

С. В. МЯМЛИН, Е. А. ПИСЬМЕННЫЙ (ДИИТ),
А. И. ЯЛОВОЙ (ОАО «Днепровагонмаш»), Л. А. МАНАШКИН (США)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА

У статті пропонується математичний опис взаємодії двох твердих тіл, які з'єднані податливим зв'язком. Математична модель амортизаторів удару може бути використана в більш складних математичних моделях просторових коливань рейкових екіпажів.

В статье предлагается математическое описание взаимодействия двух твердых тел, соединенных податливой связью. Математическая модель амортизаторов удара может быть использована в более сложных математических моделях пространственных колебаний рельсовых экипажей.

The article proposes mathematical description of interaction of two solid bodies, connected by an elastic tie. The proposed mathematical model of shock absorbers can be used in more complex mathematical models of spatial oscillations of railway vehicles.

Специалистами в области динамики подвижного состава уделяется особое внимание моделированию устройств, предназначенных для снижения динамических нагрузок, вызванных ударными и вибрационными воздействиями. Такие устройства обычно называются амортизаторами или гасителями колебаний. Из множества применяемых в технике устройств авторы рассматривают здесь лишь устройства, осуществляющие непосредственное поглощение энергии, т. е. авторы исключают из рассмотрения динамические гасители колебаний [1], действие которых основано не на непосредственном поглощении энергии, а на использовании дополнительных механических колебательных систем.

Гасители колебаний преобразуют кинетическую энергию движений экипажей в целом или отдельных их частей как в потенциальную энергию сжатия рабочего тела, например, жидкости в полости гасителя, деформаций корпуса и отдельных частей экипажей, так и в тепловую энергию, вследствие трения или перетекания жидкости через местные гидравлические сопротивления. При этом основная часть преобразуемой кинетической энергии рассеивается в виде тепла и потерь энергии, связанных с износом материалов.

Удлинение или укорочение гасителя колебаний может происходить пассивно, принудительно, вследствие движения частей экипажей, к которым он присоединен, а также активно, за счет накопленной потенциальной энергии. В последнем случае эти устройства автономно возвращаются в исходное состояние. Конструктивно гасители колебаний могут быть встроены в упругие устройства подвешивания или в устройства, обеспечивающие технологическое или конструктивное соединение частей экипажей, или под-

ключены отдельно параллельно им. Также они могут представлять собой отдельные части экипажа со своими собственными восстанавливающими исходное состояние устройствами.

В этой статье моделирование гасителей колебаний будет в основном рассматриваться совместно с параллельно работающими устройствами восстановления их исходного состояния. Такая интеграция удобна для синтеза математической модели экипажа в целом и для построения программы численного интегрирования дифференциальных уравнений движения рельсовых экипажей.

Наиболее широкое применение амортизаторы получили в транспортных машинах. Разнообразие этих устройств определяется их назначением. Так, устройства подвесок этих машин должны эффективно гасить колебания, вызываемые их взаимодействием с основаниями (дорога, вода, воздух). При этом не следует забывать, что деформации подвесок осуществляются не только переменными силами, но и постоянными силами тяжести. Ряд устройств должен обеспечивать поглощение энергии и защиту машины от единичных аварийных ударных нагрузок. Сюда относятся бамперы и предназначенные для смятия и защиты конструкции в целом, «жертвенные» части экипажей. В ряде случаев удары являются частью технологического процесса эксплуатации экипажей (соударения при маневрах железнодорожных вагонов, ударные процессы в железнодорожных поездах, шасси самолетов, удары в элементах подъемных и горных машин и множество других случаев). Для защиты конструкций машин и людей при таких ударах служат специальные амортизаторы ударов многократного действия. Железнодорожные вагоны и локомотивы для ослабления воздействий

продольных ударов оборудуют поглощающими аппаратами автосцепного устройства [2].

Поглощающие аппараты автосцепного устройства предназначены для амортизации ударов, возникающих при маневрах и переходных режимах движения поездов. Одновременно поглощающий аппарат является устройством, через которое передается тяговое или тормозное усилие от одной части состава к другой. Поэтому поглощающий аппарат автосцепного устройства (называемый в последующем просто поглощающим аппаратом) не только амортизатор удара, но и устройство, которое должно уравновесить достаточно большие статические и квазистатические силы в поезде. Поглощающие аппараты, участвуя во взаимодействии вагонов друг с другом, должны также эффективно гасить возникающие при переходных режимах движения колебания поезда и препятствовать образованию в нем волн ударов [3].

В отличие от поглощающих аппаратов амортизаторы подвижных хребтовых балок и подвижных рам грузовых вагонов (называемых в последующем просто амортизаторами удара) практически не передают существенные постоянные продольные силы. Они предназначены только для снижения продольных динамических нагрузок, действующих на грузы при соударениях вагонов во время маневров и в поезде при движении.

Широкое разнообразие конструкций амортизаторов ударов и гасителей колебаний, применяемых на железнодорожном транспорте, аналогичность подходов к их моделированию в других областях машиностроения, позволяет авторам сосредоточить все внимание на устройствах поглощения ударов и гашения колебаний железнодорожных транспортных машин или иначе рельсовых экипажей.

Амортизаторы ударов, гасители колебаний, поглощающие аппараты (далее будем их называть для упрощения записи амортизаторами) при работе всегда соединяют друг с другом два твердых тела. Это значит, что деформации их определяются движением этих тел, а точнее их перемещениями, скоростями и ускорениями. Математическое описание деформаций зависит от особенностей поглощения энергии и конструктивных схем [2–4].

Рассмотрим математическую модель соединения двух тел, состоящих из деформируемых элементов разной физической природы.

Общая схема соединения состоит из включенных последовательно простых или сложных безынерционных деформируемых элементов. Свойства этих элементов могут быть различными, в соединении тел может быть также зазор.

Здесь для упрощения рассматривается амортизатор с одномерной деформацией как наиболее

типичный случай, позволяющий глубже рассмотреть подходы к математическому моделированию. Математические модели амортизаторов, работа которых определяется двухмерными или трехмерными перемещениями креплений амортизаторов к соединяемым ими телам, будут рассмотрены отдельно для конкретных случаев.

Пусть x_1 и x_2 – перемещения точек присоединения амортизатора к телам 1 и 2, связанных этим амортизатором; v_1, v_2 – скорости движения этих тел; S – сила, растягивающая или сжимающая амортизатор, направленная вдоль оси x ; $q = (x_1 - x_2)$ – относительное удлинение амортизатора, $\dot{q} = (v_1 - v_2)$ – скорость удлинения. Далее будем считать, что амортизатор состоит из n_a последовательно включенных элементов с абсолютными значениями удлинения, равными q_i .

Введем дополнительно к n_a элементам амортизатора вспомогательный элемент k с удлинением q_k , который будет имитировать деформации конструкций амортизируемых тел и креплений амортизатора, т. е.

$$q = \sum_{i=1}^{n_a} q_i \operatorname{sign} q + q_k. \quad (1)$$

Кроме того, примем во внимание, что крепление амортизатора может быть с зазором величиной δ , который будет проявляться (для определенности) при удлинении соединения тел.

Удлинение элемента k может быть определено как

$$q_k = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq q \leq \delta, \\ q - \delta - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q, & \text{если } q > \delta, \\ q - \sum_{i=1}^{n_a} a_i q_i \operatorname{sign} q, & \text{если } q < 0 \end{cases} \quad (2)$$

в случае, если деформирование элементов происходит без остаточных деформаций и без запаздывания деформаций. В выражении (2) величина a_i – количество одинаковых элементов, обозначенных номером i .

Если же в соединении есть элементы, исходное состояние которых восстанавливается не сразу после снятия нагрузки, а спустя некоторое время («запаздывание» деформаций), или появляются остаточные деформации, может оказаться, что $\operatorname{sign} q_k \neq \operatorname{sign} q$, а это не имеет физического смысла. Образование остаточных деформаций

какого-либо элемента и проявление запаздывания деформаций приводят к увеличению зазора при растяжении и к появлению зазора при сжатии. Более общим является выражение

$$q_k = \begin{cases} 0, & \text{если } qq_k^* \leq 0, \\ q_k^*, & \text{если } qq_k^* > 0, \end{cases} \quad (3)$$

где q_k^* определено выражением (2).

Значение q определяется из решения дифференциальных уравнений движения определенной механической системы, в состав которой входят взаимодействующие тела 1 и 2, а значения q_i из решений задаваемых дифференциальных уравнений состояния элемента амортизатора с номером i . Определив q_k , вычислим деформирующую соединение силу S с помощью выражений

$$S = k_k q_k + \beta_k |q_k| \dot{q}_k \quad (4)$$

или

$$S = k_k q_k + \beta \dot{q}_k, \quad (5)$$

где k_k – жесткость элемента k , β_k – коэффициент вязкого сопротивления его деформированию. Обычно β_k – малая величина и в ряде случаев вязкой составляющей силы в выражениях (4) и (5) можно пренебречь.

В ряде случаев (например, для фрикционных амортизаторов) удастся объединить ряд элементов в один блок или элемент, для которого можно построить функциональную связь величины усилия S_ϕ , деформирующего его, с величинами его деформаций q_ϕ и скорости деформаций \dot{q}_ϕ . Величина q_ϕ вычисляется с помощью выражений (2) и (3).

Таким образом, решая дифференциальные уравнения движения соединенных амортизатором тел и дополнительные дифференциальные уравнения состояний, находим для каждого такого соединения одно значение q и n_a значений q_i , значение q_k или значение q_ϕ , а затем с помощью соотношений (4), (5) или известной функции $S = S(q_\phi \dot{q}_\phi)$ вычисляем силу S , деформирующую все соединение.

В ряде случаев рассматриваются режимы движений соединенных амортизатором тел, в процессе которых при $|q_k| > \Delta_s^*$ возникают пластические деформации тел и креплений амортизаторов. При моделировании таких случаев в выражениях (4) и (5) следует значения q заменить $(q - \delta_s)$,

где δ_s – величина остаточных деформаций, которые вычисляются в момент, когда абсолютные значения силы S переходят через максимум и одновременно соблюдается условие $|q_k| > \Delta_s^*$ или $|S| > S_s^*$, Δ_s^* и S_s^* – координаты точки на диаграмме $q_k - |S|$, выше которой возникают пластические деформации. Обозначив через Δ_s и S_s значения удлинения и сил, соответствующих пределу упругости в случаях, когда остаточные деформации $\delta_s = 0$, пользуясь моделью Прандтля с упрочнением по Баушингеру [5], вычислим:

$$\Delta_s^* = \Delta_s + \delta_s (1 - k_{ks}/k_k)^{-1} \text{sign} S; \quad (6)$$

$$S_s^* = S_s + \Delta_s^* k_{ks} \text{sign}(S \delta_s);$$

$$\delta_s = (|S|_{\max} - S_s) (k_{ks}^{-1} - k_k^{-1}) \text{sign} q, \quad (7)$$

где k_{ks} – коэффициент жесткости элемента k в зоне упруго-пластических деформаций. В тех случаях, когда вместо формул (4) или (5) используются функция $S = S(q_\phi \dot{q}_\phi)$, ее формулы необходимо дополнить выражением

$$S = [S_s^* + k_{ks} (|q_\phi| - \Delta_s^*)] \text{sign}(q_\phi - \delta_s), \quad (8)$$

если $(|S| > S_s^*) \cap [(q_\phi - \delta_s) \dot{q}_\phi > 0]$.

Таким образом, выполнено математическое описание взаимодействия двух тел с учетом деформации самих тел и связи между ними, т. е. описана математическая модель амортизатора удара с одномерной деформацией, которая может быть использована в более полных математических моделях рельсовых экипажей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бидерман В. Л. Динамический гаситель колебаний // Теория механических колебаний. – М.: Высшая шк., 1980. – С. 123–126.
2. Коломийченко В. В. Автосцепное устройство подвижного состава / В. В. Коломийченко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семин. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
3. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
4. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
5. Рахматулин Х. А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках / Х. А. Рахматулин, Ю. А. Демьянов. – М.: ФМ, 1961. – 400 с.

Поступила в редколлегию 30.05.04.