

ПОДАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

© 2012 В. Б. Держанский¹, И. А. Тараторкин¹, А. И. Тараторкин²

¹Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург

²Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Для задачи упругого взаимодействия в зоне контакта «шина–обрезиненная беговая дорожка гусеницы» проведён анализ уточнённого решения уравнения Матье с учётом диссипации энергии. Обосновано минимальное значение глубины модуляции упругости, обеспечивающее исключение параметрических резонансов при высоких скоростях движения 15 м/с и более. Приводится вариант конструкции гусеницы, обеспечивающий ограниченную вариацию параметра глубины модуляции упругости.

Устойчивость, гусеница, быстроходная машина, колебания, параметрический резонанс.

В работе [1], посвящённой исследованию параметрических колебаний в гусеничном движителе, показано, что переменная жёсткость в контакте «шина–обрезиненная беговая дорожка (ОБД) гусениц» приводит к возбуждению параметрических резонансов. При движении машин по дорогам с малодеформируемым основанием параметрические колебания опорных катков ограничивают долговечность элементов ходовой части, нарушают эффективность функционирования лазерного оптико-электронного оборудования систем управления. Кроме того, эти колебания существенно повышают тепловую напряжённость шин. При анализе динамики процесса в соответствии с полученным дифференциальным уравнением в форме Айнса-Стретта при многих допущениях установлена область устойчивости параметрических колебаний. В то же время фундаментальные закономерности, современные методы и алгоритмы нелинейной динамики и хаоса позволяют более точно определить область устойчивости систем [2]. Кроме того, в работе [1] не учитывались силы вязкого трения, которые сужают область устойчивых параметрических резонансных колебаний, т.е. оказывают стабилизирующее действие.

В связи с этим в данной работе решаются задачи анализа математической модели и определения параметра глубины модуляции жёсткости упругого взаимодействия в контакте «шина–обрезиненная беговая дорожка» численными методами и с учётом диссипативных характеристик, исключая-

щих резонанс. В соответствии с результатами моделирования разрабатывается конструкция гусеницы с требуемыми параметрами.

Определение условий, исключаящих возбуждение параметрического резонанса, производится на основе анализа влияния параметра глубины модуляции жёсткости и допустимой скорости движения в функции от соотношения частот $\frac{p}{2\omega_0} = k$,

где $k = 0,5; 1; 2$, ω_0 – собственная частота, p – частота внешнего возмущения (траковая). Для выполнения такого анализа дифференциальное уравнение Матье дополняется составляющей вязкого сопротивления $2\varepsilon\dot{Z}$. Движение опорного катка в этом случае описывается следующим уравнением:

$$\ddot{Z} + 2\varepsilon\dot{Z} + \omega_0^2[1 + 2\mu\cos(pt)]Z = 0,$$

где \ddot{Z} , Z – вертикальное ускорение и перемещение опорного катка; ω_0^2 – квадрат собственной частоты системы, $\omega_0 = \frac{c}{m}$; μ – параметр глубины модуляции жёсткости, $\mu = \frac{\Delta c}{c_0}$; ε – коэффициент диссипации; $\Phi(t)$ – некоторая периодическая функция, в данном случае полученная экспериментально [1].

При решении данной задачи выражение, позволяющее определить минимально

допустимое значение параметра глубины модуляции, имеет следующий вид:

$$\mu_{кр} = \left(\sqrt[k]{\frac{\delta}{\pi}} \right).$$

Соответствующее значение частоты возмущения, пропорционально зависящее от скорости движения машины

$$p(k) = 2k\omega_0.$$

Логарифмический декремент затухания δ определяется по следующей зависимости:

$$\delta = \frac{2\pi\varepsilon}{p(k)}.$$

Значение коэффициента диссипации ε определено по упругодиссипативной характеристике взаимодействия исследуемого варианта «шина 560×95×30 – трак $h=27$ мм» и составляет $\varepsilon=10,168$, соответственно, $\delta=0,241$. Границы наиболее критичных областей устойчивых резонансных параметрических колебаний, соответствующих значениям параметров $k=1$ и $k=2$ определяются по зависимостям, приведённым ниже.

Для $k=2$ ($p=2\omega_0$)

$$V(\mu) = \frac{\omega_0 t}{\pi} \left(1 \pm \left(\mu^2 - \left(\frac{\delta}{\pi} \right)^2 \right)^{0,5} \right)^{0,5}.$$

Для $k=1$ ($p=\omega_0$)

$$V(\mu) = \frac{\omega_0 t}{2\pi} 1 - \mu^2 \pm \left(\mu^4 - \left(\frac{\delta}{\pi} \right)^2 \cdot (1 - \mu^2) \right)^{0,5}.$$

Результаты критических значений параметра глубины модуляции, исключающих возникновение параметрического резонанса, приведены в табл. 1, а графическое представление искомых функций - на рис. 1.

На рис.1 пилочидная кривая характеризует границы двух первых областей неустойчивости соответственно при $\omega_0/p=1$ и $2\omega_0/p=1$. Как видно из графика, для исключения параметрических колебаний необходимо либо снижать текущее значение коэффициента модуляции с целью выйти за пределы диапазона устойчивых параметрических резонансных колебаний (ниже пиков границ устойчивости), либо увеличивать коэффициент диссипации, т. е. вязкое сопротивление в системе, что приведёт к расширению границ неустойчивости и обеспечит требуемый результат.

Например, для глубины модуляции $\mu_{кр}=0,6$ (вариант: шина 560×95×30, трак $h=27$ мм) опорный каток будет находиться в зоне устойчивых параметрических колебаний в диапазоне скоростей от 2 до 6,3 м/с и от 8 до 16 м/с.

Таблица 1. Критические значения параметра глубины модуляции, исключающие возникновение параметрического резонанса

Параметр области устойчивости k	1	2	3	4	5
Отношение частот	$p = 2\omega_0$	$p = \omega_0$	$p = \frac{2}{3}\omega_0$	$p = 0,5\omega_0$	$p = \frac{2}{5}\omega_0$
Критическое значение параметра модуляции жесткости $\mu_{кр}$	0,077	0,280	0,425	0,527	0,599
Соответствующая скорость движения V , м/с	12,6	6,316	4,211	3,158	2,527

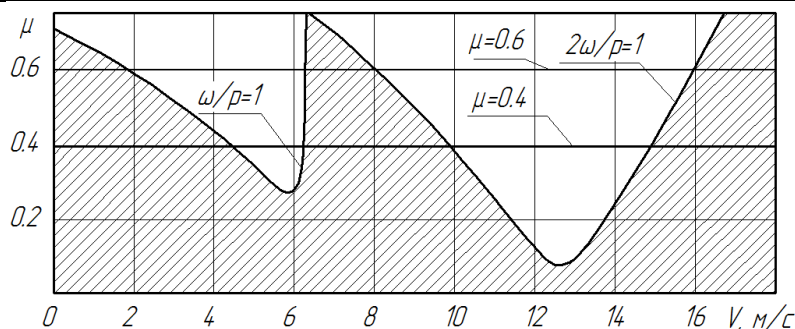


Рис. 1. Результаты определения зон устойчивых параметрических колебаний (незаштрихованные области)

Из графиков следует, что для исключения параметрических резонансных колебаний опорных катков при движении машины со скоростью менее 7 м/с значение параметра глубины модуляции μ не должно превышать 0,28. При скорости более 7 м/с для полного исключения резонанса глубина модуляции должна быть менее 0,077.

Учитывая тенденцию дальнейшего повышения скоростных качеств машин, задача исключения параметрических резонансов приобретает ещё большую актуальность. В соответствии с полученным результатом разработана конструкция гусеницы (рис. 2,3,4), параметр глубины модуляции жёсткости которой соответствует приведённым требованиям.

Предлагаемая гусеница содержит асимметричные двухзвенчатые траки 1 соединяемые трубчатой перемычкой 2, разъёмные серьги 3, гребни 4 (рис. 2). Звенья траков 1 в продольном направлении выполнены асимметричными путем дополнительных выступов, например, у правого звена сзади, а у левого впереди. Таким образом, звенья одного трака смещены на некоторую величину Δl , обеспечивая зазор между звеньями смежных траков в форме «зигзаг».

К верхней горизонтальной плоскости звеньев привулканизированы резиновые подушки 5, образующие беговую дорожку для опорных катков (рис. 3). В объёме резиновых подушек 5 беговой дорожки со стороны привулканизированных к звеньям траков 1 выполнены полости 6 в форме арок 7. Вершины арок совмещены с точками пересечения поперечной оси симметрии трубчатой перемычки 2 и продольными осями беговых дорожек звеньев трака 1. Геометрические размеры арок определяются из условия минимизации параметра модуляции упругости в вертикальной плоскости вдоль гусеницы.

Работает предлагаемая конструкция следующим образом (рис. 3). В процессе качения опорных катков 10 по беговой дорожке гусеницы левая 8 и правая 9 шины каждого опорного катка 10 преодолевают зазоры (стыки) между звеньями смежных траков 1

асинхронно из-за продольного смещения зазоров (формы «зигзаг»). Вначале зазор преодолевает левая шина опорного катка 8, потом через время $t=2\Delta l/v$ (v – скорость движения) правая шина 9, т.е. когда левая шина 8 опорного катка 10 встречается с зазором, правая шина 9 продолжает качение по ровной части беговой дорожки. В дальнейшем, наоборот, когда правая шина 9 опорного катка 10 встречается с зазором между звеньями смежных траков, левая шина 8 уже движется по ровной части беговой дорожки.

Эффективность предлагаемого решения подтверждена результатами численного моделирования в пакете ANSYS Workbench. За счёт упругого «нивелирования» беговой дорожки исключается резкое перемещение опорного катка при его наезде на зазор в варианте применяемых гусениц. Вследствие этого уровень динамической нагрузки, действующей на опорный каток, уменьшается. Смещение зазоров между смежными траками путём придания ему формы «зигзаг», покрытие выступов резиновой подушкой уменьшает величину упругого сближения шины с обрезиненной беговой дорожкой в зоне зазоров (заштрихованные области a на рис. 4 образованы графиками зависимости просадки, т.е. упругого сближения «шина – обрезиненная беговая дорожка» по длине гусеницы, график 1 соответствует прототипу, график 2 – предлагаемой конструкции). Введение полости в резиновых подушках позволяет увеличить упругое сближение в зоне контакта на ровной части беговой дорожки (рис. 4, область b).

Таким образом, предложенное решение стабилизирует упругость, т.е. снижает значение параметра модуляции упругости гусеницы в вертикальной плоскости, что способствует непрерывности контакта шин с обрезиненной беговой дорожкой и уменьшению вероятности возбуждения параметрических колебаний. Это позволит увеличить долговечность элементов ходовой части, повысить эффективность функционирования лазерного оптико-электронного оборудования систем управления, снизить температуру шин опорных катков.

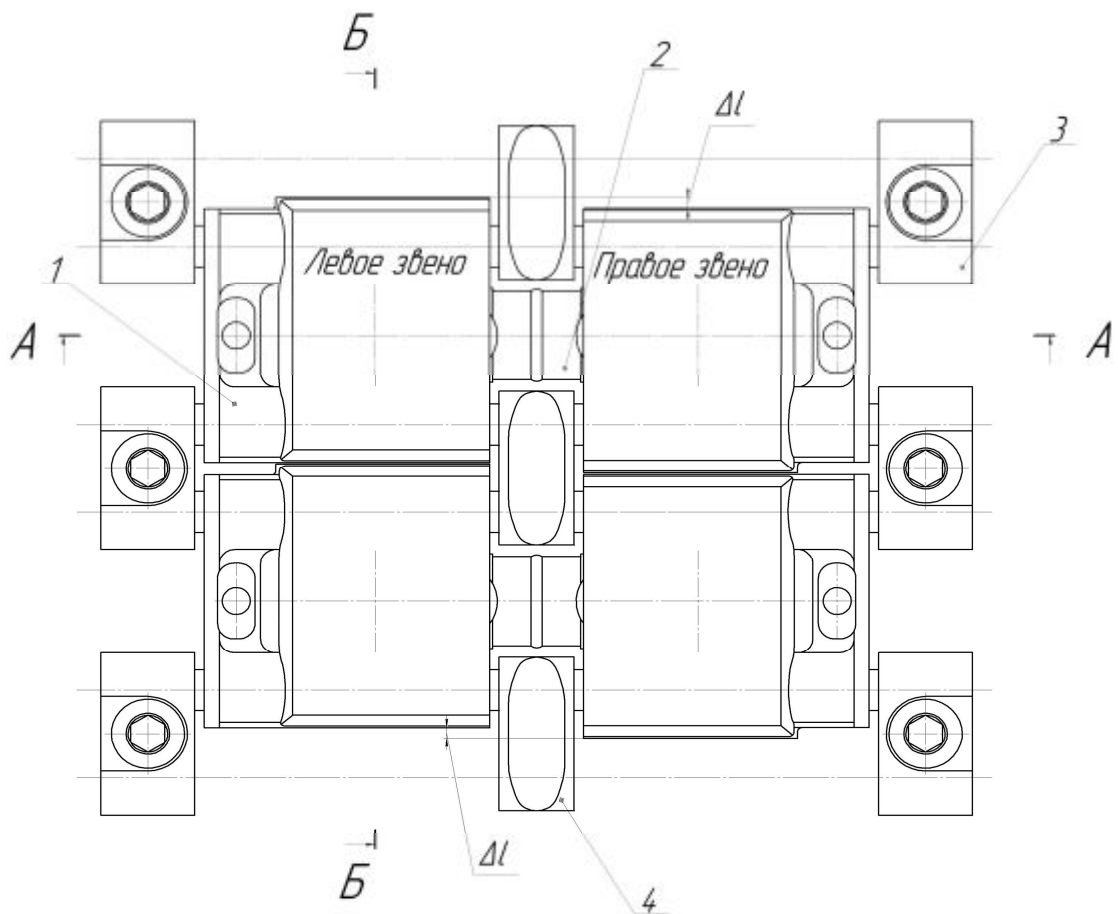


Рис. 2. Конструкция гусеницы (вид сверху)

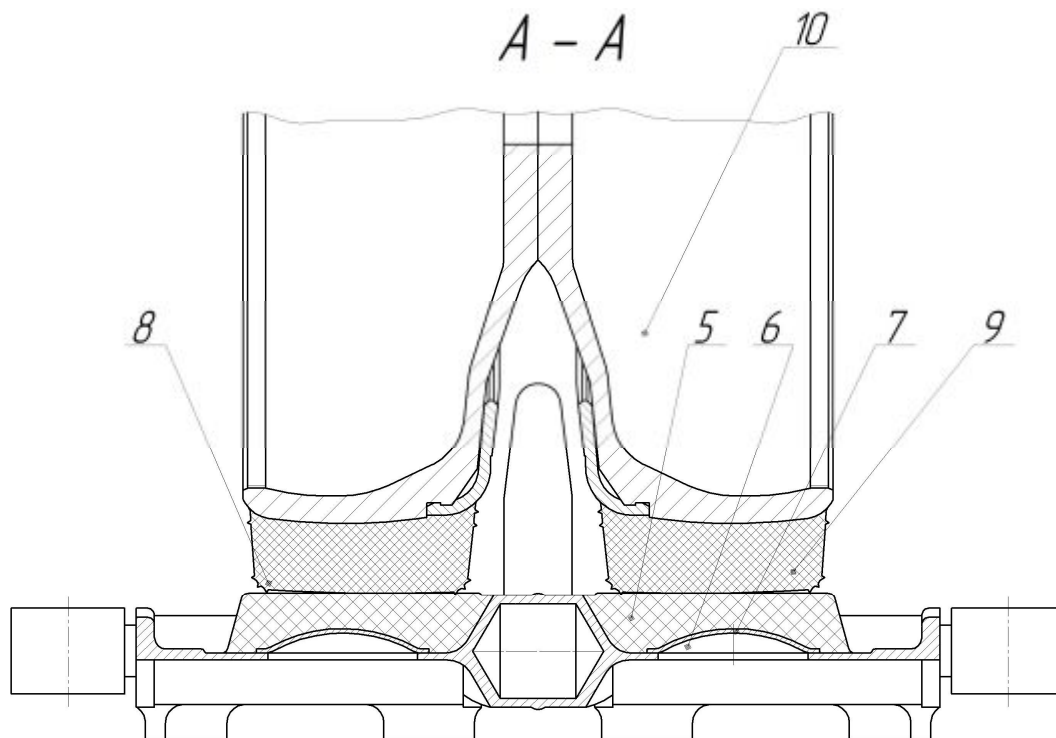


Рис. 3. Конструкция гусеницы (разрез в поперечной плоскости)

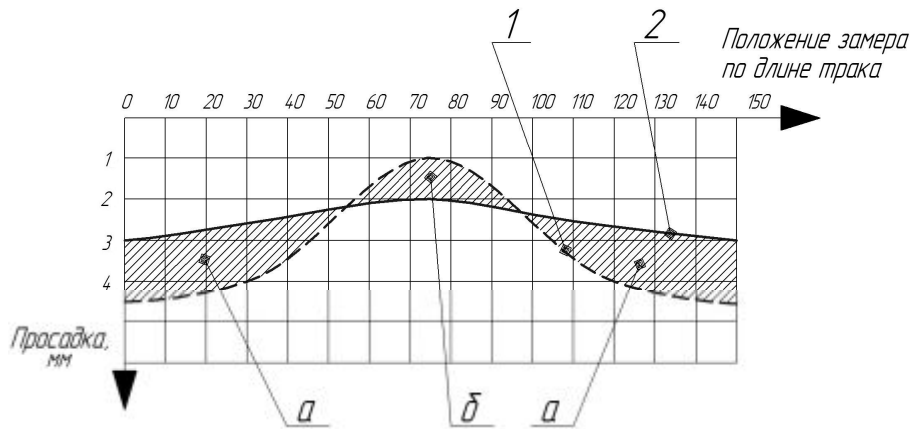


Рис. 4. Зависимость просадки (упругого сближения) по длине трака: 1 – серийный вариант гусеницы; 2 – предлагаемая конструкция гусеницы

Заключение

1. Решение уравнения Матье-Хилла с учётом диссипативных сил позволило существенно уточнить область устойчивости параметрических колебаний.

2. По результатам исследования установлено, что исключение параметрических колебаний опорных катков при движении машины со скоростью выше 15 м/с может быть достигнуто снижением параметра глубины модуляции упругости до 0,10 ... 0,12.

3. Разработан вариант конструкции гусеницы с требуемым значением параметра модуляции. Зигзагообразная форма зазора между звеньями позволяет сократить упругое сближение с 4,5 до 3,0 мм, а введение полости в резиновых подушках позволяет увеличить упругое сближение в зоне контакта на ровной части беговой дорожки с 1,0 до 2,0 мм.

Работа выполнена в соответствии с бюджетной темой отдела механики транспортных машин ИМАШ УрО РАН, г. Екатеринбург.

Библиографический список

1. Держанский, В.Б. Формирование высокочастотного динамического нагружения элементов ходовой части гусеничной машины [Текст] / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин // Механика машин, механизмов и материалов: Междунар. науч.-техн. журнал. - Минск: Изд-во БНТУ, 2010. - № 2 (11). - С. 48 – 52.

2. Нелинейная динамика и хаос. Бифуркационные группы и редкие аттракторы [Текст] / М.В. Закржевский, Р.С. Смирнова, И.Т. Щукин [и др.]. – Рига: Изд-во РТУ, 2012. – 181 с.

3. Гусеница транспортной машины [Текст] / [В.Б. Держанский и др.]/ Заявка на полезную модель. Рег. № 2012126204 от 22.06.2012.

SUPPRESSION OF PARAMETRIC VIBRATIONS OF RUNNING GEAR ELEMENTS OF TRACKED VEHICLES

© 2012 V. B. Derzhanskii¹, I. A. Taratorkin¹, A. I. Taratorkin²

¹Engineering Science Institute UrO RAN, Russia, Ekaterinburg

²Bauman Moscow State Technical University

The analysis of proximate solutions of the Mathieu equation, taking into account the energy dissipation in the contact zone "tire-rubber grips treadmill track." Substantiated the minimum value of the modulation depth of elasticity, provides an exception parametric resonances at speeds 15 or more m/s. An embodiment of the track, providing a limited variation of the parameter of the modulation depth of elasticity.

Stability, track, speed machine, vibration, parametric resonance.

Информация об авторах

Тараторкин Игорь Александрович, доктор технических наук, заведующий отделом механики транспортных машин Института машиноведения Уральского отделения РАН. E-mail: ig_tar@mail.ru. Область научных интересов: моделирование механических и мехатронных систем, управляемость и устойчивость движения, динамика машин, надежность машин.

Держанский Виктор Борисович, доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник отдела механики транспортных машин Института машиноведения Уральского отделения РАН. E-mail: [dzb_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru). Область научных интересов: моделирование механических и мехатронных систем, управляемость и устойчивость движения, динамика машин.

Тараторкин Александр Игоревич, студент Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана. E-mail: alexandr_tar@mail.ru. Область научных интересов: динамическая нагруженность, моделирование механических и мехатронных систем.

Taratorkin Igor Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences, Ural Branch of The Russian Academy of Sciences, head of the Department of Mechanics, transport machines Institute of Mechanical Engineering. E-mail: ig_tar@mail.ru. Area of research: modeling of mechanical and mechatronic systems, controllability and stability of motion, dynamics of machines, the reliability of machines.

Derzhanskii Victor Borisovich, Doctor of Technical Sciences, professor, Ural Branch of The Russian Academy of Sciences, leading researcher Department of Mechanics, transport machines Institute of Mechanical Engineering. E-mail: dzb_47@mail.ru. Area of research: Simulation of mechanical and mechatronic systems, controllability and stability of motion, dynamics of machines

Taratorkin Alexandr Igorevich, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: alexandr_tar@mail.ru. Area of research: dynamic loading, modeling of mechanical and mechatronic systems