

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ СО СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВНЕШНЕМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Корсунский В.А.

*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
Москва, Россия*

Аннотация. Целью данного исследования является оценка динамических качеств и эффективности гусеничной машины, оснащенной механической трансмиссией и двигателем внутреннего сгорания различной мощности, при движении по различным типам местности. Предложен универсальный метод имитационного статистического моделирования внешних возмущений, действующих на машину. Полученные результаты позволяют провести сравнительный анализ транспортных средств, находящихся под случайным внешним воздействием со стороны дороги, а также оптимизировать их параметры.

Ключевые слова: имитационное моделирование, статистический расчет, гусеничная машина, механическая трансмиссия, бесступенчатый механизм поворота, ограничение скорости движения.

SIMULATION MODEL OF A TRACKED VEHICLE WITH A STEPPED TRANSMISSION UNDER ACCIDENTAL EXTERNAL INFLUENCE

Korsunskiy V.A.

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: simulation modeling, statistical calculation, tracked vehicle, mechanical transmission, stepless turning mechanism, speed limit.

Abstract. The purpose of this study is to evaluate the dynamic qualities and efficiency of a tracked vehicle equipped with a mechanical transmission and an internal combustion engine of various capacities when driving on different types of terrain. A universal method of simulation statistical modeling of external disturbances acting on vehicle is proposed. The results obtained make it possible to perform a comparative analysis of vehicles under accidental external influence from the road, as well as to optimize their parameters.

Введение (Актуальность проблемы). Целесообразность использования имитационного статистического моделирования при расчёте средних скоростей транспортных машин различных весовых категорий доказана рядом научных исследований [1, 2].

Постановка задачи, допущения, расчетные формулы и ограничения. Целью настоящего исследования является оценка динамических качеств и эффективности гусеничной машины (ГМ), оснащенной механической трансмиссией с бесступенчатым механизмом поворота при движении по случайной трассе.

Внешнее воздействие среды на ГМ представим вектором \bar{F} со случайными компонентами, обладающими свойствами стационарности и эргодичности [3]

$$\bar{F} = (f_{гр}, \alpha, \varphi_{сц}, \mu_{max}, h, k_d)^T, \quad (1)$$

где $f_{гр}$ – коэффициент сопротивления прямолинейному движению машины со стороны грунта; α – угол наклона профиля местности; $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления; μ_{max} – максимальный коэффициент сопротивления повороту машины; h – высота неровностей микропрофиля пути; k_d – дорожная кривизна пути.

Точное описание процессов, протекающих в элементах математической модели, описывающих неустановившееся движение ГМ с ДВС и механической коробкой, усложняет моделирующий алгоритм. Трудность решения задачи на ЭВМ из-за сложности решения системы нелинейных дифференциальных уравнений при расчете даже одной случайной реализации вектора \bar{F} снижает эффективность моделирования. Уровень формализации системы дифференциальных уравнений, описывающей движение ГМ с механической трансмиссией, может быть различным. При имитационном моделировании чаще всего применяют модели, реализованные в виде разностных уравнений.

В относительной форме формализованное уравнение движения центра масс ГМ имеет следующий вид:

$$\frac{d\bar{V}_c}{dt} = \frac{g}{\delta} (f_d - f_c), \quad (2)$$

где \bar{V}_c – вектор скорости движения центра масс ГМ; t – время; f_d – удельная сила тяги ДВС, реализуемая в грунте, с учетом потерь в трансмиссии и двигателе ГМ; f_c – суммарный коэффициент сопротивления при криволинейном движении ГМ; δ – коэффициент условного приращения массы ГМ; g – ускорение силы тяжести.

Суммарный коэффициент сопротивления прямолинейному движению ГМ $f_{пр}$ определяется зависимостью [1]

$$f_{пр} = f_{гр} (\cos \alpha + \sin \alpha). \quad (3)$$

При прямолинейном движении по случайной трассе оказываемое на ГМ внешнее воздействие, определяемое правой частью уравнения (2), учитывается посредством зависимости коэффициента $f_{пр}$ от перемещения машины S . Для этого необходимо задать функцию распределения коэффициента $f_{пр}$ по пути, т.е. $\Phi_s(f_{пр})$. График изменения $\Phi_s(f_{пр})$ для слабопересеченной местности приведен на рис. 1. Поскольку ГМ оснащена бесступенчатым механизмом поворота, функции распределения дорожной k_d кривизны, реальной кривизны k ГМ и их случайные значения совпадут [1]. Для упрощения решения поставленной задачи примем, что компоненты $f_{грi}$, α и k_{di} (k_i) случайного вектора \bar{F} , задаваемого формулой (1), имеют постоянные значения на интервалах по пути равных ΔS . Величина ΔS

определяет степень детализации дороги. Выбор малой величины ΔS позволяет учесть возмущения, в большей степени, влияющие на динамическую нагруженность агрегатов трансмиссии и систему поддрессоривания машины, чем на среднюю скорость движения.

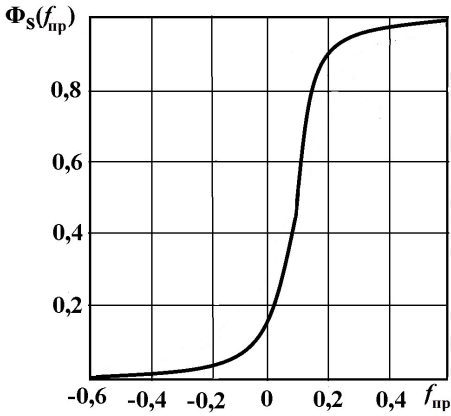


Рис. 1. Функции распределения суммарного коэффициента прямолинейному движению

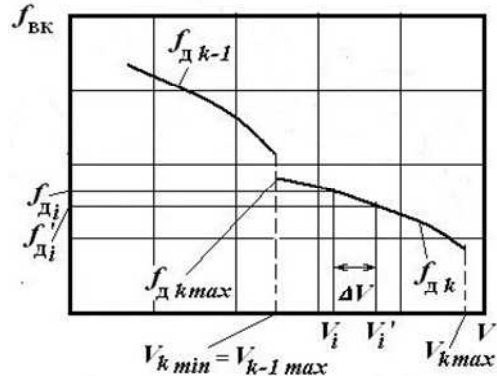


Рис. 2. Тяговая характеристика ГМ с механической коробкой

По уравнению (2) можно определять ускорение ГМ на каждом участке ΔS дороги из тяговой характеристики (рис. 2). Критическая скорость, при которой начинается боковой занос машины, находится из выражения [3]

$$V_{кр} = V_c \leq \sqrt{\frac{g\mu_{max}}{k}}. \quad (4)$$

Известно, что функция распределения дорожной кривизны, следовательно, и реальной кривизны ГМ, подчинена нормальному закону распределения [1]. Функция распределения максимального коэффициента сопротивления повороту машины μ_{max} имеет линейный характер и изменяется в пределах $0 \leq \mu_{max} \leq 1$ и моделирование её значения в интервале ΔS не вызывает трудностей.

В расчетах принимается допущение, что переключение на высшую передачу происходит при достижении ГМ максимального значения скорости на данной передаче. Т.е. при $V_{ci} = V_{k-1 max}$ осуществляется переключение с $(k-1)$ -й на k -ю передачу (рис. 2).

В отличие от предложенного в [3], алгоритм управления ГМ выбран таким, чтобы при переключении с $(k-1)$ -й на k -ю передачу коробки удовлетворялись следующее условия:

$$\left. \begin{aligned} V_{k-1 max} &< V_{доп i}, \\ f_{Д k max} &\geq f_{пр i}(S_i) \text{ при } \Delta S < S_i < \Delta S + \Delta L, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $V_{k-1 max}$ – максимальная скорость машины на $(k-1)$ -й передаче в коробке;

$V_{доп i}$ – допустимая скорость машины на i -м участке дороги;

$f_{dk \max}$ – максимальное значение удельной силы тяги, развиваемой ДВС на движителях, при включенной в коробке k -й передаче (рис. 2);

S_i и ΔL – текущее значение пути и визуально оцениваемый водителем участок дороги (дистанция предвидения).

Допустимая скорость машины на i -м участке дороги ΔS определяется по формуле

$$V_{\text{доп}i} = \min(V_{\text{кр}i}, V_{\text{п}i}), \quad (6)$$

где $V_{\text{кр}i}$ – критическая скорость ГМ на i -м участке дороги, определяемая по формуле (4) для сгенерированных с помощью ЭВМ случайных значений $\mu_{\max i}$ и реальной кривизны k_i и заданных их функций распределения по пути; $V_{\text{п}i}$ – скорость ГМ на i -м участке дороги, ограниченная системой подрессоривания и определяемая для сгенерированных с помощью ЭВМ случайных значений h_i , полученных с помощью скоростной характеристики системы подрессоривания $h(V)$ и заданной функции распределения $\Phi_s(h)$ высот неровностей по пути [2].

Переключение с k -й передачу на $(k-1)$ -ю передачу происходит в момент достижения ГМ минимальной скорости на данной передаче $V_{k \min} = V_{k-1 \max}$ в следующих случаях (см. рис. 2):

а) когда минимальная скорость на k -й передаче больше допустимой скорости, т.е. при $V_{k \min} > V_{\text{доп}i}$;

б) при условии $f_{dk \max} < f_{\text{пр}i}$.

Так как тяговая характеристика машины (рис. 2) имеет нелинейный характер, то для того, чтобы принять движение равнопеременным, необходимо проводить уточнение текущих значений f_{dki} даже при прохождении машиной участков дороги величиной меньшей, чем заданная в начале расчета постоянной величины ΔS .

Перечисленные допущения позволяют перейти к определению параметров ГМ без решения системы нелинейных дифференциальных уравнений, например, как в [4].

Движение ГМ со скоростью V_i при включенной k -й передаче на i -м участке дороги будет описываться в общем виде системой:

$$\begin{cases} \frac{dV_{ci}}{dt} = \frac{g}{\delta_k} (f_{dki} - f_{ci}), \\ \Delta f_{di} = \psi_1(M_{\text{вк}i}; n_{\text{вк}i}; u_d), \\ V_{ci} \leq V_{\text{доп}i}. \end{cases} \quad (7)$$

где δ_k – коэффициент условного приращения массы ГМ на k -й передаче; Δf_{di} – суммарные потери в трансмиссии и движителях; $M_{\text{вк}i}$ – моменты на

ведущих колесах машины; $n_{дi}$ и $n_{вki}$ – частоты вращения вала ДВС и ведущих колес; $u_{д}$ – параметр управления ДВС (дрессельной заслонкой). Параметр управления ДВС изменяется в пределах $0 \leq u_{д} \leq 1$.

Количественные значения величин $\Delta f_{дi}$ зависят от типа трансмиссии ГМ. Для сравнительных расчётов величины $\Delta f_{дi}$ могут быть приняты постоянными на каждой передаче в коробке.

Анализ результатов моделирования. Количественные расчеты получены для ГМ весом 41000 кг с механической трансмиссией и бесступенчатым механизмом поворота, числовые характеристики которой приведены в [4]. Принятая в расчетах максимальная скорость движения ГМ составляла $V_{\max} = 16,91$ м/с (61 км/ч). При расчетах оцениваемый водителем участок дороги ΔL варьировался в пределах от 20 до 100 м.

На рисунке 3 в качестве иллюстрации приведены графики изменения скорости ГМ и суммарного коэффициента сопротивления прямолинейному движению $f_{пр}$ при его линейном интерполировании по пути S (приведен фрагмент неустановившегося движения ГМ по слабопересеченной местности протяженностью 1500 м с математическим ожиданием по пути $m_s(f_{пр}) = 0,1$).

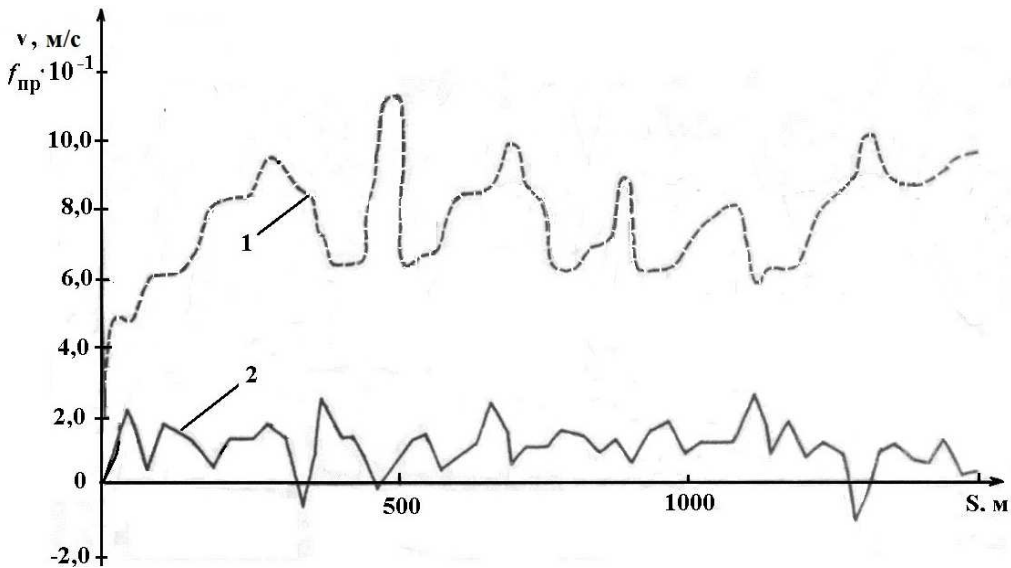


Рис. 3. 1 – график изменения скорости ГМ по пути; 2 – график коэффициента суммарного сопротивления прямолинейному движению ГМ

Вывод. Проведенный статистический анализ движения ГМ с механической трансмиссией и бесступенчатым механизмом поворота позволил сделать заключение о том, что прямые ограничения скорости движения на дороге и увеличение дистанции предвидения дорожной обстановки водителем приводят к снижению средней скорости движения ГМ в среднем до 15%.

Список литературы

1. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
2. Смирнов И.А., Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Метод определения средней скорости прямолинейного движения гусеничной машины на этапе проектирования // Наука и образование: Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2010. – №4. – С. 3.
3. Korsunskiy V.A. Simulation model of a transport vehicle with a fixed-ratio transmission and a flywheel energy storage in case of random external action // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020, vol. 820, iss. 1, pp. 012-015. doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012015.
4. Корсунский В.А. Математическая модель транспортной машины с комбинированной энергетической установкой, маховичным аккумулятором энергии и ступенчатой трансмиссией // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2019. – №14-2. – С. 190-196. – doi.org/10.26160/2474-5901-2019-14-190-196.

References

1. Savochkin V.A., Dmitriev A.A. Statistical dynamics of transport and traction tracked vehicles. – М.: Mechanical engineering, 1993. – 320 p.
2. Smirnov I.A., Sarach E.B., Kotiev G.O. Method for determining the average speed of rectilinear movement of a tracked vehicle at the design stage // Science and Education: Scientific publication of the Bauman Moscow State Technical University. 2010, no. 4, p. 3.
3. Korsunskiy V.A. Simulation model of a transport vehicle with a fixed-ratio transmission and a flywheel energy storage in case of random external action // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020, vol. 820, iss. 1, pp. 012-015. doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012015.
4. Korsunskiy V.A. Mathematical model of a transport vehicle with a combined power plant, a flywheel energy accumulator and a stepped transmission // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2019, no. 14-2, pp. 190-196. doi.org/10.26160/2474-5901-2019-14-190-196.

Корсунский Владимир Александрович – кандидат технических наук, доцент	Korsunskiy Vladimir Alexandrovich – candidate of technical sciences, associate professor
vakormgtu@mail.ru	

Received 09.02.2023