

где  $c_\lambda$  — угловая жесткость подвески;  $h_\lambda$  — плечо крена;  $m_k$  — подрессоренная масса.

Методика расчета нормальных реакций дороги при переменных продольных и поперечных ускорениях автомобиля приведена в [2]. Там же даны рекомендации по определению углов крена и угловой жесткости подвески.

В результате расчета получают параметры, характеризующие режим автомобиля. Чтобы их найти, осуществляют интегрирование уравнений (1). При определении характеристик движения автомобиля в неподвижной системе координат используют проекции вектора скорости центра масс автомобиля на эти оси координат

$$v_{X'} = v_x \cos \gamma - v_y \sin \gamma; \quad v_{Y'} = v_x \sin \gamma + v_y \cos \gamma.$$

Радиус кривизны траектории движения автомобиля  $R = v_{X'}/\omega_{\text{в}}$ .

На рис. 3 в качестве примера показаны результаты расчета параметров движения грузового автомобиля при различных режимах торможения.

Таким образом, разработанная математическая модель учитывает основные параметры автомобиля, влияющие на его управляемость и устойчивость при криволинейном движении. Модель может быть использована для анализа движения автомобилей и в других условиях: по заданной траектории, при прямолинейном движении в случае действия случайных и неслучайных боковых сил, при торможении.

#### Список литературы

1. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многосных автомобилей. М., 1984.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Мн., 1986.

УДК 629.114.585

Д.В.РОЖАНСКИЙ, канд. техн. наук (БПИ)

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТРОГАНИЯ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА В АВТОМАТИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

При разработке систем автоматического управления (САУ) автомобилями важная роль на этапе теоретических исследований отводится математическому моделированию, которое позволяет с помощью ЭВМ имитировать различные режимы работы САУ. Математическое описание процесса трогания автомобиля с места в автоматическом режиме должно 1) учитывать случаи трогания автомобиля с места на подъеме и спуске; 2) моделировать процесс торможения автомобиля вплоть до полной его остановки; 3) для автомобилей с дизельным двигателем моделировать работу всережимного регулятора; 4) соответствовать заданным алгоритмам процессов включения и выключения сцепления; 5) учитывать возможность буксования ведущих колес; 6) предусматривать изменение входных воздействий на динамическую систему, зависящих от водителя и дорожных условий.

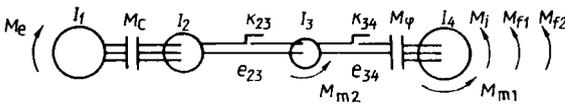


Рис. 1. Расчетная динамическая система

Для моделирования трогания с места автомобиля с колесной формулой 4x2 использована четырехмассовая динамическая система (рис. 1). Приведенные к первичному валу коробки передач (КП) моменты инерции масс динамической системы:  $I_1$  — подвижных деталей двигателя и ведущей части сцепления;  $I_2$  — ведомой части сцепления и деталей трансмиссии;  $I_3$  — ведущих колес;  $I_4$  — маховика, масса которого эквивалентна массе поступательно движущихся элементов автомобиля. Приведенные к первичному валу КП податливости упругих звеньев и коэффициенты демпфирования в них:  $e_{23}, k_{23}$  — деталей коробки передач, карданной передачи и полуосей;  $e_{34}, k_{34}$  — шин ведущих колес.

К массе с моментом инерции  $I_1$  приложен крутящий момент  $M_e$  от двигателя, определяемый в зависимости от положения рейки топливного насоса. Массы, имеющие моменты инерции  $I_2$  и  $I_1$ , связаны фрикционным сцеплением с моментом трения  $M_c$ . На массу с моментом инерции  $I_3$  действует крутящий момент  $M_{T2}$ , равный приведенному к первичному валу КП тормозному моменту на ведущих колесах. Крутящий момент упругого звена с податливостью  $e_{34}$  ограничивается предельным моментом по сцеплению ведущих колес с дорогой  $M_\varphi$ . На массу с моментом инерции  $I_4$  действуют следующие приведенные к первичному валу КП крутящие моменты:  $M_{T1}$  — тормозной момент на передних колесах;  $M_j$  — момент сопротивления подъему автомобиля;  $M_{f1}$  — момент сопротивления качению передних колес;  $M_{f2}$  — момент сопротивления качению ведущих колес.

Движение масс рассматриваемой динамической системы и муфты всережимного регулятора дизельного двигателя описывается соответствующими дифференциальными уравнениями [1, 2].

Тормозные моменты вычисляют по заданному значению удельной тормозной силы исходя из характера распределения на мосты сцепного веса. Текущее значение момента сопротивления качению определяют с учетом скорости вращения колеса. Приведенный момент сопротивления качению ведущих колес  $M_{f2}$  можно вычислить по угловой скорости движения массы с моментом инерции  $I_3$ :

$$M_{f1} = \begin{cases} M_{f1}^0 & \text{при } |\omega_4| > \omega_f, \\ M_{f1}^0 \frac{\omega_4}{\omega_f} & \text{при } |\omega_4| \leq \omega_f; \end{cases}$$

$$M_{f2} = \begin{cases} M_{f2}^0 & \text{при } |\omega_3| > \omega_f, \\ M_{f2}^0 \frac{\omega_3}{\omega_f} & \text{при } |\omega_3| \leq \omega_f, \end{cases}$$

где  $\omega_f$  – минимальная угловая скорость, соответствующая заданному моменту сопротивления качению  $M_f^0$ .

Распределение нагрузки на мосты автомобиля определяется с учетом его загрузки, сил инерции и сопротивления движению.

Алгоритм предусматривает проверку условий блокировки и разблокировки сцепления. Угловая скорость  $\omega_3$ , соответствующая скорости вращения ведущих колес, определяется с учетом возможности их буксования и скольжения в заблокированном состоянии. Угловая скорость массы с моментом инерции  $I_4$  может снизиться до нуля в случае остановки автомобиля при торможении, в результате буксования ведущих колес и вследствие размыкания сцепления. Указанные ситуации анализируются в модели путем проверки соответствующих логических условий.

Содержание блоков в алгоритме моделирования (рис. 2) расшифровывается следующим образом.

#### 1. Задание начальных условий.

Возможны два исходных состояния к моменту начала моделирования: скорость автомобиля равна нулю или больше нуля.

В первом случае задают начальную угловую скорость движения массы с моментом инерции  $I_1$ , соответствующую начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Угловые скорости остальных масс и крутящие моменты в других звеньях приравниваются к нулю. Если при этом автомобиль заторможен на уклоне и сцепление колес с дорогой достаточно для предотвращения сползания автомобиля, по заданному значению удельной тормозной силы рассчитывают тормозные моменты  $M_{r1}$ ,  $M_{r2}$  и крутящий момент  $M_{34}$ , соответствующий начальной тангенциальной деформации шин ведущих колес.

Во втором случае задают начальную скорость движения автомобиля, в соответствии с которой вычисляют одинаковое для всех масс динамической системы значение угловой скорости. Крутящие моменты в упругих звеньях определяют по действующим внешним моментам  $M_r$ ,  $M_{f1}$  и  $M_{f2}$ . Проверяют возможность реализации требуемого крутящего момента по условиям сцепления колес с дорогой. В случае движения автомобиля вниз по склону рассчитывают необходимые тормозные моменты и, если сцепление достаточно для их реализации, вычисляют соответствующее значение удельной тормозной силы.

После определения для указанных исходных состояний системы угловых скоростей масс и крутящих моментов в упругих звеньях находят требуемый крутящий момент на валу двигателя. Если он не превышает крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя при заданной скорости движения, рассчитывают соответствующее перемещение педали подачи топлива.

2 (8, 10). Проверка состояния контроллера ( $J \neq 0$  – контроллер включен,  $J = 0$  – выключен).

3. Проверка необходимости выключения сцепления ( $v_{\min}$  – пороговая скорость, соответствующая моменту подачи команды на выключение сцепления;  $v_k$  – линейная скорость перемещения центра ведущего колеса, вычисленная по его угловой скорости).

4. Проверка условия выключения сцепления.

5 (12, 19). Обращение к подпрограмме моделирования движения динамической системы.

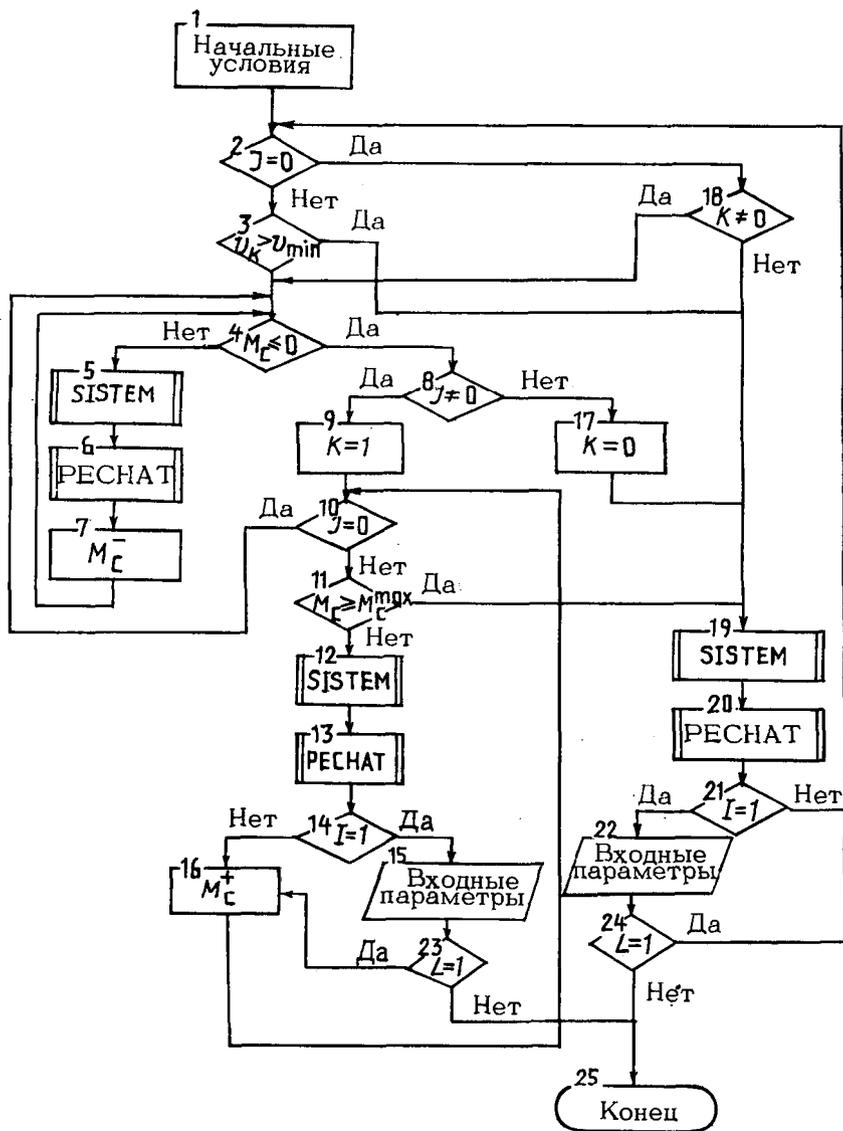


Рис. 2. Схема алгоритма моделирования

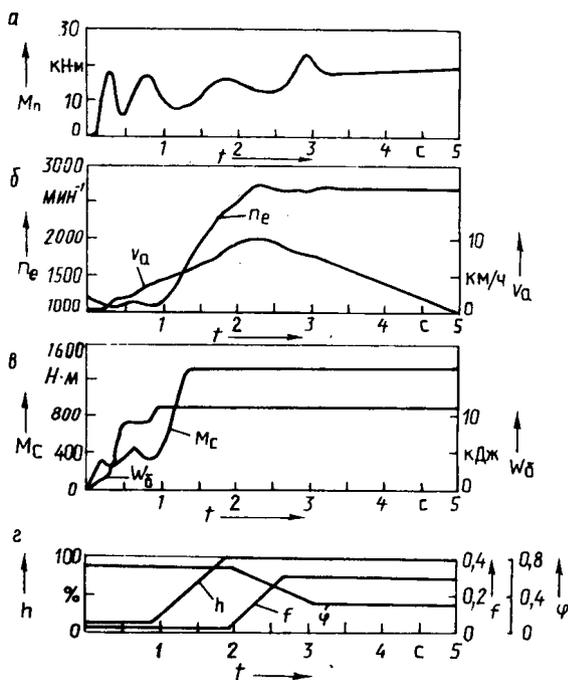
6 (13, 20). Обращение к подпрограмме: вывода результатов на печать.

7. Расчет момента трения в сцеплении при его выключении.

9 (17). Присвоение признака состояния КП ( $K = 1$  – передача включена,  $K = 0$  – выключена).

11. Проверка условия окончания процесса включения сцепления ( $M_c^{\max}$  – максимальный статический момент трения в сцеплении).

Рис. 3. Результаты моделирования движения автомобиля



- 14 (21) . Проверка необходимости изменения входных параметров.
- 15 (22) . Изменение входных параметров.
16. Расчет момента трения в сцеплении при его включении.
18. Проверка признака состояния КП.
- 23 (24) . Проверка признака окончания расчета.
25. Окончание расчета.

Алгоритм включает три цикла: выключения сцепления (блоки 4–7); включения сцепления (блоки 10–16); фиксированного состояния сцепления (блоки 2 (3), 18–22). Порядок перехода от одного цикла к другому определяется соответствующими логическими условиями. В каждом из трех указанных циклов производится обращение к подпрограмме SYSTEM, которая выполняет интегрирование дифференциальных уравнений движения динамической системы. В циклах включения и фиксированного состояния сцепления предусмотрена возможность изменения ряда входных параметров, определяющих внешние воздействия на динамическую систему, непосредственно с пульта оператора ЭВМ в процессе решения задачи. К таким переменным входным параметрам относятся состояние контроллера, положение педали подачи топлива, удельная тормозная сила, коэффициент сопротивления качению, продольный уклон дороги, коэффициент сцепления колес с дорогой.

Расчет текущих значений указанных параметров проводится следующим образом. Задают очередное значение изменяемого параметра и время (или отрезок пути), за которое требуемое значение должно быть достигнуто. По специальной подпрограмме определяется темп линейного изменения принятого

параметра и на каждом шаге интегрирования вычисляется его текущее значение. Положение педали подачи топлива и удельная тормозная сила изменяются во времени, для остальных параметров аргументом является пройденный автомобилем путь.

В качестве примера использования разработанной математической модели на рис. 3 представлены результаты моделирования процесса трогания с места в автоматическом режиме на первой передаче КП автомобиля полной массой 19 т с дизельным двигателем мощностью 154 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $2600 \text{ мин}^{-1}$  ( $M_n$  — крутящий момент на полуосях;  $n_e$  — частота вращения коленчатого вала двигателя;  $v_a$  — скорость автомобиля;  $M_c$  — момент трения в сцеплении;  $W_b$  — работа буксования сцепления;  $h$  — относительное перемещение педали подачи топлива;  $\varphi$  — коэффициент сцепления колес с дорогой).

Предлагаемая математическая модель позволяет воспроизводить ряд специальных режимов движения автомобиля и дает возможность изменять входные воздействия на динамическую систему непосредственно в процессе моделирования.

#### Список литературы

1. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / Под ред. А.И.Гришкевича. Мн., 1978. 2. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А.И.Гришкевича. Мн., 1985.

УДК 629.113.073

Р.Г.ТЕДОРАДЗЕ, канд. техн. наук (БПИ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

При рассмотрении процесса разгона автомобиля полагают, что его двигатель работает при нагрузках, составляющих 80–90 % от максимальных, и используют соответствующие характеристики двигателя. Такой подход обуславливает значительные погрешности оценки влияния параметров двигателя и трансмиссии на эффективность работы автотранспортных средств (АТС). По экспериментальным данным продолжительность работы двигателя на неустановившихся режимах составляет: в условиях городского движения — 70–80 % от общей продолжительности работы АТС, при движении по магистральным дорогам со средней интенсивностью транспортного потока — 35–40 %. Начало разгона АТС соответствует средним нагрузкам двигателя, а окончание в большинстве случаев — полным.

Режимы работы двигателя при разгоне АТС с переключением передач КП определяются также передаточными числами ступеней КП, количеством последних, режимами переключения передач. При соответствующем сочетании параметров КП, моментов переключений ее ступеней с режимами работы двигателя можно повысить эффективные показатели работы двигателя и АТС в целом.