

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗГОНА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ СО СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ MATLAB

Корсунский В.А.

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

Ключевые слова: моделирование разгона гусеничной машины, динамический фактор машины, коэффициент условного приращения массы машины, ступенчатая трансмиссия, коэффициент полезного действия гусеницы, коэффициент сопротивления движению машины.

Аннотация. Целью данного исследования является оценка динамических качеств и эффективности гусеничной машины, оснащенной бортовыми планетарными коробками передач и двигателем внутреннего сгорания ограниченной мощности, при разгоне на различных типах дорожной поверхности. Предложена математическая модель и формулы для расчетов параметров гусеничной машины на стадии проектирования, проведен анализ динамических качеств машины, оснащенной различными типами гусениц. Полученные результаты позволяют провести сравнительный анализ гусеничных машин различных весовых категорий и удельных мощностей с использованием пакета MatLab.

MODELING THE ACCELERATION PROCESS OF A TRACKED VEHICLE WITH A STEPPED TRANSMISSION USING MATLAB

Korsunskiy V.A.

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: modeling the acceleration of a tracked vehicle, dynamic factor of the vehicle, coefficient of conditional increase of vehicle mass, stepped transmission, track efficiency, coefficient of vehicle motion resistance.

Abstract. The aim of this study is to evaluate the dynamic characteristics and performance of a tracked vehicle equipped with onboard planetary gearboxes and a limited-power internal combustion engine during acceleration on various types of road surfaces. A mathematical model and formulas for tracked vehicle calculations at the design stage are proposed, and an analysis of the dynamic characteristics of the vehicle equipped with different types of tracks is conducted. The obtained results allow for a comparative analysis of tracked vehicles of different weight categories and specific powers using the MatLab package.

Введение (Актуальность проблемы)

Возрастающие требования к росту динамических качеств гусеничных машин (ГМ) в процессе разгона, особенно к средствам особого назначения, сопровождается увеличением установочных (паспортных) мощностей ДВС, что приводит в целом к снижению коэффициента использования мощности и его загрузки.

Расчетные формулы и допущения

Аналитическое выражение для времени разгона ГМ, оснащенной механической трансмиссией, можно получить с помощью

дифференциального уравнения прямолинейного движения. Ускорение j_i машины на i -ой передаче в коробке определяется по формуле [1]

$$j_i = \frac{dv_i}{dt_i} = (D_i - f_c)g, \quad (1)$$

где v_i – скорость машины на i -ой передаче; t_i – время движения машины на i -ой передаче; D_i – динамический фактор машины на i -ой передаче; f_c – суммарный коэффициент сопротивления движению; g – ускорение силы тяжести.

Динамический фактор машины на i -ой передаче находится по формуле

$$D_i = (P_{свi} - R)G_{ГМ}, \quad (2)$$

где $P_{свi}$ – свободная сила тяги, развиваемая в грунте на i -ой передаче; R – равнодействующая сил сопротивления внешней среды, включая аэродинамическое сопротивление; $G_{ГМ}$ – вес машины.

Суммарный коэффициент сопротивления движению машины находят по формуле

$$f_c = f_{гр} \cos \alpha + \sin \alpha, \quad (3)$$

где $f_{гр}$ – коэффициент сопротивления грунта; α – угол подъема местности.

Для дороги (местности), где могут достигаться максимальные скорости, $f_{гр}$ соответствуют среднестатистическим значениям дорожных условий и принимаются равными в соответствии с [2]. Например, для шоссе и дороги с бетонным покрытием величина $f_{гр}$ изменяется в пределах от 0,03 до 0,06. При этом угол наклона местности α принимается равным нулю.

Потребный для разгона динамический фактор D_i при заданном значении ускорения j_i определяется по формуле, аналогичной (1):

$$D_i = \delta_i \cdot j_i / g + f_{гр}, \quad (4)$$

где δ_i – коэффициент условного приращения массы машины на i -ой передаче в коробке.

Сила тяги по двигателю $P_{дi}$ на каждой передаче при разгоне машины определяется выражением

$$P_{дi} = D_i \cdot G_{ГМ}. \quad (5)$$

Общий КПД машины η_o при разгоне определяется как

$$\eta_o = \eta_r \cdot \eta_{ПКПi} \cdot \eta_{бп} \cdot \eta_{гдj}, \quad (6)$$

где η_r – КПД гитары (при ее наличии); $\eta_{ПКПi}$ – КПД коробки передач на i -й передаче; $\eta_{бп}$ – КПД бортовой передачи; $\eta_{гдj}$ – КПД движителя для разных типов гусениц.

В отличие от колесной машины, для ГМ важным параметром, влияющим на ее динамические качества, является КПД движителя $\eta_{гдj}$,

который зависит от типа гусеницы и ее зацепления с ведущим колесом и рассчитывается по различным эмпирическим зависимостям. Чаще всего при проектировочных расчетах используют линейную зависимость КПД гусеницы от скорости $\eta_{гдj}(v)$

$$\eta_{гд1} = 0,919 - 0,00385v, \quad (7)$$

где v – текущая скорость ГМ, в км/ч.

Для гусениц с закрытыми шарнирами используют экспоненциальную зависимость от веса ГМ и коэффициента сопротивления грунта [2]

$$\eta_{гд2} = 0,83 - 0,398e^{-4,675 f_{гр} G_{ГМ}} + 0,0015 \cdot (12,5 - v)^{1,15}. \quad (8)$$

КПД гусеницы с открытым металлическим шарниром может быть определен по формуле [2]

$$\eta_{гд3} = 0,95 \cdot [1 + \frac{1}{D_i} (0,025 + 3 \cdot 10^{-6} v_i^2)]^{-1}. \quad (9)$$

Для гусениц с резинометаллическими шарнирами (РМШ) можно использовать аналогичную зависимость

$$\eta_{гд4} = 0,95 - \frac{1}{D_i} (a + cv_i^2), \quad (10)$$

где v_i – текущая скорость ГМ, в м/с; $a = 0,012 \dots 0,015$; $c = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2/\text{м}^2$.

Коэффициент приращение массы машины на i -ой передаче рассчитывается по эмпирической формуле

$$\delta_i = 1,2 + 0,002i_i^2, \quad (11)$$

где i_i – общее передаточное число на i -ой передаче коробки передач (КП).

Обозначим через v_{ni} начальную скорость, а через v_{ki} конечную скорость машины на i -ой передаче в трансмиссии (коробке). Приращение скорости Δv_i на i -ой передаче КП определяется по формуле

$$\Delta v_i = v_{ki} - v_{ni}. \quad (12)$$

Начальное время t_{ni} при движении ГМ на i -ой передаче находится по формуле

$$t_{ni} = t_{n(i-1)} + \Delta t_i + t_{ni}, \quad (13)$$

где Δt_i – приращение времени при постоянном (усредненном) ускорении $j_{срi}$ ГМ на i -ой передаче; t_{ni} – время переключения при переходе с i -ой на $(i+1)$ -ую передачу. Приращение времени Δt_i при $j_{срi}$ находится из соотношения

$$\Delta t_i = \Delta v_i / j_{срi}. \quad (14)$$

Коэффициент потери скорости на i -ой передаче λ_i при переключении передач во время разгона машины определяется по формуле

$$\lambda_i = (1 - \frac{gf_{гр} t_{ni}}{\delta_i v_{i+1}})^{-1}. \quad (15)$$

Общее передаточное число трансмиссии $i_{\text{тр,общ}}$ на i -ой передаче планетарной коробки передач (ПКП) $i_{\text{ПКП}i}$ рассчитывается по формуле

$$i_{\text{тр,общ}} = i_{\text{г}} \cdot i_{\text{ПКП}i} \cdot i_{\text{бп}}, \quad (16)$$

где $i_{\text{г}}$ – передаточное число гитары; $i_{\text{бп}}$ – передаточное число бортовой передачи. В расчетах приняты следующие значения $i_{\text{г}} = 0,707$; $i_{\text{бп}} = 5,454$.

При расчетной оценке динамических качеств ГМ с бортовыми ПКП, выполненной, например, по схеме танка типа Т-72, приняты следующие допущения:

1. Задача сводится к исследованию плоского движения ГМ, обладающей массой (моментом инерции), на горизонтальном участке пути под действием приложенных активных сил.

2. Двигатель при разгоне работает по внешней характеристике при максимальной загрузке и полной подаче топлива.

3. Колебания корпуса ГМ при разгоне и буксования гусениц не учитываются.

4. Переключение передач в механической КП во время разгона ГМ происходит при достижении максимальной скорости на предыдущей передаче.

5. Время переключения для всех передач ПКП, оснащенной механизмом автоматического переключения, принимается равным $t_{\text{п}} = 0,2$ с.

6. Коэффициент $f_{\text{гр}}$ сопротивления движению ГМ на участке разгона постоянен.

В соответствии с изложенным алгоритмом и принятыми допущениями в программной среде MatLab составлена программа расчета динамических качеств ГМ со ступенчатой коробкой передач. Расчеты выполнены для следующих характеристик (параметров) исследуемой ГМ: масса машины – 41 т; максимальная (расчетная) скорость – 70 км/ч; максимальная мощность ДВС ($N_{\text{е max}}$) – 780 л.с. (573,7 кВт); площадь лобового сопротивления ($S_{\text{ГМ}}$) – 4 м²; удельная мощность ГМ $N_{\text{уд ГМ}} = N_{\text{е max}} / G_{\text{ГМ}} = 19,02$ л.с./т (14 кВт/т).

На рисунке 1 представлена тяговая характеристика исследуемой ГМ с ПКП, а на рисунке 2 график ускорений, рассчитанные в среде MatLab.

На скоростях свыше 40 км/ч исследуемая ГМ с удельной мощностью 19,02 л.с./т развивает небольшие ускорения, особенно при значениях $f_{\text{гр}} = 0,03$, максимальные значения которых на 6-й и 7-й передачах составили соответственно 0,32 и 0,12 м/с² (рис. 2).

При расчетах по формулам (4-15) и построении графиков разгона машины зависимость $v(t)$ в интервале от $v_{\text{min } i}$ до $v_{\text{max } i}$ на i -ой передаче принималась линейной (рис. 3). Суммарное время разгона t_{Σ} ГМ массой 41 т на гипотетическом основании с $f_{\text{гр}} = 0$ до $v_{\text{max}} = 70$ км/ч составило 48,6 с; на бетонном основании с $f_{\text{гр}} = 0,03$ – 127 с. Время разгона $t_{\text{р30}}$ до скорости

30 км/ч (5-я передача) на грунте с $f_{гр} = 0$ составило 9,73 с (при линейной зависимости КПД гусеницы от скорости $\eta_{гд1}$), а время разгона на грунте с $f_{гр} = 0,03$ до той же скорости составило около 15 с (рис. 3), что хорошо согласуется с данными, приведенными в открытых источниках.

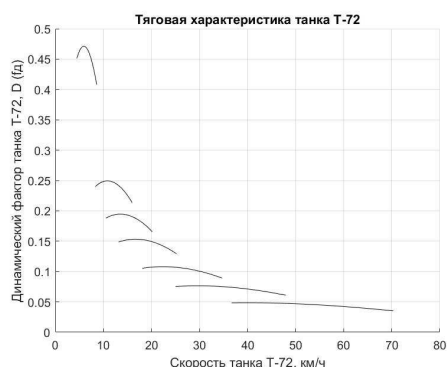


Рис. 1. Тяговая характеристика исследуемой ГМ

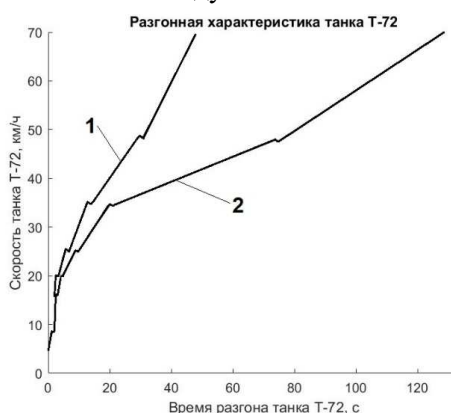


Рис. 3. Графики разгона исследуемой ГМ массой 41 т до максимальной скорости 70 км/ч с $N_{е\max} = 573,7$ кВт при различных значениях $f_{гр}$:
1 – $f_{гр} = 0$; 2 – $f_{гр} = 0,03$

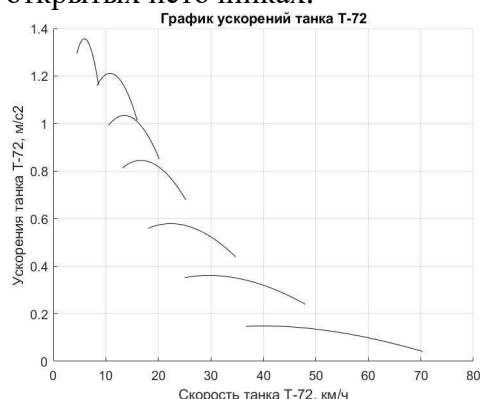


Рис. 2. График ускорений исследуемой ГМ при $f_{гр} = 0,03$

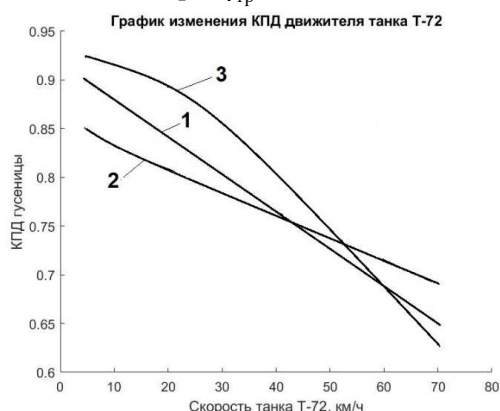


Рис. 4. Графики изменения КПД двигателя $\eta_{гд}(v)$ при $f_{гр} = 0,03$, рассчитанные по различным зависимостям: 1 – $\eta_{гд1}$ по формуле (7); 2 – $\eta_{гд2}$ по формуле (8); 3 – $\eta_{гд3}$ по формуле (9)

Проанализируем, как каждая из зависимостей КПД двигателя от скорости $\eta_{гд}(v)$ (формулы 7-9) влияет на потерю динамических качеств ГМ при разгоне. На рисунке 4 приведены графики изменения КПД двигателя $\eta_{гд}(v)$ при $f_{гр} = 0,03$, рассчитанные по различным зависимостям. Суммарное время t_{Σ} разгона ГМ с удельной мощностью 14 кВт/т до максимальной скорости 70 км/ч на грунте с $f_{гр} = 0,03$ составило: 142 с (при $\eta_{гд2}$); 152 с (при $\eta_{гд1}$) и 162 с (при $\eta_{гд3}$) (рис. 5).

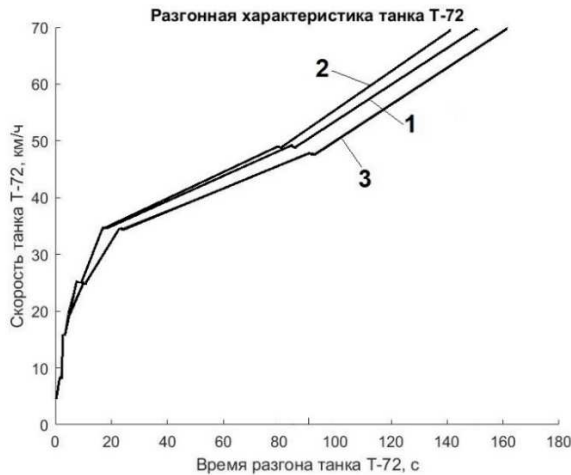


Рис. 5. Графики разгона $v(t)$ исследуемой ГМ при $f_{гр} = 0,03$ и различных значениях $\eta_{гдj}(v)$ в соответствии с рис. 4: 1 – $\eta_{гд1}$; 2 – $\eta_{гд2}$; 3 – $\eta_{гд3}$

Выводы

Исследования динамических качеств при разгоне исследуемой ГМ с бортовыми ПКП в среде MatLab, позволяют сделать следующие выводы:

1. Результаты, полученные с использованием модели ГМ с механической коробкой передач, подтверждают хорошее совпадение параметров с полученными на практике результатами.

2. Увеличение коэффициента сопротивления грунта $f_{гр}$ (ухудшение характеристик дороги) при разгоне приводит к значительному увеличению времени и пути разгона ГМ. Например, для $f_{гр} = 0$ и $f_{гр} = 0,03$ отношение времен разгона ГМ составляет 2,61.

3. Для ГМ с механической коробкой существенное влияние на динамику разгона оказывают удельная мощность машины и потери в гусеничном движителе, особенно в конце пути разгона.

4. Очевидно, что увеличение установочной (паспортной) мощности ДВС приведет к более интенсивному разгону машины, однако при этом сильно снижается коэффициент использования мощности двигателя в процессе движения машины.

5. Увеличение веса ГМ при неизменных значениях коэффициента сопротивления грунта и сохранении ее динамических качеств приводит к возрастанию максимальной (потребной) силы тяги и установочной мощности ДВС.

6. Для кратковременного увеличения мощности на ведущих колесах ГМ (в случае рывка) и более интенсивного разгона можно воспользоваться другими способами, например, использованием в составе комбинированной энергетической установки (КЭУ) машины маховичного аккумулятора энергии [1, 3].

Список литературы

1. Корсунский В.А. Имитационная модель гусеничной машины со ступенчатой трансмиссией при случайном внешнем воздействии // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2023. – №34. – С. 92-97. – doi.org/10.26160/2474-5901-2023-34-92-97.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
3. 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. – Т. 2, №14. – С. 190-196. – doi.org/10.26160/2474-5901-2019-14-190-196.

References

1. Korsunskiy V.A. An imitation model of a tracked vehicle with a stepped transmission under accidental external influence // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2023, iss. 34, pp. 92-97. doi.org/10.26160/2474-5901-2023-34-92-97.
2. Zabavnikov N.A. Fundamentals of the Theory of Tracked Transport Machines. – M.: Mechanical Engineering, 1975. – 448 p.
3. 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, iss. 14, vol. 2, pp. 190-196. doi.org/10.26160/2474-5901-2019-14-190-196.

Корсунский Владимир Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Многоцелевые машины и мобильные роботы»	Korsunskiy Vladimir Aleksandrovich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the department of “Multipurpose machines and mobile robots”
vakormgtu@mail.ru	

Received 21.02.2026