

Modeling of Polymer Heat and Mass Transfer Processes in Extruder Die with and without Dependence of Viscosity on Temperature

The problem of a polymer melt flow through a die channel is considered. The comparison of the results obtained with and without dependence of polymer viscosity on temperature was performed.

Keywords: heat and mass transfer, extruder die, polymer viscosity

Получено 14.12.09

УДК 517.958

Кочеева И. Ф., магистрант;

Гаас С. О., магистрант

Чайковский технологический институт (филиал)
Ижевского государственного технического университета

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВИБРОНАГРУЖЕНИЙ
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Рассмотрены вопросы моделирования вертикальных составляющих перемещений транспортного средства, которые являются наиболее опасными для водителя и автомобиля.

Ключевые слова: моделирование, вибронагруженность, транспортное средство

При исследовании динамических процессов реальных объектов удобно воспользоваться его моделью, которая сохраняет только его существенные свойства. Автомобиль как колебательную систему можно представить в виде системы сосредоточенных абсолютно твердых инерциальных элементов (масс), соединенных безынерциальными упругими элементами и элементами, обеспечивающими рассеивания энергии при колебаниях [1, 2].

В отличие от известных подходов [5, 6], математическую модель объекта запишем в виде системы уравнений Гамильтона. Данный подход показал свои преимущества в моделировании и исследовании прикладных задач [3].

Исследуем влияние дорожного покрытия на водителя и части автомобиля, в качестве которого выбран магистральный седельный тягач (рис. 1).

Колебания транспортного средства (автомобиля) при движении по неровной дороге оказывают влияние на состояние водителя и пассажиров [4–9]. Колебания снижают эксплуатационные характеристики автомобиля, отражаются на сохранности перевозимого груза. Поэтому одними из основных требований, предъявляемых к современному транспорту, являются повышение плавности хода и улучшение комфортабельности (удобства) езды. Колебания транспортного средства разделяют на низкочастотные (до 15–18 Гц), высокочастотные и вибрации. Вибрационная чувствительность организма человека составляет 15–1 500 Гц. С высокой частотой колеблются неподрессоренные массы, а с низкой – поддрессоренные массы (например, кузов) [10–12].

Действие колебаний на организм человека зависит от частоты, амплитуды, продолжительности действия и направления. Влияние знакопеременных ускорений на организм человека в большей степени зависит от частоты колебаний. С увеличением частоты даже небольшие ускорения колебаний могут вызвать неприятные ощущения.



Рис. 1. Магистральный седельный тягач

Рассмотрим движение автомобиля по заданному профилю неровностей дороги и с определенной скоростью движения. Представим движение транспортного средства, состоящего из кабины, водителя, рамы, кузова, подвески и шин в виде много-массовой системы, колеблющейся в вертикальной плоскости (рис. 2), где кружком обозначены элементы, состоящие из пружины и демпфера.

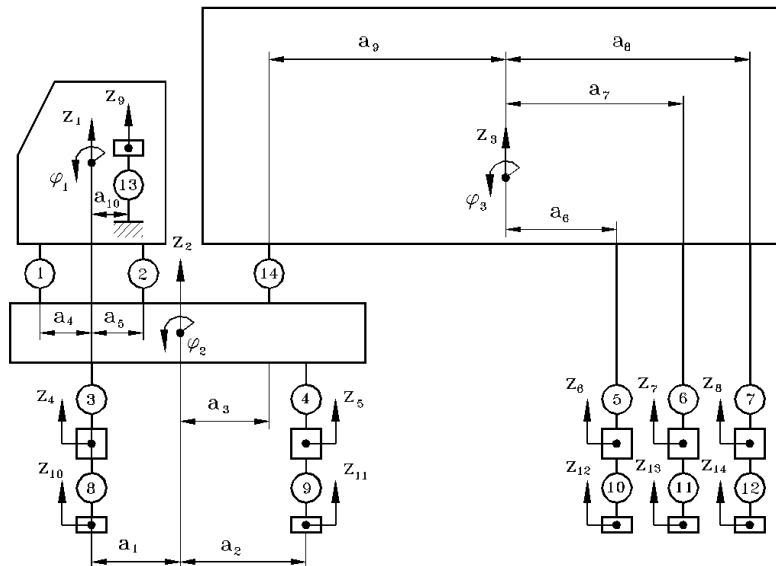


Рис. 2. Расчетная схема транспортного средства

Резонансные частоты органов и частей человеческого тела неодинаковые и лежат в диапазоне 2–70 Гц. Максимальная чувствительность к вертикальным вибро-ускорениям находится в двух диапазонах: 2–4 Гц и 16–30 Гц [5].

В работе [14] отмечается, что скорость автомобиля определена величиной 2–2,5 м/с² среднего квадратичного значения вертикальных ускорений водителя.

Пусть система находится под действием потенциальных (консервативных) и диссипативных сил. Уравнения движения имеют вид системы уравнений Гамильтона:

$$\dot{p} = -\frac{\partial H(p, q)}{\partial q} - \frac{\partial \Phi(p)}{\partial p}, \quad (1)$$

$$\dot{q} = \frac{\partial H(p, q)}{\partial p};$$

$$H = T + \Pi, \quad (2)$$

где Φ – диссипативная функция; t – время; q, p , – соответственно векторы обобщенных координат и импульсов; H – гамильтониан системы; T, Π – кинетическая и потенциальная энергия;

Векторы обобщенных координат q и импульсов p имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} q &= q(z_1, \varphi_1, z_2, \varphi_2, z_3, \varphi_3, z_4, z_5, z_6, z_7, z_8, z_9, z_{10}, z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{14}); \\ p &= p(m_1 \dot{z}_1, I_1 \dot{\varphi}_1, m_2 \dot{z}_2, I_2 \dot{\varphi}_2, m_3 \dot{z}_3, I_3 \dot{\varphi}_3, m_4 \dot{z}_4, m_5 \dot{z}_5, m_6 \dot{z}_6, m_7 \dot{z}_7, \\ &\quad m_8 \dot{z}_8, m_9 \dot{z}_9, m_{10} \dot{z}_{10}, m_{11} \dot{z}_{11}, m_{12} \dot{z}_{12}, m_{13} \dot{z}_{13}, m_{14} \dot{z}_{14}). \end{aligned}$$

Для численного интегрирования системы (1) воспользуемся каноническим методом интегрирования алгоритмом вида импульс-координата [3]:

$$\begin{aligned} p^{(i+1)} &= p^{(i)} - \tau \frac{\partial H(p^{(i)}, q^{(i)})}{\partial q^{(i)}} - \tau \frac{\partial \Phi(p^{(i)})}{\partial p^{(i)}}; \\ \dot{q}^{(i+1)} &= q^{(i)} + \tau \frac{\partial H(p^{(i+1)}, q^{(i)})}{\partial p^{(i+1)}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Кинетическая энергия T определяется соотношением

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (m_i \dot{z}_i^2 + I_i \dot{\varphi}_i^2) + \frac{1}{2} \sum_{i=4}^{14} m_i \dot{z}_i^2, \quad (4)$$

где m_i, I_i – масса и момент инерции массы i -го тела.

Потенциальная энергия Π и диссипативная функция Φ определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \Pi &= \sum_{i=1}^{14} \Pi_i, \\ \Phi &= \sum_{i=1}^{14} \Phi_i, \end{aligned} \quad (5)$$

и для i -элемента приведены в табл. 1.

Таблица 1. Потенциальная энергия Π_i и диссипативная функция Φ_i для i -элемента

Номер эле-мента i	Π_i	Φ_i
1	2	3
1	$\Pi_1 = \frac{1}{2} k_1 [(z_2 - a_4 \varphi_1) - (z_2 - (a_1 + a_4) \varphi_2)]^2$	$\Phi_1 = \frac{1}{2} h_1 [(\dot{z}_2 - a_4 \dot{\varphi}_1) - (\dot{z}_2 - (a_1 + a_4) \dot{\varphi}_2)]^2$
2	$\Pi_2 = \frac{1}{2} k_2 [(z_1 + a_5 \varphi_1) - (z_2 - (a_1 - a_5) \varphi_2)]^2$	$\Phi_2 = \frac{1}{2} h_2 [(\dot{z}_1 + a_5 \dot{\varphi}_1) - (\dot{z}_2 - (a_1 - a_5) \dot{\varphi}_2)]^2$
3	$\Pi_3 = \frac{1}{2} k_3 [z_4 - (z_2 - a_1 \varphi_2)]^2$	$\Phi_3 = \frac{1}{2} h_3 [\dot{z}_4 - (\dot{z}_2 - a_1 \dot{\varphi}_2)]^2$
4	$\Pi_4 = \frac{1}{2} k_4 [z_5 - (z_2 - a_1 \varphi_2)]^2$	$\Phi_4 = \frac{1}{2} h_4 [\dot{z}_5 - (\dot{z}_2 - a_1 \dot{\varphi}_2)]^2$
5	$\Pi_5 = \frac{1}{2} k_5 [(z_3 + a_6 \varphi_3) - z_6]^2$	$\Phi_5 = \frac{1}{2} h_5 [(\dot{z}_3 + a_6 \dot{\varphi}_3) - \dot{z}_6]^2$
6	$\Pi_6 = \frac{1}{2} k_6 [(z_3 + a_7 \varphi_3) - z_7]^2$	$\Phi_6 = \frac{1}{2} h_6 [(\dot{z}_3 + a_7 \dot{\varphi}_3) - \dot{z}_7]^2$
7	$\Pi_7 = \frac{1}{2} k_7 [(z_3 + a_8 \varphi_3) - z_8]^2$	$\Phi_7 = \frac{1}{2} h_7 [(\dot{z}_3 + a_8 \dot{\varphi}_3) - \dot{z}_8]^2$
8	$\Pi_8 = \frac{1}{2} k_8 (z_4 - z_8)^2$	$\Phi_8 = \frac{1}{2} h_8 (\dot{z}_4 - \dot{z}_8)^2$
9	$\Pi_9 = \frac{1}{2} k_9 (z_5 - z_{11})^2$	$\Phi_9 = \frac{1}{2} h_9 (\dot{z}_5 - \dot{z}_{11})^2$
10	$\Pi_{10} = \frac{1}{2} k_{10} (z_6 - z_{12})^2$	$\Phi_{10} = \frac{1}{2} h_{10} (\dot{z}_6 - \dot{z}_{12})^2$
11	$\Pi_{11} = \frac{1}{2} k_{11} (z_7 - z_{13})^2$	$\Phi_{11} = \frac{1}{2} h_{11} (\dot{z}_7 - \dot{z}_{13})^2$
12	$\Pi_{12} = \frac{1}{2} k_{12} (z_8 - z_{14})^2$	$\Phi_{12} = \frac{1}{2} h_{12} (\dot{z}_8 - \dot{z}_{14})^2$
13	$\Pi_{13} = \frac{1}{2} k_{13} [z_9 - (z_1 + a_{10} \varphi_1)]^2$	$\Phi_{13} = \frac{1}{2} h_{13} [\dot{z}_9 - (\dot{z}_1 + a_{10} \dot{\varphi}_1)]^2$
14	$\Pi_{14} = \frac{1}{2} k_{14} [(z_2 + a_3 \varphi_2) - (z_3 - a_9 \varphi_3)]^2$	$\Phi_{14} = \frac{1}{2} h_{14} [(\dot{z}_2 + a_3 \dot{\varphi}_2) - (\dot{z}_3 - a_9 \dot{\varphi}_3)]^2$

где k_i – коэффициент жесткости i -элемента; h_i – коэффициент демпфирования i -элемента.

Исходные данные для построения компьютерной модели приведены в табл. 2–5.

Таблица 2. Массы и моменты элементов инерции автомобиля

Номер элемента N/N	Название элемента	Масса, m , кг	Момент инерции, I , кг·м ²
1	Кабина	950	800
2	Рама	3450	9500
3	Кузов	24 800	200 000
4	Подвеска 1-го моста	803	–

Окончание табл. 2

Номер элемента <i>N/N</i>	Название элемента	Масса, <i>m</i> , кг	Момент инерции, <i>I</i> , кг·м ²
5	Подвеска 2-го моста	1503	–
6	Подвеска 3-го моста	1503	–
7	Подвеска 4-го моста	1503	–
8	Подвеска 5-го моста	1503	–
9	Водитель (сиденье)	100	–
10	Группа колес 1-го моста	1503	–
11	Группа колес 2-го моста	1503	–
12	Группа колес 3-го моста	1503	–
13	Группа колес 4-го моста	1503	–
14	Группа колес 5-го моста	1503	–

Таблица 3. Коэффициент жесткости и вязкости

Номер элемента <i>N/N</i>	Название элемента	Коэффициент жесткости, <i>k</i> , Н/м	Коэффициент вязкости, <i>h</i> , Н·с/м
1	Передняя опора кабины	$8 \cdot 10^4$	$0,475 \cdot 10^3$
2	Задняя опора кабины	$8 \cdot 10^4$	$0,475 \cdot 10^3$
3	Подвеска 1-го моста	$4 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^4$
4	Подвеска 2-го моста	$7 \cdot 10^5$	$5,83 \cdot 10^4$
5	Подвеска 3-го моста	$1 \cdot 10^5$	$8,33 \cdot 10^4$
6	Подвеска 4-го моста	$1 \cdot 10^5$	$8,33 \cdot 10^4$
7	Подвеска 5-го моста	$1 \cdot 10^5$	$8,33 \cdot 10^4$
8	Группа колес 1-го моста	$2 \cdot 10^6$	$0,7 \cdot 10^3$
9	Группа колес 2-го моста	$4 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^3$
10	Группа колес 3-го моста	$4 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^3$
11	Группа колес 4-го моста	$4 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^3$
12	Группа колес 5-го моста	$4 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^3$
13	Водитель (сиденье)	$1,64 \cdot 10^4$	–
14	Прицепное устройство	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^5$

Таблица 4. Геометрические размеры автомобиля

Номер элемен- та <i>N/N</i>	Расстояние между центрами масс	Расстояние, <i>a</i> , м
1	Рама и первый мост	0,7
2	Рама и второй мост	2,8
3	Рама и прицепное устройство	2,2
4	Кабина и передняя опора кабины	0,85
5	Кабина и задняя опора кабины	1,15
6	Кузов и третий мост	3,0
7	Кузов и четвертый мост	3,68
8	Кузов и пятый мост	4,36
9	Кузов и прицепное устройство	5,62
10	Кабина и водитель (сиденье)	1,0

Рассмотрим движение транспортного средства по поверхности дороги, имеющей синусоидальный профиль q (рис. 3).

$$q = q_0 \cdot \sin \omega t, \quad (7)$$

где q_0 – максимальная амплитуда, м; ω – частота неровности дороги, с^{-1} ; t – время, с.

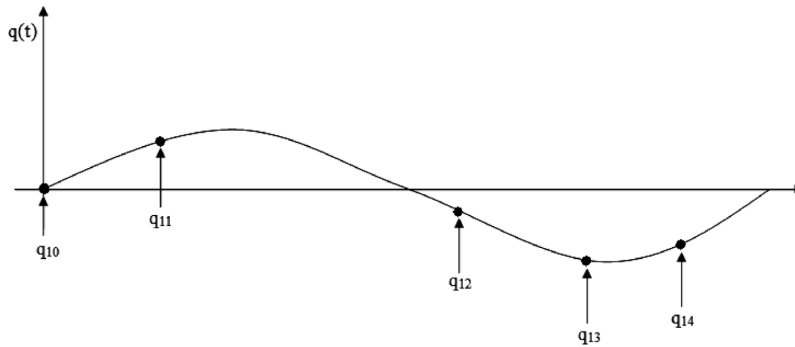


Рис. 3. Положение колес на профиле дороги

Введем обозначения: L – базовая длина неровности дороги, м; V – скорость транспортного средства, м/с.

Тогда частота колебаний, вызванных неровностью дороги, имеет вид

$$\omega = \frac{2\pi V}{L}. \quad (8)$$

При движении транспортного средства на каждое колесо неровность дороги воздействует кинематически через определенные моменты времени. На рис. 3 условно показаны положение колес на профиле дороги и воздействия.

Тогда для перемещений и скоростей точек колес справедливо

$$\begin{aligned} q_i &= q_0 \cdot \sin \omega(t - t_i), \quad i = 0 \dots 4, \\ \dot{q}_i &= q_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega(t - t_i). \end{aligned} \quad (9)$$

Определим время запаздывания для положения колес, взятого из рис. 2.

$$\begin{aligned} t_0 &= 0, \quad t_1 = \frac{1}{V}(a_1 + a_2), \quad t_2 = \frac{1}{V}(a_1 + a_2 + a_9 + a_6), \\ t_3 &= \frac{1}{V}(a_1 + a_2 + a_9 + a_7), \quad t_4 = \frac{1}{V}(a_1 + a_2 + a_9 + a_8). \end{aligned} \quad (10)$$

С помощью выражения (7) возможно моделирование различных типов дорожного покрытия, например проезд через единичную неровность (лежащий полицейский).

Начальные условия задачи:

$$t_0 = 0, \quad q_i = 0, \quad \dot{q}_i = 0,$$

кроме z_{li} и $\dot{z}_{li}$ ($i = 0-4$), которые изменяются по закону (9) в пределах переезда через единичную неровность.

Описанный подход реализован в виде программного комплекса для описания и исследования вертикальных виброн нагружений транспортного средства.

На рис. 4 представлены зависимости перемещений z_0, z_1, z_2 и z_3 масс транспортного средства от времени, а на рис. 5 – зависимости ускорений $\ddot{z}_0, \ddot{z}_1, \ddot{z}_2$ и $\ddot{z}_3$ масс транспортного средства от времени.

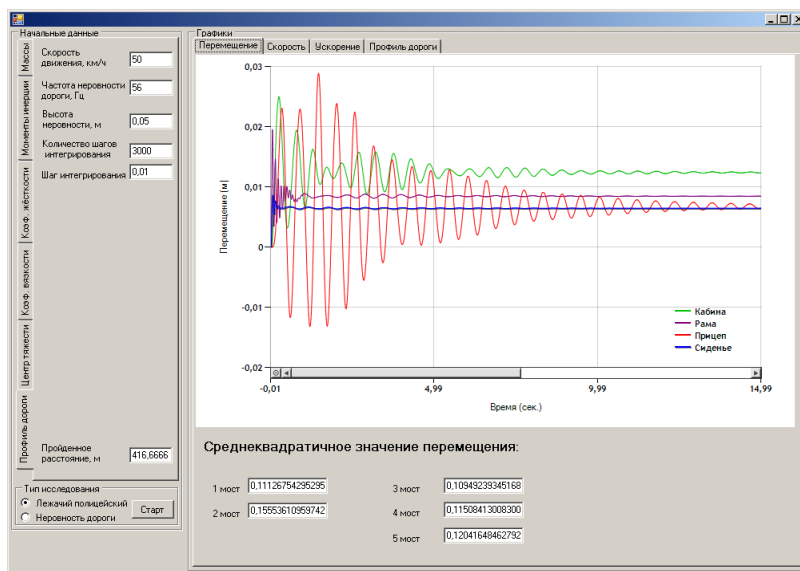


Рис. 4. Зависимости перемещений масс транспортного средства от времени

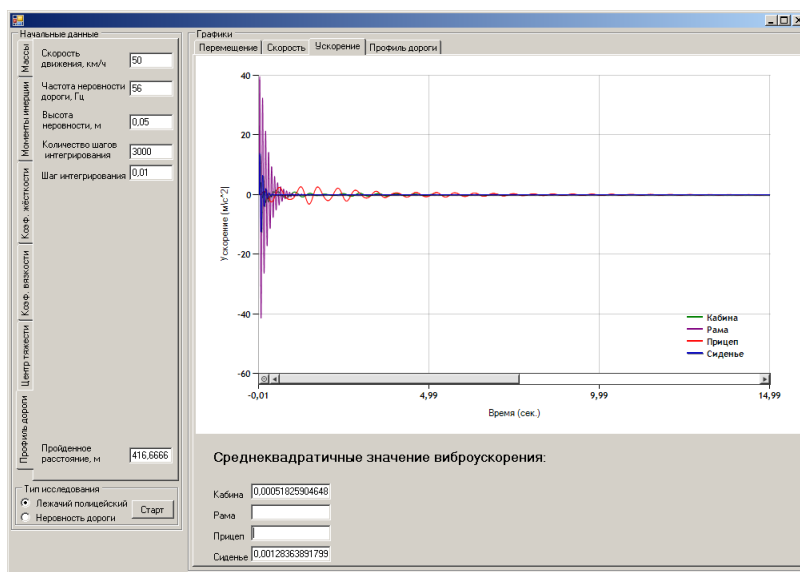


Рис. 5. Зависимости ускорений масс транспортного средства от времени

Для оценки плавности хода для характерных точек поддрессоренной части найдем среднеквадратичное значение вертикальных виброускорений σ , которые не должны превосходить предельных значений $[\sigma]$ [14]:

$$\sigma = \left(\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma]. \quad (11)$$

Неравенство (11) позволяет оценивать плавность движения автомобиля с учетом его конструктивных особенностей, вязких, упругих, массовых характеристик режима движения и состояния дорожного покрытия.

Список литературы

1. Благодарный Ю. Ф. Вибрационная безопасность // Автомобил. пром-сть. – 2004. – № 7. – С. 38–39.
2. Ротенберг Р. В., Булаченко Н. И. О физиологических критериях плавности хода автомобиля // Автомобил. пром-сть. – 1966. – № 2. – С. 27.
3. Морозов Е. А. Каноническое интегрирование в проектировании динамических систем. – Екатеринбург ; Ижевск : Изд-во Ин-та экономики УРО РАН, 2006. – 196 с.
4. Островцев А. Н., Дербаремдикер А. Д. О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники // Автомобил. пром-сть. – 1972. – № 4. – С. 10–12.
5. Пархиловский И. Г., Шишкин В. Н., Белов С. А. Вопросы оценки эффективности виброзащиты водителя автомобиля // Автомобил. пром-сть. – 1976. – № 8. – С. 22–25.
6. Потемкин Б. А., Фролов К. В. Построение динамической модели тела человека, подверженного действию широкополосных случайных вибраций // Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора : сб. ст. / АН СССР. Гос. науч.-исслед. ин-т машиноведения ; ред. К. В. Фролов. – М. : Наука, 1973. – С. 17–30.
7. Ротенберг Р. В., Сиренко В. Н. О колебательных характеристиках человека в связи с изучением системы человек – автомобиль – дорога // Автомобил. пром-сть. – 1972. – № 1. – С. 24–26.
8. Андреева-Галинина Е. Ц. Вибрация и ее значение в гигиене труда. – Л. : Медгиз, 1956. – 190 с.
9. Стандарт ИСО 2631–78. Руководство по оценке воздействия общей вибрации на тело человека. – М. : Изд-во стандартов, 1997. – 20 с.
10. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория : учеб. для вузов. – Минск : Высшейш. шк., 1986. – 208 с.
11. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин : учеб. для студентов машиностроит. специальностей вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
12. ГОСТ 12.1.012–90. Государственный стандарт Союза ССР. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. URL: http://www.tehbez.ru/Docum/DocumShow_DocumID_244.html (дата обращения: 7.05.2010).
13. Аладьев В. З., Богдьявичюс М. А. Maple 6: Решение математических, статистических и инженерно-физических задач. – М. : Лаб. базовых знаний, 2001. – 850 с. – ISBN 5-93308-085-X.
14. ОСТ 37.001.291–84. Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода : стандарт. – Введ. с 01.07.85. – М. : НАМИ, 1985. – 6 с.

* * *

I. F. Kocheeva, Magstrand, Chaikovsky Technological Institute, Branch of Izhevsk State Technical University

S. O. Gaas, Magstrand, Chaikovsky Technological Institute, Branch of Izhevsk State Technical University

Modeling and Estimation of Vertical Vibration Loadings of a Vehicle

The modeling of vertical displacement components of a vehicle which are the most dangerous to a driver and car are considered.

Keywords: modeling, vibration loading, vehicle

Получено 07.05.10

УДК 519.81

А. Д. Крутихин, аспирант

Ижевский государственный технический университет, Воткинский филиал;

А. П. Кузнецов, кандидат технических наук, доцент

Ижевский государственный технический университет

ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА ПРОИЗВОДСТВА «АСМП»

Описывается информационное обеспечение автоматизированной системы мониторинга производства «АСМП». Данная система реализует методику мониторинга многономенклатурных машиностроительных производств, основанную на теории сложности и методах штрихкодирования.

Ключевые слова: автоматизированная система мониторинга, штрихкод, производственный цикл

В работах [1–4] была описана методика мониторинга многономенклатурных машиностроительных производств, основанная на теории сложности и методах штрихкодирования. Ее последующей реализацией стала автоматизированная система мониторинга производства «АСМП». В ходе работы над системой было разработано информационное обеспечение, представленное ниже.

Основу информационного обеспечения составили функциональные схемы процесса мониторинга, диаграммы последовательностей (System Sequence Diagram, SSD) и диаграммы классов языка моделирования UML (от англ. Unified Modeling Language – унифицированный язык моделирования), а также структура БД автоматизированной системы.

Функциональная схема работы автоматизированной системы

Разработанная модель прогнозирования длительности межоперационных перерывов (МОП), модель прогнозирования длительности производственного цикла (ПЦ) и общий алгоритм процесса мониторинга [1–3] могут быть реализованы в виде взаимосвязанных модулей автоматизированной системы: модуль прогнозирования и модуль мониторинга.

Для описания взаимной работы модулей, а также всего процесса в целом, в соответствии со стандартом IDEF0, была разработана функциональная схема процесса «Производство изделия» и этапа «Производство» (рис. 1, 2).

Рассмотрим функции каждого из модулей и его связь с этапами, представленными на схемах.