

ностью, со следующими давлениями на входе: статическое давление, имитирующее давление закачки рабочей жидкости – 40 МПа; на выходе: давление, имитирующее пластовое давление, 5 МПа.

По результатам моделирования строились поля распределения давления, скоростей, доли объемного содержания парогазовой фракции (рис. 4).

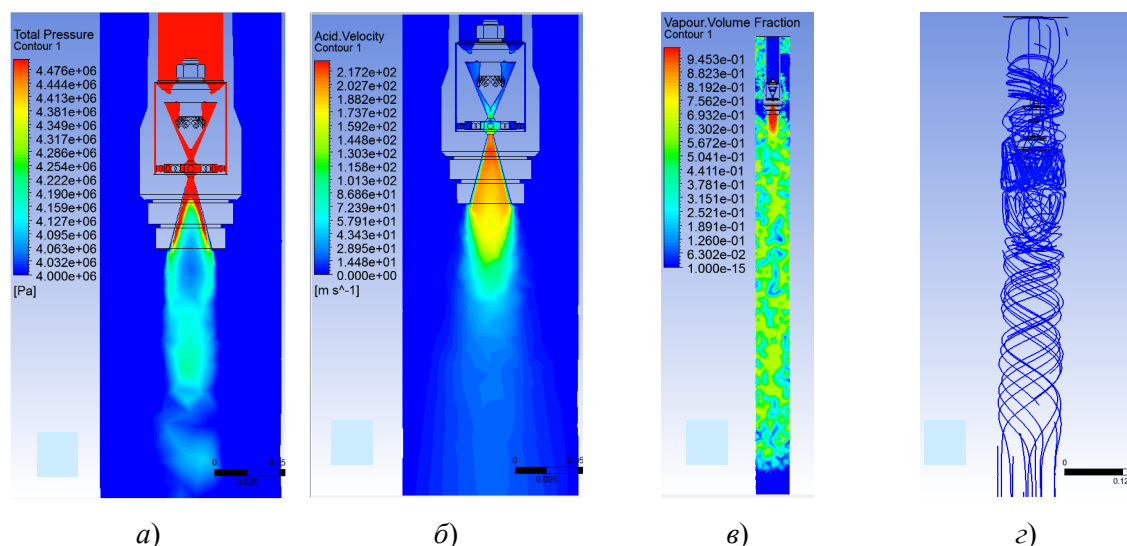


Рис. 4. Количественная картина распределения давления (а), скорости (б), парогазовой фракции (в) и линии тока (з) рабочей жидкости в скважине при работающем устройстве

Таким образом, внедрение в производство современных методов компьютерного моделирования, основанных на применении различных численных методов, позволяет избежать непредвиденных аварий и дополнительных денежных затрат.

Литература

1. Шимановский, А. О. Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики : учеб.-метод. пособие для студентов техн. специальностей / А. О. Шимановский, А. В. Пуято ; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 61 с.
2. Ткачев, Д. В. Разработка оборудования и технологии для кавитационно-импульсного воздействия на пласт в условиях нефтяных месторождений компании «Белоруснефть» / Д. В. Ткачев, А. В. Серебренников, В. М. Ткачев // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2016. – № 3. – С. 63–67.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛАСТОМЕРНОГО ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА

Н. Г. Малашков

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

Научный руководитель А. И. Столяров

В настоящее время по совокупности экономических и технических показателей наиболее перспективными являются амортизаторы, в которых рабочее тело – это объемно-сжимаемый (до 15–17 % при давлении 500 МПа) и высоковязкий

(до 10^7 сСт) эластомер на основе высокомолекулярного силоксанового (кремнийорганического) каучука [1]. С позиций механики такой эластомер представляет собой, с одной стороны, высоковязкую жидкость, с другой, – упругое тело с низким модулем объемного сжатия. Уникальная комбинация свойств силоксанового эластомера позволяет одновременно реализовать функции демпфирования и упругого элемента поглощающего аппарата. Это позволяет использовать его как гидropружину в режиме квазистатического сжатия, а применение различных видов дросселирования дает возможность значительно повысить силу сопротивления амортизатора при больших скоростях сжатия.

В результате эластомерные поглощающие аппараты (ПА) обеспечивают силовые характеристики, весьма близкие к гидравлическим амортизаторам. В сравнении с другими амортизаторами ПА с использованием эластомерной рабочей среды при равных габаритах имеют высокую удельную энергоемкость при сравнительно простой конструкции [2]. Вместе с тем высокие давления требуют обеспечения прочности рабочих цилиндров и герметичности конструкции эластомерных ПА, что должно обеспечиваться уточненным расчетом напряженно-деформированного состояния деталей, учитывающим конструктивные особенности (концентраторы напряжений), и использованием высокопрочных сталей типа 28ХС и 30 ХС, имеющих предел текучести 900–1000 МПа.

Целью данной работы было исследование напряженно-деформированного состояния эластомерного поглощающего аппарата. Расчет напряжений и деформаций проводили с помощью метода конечных элементов.

Поглощающий аппарат (рис. 1) состоит из рабочего цилиндра 1, штока с поршнем 4 и крышек 5.

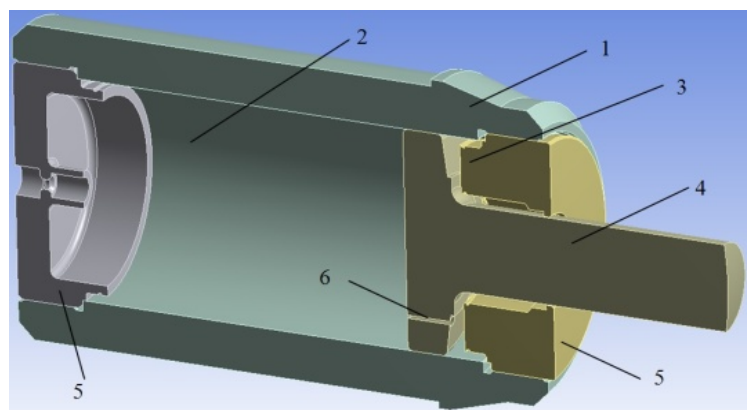


Рис. 1. Физическая модель поглощающего аппарата:
1 – цилиндр; 2 – камера сжатия; 3 – камера расширения; 4 – шток с поршнем;
5 – крышки; 6 – дросселирующие отверстия

Цилиндр заполнен объемно-сжатым начальным давлением эластомерным материалом. Поршень делит внутренний объем цилиндра на две камеры: камеру сжатия 2 и камеру расширения 3. При сжатии поглощающего аппарата эластомер перетекает из камеры сжатия в камеру расширения, для этого предусмотрен кольцевой зазор между поршнем и цилиндром, а также дроссельные отверстия 6 в поршне 4.

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 $\rho = 1200$ кг/м³; динамическая вязкость $\mu_0 = 3000$ Па·с [3].

Для определения динамической вязкости была принята реологическая модель Кросса с параметрами модели [4]:

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

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

Расчет напряжений и деформаций, возникающих в деталях поглощающего аппарата, проводили для следующих конструктивных вариантов: вариант 0 – исходная конструкция поглощающего аппарата, вариант 1 – поршень с тремя цилиндрическими отверстиями, вариант 2 – с 3-мя и вариант 3 – с 4-мя тангенциальными каналами. Для вариантов 1–3 варьировали значения диаметра дроссельных отверстий: 5 мм, 6 мм и 7 мм.

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.

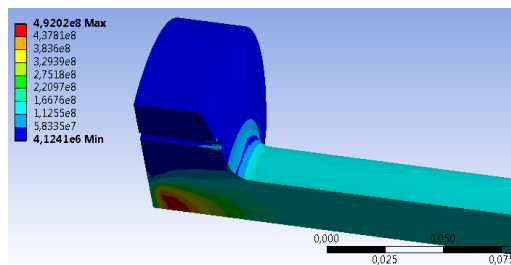
В результате расчетов установлено, что наибольшее значение напряжений наблюдается в деталях ПА вариантов конструкций 2 и 3: для плунжера напряжения локализованы в глухой крышке, для поршня со штоком – в галтели. Это связано с тем, что в этих вариантах конструкций дроссельные каналы обладают значительным гидравлическим сопротивлением, что приводит к повышению давлений в камере сжатия ПА. Полученные значения напряжений значительно превышают предел прочности стали, используемой для изготовления деталей ПА. На рис. 2, 3 показано распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в поршне со штоком и плунжере поглощающего аппарата, выполненного по варианту 1.

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 быть меньше данного значения (при принятой величине и законе изменения вязкости модельного эластомера), чтобы не создавать значительное сопротивление движению поршня со штоком. В таблице приведены значения силы на штоке для различных вариантов конструкций.

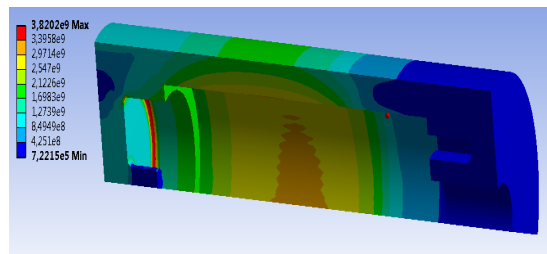
Расчетная сила на штоке

Диаметр дроссельного отверстия, мм	Сила на штоке, МН		
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
5	14,6	22,32	8,57
6	7,57	13,01	5,39
7	4,19	5,69	3,59

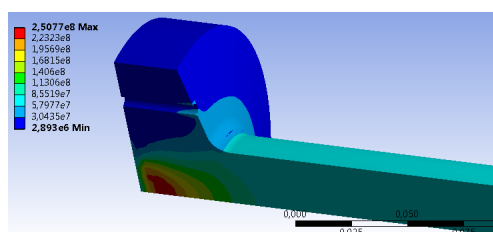
Учитывая, что напряжения в деталях ПА по варианту 3 выше предела прочности, можно сделать вывод, что предпочтительным является вариант конструкции поршня с дроссельными каналами с уменьшенным гидравлическим сопротивлением.



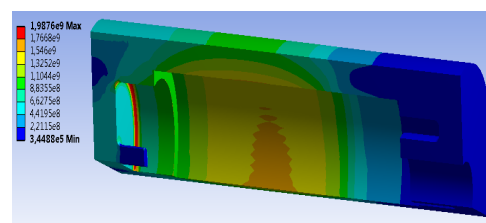
а)



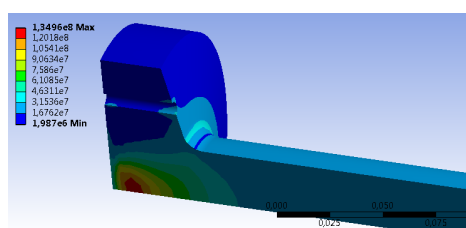
а)



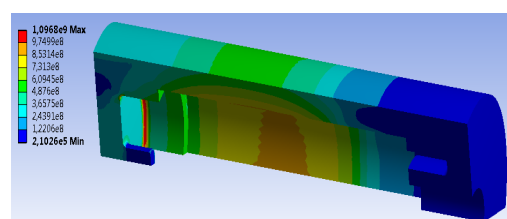
б)



б)



в)



в)

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

Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в плунжере, МПа:
вариант 1:
а – диаметр отверстий – 5 мм;
б – диаметр отверстий – 6 мм;
в – диаметр отверстий – 7 мм

Литература

1. Горячев, С. А. Разработка методики проектирования и выбор параметров эластомерного поглощающего аппарата грузовых вагонов : дис. ... канд. техн. наук / С. А. Горячев. – Екатеринбург, 1999. – 152 с.
2. Ступин, Д. А. Поглощающие аппараты для вагонов и локомотивов / Д. А. Ступин, А. Н. Степанов // Локомотив. – 2009. – № 11 – С. 29–32.
3. 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.
4. 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.