

УДК 629.113-585

И. С. Сазонов, Н. Н. Гурский, Н. П. Амельченко

МОДЕЛИРОВАНИЕ АКТИВНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

UDC 629.113-585

I. S. Sazonov, N. N. Hursky, N. P. Amelchenko

SIMULATION OF ACTIVE CUSHIONING OF A WHEELED TRACTOR DRIVER SEAT

Аннотация

Рассматриваются вопросы моделирования и анализа динамической виброн нагруженности водителя колесного трактора. Представлена математическая модель колебаний колесного трактора, включающая шасси, колеса, элементы вторичного поддрессоривания (кабину, сиденье водителя). Изложены результаты анализа вертикальных колебаний сиденья водителя при пассивном и активном вариантах его поддрессоривания, а также влияния различных схем поддрессоривания шасси на динамическую нагруженность водителя при движении трактора по заданным типам опорных поверхностей.

Ключевые слова:

моделирование, динамическая виброн нагруженность, математическая модель, вторичное поддрессоривание, пассивное поддрессоривание, активное поддрессоривание, динамическая нагруженность, опорная поверхность.

Abstract

The modeling and analysis of dynamic vibration loading, a wheeled tractor driver is exposed to, are considered in this paper. The mathematical model of wheeled tractor vibrations, including the chassis, wheels, and elements of secondary cushioning (a cab and a driver seat) is presented. The paper gives the results of the analysis of driver seat vertical vibrations in passive and active variants of its cushioning and, also, the impact of different schemes of chassis cushioning upon the dynamic loading of a driver when driving a tractor on specified types of bearing surfaces.

Key words:

modeling, dynamic vibration loading, mathematical model, secondary cushioning, passive cushioning, active cushioning, dynamic loading, bearing surface.

Введение

Движение трактора в реальных условиях эксплуатации сопровождается колебаниями шасси, узлов (кабины, сиденья водителя) и агрегатов, установленных на нем. Эти колебания являются следствием воздействия на трактор возмущающих сил. Исследованиями многих авторов установлено, что наиболее неблагоприятными колебаниями шасси при выполнении различных видов сельскохозяйственных и транспортных работ являются коле-

бания в вертикальной продольной плоскости, возникающие при движении трактора на повышенных скоростях по периодически повторяющимся неровностям (движение поперек борозд). Стремясь снизить уровни колебаний, учитывают особенности конструкций систем поддрессоривания (СП) как самого шасси, так и узлов. Для оценки эффективности различных СП используются, как правило, два критерия: условия движения трактора (плавность колебаний шасси, преодоление трактором микронеровностей и сохранение

управляемости); условия труда тракториста (уровень колебаний в кабине и на сиденье водителя).

Чтобы провести подобные исследования, необходимо рассматривать трактор как единую колебательную систему, в которой должны быть согласованы между собой СП шасси, кабины, сиденья, двигателя на раме трактора.

Вопросам, связанным с теоретическими и экспериментальными исследованиями колебаний транспортных колесных машин, посвящено множество работ ученых и исследователей разных поколений [1–6].

На современном этапе основными средствами изучения и количественного исследования важнейших свойств машин, обусловленных колебательными процессами, являются математические модели, алгоритмы и программные средства.

В работе рассматриваются вопросы виртуального моделирования колебаний колесного трактора и анализа его вибронгруженности в характерных точках шасси, кабины и на месте сиде-

нья водителя, при этом используются различные структурные схемы как пассивного, так и активного поддрессоривания. Компьютерные эксперименты проведены в среде ADMOS [7, 8].

Расчетная схема и математическая модель объекта исследования

Для решения задач обоснованной плавности хода является дискретная модель в виде сосредоточенных масс, объединенных упругими и диссипативными безынерционными связями с необходимым числом степеней свободы, учитывающих линейные вертикальные и угловые продольные и поперечные колебания поддрессоренной массы и вертикальные линейные неподдрессоренных масс, а также аналогичные фазовые координаты объектов вторичного поддрессоривания, в частности, кабины и сиденья водителя.

Расчетная схема пространственных колебаний колесного трактора с учетом принятых степеней свободы представлена на рис. 1.

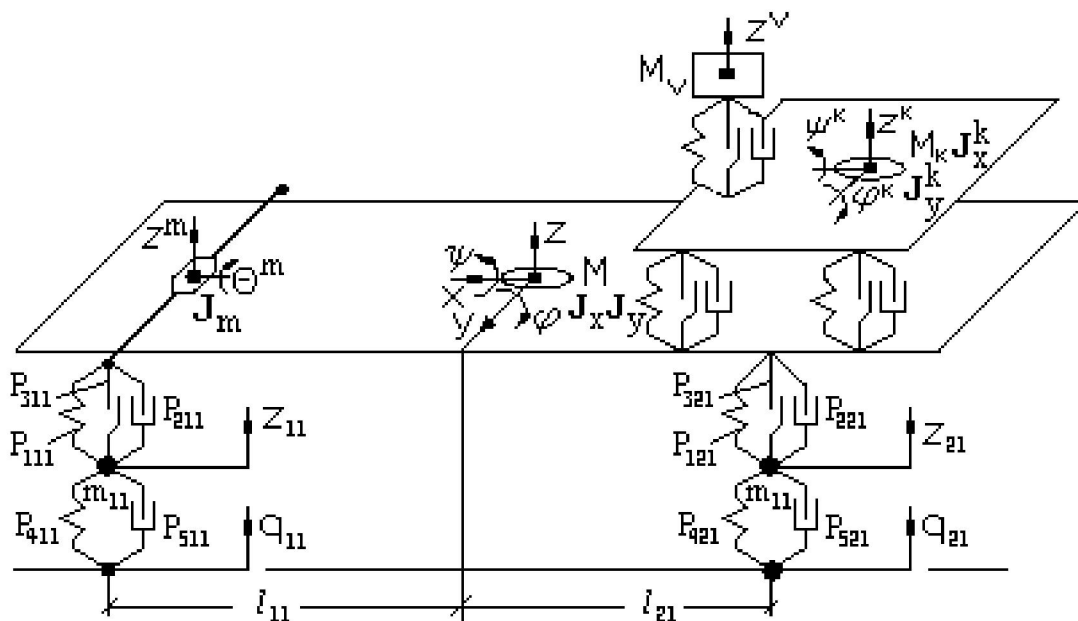


Рис. 1. Расчетная схема пространственных колебаний колесного трактора

Математическая модель, соответствующая данной расчетной схеме, описывается системой дифференциальных уравнений (ДУ) второго порядка в виде

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0; \\ J_y \ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_m \ddot{\theta}^m + \sum_{l=1}^2 \sum_{j=1}^3 b_{1l} P_{j1l} &= 0; \\ m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0; \\ M_k \ddot{z}^k + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 P_{jil}^k &= 0; \\ J_y^k \ddot{\phi}^k + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 l_{ij}^k P_{jil}^k &= 0; \\ J_x^k \ddot{\psi}^k + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 b_{ij}^k P_{jil}^k &= 0; \\ M_V \ddot{z}^v + \sum_{j=1}^3 P_j^v &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

$(l = 1, 2; i = 1, 2; j = 1, 2, 3)$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$\begin{aligned} z|_{t=t_0} &= z_0; \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0; \\ \phi|_{t=t_0} &= \phi_0; \quad \dot{\phi}|_{t=t_0} = \dot{\phi}_0; \\ \psi|_{t=t_0} &= \psi_0; \quad \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0; \\ z^k|_{t=t_0} &= z_0^k; \quad \dot{z}^k|_{t=t_0} = \dot{z}_0^k; \\ \phi^k|_{t=t_0} &= \phi_0^k; \quad \dot{\phi}^k|_{t=t_0} = \dot{\phi}_0^k; \\ \psi^k|_{t=t_0} &= \psi_0^k; \quad \dot{\psi}^k|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0^k; \\ \theta^m|_{t=t_0} &= \theta_0^m; \quad \dot{\theta}^m|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0^m; \\ z^v|_{t=t_0} &= z_0^v; \quad \dot{z}^v|_{t=t_0} = \dot{z}_0^v; \\ z_{il}|_{t=t_0} &= z_{0il}; \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il} \\ &(i = 1, 2; l = 1, 2), \end{aligned}$$

где M – подрессоренная масса шасси; J_y – момент инерции подрессоренной массы шасси относительно оси тангажа; J_x – момент инерции подрессоренной массы шасси относительно оси крена; l – индекс борта; i – индекс номера опоры; j – индекс типа упругодиссипативного элемента ($j=1$ – упругий элемент, $j=2$ – амортизатор, $j=3$ – условный элемент сухого трения); P_{jil} – нелинейная характеристика восстанавливающей силы элемента il -й подвески; l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до il -й оси (моста); b_{il} – расстояние в поперечной плоскости от центра il -го колеса до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена; J_m – момент инерции передней балки; P_{4il}, P_{5il} – диссипативная и упругая силы в il -й шине в нормальном направлении соответственно; M_k – подрессоренная масса кабины; J_y^k – момент инерции подрессоренной массы кабины относительно оси тангажа; J_x^k – момент инерции подрессоренной массы кабины относительно оси крена; l_{ij}^k – расстояние по горизонтали от центра масс кабины до il -й опоры кабины; b_{ij}^k – расстояние в поперечной плоскости от центра масс кабины до il -й опоры кабины; M_V – масса сиденья водителя.

Относительные перемещения и скорости, являющиеся аргументами для вычисления упругодиссипативных сил в элементах il -й подвески P_{jil} ($j = 1, 2, 3$), имеют вид:

$$\begin{aligned} \Delta_{il} &= z + l_{ij}\phi + b_{il}\psi - z_{il}; \\ \dot{\Delta}_{il} &= \dot{z} + l_{ij}\dot{\phi} + b_{il}\dot{\psi} - \dot{z}_{il}, \end{aligned}$$

а соответствующие аргументы для сил P_{jil} ($j = 4, 5$) il -го колеса определяют как

$$\delta_{il} = z_{il} - q_{il}; \quad \dot{\delta}_{il} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il}.$$

Деформации элементов поддрессоривания кабины и сиденья водителя имеют вид:

$$\Delta_{il}^k = z^k + l_{ij}^k \varphi^k + b_{ij}^k \psi^k - z_{pil};$$

$$\dot{\Delta}_{il}^k = \dot{z}^k + l_{ij}^k \dot{\varphi}^k + b_{ij}^k \dot{\psi}^k - \dot{z}_{pil};$$

$$\Delta^v = z^v - z_p^k; \quad \dot{\Delta}^v = \dot{z}^v - \dot{z}_p^k,$$

где z_{pil}, \dot{z}_{pil} – перемещение и скорость шасси в точке крепления il -й опоры кабины; z_p^k, \dot{z}_p^k – перемещение и скорость на полу кабины в точке крепления сиденья водителя.

В случае жесткого поддрессоривания шасси необходимо неподдрессоренную массу соответствующей оси при-

соединить к поддрессоренной массе шасси, а соответствующие силы в элементах подвески заменить силами, возникающими в колесах.

При моделировании динамической системы с активной подвеской сиденья водителя следует заменить вычисление аргументов Δ^v на

$$\Delta^v = z^v - z_p^k + z^*;$$

$$\dot{\Delta}^v = \dot{z}^v - \dot{z}_p^k + \dot{z}^*,$$

где z^*, \dot{z}^* – перемещение и скорость активного исполнительного устройства.

Схема системы управления колебаниями сиденья водителя представлена на рис. 2.

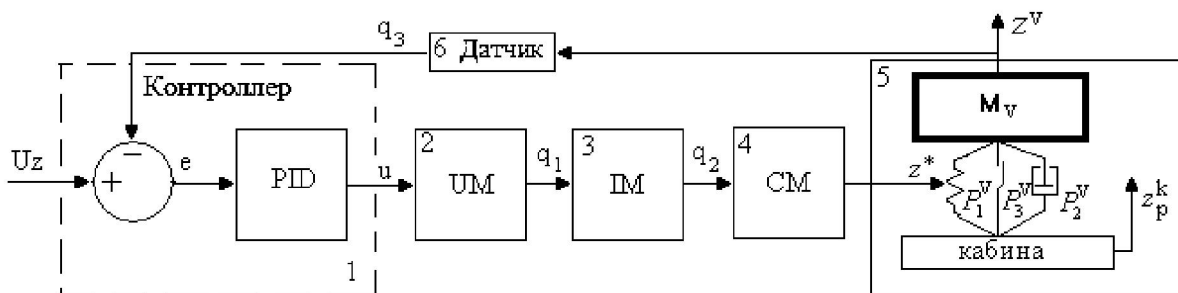


Рис. 2. Схема управления колебаниями сиденья водителя

Система включает контроллер 1, который может быть представлен в виде PID либо ИНС (искусственной нейронной сети), датчик 6, преобразователь-усилитель мощности 2, исполнительный механизм 3, соединительный механизм 4 и объект управления 5. Сигнал с датчика 6 подается в контроллер, где сравнивается с желаемым уровнем U_z перемещений поддрессоренной массы и вырабатывается управляющий сигнал u , который поступает на вход электрогидравлического усилителя 2 (рис. 3).

Для моделирования пространственных колебаний колесного трактора с активной СП сиденья водителя следует в систему уравнений (1) добавить уравнения, описывающие основные элементы электрогидравлической опоры (см. рис. 2 и 3), в частности, блоки 2, 3, 6, которые представляют собой аperiodические звенья с заданными постоянными времени и коэффициентами усиления. Дифференциальные уравнения этих элементов имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} T^x \dot{q}_1 + q_1 - k^x u &= 0; \\ T^z \dot{q}_2 + q_2 - k^z q_1 &= 0; \\ T^s \dot{q}_3 + q_3 - k^s z^v &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $T^x, k^x, T^z, k^z, T^s, k^s$ – постоянные времени и коэффициенты усиления блоков 2, 3, 6 соответственно.

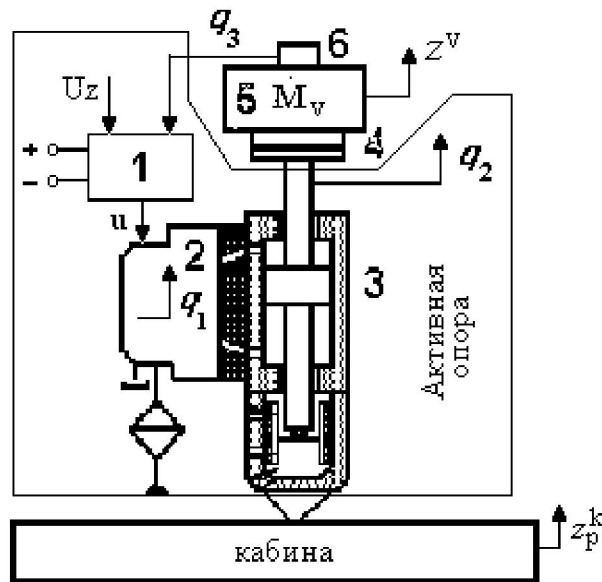


Рис. 3. Схема электрогидравлической опоры сиденья водителя

Компьютерная модель

Для практического решения задач системного анализа и управления колебаниями сиденья водителя используем методику проектирования систем поддрессоривания мобильных машин, основанную на использовании комплекса программ [7, 8] и отличающуюся тем, что она построена на принципах визуального формирования расчетной схемы объекта исследования, включающей задание его основных массово-геометрических параметров, выбора типа (структуры, способа управления колебаниями – пассивного или активного) и упругодиссипативных характеристик подвески, задание внешней среды функционирования, непосредственный выбор наблюдаемых перемен-

ных, решение задач временного и частотного анализ, оптимизации и др. В соответствии с упомянутой методикой примем основные параметры колесного трактора, как показано на рис. 4.

Методика направлена на реализацию виртуальной среды проектирования, привычной и принятой среди инженеров, в которой инженер-исследователь, конструктор в большинстве случаев не является специалистом в моделировании, а выступает в качестве эксперта в своей предметной области. В основе методики виртуального проектирования лежит дискретная математическая модель (1) мобильной машины (колесного трактора).

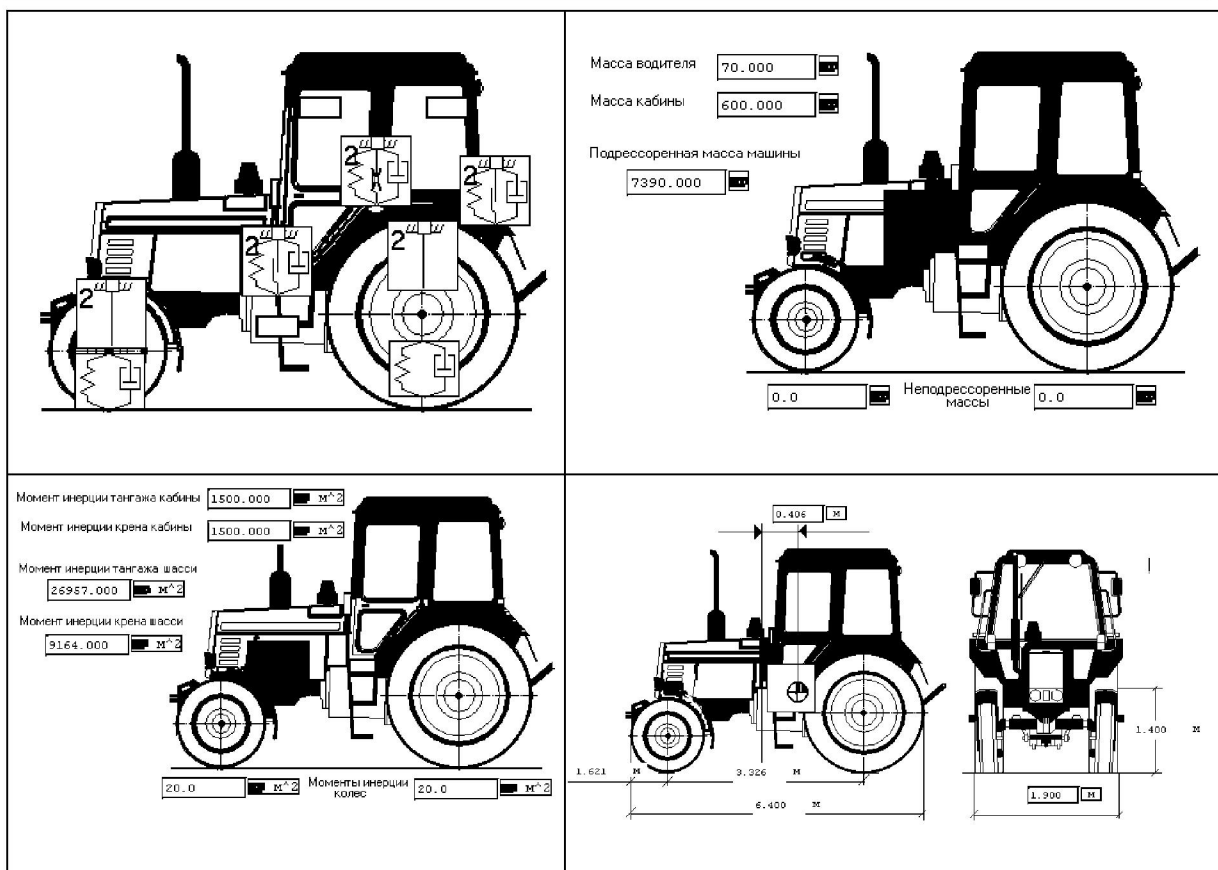


Рис. 4. Основные параметры колесного трактора

Результаты моделирования

При проведении сравнительного анализа колебаний водителя на рабочем месте (сиденье), имеющем пассивную и активную системы поддрессирования, практический интерес представляют следующие возможные рабочие режимы движения трактора:

- переезд единичной неровности на заданной скорости;
- движение в транспортном положении.

Для первого режима примем курсовую скорость $V = 10$ км /ч, длину неровности – 0,5 м, высоту – 0,1 м. При моделировании второго режима предположим, что трактор движется со скоростью $V = 36$ км /ч по асфальтовой и грунтовой дорогам, микропрофиль которых может быть сгенерирован при помощи алгоритма, основанного на фильтрации белого шума линейным

фильтром с заданной корреляционной функцией. Примем для асфальтовой и грунтовой дорог соответственно функции:

$$R_q(\tau) = 0,013 \cdot (0,65e^{-0,25|\tau|} + 0,35e^{-0,05|\tau|} \cos 0,195\tau);$$

$$R_q(\tau) = 0,0687 \cdot (0,65e^{-0,11|\tau|} + 0,35e^{-0,15|\tau|} \cos 0,36\tau).$$

Оценку качества системы поддрессирования шасси, кабины и сиденья водителя, как отмечалось ранее, проводим по уровням вертикальных перемещений и ускорений и их спектральным распределениям в точках, представленных на рис. 5. На данном рисунке показаны как возможные наблюдаемые фазовые координаты объекта, так и дополнительные переменные, такие как деформации

элементов поддресоривания и колес, возмущения и др.

Кроме этого, оценим работу всей

динамической системы в третьоктавных частотных полосах.

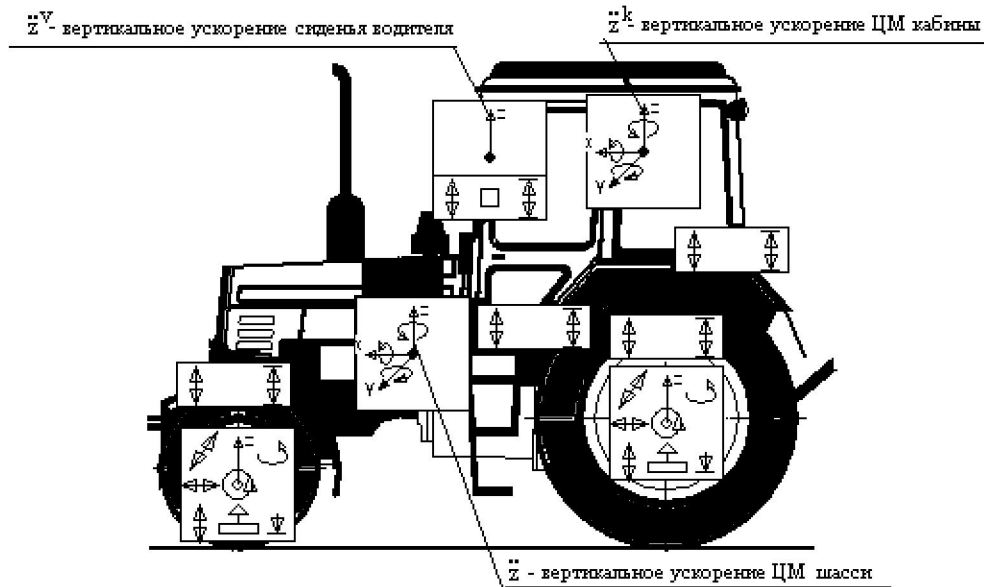


Рис. 5. Схема выбора наблюдаемых переменных

На рис. 6 приведено распределение вертикальных перемещений сиденья водителя при переезде трактором единичной неровности для первого режима движения трактора при различных схемах поддресоривания шасси и сиденья. Из рис. 6, а видно, что наибольшие отклонения перемещений сиденья водителя от положения статического равновесия наблюдаются в случае неподдресорированного шасси (кривая 1). При поддресоривании только задней оси (кривая 2) и полном поддресоривании (кривая 4) достигается примерно в 2 раза снижение амплитуды колебаний сиденья водителя с пассивной СП, а частота вынужденных колебаний приближается к частоте колебаний шасси. Также отметим, что поддресоривание только передней оси незначительно влияет на рассматриваемые колебания (кривая 3) и они близки к схеме неподдресорированного шасси трактора.

При активном управлении колебаниями сиденья водителя (см. рис. 6, б) наблюдается значительное уменьшение амплитуд перемещений (примерно на порядок) для всех конструктивных схем СП шасси.

На рис. 7 приведены результаты анализа вертикальных ускорений на месте сиденья водителя в третьоктавных частотных полосах для случаев пассивного и активного поддресоривания сиденья при движении трактора в транспортном положении по асфальту и грунтовой дороге. При этом рассматривалась схема поддресоривания шасси, когда только передняя ось поддресорирована. Как видно, применение активной СП сиденья водителя позволяет снизить уровни ускорений примерно в 2,5 раза по сравнению с пассивной СП. Это наблюдается как на асфальтовой, так и на грунтовой дороге.

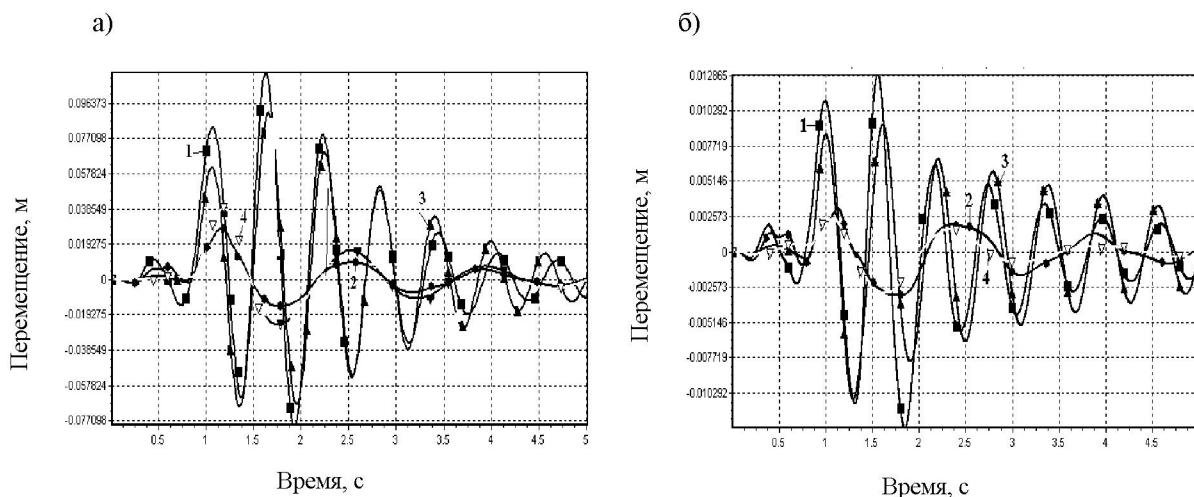


Рис. 6. Распределение вертикальных перемещений сиденья водителя при переезде единичной неровности: а – пассивная СП; б – активная СП; 1 – обе оси неподдресорены; 2 – только задняя ось поддресорена; 3 – только передняя ось поддресорена; 4 – обе оси поддресорены

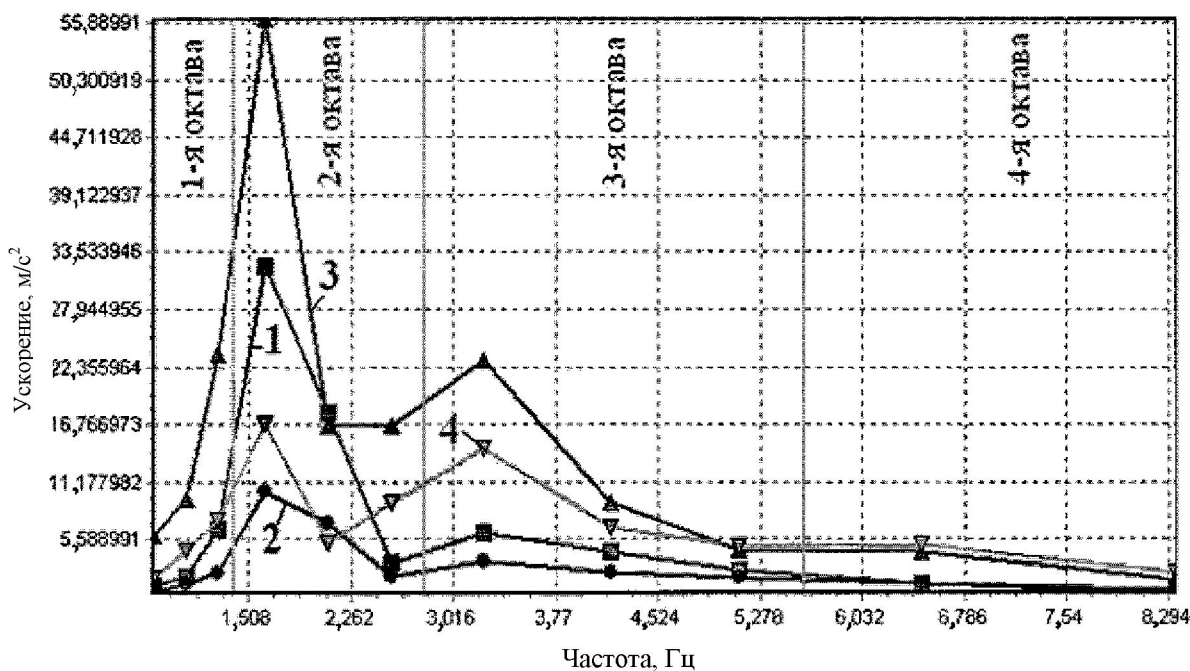


Рис. 7. Распределение вертикальных ускорений на сиденье водителя по третьоктавным полосам: 1 – асфальт, пассивная СП; 2 – асфальт, активная СП; 3 – грунтовая дорога, пассивная СП; 4 – грунтовая дорога, активная СП

Заключение

Анализ колебательных процессов, связанный с динамической нагрузкой водителя трактора, позволил получить оценки вибронегативности при пассивном и активном поддрессировании сиденья водителя. В результате исследований выявлены пути достижения наиболее безопасных условий работы человека-оператора.

Разработанная расчетная схема, математическая модель объекта исследования, методика виртуального проектирования сложных динамических систем в рамках среды ADMOS позволяют в значительной мере сократить сроки проектирования новых и дать оценку колебательным процессам существующих моделей колесных тракторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Силаев, А. А.** Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А. А. Силаев. – М. : Машгиз, 1963. – 168 с.
2. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
3. Динамика системы «дорога–шина–автомобиль–водитель» / В. Л. Хачатуров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с.
4. **Фурунжиев, Р. И.** Автоматизированное проектирование колебательных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск : Выш. шк., 1977. – 458 с.
5. **Яценко, Н. Н.** Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М. : Машиностроение, 1969. – 220 с.
6. **Амельченко, Н. П.** Подвеска сиденья водителя колесного трактора / Н. П. Амельченко, В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 179 с.
7. **Гурский, Н. Н.** Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин : монография / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. – Минск : БНТУ, 2008. – 296 с.
8. **Гурский, Н. Н.** Виртуальное проектирование ходовой части мобильных машин : монография / Н. Н. Гурский, А. М. Захарик, А. М. Захарик. – Минск : БНТУ, 2010. – 174 с.

Статья сдана в редакцию 13 сентября 2012 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Николай Николаевич Гурский, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. Тел.: 8-017-293-95-64.

Наталья Петровна Амельченко, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный аграрный технический университет.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-26-61-00. E-mail: f_av@bru.mogilev.by.

Nikolai Nikolayevich Hursky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. Tel.: 8-017-293-95-64.

Natalia Petrovna Amelchenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Agrarian Technical University.