

Математическое моделирование силовой характеристики эластомерного амортизатора удара



М.Г. Войновский,
аспирант кафедры
«Механика, динамика
и прочность
машин» Брянского
государственного
технического
университета

В настоящее время особое внимание при железнодорожных перевозках уделяется вопросам безопасности и сохранности груза. К отвечающим за выполнение этих задач элементам конструкции подвижного состава относится амортизатор удара. На основании моделирования силовых характеристик для описания работы поглощающего аппарата можно рекомендовать ламинарную модель.

Амортизаторы удара используют в авиации и оборонной технике, в различных повседневных устройствах и на железнодорожном транспорте. На вагонах и на локомотивах используют амортизаторы, называемые поглощающими аппаратами автосцепки. Они предназначены для защиты подвижного состава в случае соударения вагонов, возникающих во время формирования поездов на сортировочных горках, маневров и движения поезда.

Поглощающие аппараты проходят различные сертификационные испытания, включающие статические испытания, копровые испытания, удар вагонов в неподвижный упор, соударение двух вагонов и т. д. Для каждого вида испытаний есть нормируемые показатели, в соответствии с которыми амортизирующее устройство относится к определенному классу. Различные нагружения оценивают зависимостью силы от перемещения (силовой характеристикой). Моделируя работу поглощающего аппарата в различных режимах эксплуатации, можно снизить расходы на разработку его конструкции. Для этого нужно разработать математическую модель.

Принципиальная схема эластомерного амортизатора представлена на рис. 1. В цилиндре 1, заполненном эластомерной массой, перемещается шток 2 с поршнем 3. Если шток медленно перемещается, часть эластомера из камеры А перетекает в камеру В через кольцевой зазор между цилиндром и

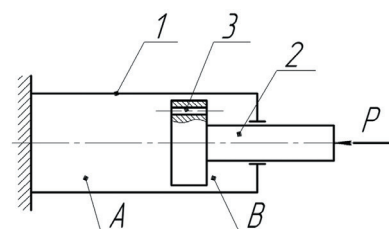


Рис. 1. Схема эластомерного аппарата

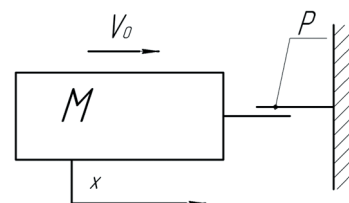


Рис. 2. Расчетная схема эластомерной вставки

поршнем и через отверстия в поршне. В этом случае сила P растет, поскольку при неизменном количестве эластомера общий объем камер уменьшается [1].

Базовым расчетом является построение статической характеристики эластомерного амортизатора. Моделирование выполняется с учетом гидравлической составляющей, так как математическая модель должна описывать реальное поведение аппарата при малой скорости нагружения. Для моделирования статического нагружения будем использовать расчетную схему, представленную на рис. 2, причем масса ударяемого тела M будет большой, а скорость движения малой [2].

Дифференциальные уравнения, описывающие сжатие эластомерного поглощающего аппарата:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + P = 0; \\ P = \bar{q}_c S_c - \bar{q}_p S_p; \\ \frac{dq_c}{dt} = \frac{\bar{E} + \bar{a}\bar{q}_c}{W_c - \dot{x}S_c} (\dot{x}S_c - Q_c); \\ \frac{dq_p}{dt} = \frac{\bar{E} + \bar{a}\bar{q}_p}{W_p + \dot{x}S_p} (Q_c - \dot{x}S_c), \end{cases} \quad (1)$$

где W_c, W_p – объем эластомера в камере сжатия и расширения с учетом начальной заправки, соответственно; S_c, S_p – площади камеры сжатия и расширения, соответственно; P – сила сжатия; \bar{E} – модуль упругости эластомера; \bar{a} – эмпирический коэффициент; M – условная масса, давящая

на поглощающий аппарат; \ddot{x} – ускорение сжатия; \dot{x} – скорость сжатия; x – ход аппарата; Q_c – расход эластомера при перетекании; q_p, q_c, \bar{q}_p и \bar{q}_c – давление в камерах растяжения и сжатия, соответственно.

Для описания модуля \bar{E} , эмпирического коэффициента \bar{a} , давления в камерах сжатия \bar{q}_c и растяжения \bar{q}_p при прямом и обратном ходе предлагаются формулы [2]:

$$\bar{E} = \begin{cases} E_{0np} & \text{если } \dot{x} \geq 0; \\ E_{0об} & \text{если } \dot{x} < 0; \end{cases} \quad (2)$$

$$\bar{a} = \begin{cases} a_{np} & \text{если } \dot{x} \geq 0; \\ a_{об} & \text{если } \dot{x} < 0; \end{cases} \quad (3)$$

$$\bar{q}_c = q_c [1 - 0,35\sigma_0(-\dot{x})]; \quad (4)$$

$$\bar{q}_p = q_p [1 - 0,35\sigma_0(-\dot{x})], \quad (5)$$

где \dot{x} – скорость движения штока; σ_0 – единичная функция Хевисайда, которая в данном случае равна нулю при $\dot{x} < 0$ и 1 при $\dot{x} \geq 0$.

Расчет зависит от принятой гипотезы: турбулентного, ламинарного [1] или любого другого эмпирического потока при ударе.

Для ламинарного потока:

$$Q_c = \frac{\pi r a_0^3}{6 \rho l v} (\bar{q}_c - \bar{q}_p); \quad (6)$$

для турбулентного потока:

$$Q_c = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} |\bar{q}_c - \bar{q}_p|} \text{sign}(\bar{q}_c - \bar{q}_p), \quad (7)$$

где r – радиус поршня; l – длина поршня; v – кинематическая вязкость эластомера; ρ – плотность эластомера; μ – коэффициент гидравлических потерь; a_0 – радиальный зазор между плунжером и поршнем, который в первом приближении можно найти по формуле $a_0 = \frac{f}{2\pi r}$; f – суммарная площадь истечения эластомера.

Для идентификации математических моделей использовался поглощающий аппарат ЭПА-110, разрабатываемый в ООО «НПП Дипром», с параметрами: $W_c = 51,19 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; $W_p = 5,4 \times 10^{-4} \text{ м}^3$; $S_c = 0,021 \text{ м}^2$; $S_p = 0,018 \text{ м}^2$; $\rho = 1060 \text{ кг/м}^3$; $f = 0,000249 \text{ м}^2$; $r = 0,0825 \text{ м}$; $a_0 = 4,73 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $l = 0,03 \text{ м}$; $q_0 = 90,9 \text{ МПа}$; значения параметров при прямом ходе $E_{0np} = 1634 \text{ МПа}$, $a_{np} = 6,1$; значения параметров на обратном ходе $E_{0об} = 687 \text{ МПа}$, $a_{об} = 14,48$ [2].

Дифференциальные уравнения (1), описывающие представленную схему (рис. 2), решались при следующих начальных условиях: $t = 0$; $x = 0$; $\dot{x} = v_0$;

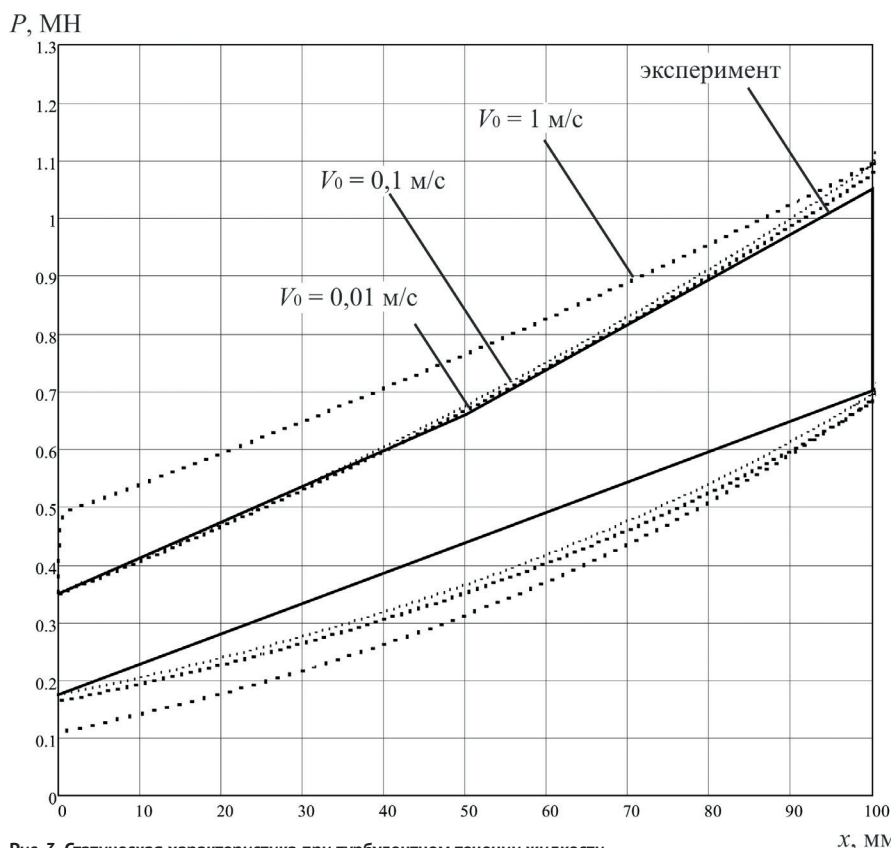


Рис. 3. Статическая характеристика при турбулентном течении жидкости

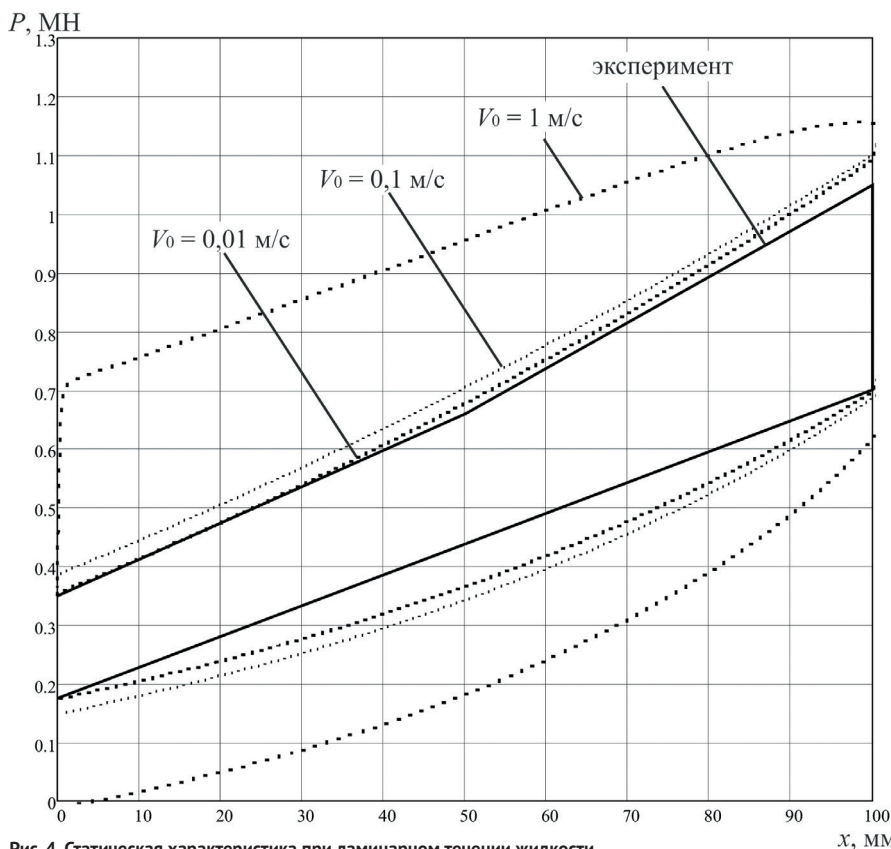


Рис. 4. Статическая характеристика при ламинарном течении жидкости

$P, \text{ МН}$

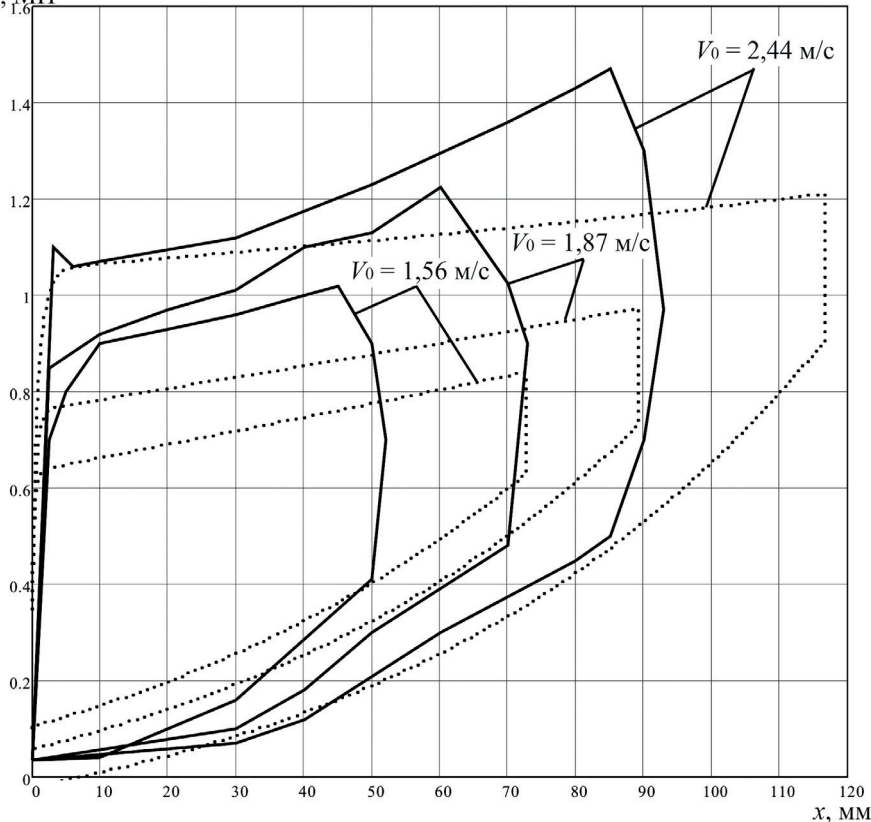


Рис. 5. Динамические силовые характеристики, соответствующие турбулентному режиму перетекания жидкости: — экспериментальная расчетная

$P, \text{ МН}$

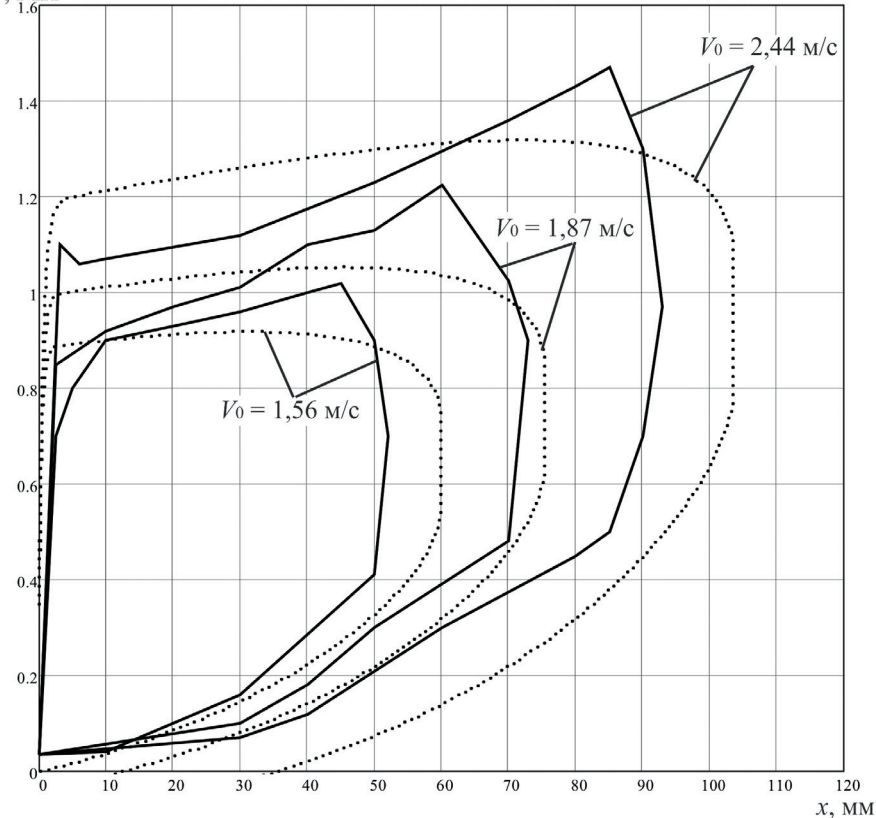


Рис. 6. Динамические силовые характеристики, соответствующие ламинарному режиму перетекания жидкости: — экспериментальная расчетная

$q_{c0} = q_{p0} = q_0$. Для турбулентной модели задавались следующие значения параметров: $v_0 = 0,01 \text{ м/с}$, $M = 147 \cdot 10^7 \text{ кг}$; $v_0 = 0,1 \text{ м/с}$, $M = 148 \cdot 10^5 \text{ кг}$; $v_0 = 1 \text{ м/с}$, $M = 165 \cdot 10^3 \text{ кг}$; $\mu = 0,65$. Для ламинарной модели задавались параметры: $v_0 = 0,01 \text{ м/с}$, $M = 148 \cdot 10^7 \text{ кг}$; $v_0 = 0,1 \text{ м/с}$, $M = 155 \cdot 10^5 \text{ кг}$; $v_0 = 1 \text{ м/с}$, $M = 199 \cdot 10^3 \text{ кг}$; $\nu = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

На рис. 3, 4 приведены расчетные статические характеристики при разных значениях скорости сжатия и экспериментальная характеристика.

Для ламинарного режима перетекания жидкости максимальные погрешности по силе при скорости сжатия 0,01 м/с составляют 6% на прямом ходе, 14% на обратном; для турбулентного режима перетекания жидкости – 7% на прямом ходе, 10% – на обратном. В случае увеличения скорости продавливания начинает сказываться влияние динамической составляющей и сила резко увеличивается, что хорошо видно на графиках.

Для моделирования удара вагона в упор будем использовать расчетную схему рис. 2, представляя массу M одномассовой моделью вагона весом 44 т. Моделирование удара проводилось при скорости $v_0 = 1,56; 1,87; 2,44 \text{ м/с}$. Результаты расчетов представлены на рис. 5, 6.

Результаты показывают, что ламинарная модель обеспечивает меньшее расхождение расчетных и экспериментальных данных по сравнению с турбулентной: у ламинарной расхождение по максимальному ходу не превышает 11%, по максимальной силе – 16%. На основании моделирования силовых характеристик можно рекомендовать ламинарную модель для описания работы поглощающего аппарата. Для доработки математических моделей необходимо экспериментальное определение значений давления в камерах поглощающего аппарата. ■

Литература

1. Кеглин Б.Г., Войновский М.Г. Совершенствование математической модели эластомерного амортизатора удара // Вестн. Белорус. гос. техн. ун-та. 2013. № 1. С. 27–35.
2. Войновский М.Г. Моделирование статической характеристики эластомерного амортизатора удара // Машиностроение и инженерное образование. 2014. № 4.