

А.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, *Т.В. МИРОШНИЧЕНКО*, магистр,
НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ОСТОВА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ

Запропонована математична модель коливань кістяка гусеничного трактора з урахуванням нелінійностей балансірної і торсіонної підвісок. Наведені навантажувальні характеристики підвісок можуть бути використані в складі уточненої математичної моделі.

The article presents mathematical model of caterpillar tractor frame oscillations with taking into account the nonlinearity of balancer and torsion suspensions. Loading characteristics of balancer and torsion suspensions can be used in precision mathematical model of caterpillar tractor.

При решении круга задач, связанных с обеспечением комфортных условий труда оператора, снижением динамических нагрузок в узлах и системах трактора возникает необходимость в реализации математической модели колебаний остова гусеничного трактора. В литературе достаточно подробно изложены основные допущения, которые принимаются при составлении математической модели вертикальных и продольно-угловых колебаний плоской системы [1, 2]. К ним относится и замена реальных упругих элементов подвески приведенными к оси катка упругими элементами с постоянной жесткостью. В связи с этим принимаемые допущения вносят погрешность в результаты расчетов и имитационных экспериментов.

Целью данного исследования является сопоставление результатов моделирования колебаний остова трактора с упругими элементами постоянной жесткости и упругими элементами с нагрузочными характеристиками, полученными в ходе лабораторных испытаний.

Математическая модель колебаний остова гусеничного трактора с учетом нелинейности характеристики подвески. Для сравнительного имитационного эксперимента в качестве объекта исследования был выбран трактор производства ОАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе» ХТЗ-181-07 со смешанной балансирно-торсионной подвеской (рис. 1).

Предварительно в лабораторных условиях были сняты нагрузочные характеристики балансирной и торсионной подвесок трактора. В ходе снятия характеристик фиксировались угол поворота балансира и нагрузка на каток подвески.

По результатам проведенных лабораторных испытаний были получены функциональные зависимости между вертикальным перемещением катка и нагрузкой на каток для балансирной и торсионной подвесок путем аппроксимации с использованием метода наименьших квадратов.

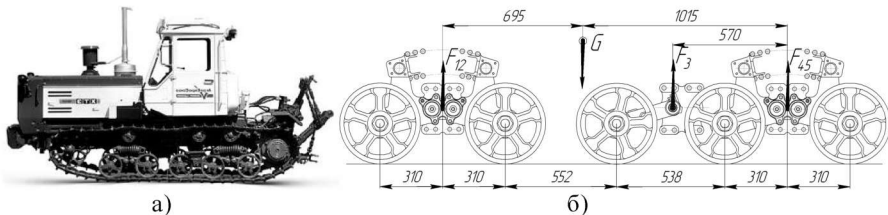


Рис. 1. Объект исследования трактор ХТЗ-181-07:
а – общий вид; б – схема ходовой системы

Нагрузочные характеристики имеют вид [3,4]:

$$Q_{\text{бал}} = 0,1267 \cdot h_i + 0,0094 \cdot h_i^2 - 0,00004 \cdot h_i^3; \quad (1)$$

$$Q_{\text{торс}} = 0,3411 \cdot h_i - 0,001 \cdot h_i^2 + 0,000004 \cdot h_i^3, \quad (2)$$

где h_i – вертикальное перемещение катка.

В расчетах для балансирной подвески принималось:

$$h_i = z_i + z_{i+1}, \quad (3)$$

где z_i, z_{i+1} – вертикальные перемещения катков балансирной каретки, рассчитанные с учетом положения остова трактора и неровностей опорной поверхности.

Для торсионной подвески $h_i = z_i$.

Вертикальные перемещения катков для случая движения по синусоидальным неровностям определяются соотношениями:

$$z_i = -z + l_i \cdot \varphi + h_0 \cdot \sin\left(\frac{V \cdot t + l_i}{a}\right), \quad (4)$$

где z, φ – вертикальное и продольно-угловое перемещение остова (рис. 2);

l_i – координаты осей опорных катков относительно центра тяжести подпрессоренного остова;

h_0 – амплитуда неровностей опорной поверхности;

a – длина неровности;

V – скорость трактора;

t – время движения.

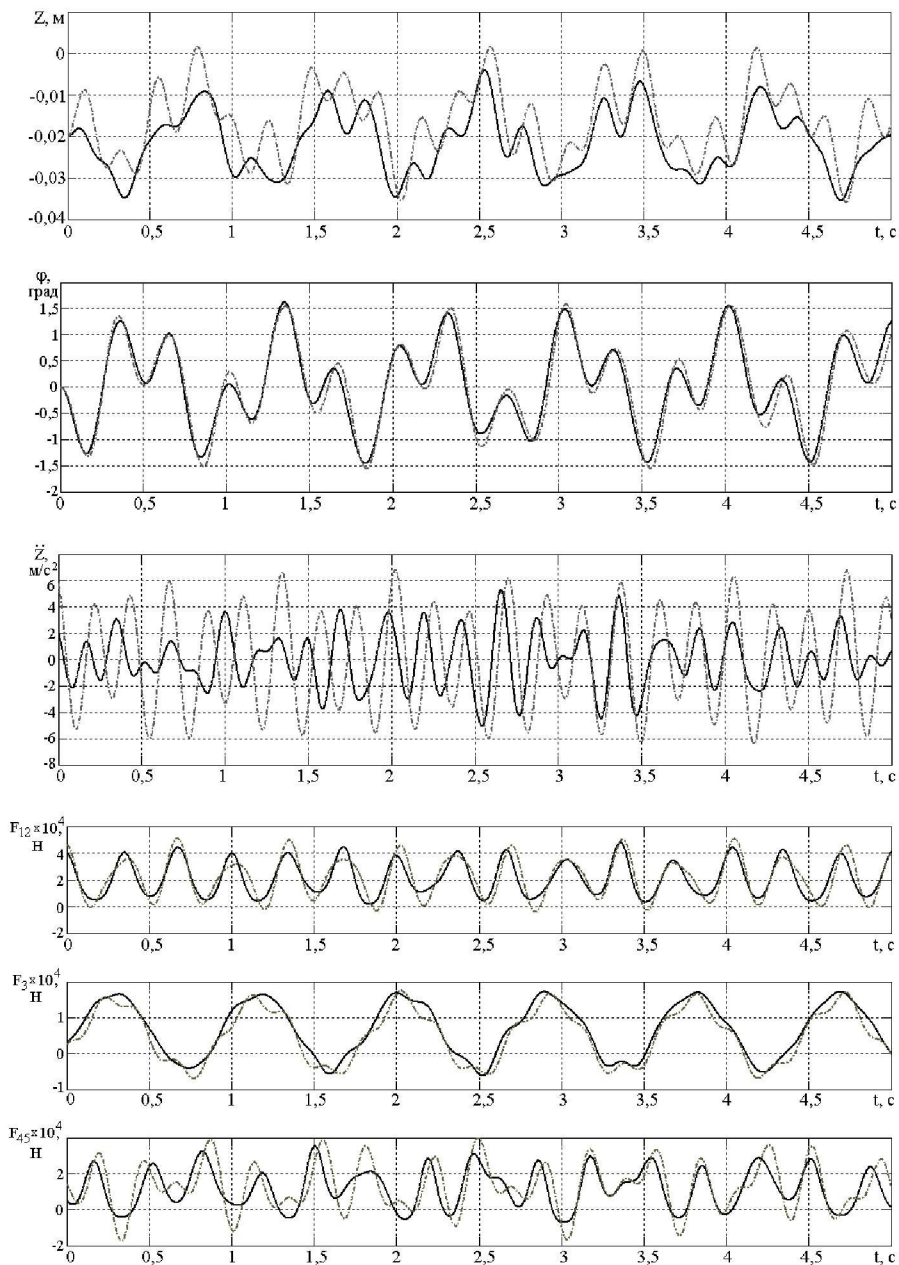


Рис. 2. Результаты расчета колебаний остова трактора ХТЗ-181-07

Тогда нагрузки на цапфы остова с учетом натяжения гусеницы равны:

$$\begin{aligned} F_{12} &= Q_{\text{бал}} - T \cdot \sin \alpha_1; \\ F_3 &= Q_{\text{торс}}; \\ F_{45} &= Q_{\text{бал}} - (T + P_{\text{кр}} / 2) \cdot \sin \alpha_2; \end{aligned} \quad (5)$$

где T – предварительное натяжение гусеницы;

$P_{\text{кр}}$ – сила тяги на крюке;

α_1, α_2 – углы наклона переднего наклонного участка цепи и ведущего участка цепи соответственно.

Дифференциальные уравнения движения остова имеют вид:

$$\frac{m \cdot \ddot{z}}{2} = F_{12} + F_3 + F_{45} - \frac{G}{2} \quad (6)$$

$$\frac{I \cdot \ddot{\varphi}}{2} = -F_{12} \cdot a_{12} - F_3 \cdot a_3 - F_{45} \cdot a_{45} \quad (7)$$

где m, G, I – масса, вес и момент инерции остова трактора;

a_{12}, a_3, a_{45} – координаты цапф остова относительно его центра тяжести.

Результаты расчета колебаний остова приведены на рис. 2.

Выводы. Предложенная уточненная математическая модель колебаний остова трактора с учетом реальных нелинейных характеристик балансирной и торсионной подвесок позволяет более точно определить параметры колебательного процесса.

Результаты имитационного эксперимента показали следующее:

1) для торсионной подвески усилия в цапфах для реальной нагрузочной характеристики (сплошная кривая) и линейной зависимости (пунктирная кривая) практически одинаковы;

2) для балансирной подвески в случае линейной характеристики усилия в цапфах имеют больший размах (на 20-25%), что приводит к росту вертикальных ускорений остова на 25-30% и росту размаха вертикальных перемещений остова на 15-17%;

3) характер продольно-угловых колебаний в обоих случаях одинаков.

Список литературы: 1. *Горяшко П.М., Опанасенко Н.Р.* К вопросу исследования плавности хода трактора Т-150 // *Вестник Харьк. политехн. ин-та* № 222: Конструирование и исследование тракторов. – 1985. – Вып. 6. – С. 31–33. 2. *Дмитриев А. А., Савочкин В. А.* Определение малых колебаний остова гусеничного трактора // *Тракторы и сельскохозяйственные машины.* – 2001. – № 4. – С. 23–25. 3. *Создание перспективных движителей: Отчет о НИР / НТУ «ХПИ».* - Х/д 26540. – Харьков, 2001. – 137 с. 4. *Методические указания к лабораторным работам по курсу «Проектирование трактора» для студентов специальности «Колесные и гусеничные транспортные средства»/Сост.: Митропан Д.М., Ребров А.Ю., Сергиенко Н.Е.* - Харьков: НТУ "ХПИ", 2004. – 40 с.

Поступила в редколлегию 30.09.07