

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛАСТОМЕРНОГО ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА

В. Ф. Хиженок, А. И. Столяров

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Железнодорожные вагоны и локомотивы для ослабления воздействий продольных ударов оборудуются поглощающими аппаратами (ПА) автосцепного устройства [1]. В настоящее время к наиболее перспективным ПА относятся аппараты, в котором в качестве рабочего элемента используется объемно сжимаемый высоковязкий полимер (эластомер). Эластомер, обладая высокой вязкостью, одновременно может выполнять функцию упругого и демпфирующего элемента. Сжимаемость материала в замкнутом объеме достигает 15–20 % при давлении 250–500 МПа. Это позволяет использовать его как гидропружину в режиме квазистатического сжатия, а применение различных видов дросселирования дает возможность значительно повысить силу сопротивления амортизатора при больших скоростях сжатия аппарата. Амортизаторы, использующие эластомеры, при равных габаритных размерах относительно других аппаратов имеют высокую энергоемкость при сравнительно простой конструкции. В то же время высокие давления требуют обеспечения прочности рабочих цилиндров и герметичности конструкции.

Целью данной работы было исследование влияния конструктивных параметров ПА на его напряженно-деформированное состояние. Расчет напряжений и деформаций проводили с помощью метода конечных элементов.

На рис. 1 показана конструкция ПА, в поршне 4 которого выполнены дросселирующие отверстия 6.

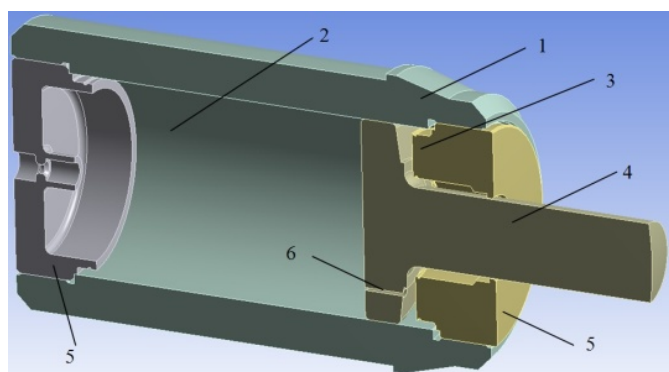


Рис. 1. Физическая модель поглощающего аппарата:

1 – цилиндр; 2 – камера сжатия; 3 – камера расширения;
4 – шток с поршнем; 5 – крышки; 6 – дросселирующие отверстия

Материал элементов поглощающего аппарата: плунжера, штока и крышек – сталь 40ХС. Физико-механические свойства стали 40ХС: модуль упругости $E = 2,19 \cdot 10^5$ МПа; плотность $\rho = 7740$ кг/м³; предел прочности $\sigma_b = 1220$ –1670 МПа, условный предел текучести $\sigma_{0,2} = 1080$ МПа.

Свойства эластомера были приняты следующими: плотность $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость $\mu_0 = 3000 \text{ Па} \cdot \text{с}$ [2].

Для определения динамической вязкости была принята реологическая модель Кросса [3]:

$$\mu^* = \frac{\mu_0}{1 + (\lambda\dot{\gamma})^n},$$

где λ – параметр, имеющий размерность время, $\lambda = 0,3 \text{ с}$; n – показатель степени, $n = 0,7$.

Расчет напряжений и деформаций, возникающих в деталях поглощающего аппарата, проводили для следующих конструктивных вариантов: вариант 1 – поршень с тремя цилиндрическими отверстиями, вариант 2 – с тремя и вариант 3 – с четырьмя тангенциальными каналами. Для вариантов 1–3 варьировали значение диаметра дроссельных отверстий: 6 мм (а), 6 мм (б) и 7 мм (в) (рис. 2).

Расчет напряженного состояния проводили для условий моделирования соударения вагонов на сортировочных горках при следующих условиях начальной скорости вагона-бойка – 12 км/ч (2,78 м/с). Инерционность вагона-бойка моделировали в виде присоединенной массы по отношению к штоку поглощающего аппарата.

На рис. 2 и 3 показано распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в поршне со штоком и крышке корпуса ПА.

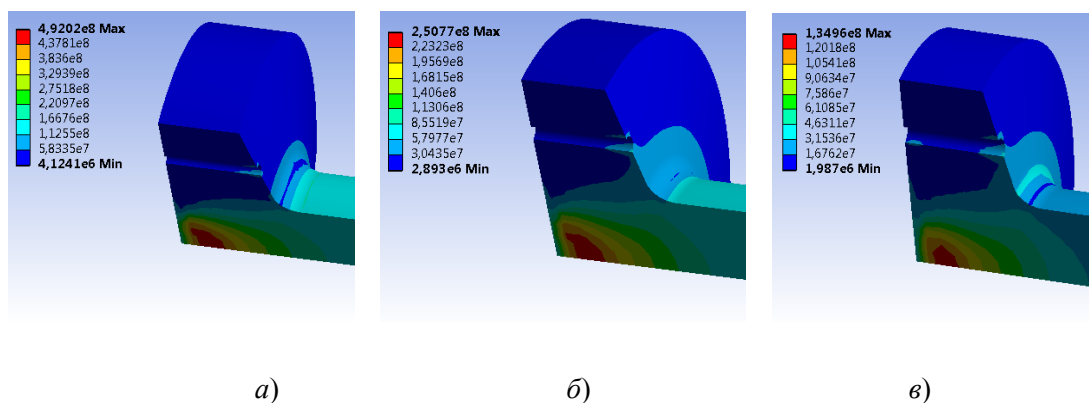


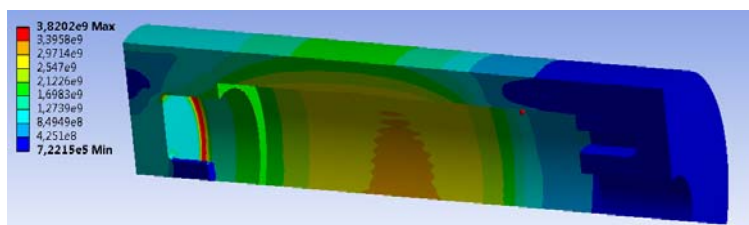
Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в поршне для расчетного варианта 1, МПа:
а – диаметр отверстий 5 мм; б – 6 мм; в – 7 мм

Расчеты показали, что наибольшее значение напряжений наблюдается в деталях ПА вариантов конструкций 2 и 3: для плунжера напряжения локализованы в глухой крышке, для поршня со штоком – в галтели. Это связано с тем, что в этих вариантах конструкций дроссельные каналы обладают значительным гидравлическим сопротивлением, что приводит к повышению давлений в камере сжатия ПА. Полученные значения напряжений значительно превышают предел прочности стали, используемой для изготовления деталей ПА.

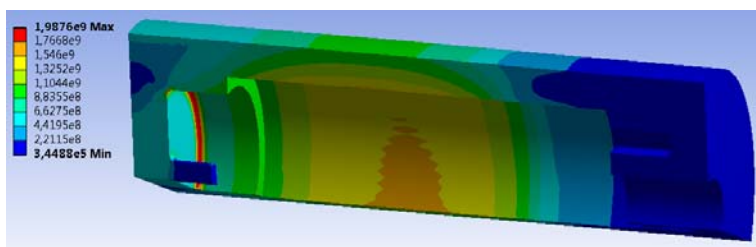
Эквивалентные напряжения в деталях ПА меньше предела прочности стали (1500 МПа) наблюдаются только для варианта 1 с диаметром дроссельных отверстий 7 мм. Следовательно, диаметр дроссельных отверстий в поршне не должен

34 Секция 1. Современные технологии проектирования в машиностроении

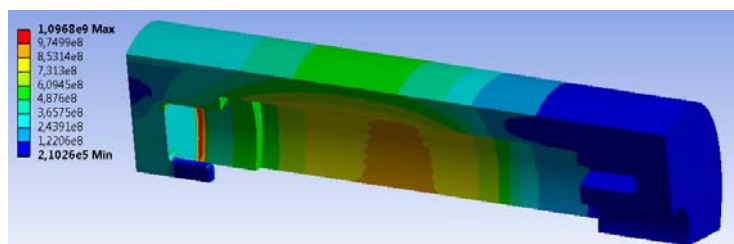
быть меньше данного значения (при принятой величине и законе изменения вязкости модельного эластомера), чтобы не создавать значительное сопротивление движению поршня со штоком.



а)



б)



в)

Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в цилиндре и крышках для расчетного варианта 1, МПа:
а – диаметр отверстий 5 мм; б – 6 мм; в – 7 мм

Учитывая, что напряжения в деталях ПА по варианту 3 выше предела прочности, можно сделать вывод, что предпочтительным является вариант конструкции поршня с дроссельными каналами с уменьшенным гидравлическим сопротивлением.

Литература

1. Манашкин, Л. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей / Л. Манашкин, С. Мямлин, В. Приходько. – Днепропетровск : ДИИТ, 2007. – 196 с.
2. Приемочные испытания поглощающего аппарата класса Т2 ПМКЭ-110 / Б. Г. Кеглин [и др.] // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2007. – № 4 (16). – С. 50–58.
3. Матвеевко, В. Н. Вязкость и структура дисперсных систем / В. Н. Матвеевко, Е. А. Кирсанов // Вестн. Моск. ун-та. Сер. 2. Химия. – 2011. – Т. 52, № 4. – С. 243–276.