

Л. А. Молибошко

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ С ПНЕВМОУСИЛИТЕЛЕМ В ПРИВОДЕ СЦЕПЛЕНИЯ

В настоящее время на ряде отечественных и зарубежных автомобилей и тракторов применяются сцепления, в приводе которых устанавливаются механические, электрические, гидравлические или комбинированные сервомеханизмы.

На отечественных автомобилях повышенной грузоподъемности, как правило, применяются пневматические усилители. Это связано, во-первых, с тем, что на таких автомобилях имеется тормозная система с пневматическим приводом. Кроме того, пневмоусилители просты в изготовлении и легко могут быть установлены в механический привод сцепления.

Установка в приводе сцепления пневматического усилителя облегчает управление муфтой сцепления, однако, как показали исследования, может существенно изменить характер протекания переходных процессов в машинном агрегате автомобиля, и при определении работоспособности трансмиссии это необходимо учитывать.

На рис. 1 приведена схема привода сцепления с пневматическим усилителем.

Управление муфтой сцепления 3 осуществляется педалью 1 при помощи механического дистанционного привода, состоящего из системы рычагов и тяг. В механический привод встроен последовательно следящий механизм выключения сцепления 5. Цилиндр пневматического усилителя 4 установлен параллельно механическому приводу.

При нажатии на педаль выключения сцепления через систему рычагов и тяг включается следящий механизм, рабочая полость цилиндра при этом соединяется с ресивером 2 и сжатый воздух подается в цилиндр, снижая усилие на педали, необходимое для выключения муфты сцепления. При отпускании педали система рычагов и тяг возвращается в исходное положение, освобождается шток следящего механизма, который под воздействием пружины закрывает подвод сжатого воздуха к цилиндру, и рабочая полость цилиндра соединяется с атмосферой.

Для исследования процесса включения муфта сцепления и привод заменены механической моделью, в которой вращающиеся

и поступательно движущиеся детали представлены в виде дискретных масс, совершающих поступательное движение, и безынерционных упругих звеньев, соединяющих эти массы. Поскольку отдельные детали движутся с различными скоростями, то механическая

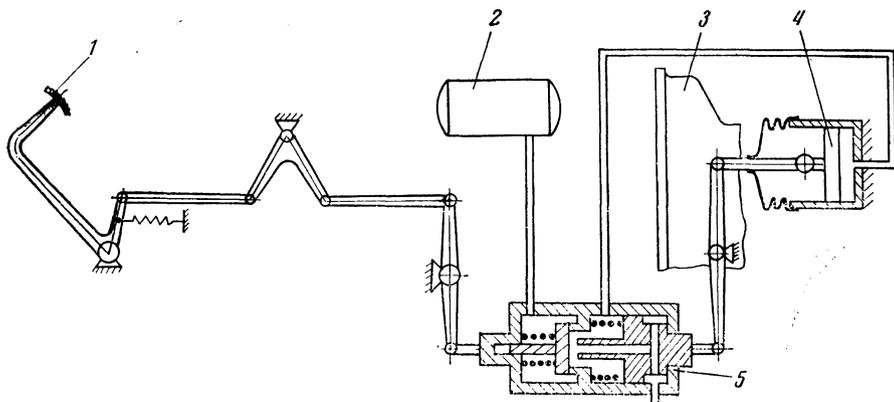


Рис. 1. Схема привода сцепления с пневмоусилителем.

модель заменена приведенной динамической схемой, в которой все массы имеют общую геометрическую ось движения (рис. 2, а).

Параметры динамических схем сцеплений автомобилей Минского (МАЗ-500, МАЗ-503 и др.) и Могилевского (МоАЗ-546, МоАЗ-546Е и др.) автомобильных заводов приведены в табл. 1.

Уравнения движения, описывающие поведение динамической схемы (рис. 2, а), имеют вид

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + \frac{1}{k_1} (x_1 - x_2) &= Q_1; \\
 m_2 \ddot{x}_2 - \frac{1}{k_1} (x_1 - x_2) + \frac{1}{k_2} (x_2 - x_3) &= -Q_2 - T_1 \operatorname{sign} \dot{x}_2; \\
 m_3 \ddot{x}_3 - \frac{1}{k_2} (x_2 - x_3) + \frac{1}{k_3} x_3 &= Q_3 - T_2 \operatorname{sign} \dot{x}_3; \\
 Q_2 &= (p - p_a) F; \\
 p &= p_0 + p \frac{x_2}{x_0} - \frac{RT}{x_0 F} \int_0^{\tau} G_{\text{сек}} dt,
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где R — газовая постоянная для воздуха, $R = 29,26 \frac{M}{1^\circ K}$; T — начальная температура воздуха в цилиндре, $^\circ K$; p_a — атмосферное;

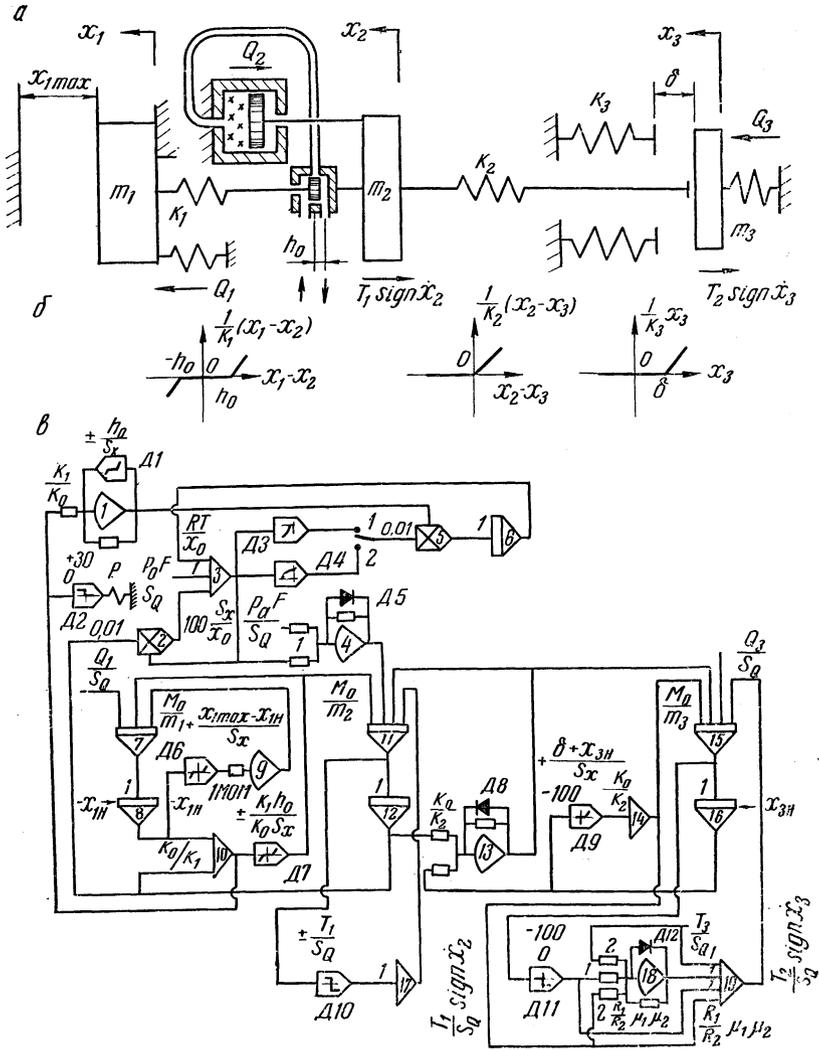


Рис. 2. Динамическая схема и блок-схема для исследования процесса включения сцепления с пневмоусилителем.

давление воздуха, кг/м^2 ; p и p_0 — давление воздуха соответственно в цилиндре и в ресивёре, кг/м^2 ; $G_{\text{сек}}$ — секундный расход воздуха, кг/сек .

Характеристики упругих звеньев k_1 , k_2 и k_3 приведены на рис. 2, б.

Таблица 1

Параметры		Марка автомобиля	
наименование	обозначение	МоАЗ-546	МАЗ-500
Масса, $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$	m_1	156	612
	m_2	32,4	12,9
	m_3	3,4	2,0
Податливость, $\frac{\text{м}}{\text{кг}}$	k_1	$0,28 \cdot 10^{-7}$	$0,18 \cdot 10^{-7}$
	k_2	$1,26 \cdot 10^{-7}$	$0,98 \cdot 10^{-7}$
	k_3	$0,2 \cdot 10^{-7}$	$0,1 \cdot 10^{-7}$
Зазор, м	δ	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
	h_0	$0,175 \cdot 10^{-3}$	$0,133 \cdot 10^{-3}$
Ход поршня, соответствующий рабочему объему пневмосистемы, м	x_0	$5,6 \cdot 10^{-3}$	$3,0 \cdot 10^{-3}$
	Q_1	150	350
Усилие, кг	$Q_{2\text{max}}$	4000	1485
	Q_3	1290	1840
Сила сопротивления, кг	T_1	100	100
	T_3	40	40
Площадь, м ²	f	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,26 \cdot 10^{-3}$
	F	0,0568	0,0278

При истечении воздуха (опорожнении или наполнении) возможны два режима: надкритический, когда расход воздуха не зависит от давления среды, в которую происходит истечение, и подкритический, когда расход воздуха зависит от давления среды, в которую происходит истечение.

При опорожнении происходит истечение воздуха из цилиндра, и секундный расход можно определить из следующих формул: для надкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f p \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{1}{RT} \frac{h}{h_0}}, \quad (2)$$

для подкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT}} \sqrt{p^2 \frac{k-1}{k} - p^{\frac{k-1}{k}} \frac{h}{h_0}}. \quad (3)$$

При наполнении происходит истечение воздуха из ресивера в цилиндр. В расчетах принято, что давление p_0 в ресивере остается все время постоянным.

Секундный расход в этом случае равен:
для надкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f p_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{1}{RT} \frac{h}{h_0}}, \quad (4)$$

для подкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f p_0 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \frac{h}{h_0}}. \quad (5)$$

В расчетах принято, что секундный расход воздуха пропорционален величине h хода штока клапана следящего механизма, что учтено отношением $\frac{h}{h_0}$, где h_0 — максимальное перемещение штока. Величина h равна

$$h = x_1 - x_2; \quad |h| \leq h_0. \quad (6)$$

При положительной величине h происходит опорожнение цилиндра пневматического усилителя. При отрицательном значении величины h секундный расход воздуха $G_{\text{сек}}$ становится также величиной отрицательной, что соответствует наполнению цилиндра пневмоусилителя.

Сила сопротивления T_1 перемещению массы m_2 обусловлена в основном трением поршня в цилиндре пневмоусилителя и принята постоянной.

Величина силы сопротивления T_2 перемещению массы m_3 пропорциональна моменту в муфте сцепления. С достаточной для расчетов точностью ее можно принять пропорциональной усилию, возникающему в упругом звене k_3 :

$$T_2 = \mu_1 \mu_2 \frac{R_1}{R_2} \frac{x_3}{k_3} + T_3, \quad (7)$$

где μ_1 , μ_2 — коэффициенты трения соответственно для фрикционных элементов муфты сцепления и для стали по стали; R_1 , R_2 — средние радиусы соответственно фрикционных накладок и направляющих шлицев нажимного диска; T_3 — сила сопротивления перемещению массы m_3 до соприкосновения трущихся поверхностей.

Если принять коэффициент трения μ_1 фрикционных элементов муфты сцепления величиной постоянной, то усилие сжатия, возникающее в упругом звене k_3 , будет пропорционально моменту трения сцепления:

$$M_c(t) = \frac{1}{k_3} x_3 \mu_1 R_1. \quad (8)$$

Аналитическое решение приведенной системы дифференциальных уравнений не представляется возможным, поэтому расчет был проведен с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ).

Блок-схема решения задачи на АВМ приведена на рис. 2, в.

Результаты исследования процесса включения сцепления автомобилей МАЗ и МоАЗ показывают, что минимальное время опорожнения цилиндра пневмоусилителя лежит в пределах 0,1—0,6 сек. Минимальное время нарастания момента трения сцепления автомобилей МАЗ составляет около 0,1 сек, а автомобилей МоАЗ — 0,4 сек. Без пневмоусилителя момент трения сцепления нарастает до максимального за 0,01—0,02 сек. Первоначальное кратковременное повышение момента трения сцепления при наличии пневмоусилителя объясняется ударом трущихся поверхностей в момент соприкосновения.

Характер изменения момента трения зависит в значительной степени от характера изменения усилия, создаваемого цилиндром пневмоусилителя.

Изучение результатов решения показывает, что если усилие цилиндра Q_2 превышает суммарное усилие пружин Q_1 и Q_3 на величину

$$\Delta Q = Q_2 - (Q_1 + Q_3), \quad (9)$$

то при включении сцепления величина ΔQ уменьшается при практически неподвижных массах. Когда ΔQ становится отрицательной величиной, массы начинают перемещаться.

Если максимальное усилие $Q_{2\max}$, создаваемое цилиндром пневмоусилителя, равно или превышает усилие пружин сцепления Q_3 , что имеет место на автомобилях МоАЗ, то, пока между трущимися поверхностями имеется зазор δ , среднее значение Q_2 равно Q_3 ; если же $Q_{2\max}$ меньше Q_3 , что имеет место на автомобилях МАЗ, то при наличии зазора δ усилие цилиндра Q_2 равно максимальному $Q_{2\max}$, и оно начнет уменьшаться только тогда, когда зазор δ будет выбран.

Таким образом, пока в процессе включения сцепления в муфте имеется зазор δ , усилие Q_2 , создаваемое цилиндром усилителя, практически остается постоянным.

Наличие сил сопротивления в системе, а также пружин в клапане следящего механизма несколько изменяет величину усилия, создаваемого цилиндром пневмоусилителя при выборе зазора в муфте сцепления, но не изменяет характера протекания процесса включения сцепления.

Как показали исследования, при выборе параметров муфты сцепления и привода величину максимального усилия цилиндра пневмоусилителя $Q_{2\max}$ следует выбирать равной усилию пружин сцепления Q_3 , а минимальное время опорожнения цилиндра — равным 0,4—0,5 сек. При таких параметрах обеспечивается, помимо других требований, предъявляемых к сцеплению, легкость управления, а также плавность включения.

Исследование влияния оттяжной пружины и пружин клапана следящего механизма показывает, что они являются необходимыми

элементами для включения сцепления. При их отсутствии сцепление, у которого максимальное усилие цилиндра Q_{max} равно или превышает усилие пружин сцепления Q_3 , вообще не может быть включено. Это отчетливо видно из анализа работы клапана следящего механизма.

Часть усилий оттяжной пружины и пружин клапана следящего механизма при включении сцепления идет на преодоление сил трения в шарнирных сочленениях рычагов и тяг, а также в самом клапане. Силы в шарнирах зависят от ряда факторов (зазоров, смазки и т. д.) и могут колебаться в значительных пределах. В связи с этим для обеспечения нормальной работы пневматического усилителя клапан следящего механизма необходимо располагать по возможности ближе к педали сцепления, чтобы исключить влияние сил трения в шарнирных сочленениях. Уменьшение и стабилизация сил трения в приводе также способствуют нормальной работе пневмоусилителя.

Следует отметить, что уменьшение сил сопротивления в сцеплении увеличивает склонность системы, состоящей из привода с пневмоусилителем и муфты, к автоколебаниям, однако при существующих силах сопротивления автоколебания не представляют опасности, даже если полностью устранить силы трения в шарнирных сочленениях.

Величина динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии, в значительной степени зависит от процессов, протекающих в сцеплении, которые, в свою очередь, определяются конструкцией и параметрами муфты и привода.

Сложная структура машинного агрегата автомобиля не позволяет составить непосредственно для него уравнения движения. В связи с этим машинный агрегат заменен четырехзвенной приведенной динамической схемой, в которой вращающиеся и поступательно движущиеся детали двигателя, трансмиссия, а также поступательно движущаяся масса автомобиля представлены в виде дискретных маховых масс, соединенных между собой безынерционными упругими звеньями (рис. 3, а).

Дифференциальные уравнения движения, описывающие систему при трогании с места, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\text{дв}} (\dot{\varphi}_1), \quad \frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2) \leq M_c(t); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_1} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_1} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_2} (\varphi_3 - \varphi_4) + (M_{\text{ХХ}} + M_{\eta}) \text{sign } \dot{\varphi}_3 &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{1}{e_2} (\varphi_3 - \varphi_4) + \frac{1}{e_3} (\varphi_4 - \varphi_5) + r(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) &= 0, \quad \frac{1}{e_3} (\varphi_4 - \varphi_5) \leq M_f; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{1}{e_3} (\varphi_4 - \varphi_5) - r(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) &= -M_f \text{sign } \dot{\varphi}_5. \end{aligned} \right\} (10)$$

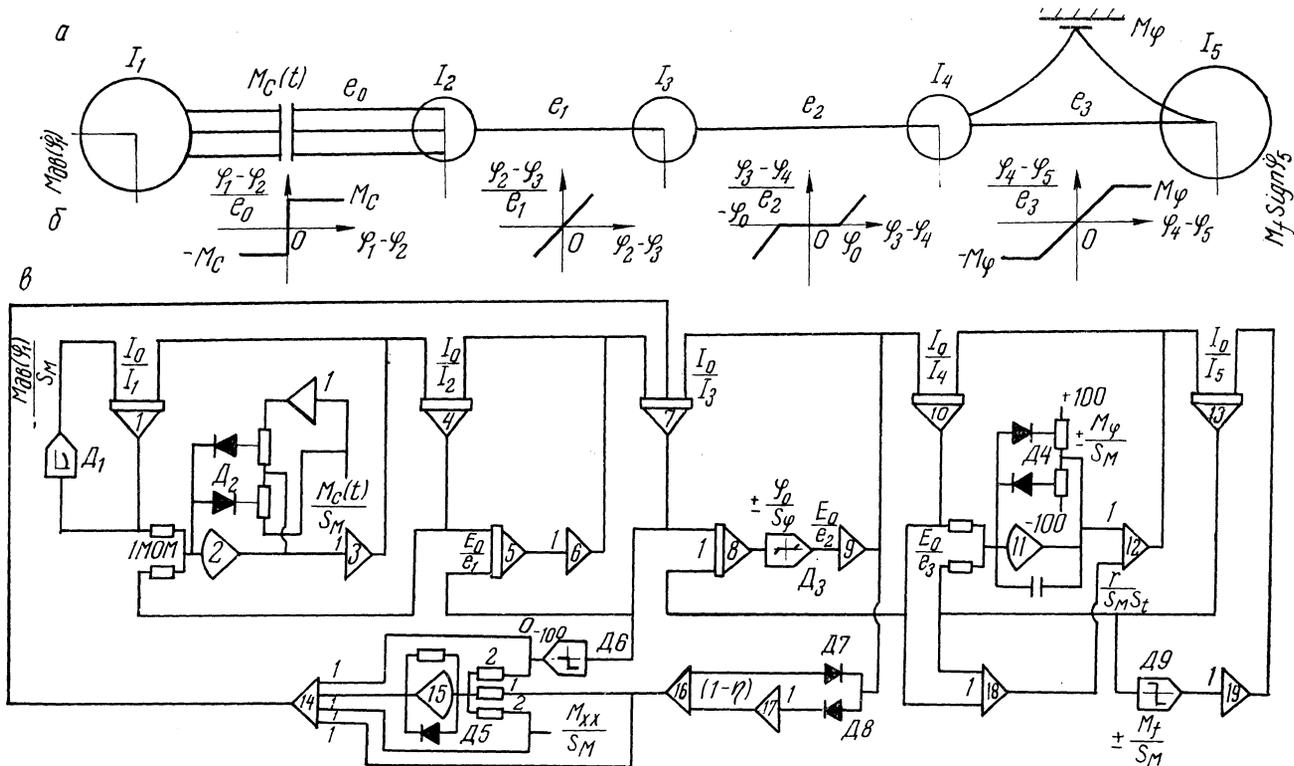


Рис. 3. Динамическая схема и блок-схема для определения динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при трогании с места.

Характеристики упругих звеньев приведены на рис. 3, б.

Величина e_0 равна тангенциальной податливости фрикционных дисков сцепления, а выражение $\frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2)$ — моменту в муфте сцепления в процессе включения. Величина этого момента ограничивается моментом трения муфты сцепления, который определяется по формуле (8).

Момент $M_{дв}$ (φ_1) представляет собой внешнюю характеристику двигателя.

Общий момент сопротивления трансмиссии, согласно рекомендациям В. А. Иларионова [1], представлен в виде двух составляющих: момента $M_{ХХ}$, учитывающего затраты энергии на разбрызгивание масла в трансмиссии (гидравлические потери), и момента M_η , вызванного потерями на трение в узлах, передающих нагрузку. Момент $M_{ХХ}$ характеризует сопротивление трансмиссии при работе без нагрузки на холостом ходу.

Момент M_η практически не зависит от скорости вращения деталей и увеличивается при увеличении передаваемого момента. Момент $M_{ХХ}$, напротив, возрастает с увеличением скорости и не зависит от передаваемого момента.

Для случая трогания с места момент $M_{ХХ}$ принят постоянным и равен

$$M_{ХХ} = \frac{3 \cdot 10^{-3} G_a r_k}{i}, \quad (11)$$

где G_a — полный вес автомобиля, $\kappa\Gamma$; r_k — радиус ведущего колеса, m ; i — передаточное число трансмиссии.

Момент M_η равен

$$M_\eta = (1 - \eta) \frac{1}{e_2} (\varphi_3 - \varphi_4), \quad (12)$$

где η — к. п. д. трансмиссии.

Блок-схема решения системы дифференциальных уравнений (10) на АВМ приведена на рис. 3, в.

Как указывалось, момент $M_c(t)$ пропорционален усилию в упругом звене k_3 (рис. 2, а). Напряжение, пропорциональное моменту $M_c(t)$, для ввода в электронную модель машинного агрегата автомобиля берется из электронной модели сцепления.

Следует отметить, что при совместной работе этих двух электронных моделей (см. рис. 2, в и 3, в) должно быть выдержано равенство масштабов времени.

Расчеты показывают, что при резком трогании с места пневмоусилитель сцепления снижает у автомобилей МоАЗ динамическую нагруженность деталей трансмиссии, расположенных за коробкой передач, примерно в 1,5 раза и практически не оказывает влияния

на нагруженность трансмиссии автомобилей МАЗ, что связано со временем и характером нарастания момента трения сцепления.

Установка в привод сцепления автомобиля МАЗ-500 пневмоусилителя с параметрами, выбранными согласно приведенным выше рекомендациям, позволяет снизить также примерно в 1,5 раза динамические нагрузки в трансмиссии при резком трогании с места.

Таким образом, пневмоусилитель сцепления, помимо своего основного назначения — облегчать управление муфтой сцепления, — способен снижать динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии автомобиля при трогании с места.

Наряду с теоретическими исследованиями были проведены натурные испытания с целью исследовать: процесс включения сцепления при наличии в приводе пневматического усилителя; влияние параметров привода на динамику включения муфты сцепления; влияние параметров привода сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии при трогании с места.

Экспериментальные исследования проводились на автомобилях МоАЗ-546, МоАЗ-546Е, а также на инерционном стенде МАЗ-500.

Сравнение результатов экспериментального и теоретического исследования процесса включения сцепления, а также динамической нагруженности трансмиссии дает достаточно близкое качественное и количественное совпадение, что позволяет сделать вывод о правильности математического описания колебательных процессов в трансмиссиях автомобилей в переходном режиме при наличии в приводе сцепления пневматического усилителя.

Л и т е р а т у р а

Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., 1966.