватности выражений (9) свидетельствует приведенный ниже анализ частных случаев, встречающихся в расчетной практике:

– масса  $J_p$  исходной подсистемы пренебрежимо мала по сравнению с остальными. Это справедливо, когда в подвеске исследуемого автомобиля нет массивных деталей (подрамников), жестко связанных с балкой ведущего моста. Тогда, положив в (9)  $J_p = 0$ , получим, что в упрощенной подсистеме  $J_B = 0$ ,  $C_{BC} = C_p$ ,  $J_C = J_2$ . То есть при  $J_p = 0$  приведенная на рис. 2 трехмассовая упрощенная подсистема вырождается в двухмассовую, массы которой связаны одним упругим звеном, эквивалентным последовательному соединению упругих звеньев трансмиссии  $C_{12p}$  и подвески на выкручивание  $C_p$ . Такой способ схематизации рассмотрен в [17, С. 27];

– масса  $J_p$  имеет относительно жесткое крепление к раме машины (например, трамваи и локомотивы с челюстными тележками). В этом случае угловые перемещения названной массы ничтожно малы и ими можно пренебречь, считая, что  $C_p = \infty$ . Тогда из (9) следует, что  $C_{BC} = \infty$ , и с физической точки зрения массы  $J_B$  и  $J_C$  (см. рис. 2) объединяются в одну. Просуммировав второе и третье уравнения системы (9), можно установить, что момент инерции этой объединенной массы будет равен  $J_2$ . Это соответствует схематизации трансмиссии без учета реактивных звеньев [16].

#### **Пример использования предлагаемого метода упрощения**

Для оценки адекватности предложенного метода выполнялось расчетное определение максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей ГАЗ–53А, ЗИЛ–130 и МАЗ–500А при интенсивном включении сцепления. При этом трансмиссии исследуемых автомобилей представлялись в виде разветвленной динамической схемы с тремя упругими звеньями, одно из которых – реактивное (рис. 3, а).

На рис. 3 использованы следующие условные обозначения. Маховые массы:  $J_T$  – ведомых деталей сцепления и трансмиссии;  $J_p$  – балки ведущего моста (реактивная масса);  $J_K$  – ведущих колес;  $J_A$  – маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля. Упругие звенья:  $C_T$  – трансмиссии;  $C_p$  – подвески ведущего моста на выкручивание;  $C_K$  – шин ведущих колес.

Моделирование выполнялось с использованием численных значений упругоинерционных параметров, приведенных в [2, С. 172]. Интенсивное включение сцепления моделировалось приложением к массе  $J_T$  момента  $M_C$  [2, С. 97], нарастающего по закону

$$M_C = M_C^{\max} (1 - e^{-kt}),$$

где  $M_C^{\max}$  – момент трения сцепления; коэффициент  $k$ , учитывающий темп включения сцепления выбирался таким, чтобы за 0,04 с  $M_C$  достигал 95 %  $M_C^{\max}$ , что соответствует экспериментальным данным [17, С. 30].

Нагруженность трансмиссии в указанном переходном процессе оценивалась с помощью коэффициента динамичности – отношений максимальных динамических моментов в упругих звеньях трансмиссии к моменту трения сцепления  $M_C^{\max}$ . Затем исходная динамическая схема (см. рис. 3, а) упрощалась преобразованием к цепному виду с использованием разработанного метода,

и для полученной схемы (см. рис. 3, б) проводился расчет коэффициентов динамичности при тех же значениях момента трения сцепления и том же законе его на-

растания, что и для исходной разветвленной схемы. Результаты расчета приведены в табл. 1.

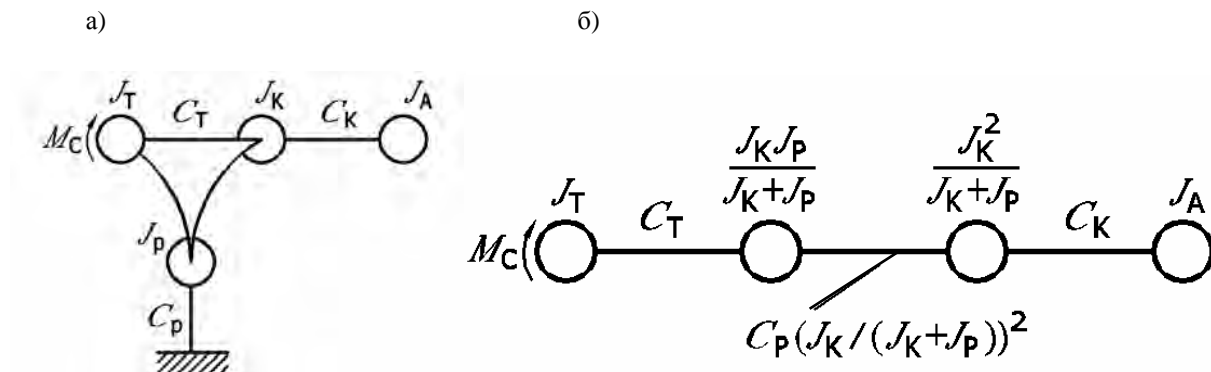


Рис. 3. Динамические схемы для расчета максимальных нагрузок в трансмиссиях автомобилей: а – исходная с реактивными звеньями; б – упрощенная цепная

Табл. 1. Собственные частоты и коэффициенты динамичности трансмиссий автомобилей ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и МАЗ-500А

Автомобиль	Схема передач	Исходная разветвленная схема (рис. 3, а)						Упрощенная цепная схема (рис. 3, б)					
		$f_T$ , Гц	$f_K$ , Гц	$f_P$ , Гц	$K_{от}$	$K_{ок}$	$K_{оп}$	$f_T$ , Гц	$f_K$ , Гц	$f_P$ , Гц	$K_{от}$	$K_{ок}$	$K_{оп}$
ГАЗ-53А	I	4,39	17,0	23,8	1,868	1,918	1,924	4,05	16,8	26,1	1,870	1,980	1,926
	II	7,70	17,3	24,2	1,797	2,057	1,975	6,95	17,5	26,4	1,806	2,338	1,980
	III	9,45	17,3	24,4	1,720	2,220	2,033	8,79	18,1	26,4	1,756	2,463	1,955
	IV	14,1	18,1	26,6	1,544	2,699	2,150	11,7	21,3	27,5	1,546	2,825	2,017
ЗИЛ-130	I	3,30	16,5	26,1	1,849	1,845	1,875	3,12	16,4	27,7	1,851	1,892	1,872
	II	5,40	16,6	27,7	1,863	1,981	1,917	5,13	16,7	29,0	1,865	2,050	1,931
	III	7,82	16,7	26,4	1,800	2,118	1,946	7,28	17,0	28,0	1,803	2,244	1,955
	IV	9,37	16,9	26,6	1,744	2,257	1,957	8,62	17,4	28,1	1,751	2,413	1,956
	V	10,2	17,0	26,5	1,714	2,346	1,977	9,27	17,6	28,0	1,723	2,529	1,954
МАЗ-500А	I	4,09	15,6	46,1	1,820	1,880	1,834	3,96	16,1	46,2	1,821	1,888	1,833
	II	6,54	15,9	46,3	1,810	2,052	1,845	6,32	16,4	46,4	1,813	2,068	1,850
	III	9,35	16,4	46,3	1,712	2,321	1,786	9,08	17,0	46,4	1,714	2,336	1,796
	IV	10,7	17,0	46,4	1,642	2,456	1,757	10,3	17,6	46,4	1,659	2,467	1,766
	V	11,6	17,5	45,5	1,610	2,543	1,736	11,1	18,0	45,5	1,619	2,570	1,746

В табл. 1 обозначены:  $f_T$  – собственная частота, вносимая в частотный спектр динамической системы упругим звеном

трансмиссии (первая собственная частота);  $f_K$  – собственная частота, вносимая в частотный спектр динамической систе-

мы упругостью шин ведущих колес (вторая собственная частота);  $f_p$  – собственная частота, вносимая в частотный спектр динамической системы упругостью реактивных звеньев (третья собственная частота);  $K_{dT}$ ,  $K_{dK}$ ,  $K_{dP}$  – коэффициенты динамичности названных упругих звеньев.

Анализ данных табл. 1 показывает, что коэффициенты динамичности  $K_{dT}$  для упругого звена  $C_T$ , представляющего трансмиссию, рассчитанные по исходной и упрощенной по предлагаемой методике динамическим схемам практически одинаковы (различие не более 2 %). Столь малое различие обусловлено тем, что для рассматриваемых автомобилей парциальная частота подсистемы «реактивная масса – реактивная податливость – жесткая заделка»  $\left( f_{\text{ПР}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_P}{J_P}} \right)$  составляет 21,1;

23,8 и 36,3 Гц (автомобили ГАЗ–53А, ЗИЛ–130 и МАЗ–500А соответственно), превышает верхнюю границу исследуемого частотного диапазона при апериодическом внешнем возмущающем воздействии, каковым является единичное включение сцепления; за верхнюю границу исследуемого частотного диапазона можно принимать собственную частоту, вносимую тем упругим звеном, в котором требуется определить максимальный момент в соответствии с заданной целью динамического расчета – упругим звеном  $C_T$  и величиной  $\varepsilon = \frac{f_T}{f_{\text{ПР}}} < 0,67$ .

### Выводы

1. При динамическом расчете трансмиссий мобильных машин посредством представления их в виде динамических схем с сосредоточенными параметрами возможны случаи, когда динамическая система будет плохо обусловленной – состоящей из элементов с большим разбросом упругих и инерционных параметров. Компьютерное моделирование подобных систем численными методами приводит к некорректным результатам. Действенным

способом улучшения обусловленности динамических систем является их упрощение перед моделированием численными методами.

2. Несмотря на наличие значительного количества публикаций по динамике трансмиссий мобильных и стационарных машин, крайне мало работ посвящено вопросам упрощения динамических схем. Если для упрощения цепных схем известен метод парциальных частот [9], то вопрос преобразования разветвленных схем в цепные решен только для случая разветвления на несколько симметричных ветвей [10, С. 128], а также разветвления на симметричном межколесном дифференциале. Известный способ приближенного учета реактивных звеньев путем увеличения приведенной податливости трансмиссии на величину реактивной податливости [17, С. 27] не учитывает значение момента инерции реактивной массы, что может привести к существенному искажению динамических характеристик, если парциальная частота реактивного контура окажется в пределах исследуемого частотного диапазона.

3. Разработан метод упрощения динамических схем трансмиссий мобильных машин с разветвлением на реактивной податливости посредством преобразования к цепному виду. Показано, что предложенный метод дает практически точные результаты, если в исходной схеме парциальная частота подсистемы «реактивная масса – реактивная податливость – жесткая заделка» существенно превосходит верхнюю границу исследуемого частотного диапазона. Установлено, что схематизация трансмиссии без учета реактивных звеньев, а также указанный выше известный способ их приближенного учета являются частными случаями предложенного метода.

4. Динамические расчеты трансмиссий автомобилей ГАЗ–53А, ЗИЛ–130 и МАЗ–500А по исходной и упрощен-



ной схемам подтверждает адекватность разработанного метода упрощения и правильность лежащих в его основе теоретических предпосылок. Высокая близость результатов расчета дает основание для использования созданного метода при проектировании, исследовании и расчете трансмиссий мобильных машин, а также создании соответствующего программного обеспечения на автомобильных заводах, в научно-исследовательских организациях, специализирующихся на проектировании и исследовании автомобильной техники, и в учебном процессе кафедр высших учебных заведений соответствующего профиля.

### Заключение

Близкое сходство коэффициентов динамичности, рассчитанных по исходной и упрощенной динамическим схемам, а также возможность получения двух известных (приближенных) способов учета реактивного контура как частных расчетных случаев, подтверждают правильность разработанного метода упрощения динамических схем трансмиссий мобильных машин с разветвлением на реактивной податливости посредством преобразования к цепному виду и дают основание для его использования в практике динамического анализа трансмиссий.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A study on the improvement of the shift characteristics for the passenger car automatic transmission / H.-S. Jo [etc.] // International Journal of Vehicle Design. – 2000. – Vol. 23, № 3/4. – P. 307–328.
2. Цитович, И. С. Динамика автомобиля / И. С. Цитович, В. Б. Альгин. – Минск : Наука и техника, 1981. – 191 с.
3. Цитович, И. С. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов / И. С. Цитович, Б. Е. Митин, В. А. Дзюнь. – Минск : Наука и техника, 1985. – 143 с.
4. Калабеков, Б. А. Методы автоматизированного расчета электронных схем в технике связи / Б. А. Калабеков, В. Ю. Лapidус, В. М. Малафеев. – М. : Радио и связь, 1990. – 272 с.
5. Кинематический, динамический и ресурсный расчеты в механике машин / В. Б. Альгин [и др.] // Теоретическая и прикладная механика : межведомств. сб. науч.-метод. ст. – Минск, 2005. – Вып. 19. – С. 42–50.
6. Ясницкий, Л. По ком звонит ANSYS? / Л. Ясницкий [Электрон. ресурс] // Новый компаньон. – 2005. – № 1 (342). – Режим доступа : [http : // nk.kama.ru / print.asp?](http://nk.kama.ru/print.asp?)
7. Компьютерная механика. Динамический и кинематический анализ механических систем: курс лекций / С. А. Гляков [и др.] ; под ред. М. А. Журавкова. – Минск : БГУ, 2006. – 375 с.
8. Пузанова, О. В. Переходные процессы при автоматическом управлении гидромеханической передачей / О. В. Пузанова // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2 (9). – С. 137–142.
9. Ривин, Е. И. Исследование вынужденных колебаний в станках и разработка методов их расчета и снижения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1970. – 40 с.
10. Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск : Наука и техника, 1995. – 256 с.
11. Островерхов, Н. Л. Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин / Н. Л. Островерхов, И. К. Русецкий, Л. И. Бойко. – Минск : Наука и техника, 1977. – 192 с.
12. Кахидзе, Р. В. Расчет частот собственных колебаний сложных кольцевых динамических систем / Р. В. Кахидзе // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 5. – С. 41–42.
13. Альгин, В. Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. – Минск : Наука и техника, 1986. – 214 с.
14. Шаталов, К. Т. Вынужденные колебания линейных цепных систем при учете всех внешних и внутренних трений / К. Т. Шаталов. – М.–Л. : АН СССР, 1949. – 140 с.
15. Цитович, И. С. Пути повышения надежности машин / И. С. Цитович, О. В. Берестнев. – Минск : Наука и техника, 1979. – 88 с.
16. Зельцер, Е. А. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля / Е. А. Зельцер, И. И. Малашков, Ю. Г. Стефанович // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 12. – С. 9–10.
17. Цитович, И. С. Расчеты по предельным состояниям валов, шестерен и подшипников автомобиля / И. С. Цитович. – Минск : БПИ им. И. В. Сталина, 1960. – 122 с.
18. Кожевников, С. Н. Динамические явления при разгоне станков, имеющих упругое звено в приводе / С. Н. Кожевников // Вестн. металлопромышленности. – 1935. – № 12. – С. 16–26.

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»  
Материал поступил 03.10.2007

**P. M. Haliamau**  
**Simplification mobile machine transmissions**  
**dynamical schemes ramified on reactive**  
**pliability by converting to the chain shape**

The state scientific institute «The Joint Institute  
of Mechanical Engineering of National Academy  
of Sciences of Belarus»

The paper is devoted to simplification mobile machine transmissions dynamical schemes ramified on reactive pliability by converting to the chain shape. It has been established that existing methods of ramified dynamical schemes simplification have such disadvantages as limited application field and reactive mass moment inertia neglecting. The method of simplification mobile machine transmissions dynamical schemes ramified on reactive pliability by converting to the chain shape has been proposed. It is shown that the proposed method will give good results if partial frequency of the subsystem «reactive mass – reactive pliability – rigid wall-up» in initial scheme essentially surpasses the upper limit of the explored frequency range.