

Метод выбора демпфирующей характеристики системы подрессоривания гусеничной машины

© А.А. Ципилев, А.Б. Васильев, Д.Г. Кибизов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

В настоящее время в связи с ростом энерговооруженности гусеничных машин благодаря технологиям изготовления высокофорсированных двигателей значительно возросла средняя скорость движения машины с учетом ограничений тяговых возможностей. Поэтому вероятен режим движения гусеничной машины по периодическим неровностям с полным отрывом ее от опорной поверхности. Такой характер движения приводит к постоянным падениям машины с определенной высоты и частым пробоям подвески, поскольку система подрессоривания подобрана по иным критериям. В статье представлен способ подбора демпфирующей характеристики, обеспечивающей максимальную энергоемкость при заданном уровне ускорений на месте механика-водителя. Показаны результаты моделирования и подтверждено, что введение мощного демпфирования на прямом ходе позволяет эффективно гасить колебания.

Ключевые слова: гусеничная машина, торсионная подвеска, пневмогидравлическая подвеска, система подрессоривания, плавность хода, демпфирование

Введение. При проектировании быстроходных транспортных машин неизбежно возникает вопрос преодоления с хода единичных препятствий — как созданных искусственно (контрэскарп и т. д.), так и сформировавшихся естественным путем (овраги, обрывистые берега водных преград и т. п.). Это связано не только с возрастающими возможностями системы подрессоривания (СП), но и с существенно улучшившимися за последнее время тяговыми свойствами [1–3]. Современные быстроходные гусеничные машины имеют высокую удельную мощность (например, машина Ripsaw EV2 (США) — до 155 л. с./т [4]), что позволяет обеспечивать среднюю скорость движения по тяговым возможностям не менее 60...70 км/ч [5]. Ограничение средней скорости движения, таким образом, обусловлено только несовершенством СП, иными словами — ее недостаточной энергоемкостью [6].

Повышение энергоемкости СП, однако, имеет пределы: для экипажных машин она ограничена физиологическими возможностями человека. Без специальной подготовки человек может выдержать кратковременные ускорения до 35 м/с^2 на уровне «довольно неприятных ощущений» [7]. Таким образом, предельные силы в СП должны быть такими, чтобы ускорения на месте механика-водителя от действия упругих и неупругих сил не превышали указанного значения.

Предельно допустимые ускорения ограничивают значение суммарной удельной потенциальной энергии подвески и одновременно позволяют ввести однозначную связь между полным ходом подвески $f_{\text{п}}$ и ее энергоемкостью U :

$$U = M_{\text{п}} \ddot{z} f_{\text{п}},$$

где $M_{\text{п}}$ — поддресоренная масса машины, кг; \ddot{z} — предельно допустимые ускорения, м/с².

В то же время при известном полном ходе подвески и известных допускаемых ускорениях можно определить предельную высоту единичной неровности, падение с которой будет сопровождаться ускорениями, не превышающими допустимых. Эта зависимость имеет вид

$$M_{\text{п}} g h = M_{\text{п}} \ddot{z} f_{\text{п}},$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²; h — высота падения.

Приведенную зависимость несложно преобразовать:

$$h = \frac{\ddot{z}}{g} f_{\text{п}}. \quad (1)$$

Иными словами, если выразить ускорения \ddot{z} в долях от ускорения свободного падения, можно сказать, что предельная высота падения машины равна значению относительного замедления, умноженному на полный ход подвески. Так, предельная высота падения составляет $3f_{\text{п}}$ для допустимых перегрузок $3g$ и $3,5f_{\text{п}}$ — для перегрузок $3,5g$.

Из приведенных зависимостей ясно, что дополнительно увеличить предельную высоту преодолеваемой с хода единичной неровности можно лишь ценой возрастания допустимых перегрузок, что нежелательно для экипажных машин [8]. Таким образом, можно резюмировать, что выбор сопротивления для демпфирующего элемента СП сводится к нахождению такой характеристики демпфирующего элемента, которая при известной характеристике упругого элемента подвески позволит обеспечить требуемую энергоемкость [7, 9].

В статье показано, что демпфирующую характеристику можно подобрать путем имитационного математического моделирования и выделения демпфирующей характеристики из суммарной силы сопротивления СП [7].

Описание математической модели подбора демпфирующей характеристики. Имитационная математическая модель представляет собой модель, описывающую свободное падение одномассовой колебательной системы с заданной высоты (рис. 1).

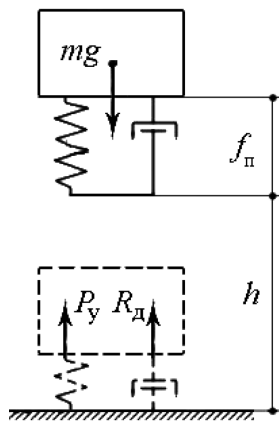


Рис. 1. Схема одномассовой системы: m — масса груза; f_{II} — полный ход подвески; h — высота падения; P_y — сила упругого сопротивления; R_d — сила неупругого сопротивления

Поведение системы описывается уравнением

$$m\ddot{z} = P_y + R_d - mg, \quad (2)$$

где m — масса системы, кг; \ddot{z} — ускорение, воспринимаемое массой, m/c^2 ; P_y — сила упругого сопротивления, Н; R_d — сила неупругого сопротивления, Н.

Ускорение \ddot{z} является критерием для подбора демпфирующей характеристики, что хорошо демонстрирует реализация математической модели, созданной средствами MATLAB Simulink (рис. 2).

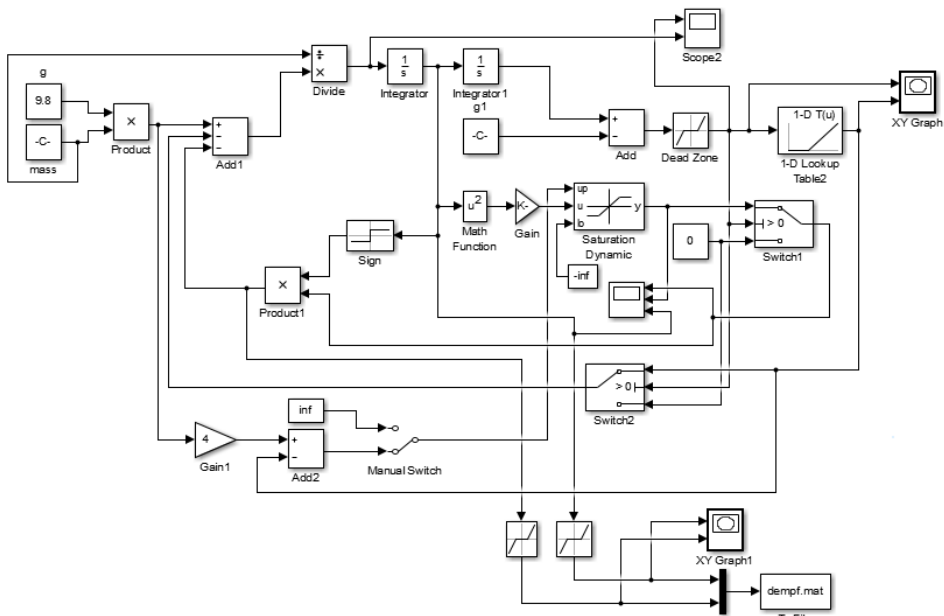


Рис. 2. Имитационная математическая модель

Таким образом, демпфирующая характеристика СП формируется как разность между суммарной силой, зависящей от допустимой перегрузки, и упругой силой от СП. В общем виде выражение, описывающее вид демпфирующей характеристики, можно записать как

$$R_d(V) = \begin{cases} \mu V^2 & \text{при } R_d(V) + P_y \leq m\ddot{z} - mg; \\ m\ddot{z} - mg - P_y & \text{при } R_d(V) + P_y > m\ddot{z} - mg, \end{cases} \quad (3)$$

где V — скорость; μ — коэффициент сопротивления демпфера, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$.

Силы P_y и R_d возникают только после преодоления системой заданной высоты падения h и перестают действовать при отрыве системы от опорного основания (критерий прекращения действия силы — нулевой ход подвески).

Подбор предельной демпфирующей характеристики. В качестве объекта исследования была выбрана гусеничная машина (ГМ) средней весовой категории с полной массой 34 400 кг. Для упрощения расчета (так как рассматриваются только вертикальные колебания) ГМ была приведена к эквивалентной одноопорной схеме. Масса эквивалентной системы равна массе, приходящейся на одну подвеску ГМ. При исследовании эквивалентной колебательной системы были рассмотрены нелинейные упругие характеристики, соответствующие пневмогидравлической и торсионной СП, устанавливаемым на ГМ, а также линейные характеристики.

Упругая характеристика пневмогидравлической СП (ПГСП) представлена на рис. 3, а, характеристика торсионной СП — на рис. 3, б. Полный ход подвески $f_n = 0,404$ м; статическая сила $P_{ст} = 26\ 133$ Н, статический ход подвески $f_{ст} = 0,13$ м.

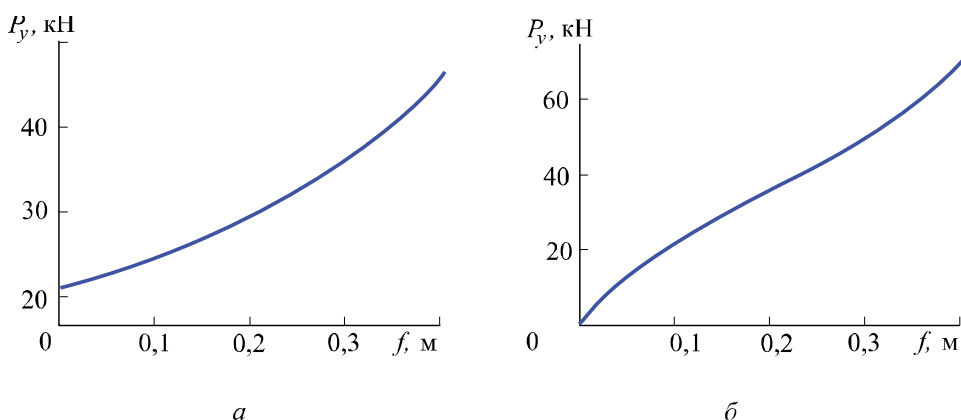


Рис. 3. Упругая характеристика ПГСП (а) и торсионной СП (б)

Упругие характеристики линейных СП были подобраны так, чтобы жесткости соответствующих упругих элементов совпадали с жесткостями нелинейных СП в области статического хода. Анализ данных на рис. 3, а и б показывает, что жесткость ПГСП $c_{пг}$ в области статического хода составляет приблизительно 45 000 Н/м, что соответствует частоте собственных колебаний одномассовой системы $k_{пг} = 4,11$ рад/с. Жесткость торсионной СП c_T в области статического хода составляет 141 700 Н/м. В этом случае частота собственных колебаний системы $k_T = 7,29$ рад/с. По известной жесткости подвески несложно построить ее линейную характеристику, используя зависимость $P(f) = cf$ (рис. 4).

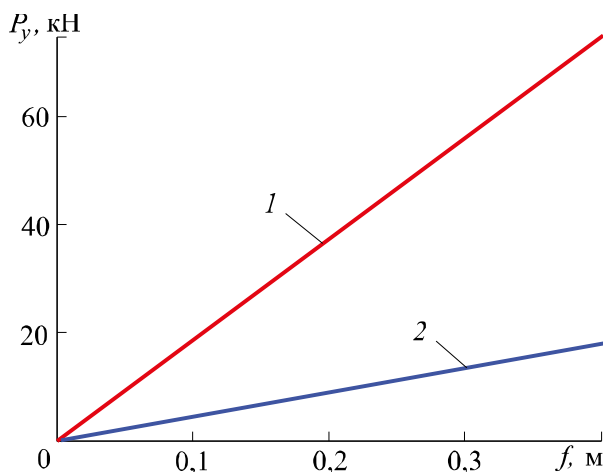


Рис. 4. Упругие характеристики линейных СП:
1 — высокой жесткости; 2 — низкой жесткости

Для подбора оптимальной демпфирующей характеристики было принято, что действующие на массу перегрузки, возникающие при работе СП, не должны превышать $3g$. Тогда выражение (2) можно переписать в виде

$$4mg - P_y = R_d. \quad (4)$$

Необходимо также знать коэффициент сопротивления демпфера. На первом этапе его можно назначить произвольным образом. При моделировании рассматривались два значения коэффициента сопротивления: $\mu_1 = 1,5 \cdot 10^5$ Н · с/м² и $\mu_2 = 1,0 \cdot 10^5$ Н · с/м². Высота падения, рассчитанная по формуле (1), составляет 1,212 м.

На рис. 5–7 показаны результаты моделирования — синтезированные предлагаемым способом демпфирующие характеристики СП, соответствующие различным характеристикам упругих элементов и разным значениям коэффициента μ ; на рис. 8–11 — ускорения, воспринимаемые поддрессированной массой, для разных вариантов СП.

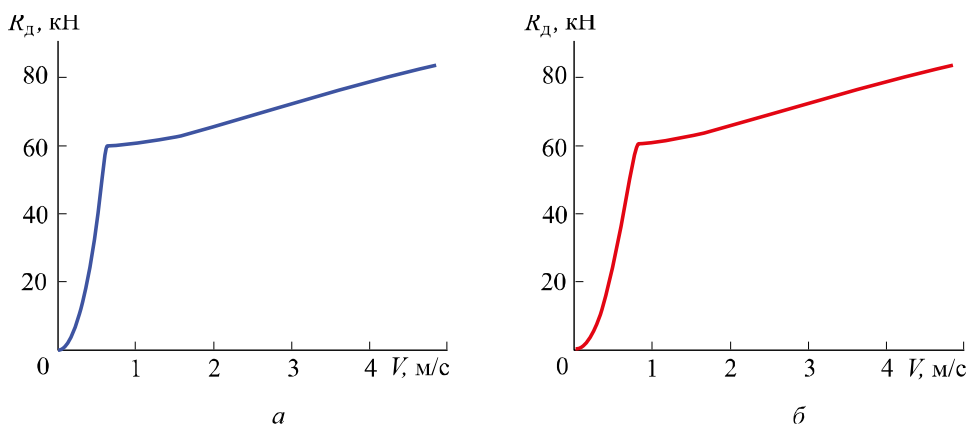


Рис. 5. Синтезированные демпфирующие характеристики для ПГСП:
 a — $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; b — $\mu = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; V — скорость относительного перемещения поддресоренной массы

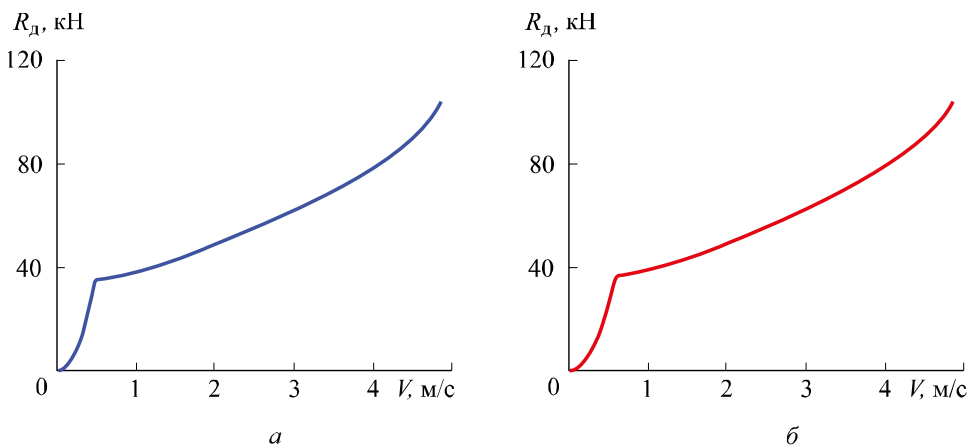


Рис. 6. Синтезированные демпфирующие характеристики для торсионной СП:
 a — $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; b — $\mu = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$

Если проанализировать выражения (3) и (4), становится ясно, что вид упругой характеристики определяется исключительно видом клапанной характеристики, что подтверждается формой зависимостей на рис. 5–7, в то время как коэффициент сопротивления μ обуславливает наличие или отсутствие пробоя подвески, т. е. жесткого касания поддресоренной массой упора. Очевидно, что чем больше значение коэффициента μ , тем с меньшей вероятностью наступит пробой подвески. Это хорошо видно на рис. 10, a , где иллюстрируется гашение накопленной кинетической энергии падающей массы только демпфирующим элементом. Если обратиться к упругой ха-

рактеристике линейной СП малой жесткости (см. рис. 4), будет ясно, что даже при полностью выбранном ходе подвески упругая сила не достигает значения статической силы. Однако благодаря мощному демпферу удастся обеспечить не превышение допустимых ускорений, воспринимаемых поддрессоренной массой.

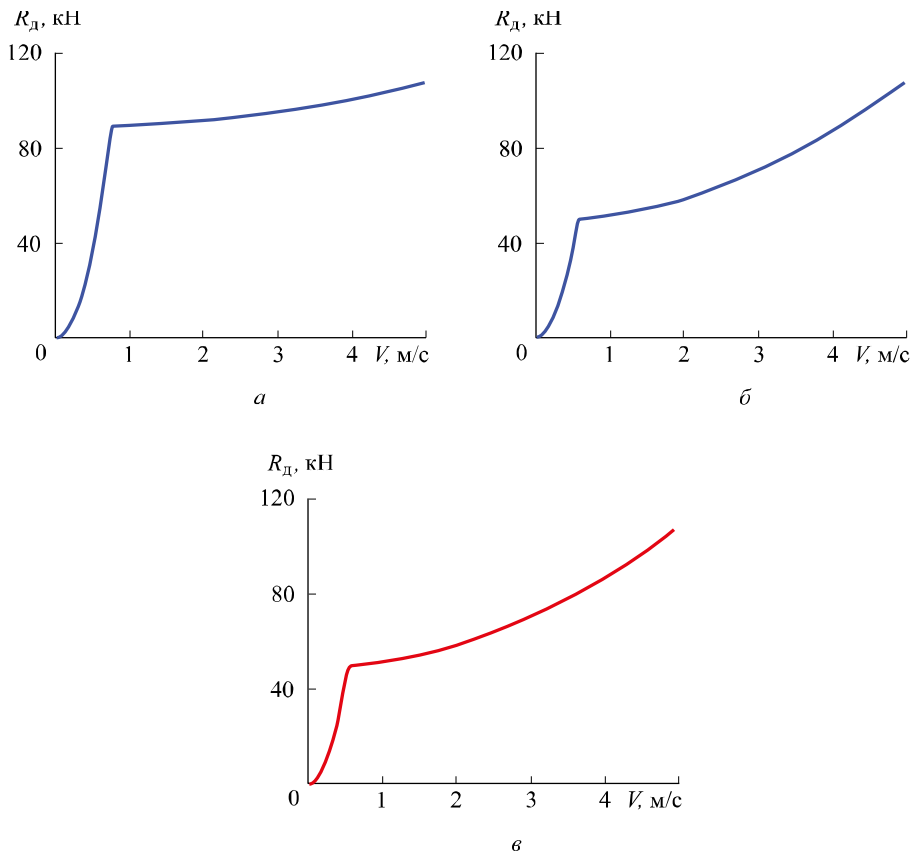


Рис. 7. Синтезированные демпфирующие характеристики для линейной СП: *a* — $k = k_{шт}$, $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; *б* — $k = k_{т}$, $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; *в* — $k = k_{т}$, $\mu = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$

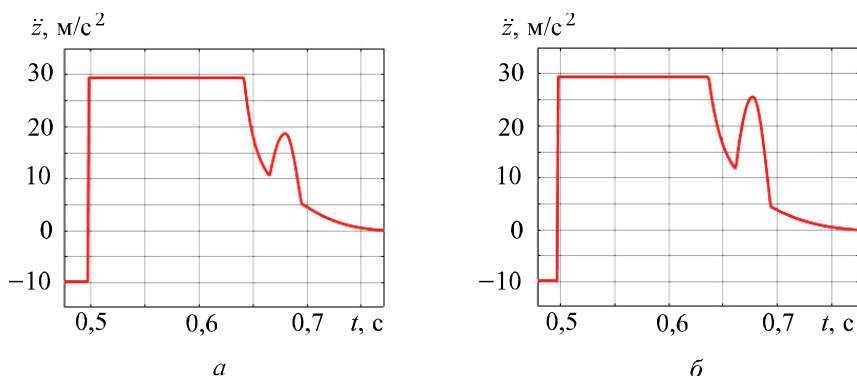


Рис. 8. Ускорения, воспринимаемые массой, при использовании ПГСП: (*t* — время моделирования); *a* — $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; *б* — $\mu = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$

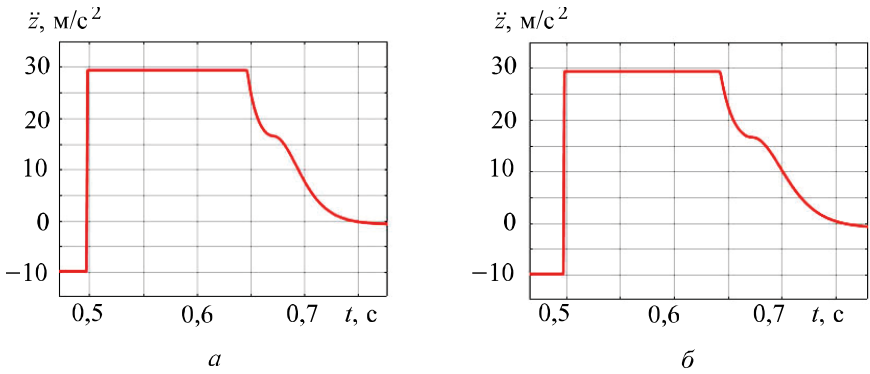


Рис. 9. Ускорения, воспринимаемые массой, при использовании торсионной СП: *a* — $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; *б* — $\mu = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ (*t* — время моделирования)

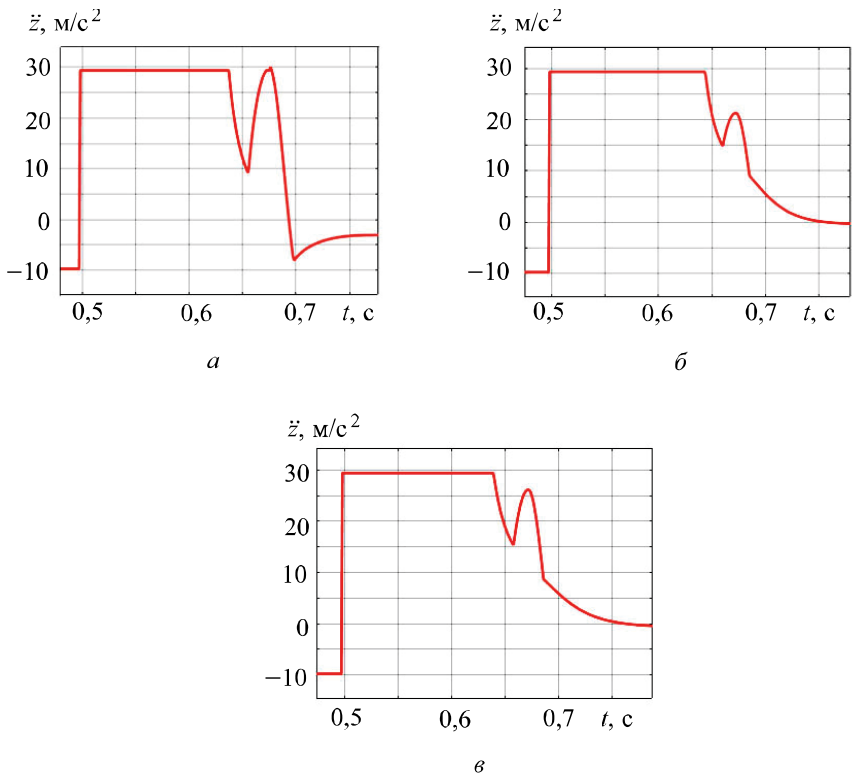


Рис. 10. Ускорения, воспринимаемые массой, при использовании линейной СП: *a* — $k = k_{\text{н}}$, $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; *б* — $k = k_{\text{н}}$, $\mu = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; *в* — $k = k_{\text{н}}$, $\mu = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$

Анализируя рис. 8–10, можно также отметить, что из рассмотренных упругих характеристик СП только характеристика торсионной СП при выбранных параметрах демпфирования отражает отсутствие касания упора. Возникающие, при контакте массы с упором ускорения не превышают принятых в качестве критерия и, кроме того, действуют не дольше 0,05 с, так что, вероятнее всего, не будут восприниматься экипажем как отдельный удар.

Заключение. Предложенный метод позволяет подобрать предельную по допустимым действующим ускорениям демпфирующую характеристику СП. Физическая реализация получаемого вида клапанного участка демпфирующей характеристики может быть сложна, однако ценой некоторого превышения действующих в системе ускорений его можно упростить, заменив прямой линией или участком квадратичной параболы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Марецкий П.К. Влияние режимов движения на выбор характеристик системы поддрессирования. *Вестник бронетанковой техники*, 1988, № 9, с. 48–51.
- [2] Носов Н.А., Гальшев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. *Расчет и конструирование гусеничных машин*. Ленинград, Машиностроение, 1972, 560 с.
- [3] Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Сухоруков А.В. Повышение плавности хода транспортных машин путем использования системы поддрессирования с «нецелым числом степеней свободы». *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2002, № 7, с. 40–45.
- [4] *An Extreme Personal Tank Comes on the Market the Ripsaw EV2*. URL: <http://tek-think.com/2015/05/30/an-extreme-personal-tank-comes-on-the-market-the-ripsaw-ev2/> (дата обращения 14.02.2017).
- [5] Сарач Е.Б. *Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2003, 150 с.
- [6] Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. Перспективы развития системы поддрессирования быстроходных гусеничных машин. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10 (22). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-10-976
- [7] Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. *Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1976, 207 с.
- [8] Котиев Г.О. *Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 265 с.
- [9] Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. *Динамика гусеничной машины при установленном движении по неровностям*. Харьков, Вища школа, 1989, 112 с.

Статья поступила в редакцию 21.02.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ципилев А.А., Васильев А.Б., Кибизов Д.Г. Метод выбора демпфирующей характеристики системы поддрессирования гусеничной машины. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 6.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-6-1625>

Ципилев Александр Анатольевич родился в 1987 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2009 г., ассистент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сфера научных интересов — системы поддрессирования транспортных машин; математическое моделирование пневмогидравлических систем поддрессирования. e-mail: alextx@bmsu.ru

Васильев Александр Борисович — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Кибизов Давид Георгиевич — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Selection method of tracked vehicle damping characteristics

© A.A. Tsipilev, A.B. Vasiliev, D.G. Kibizov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

At present, due to the increase in the caterpillar machines power-to-weight ratio, when the technologies for manufacturing highly-engineered engines are known and widely used, the machine average speed following the traction capabilities limitations has increased significantly. Therefore, the motion regime along periodic irregularities is possible, with the caterpillar being completely detached from the supporting surface. This motion type leads to constant incidence of the car from a certain height and frequent suspension breakdown, since the suspension system (SP) is selected according to other criteria. The article considers a method for selecting a damping characteristic that provides the maximum energy capacity while providing a given acceleration level in the driver place. The article shows simulation results, and confirms that the powerful forward damping introduction allows us to suppress the oscillations.

Keywords: caterpillar machines, torsion suspension, pneumohydraulic suspension, suspension system, smooth running, damping

REFERENCES

- [1] Maretsky P.K. *Vestnik bronetankovoy tekhniki — Bulletin of Armored Vehicles*, 1988, no. 9, pp. 48–51.
- [2] Nosov N.A., Gladyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and design of caterpillar machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972, 560 p.
- [3] Kotiev G.O., Sarach E.B., Sukhorukov A.V. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeny. Mashinostroenie — Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2002, no. 7, pp. 40–45.
- [4] *An Extreme Personal Tank Comes on the Market the RipsawEV2*. Available at: <http://tek-think.com/2015/05/30/an-extreme-personal-tank-comes-on-the-market-the-ripsaw-ev2/> (accessed February 14, 2017).
- [5] Sarach E.B. *Metod vybora kharakteristikisistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeney svobody dlya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny*. Dis. ... kand. tekhn. nauk [Method for choosing characteristics of a suspension system with a non-integer number of degrees of freedom for a high-speed tracked machine. Cand. Sc. (Eng.) Diss.]. Moscow, 2003, 150 p.
- [6] Kotiev G.O., Sarach E.B., Smirnov I.A. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, iss. 10 (22). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-10-976
- [7] Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Telminov A.V. *Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin* [Theory and calculation of nonlinear systems of suspension of caterpillar machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 207 p.
- [8] Kotiev G.O. *Prognozirovanie ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voennykh gusenichnykh mashin*. Dis. ... dokt. tekhn. nauk [Forecasting the performance properties of suspension systems for military caterpillar vehicles. Diss. Dr. Sc. (Eng.)]. Moscow, BMSTU Publ., 2000, 265 p.

- [9] Avramov V.P., Kaleychev N.B. *Dinamika gusenichnoy mashiny pri ustanovivshemsyadvizhenii po nerovnostyam* [Dynamics of the caterpillar with steady motion along irregularities]. Kharkov, Vysscha shkola Publ., 1989, 112 p.

Tsipilev A.A. (b. 1987) graduated from Bauman Moscow State Technical University in 1984. Assistant Lecturer of the Department of Multipurpose Caterpillar Machines and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: suspension systems of transport vehicles; mathematical modeling of pneumohydraulic suspension systems. e-mail: alextx@bmsu.ru

Vasiliev A.B., a student of the Department of Multipurpose Caterpillar Machines and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University.

Kibizov D.G., a student of the Department of Multipurpose Caterpillar Machines and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University.