

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕМПИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА, ОСНОВАННОГО НА ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ В СОЧЕТАНИИ С ТРЕНИЕМ

Лысаков Александр Викторович (vniitf@vniitf.ru), Бельх Ярослав Владимирович, Ибраев Виктор Вильевич, Клещев Дмитрий Борисович

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИТФ им. академ. Е. И. Забабахина», г. Снежинск Челябинской обл.

Представлены результаты компьютерного моделирования статического и динамического нагружения демпфирующего устройства для двух вариантов исполнения, приведены результаты расчётов прочности и оценки работоспособности. Принцип работы демпфирующего устройства основан на использовании пластического деформирования в сочетании с трением.

Ключевые слова: демпфирующее устройство, пластическое деформирование, трение, ударные воздействия, конечно-элементная модель.

COMPUTER SIMULATION OF DAMPER DEVICE BASED ON PLASTIC DEFORMATION IN CONJUNCTION WITH FRICTION

Lysakov Aleksandr Viktorovich (vniitf@vniitf.ru), Belykh Yaroslav Vladimirovich, Ibraev Viktor Vilievich, Kleshchov Dmitry Borisovich

FSUE «RFNC-VNIITF named after academ. E. I. Zababakhin»,
Snezhinsk Chelyabinsk region

The work presents computer simulation results for static and dynamic damper device loading for 2 hardware versions, strength calculation and performance assessment results. The operation concept of the damper device is based on using plastic deformation in conjunction with friction.

Keywords: damper device, plastic deformation, friction, shock impact, finite element model.

Введение

В настоящее время существуют многочисленные демпфирующие устройства (ДУ), которые защищают элементы конструкций от ударных воздействий, либо снижают уровни этих воздействий до приемлемых значений, при которых элементы конструкций сохраняют прочностные характеристики и работоспособность. Такие устройства имеют различные размеры, конструкцию, а также применяемость, в зависимости от воздействующих факторов. Целью данной работы является разработка простого ДУ с применением пластического деформирования в сочетании с трением.

Конструкция ДУ

ДУ представляет собой конструкцию, состоящую из основания и крышки, в которых установлены

4 втулки и 4 конуса соответственно. Крышка с конусами устанавливается во втулки основания. При этом угол конуса равен углу фаски втулки и составляет 10° .

Конструкция ДУ разрабатывается в двух исполнениях и показана на рис. 1:

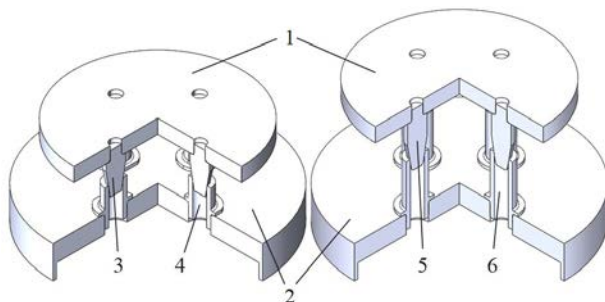


Рис. 1. Конструкция ДУ.001 и ДУ.002: 1 – крышка ДУ.001.001 (ДУ.002.001); 2 – основание ДУ.001.002 (ДУ.002.002); 3 – конус ДУ.001.003; 4 – втулка ДУ.001.004; 5 – конус ДУ.002.003; 6 – втулка ДУ.002.004

– с «короткими» втулками и конусами, обеспечивающими рабочий ход ~ 16 мм;

– с «удлиненным» втулками и конусами, обеспечивающими рабочий ход ~ 27 мм.

Так же в процессе расчетных исследований рассмотрено применение двух материалов деформируемого элемента конструкции (втулки) – нержавеющей стали 12Х18Н10Т и алюминиевого сплава Д16. Основание, крышка и конус выполнены из стали 30ХГСА [1].

Конечно-элементная модель

Расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) ДУ к действию внешних механических нагрузок проведены методом конечных элементов в статической и динамической постановках с учетом упругопластических свойств материалов в программном пакете ЛОГОС-ПРОЧНОСТЬ. Упругопластические свойства материалов моделируются с помощью билинейных диаграмм с истинными характеристиками прочности материалов, полученных соответствующим пересчетом из инженерных [2].

В результате анализа конструкции выявлено, что ДУ имеет свойство масштабируемости, так как состоит из конечного числа одинаковых пар «втулка-конус». Поэтому допустимо провести расчетные исследования и определить силовые характеристики одной пары «втулка-конус» и затем определить суммарные характеристики ДУ. На основании изложенного, в соответствии с 3-D моделями, в силу симметричности конструкции втулки и конуса для каждого расчетного случая разработаны соответствующие расчетные трехмерные конечно-элементные модели (1/4 часть пары «втулка-конус» для каждого варианта ДУ), которые показаны на рис. 2. Количество элементов составило 69838 и 80110 соответственно.

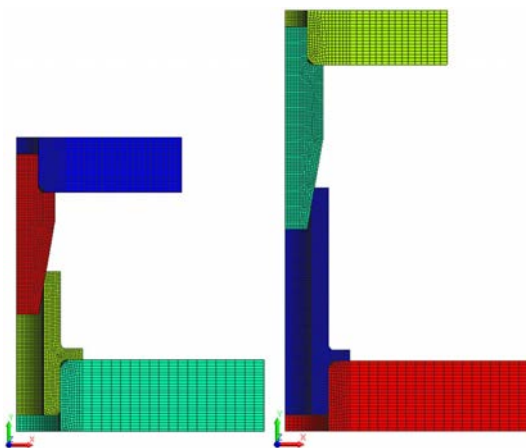


Рис. 2. Расчетные конечно-элементные модели

Взаимодействие между соприкасающимися поверхностями конуса и втулки в расчетной модели реализовано посредством контактных пар, которые учитывают трение между поверхностями, с коэффициентом трения $f = 0,2$ [3].

Граничные условия заданы в виде запрета перемещений по нижней грани основания во всех направлениях.

Условия и результаты статического нагружения

Расчет силовой характеристики и напряженно-деформированного состояния (НДС) ДУ проведен в статической постановке.

Для определения силовой характеристики «усилие-перемещение» рассматриваются расчетные случаи перемещения конуса по втулке в осевом направлении до упора (касание крышки и торцевой поверхности втулки). Полученные зависимости усилия F в Н от перемещения h в м приведены на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что при достижении крайнего положения, нагрузка на пару «конус-втулка» составляет:

Для 001: – $F_{1ст} = 45,5$ кН, при этом полная нагрузка на ДУ составляет ~ 182 кН;

– $F_{1ал} = 46,9$ кН, при этом полная нагрузка на ДУ составляет ~ 187 кН.

Для 002: – $F_{2ст} = 37,9$ кН, при этом полная нагрузка на ДУ составляет ~ 152 кН;

– $F_{2ал} = 39,2$ кН, при этом полная нагрузка на ДУ составляет ~ 157 кН.

Вертикальная линия на рис. 3 соответствует перемещению конуса в направлении втулки на $h_n = 12,8$ мм, при котором его коническая часть полностью входит во втулку, а торцевой край втулки развальцовывается и переходит на его цилиндрическую часть.

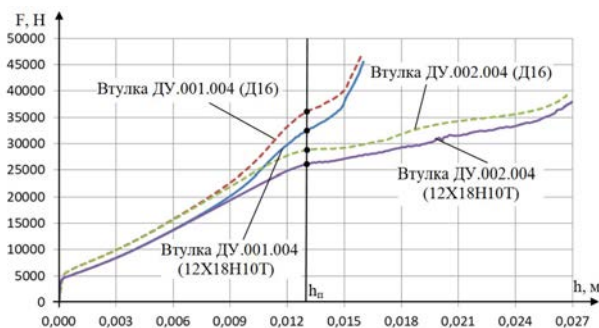


Рис. 3. Расчетная зависимость нагрузки от перемещения

На рис. 4 и 5 приведены распределения перемещений в продольном h в мм и радиальном r в мм направлениях в основных элементах ДУ.001 и ДУ.002 в момент касания крышки и торцевой поверхности втулки.

На рис. 4 видно, что перемещение крышки совместно с конусом до касания составляет 15,8 мм, при этом касание происходит по внешнему ребру торцевой поверхности втулки, радиальное расширение втулки (развальцовывание) составляет 2,02 мм.

На рис. 5 видно, что перемещение крышки совместно с конусом до касания составляет 26,35 мм, при этом касание происходит по внешнему ребру торцевой поверхности втулки, радиальное расширение втулки (развальцовывание) составляет 2 мм.

На рис. 6 показано распределение эквивалентных напряжений σ в МПа и пластических деформаций ϵ в отн. ед. в ДУ.001.

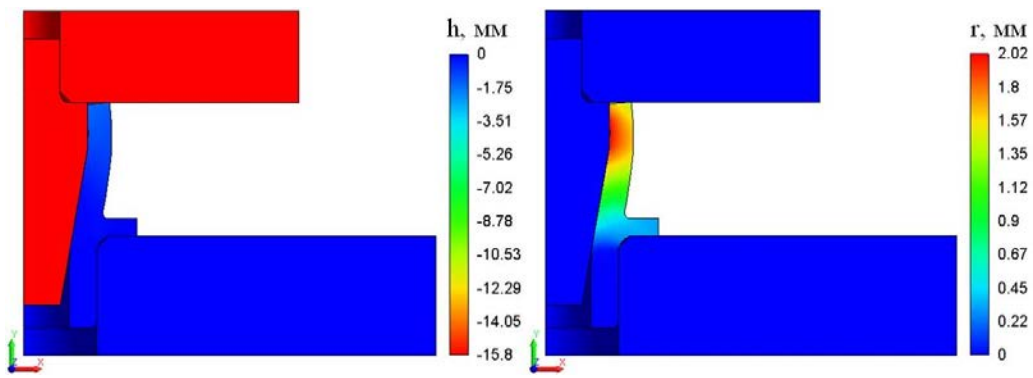


Рис. 4. Распределение перемещений в ДУ.001

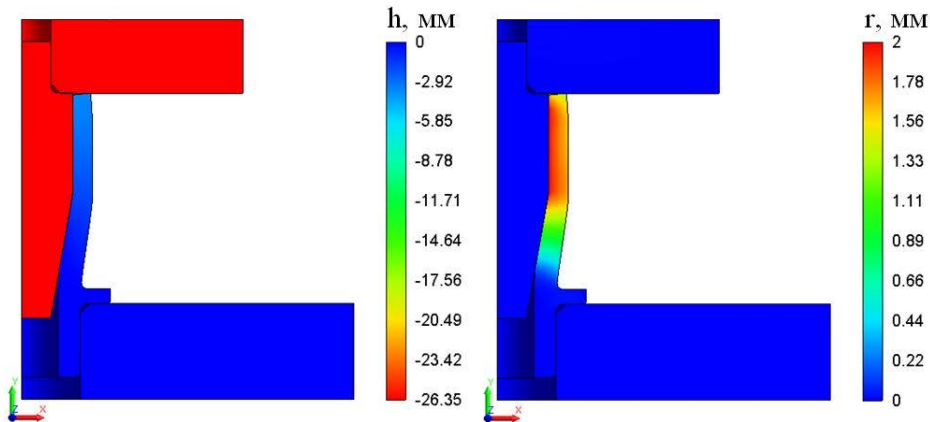


Рис. 5. Распределение перемещений в ДУ.002

На рис. 6,а видно, что максимальные эквивалентные напряжения реализуются во втулке, в зоне фаски и поверхностных слоях по внутреннему диаметру и составляют $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 680,5$ МПа. Полученное значение напряжений превышает предел текучести материала, пластические деформации в среднем по толщине стенки втулки составляют 16...25 %, разрушение материала втулки при этом не происходит.

На рис. 6,б видно, что максимальные эквивалентные напряжения реализуются в конусе в зоне резьбы и составляют $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 694$ МПа. Во втулке максимальные эквивалентные напряжения реализуются в зоне фаски и поверхностных слоях по внутреннему диаметру и составляют $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 682$ МПа. Эквивалентные пластические деформации в среднем по толщине стенки втулки составляют 14...25 %, что превышает предельное значение для материала Д16. Следует ожидать образования разрывов материала в торцевой зоне втулки и цилиндрической части в зоне фаски.

На рис. 7 показано распределение эквивалентных напряжений σ в МПа и пластических деформаций ϵ в отн. ед. в ДУ.002.

На рис. 7,а видно, что максимальные эквивалентные напряжения реализуются во втулке, в зоне средней части поверхностных слоев по внутреннему диаметру и составляют $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 630,7$ МПа. Получен-

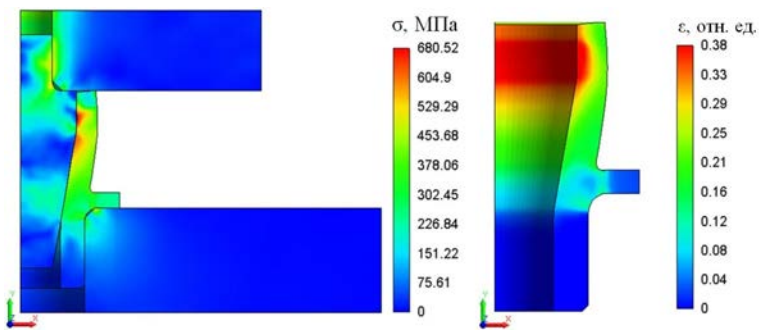
ное значение напряжений превышает предел текучести материала, пластические деформации в среднем по толщине стенки втулки составляют 15...27 %, разрушение материала втулки при этом не происходит.

На рис. 7,б видно, что максимальные эквивалентные напряжения реализуются во втулке в зоне средней части поверхностных слоев по внутреннему диаметру и составляют $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 681,9$ МПа. Эквивалентные пластические деформации в среднем по толщине стенки втулки составляют 19...27 %, что превышает предельное значение для материала Д16. Следует ожидать образования разрывов материала в торцевой зоне втулки и цилиндрической части в зоне фаски.

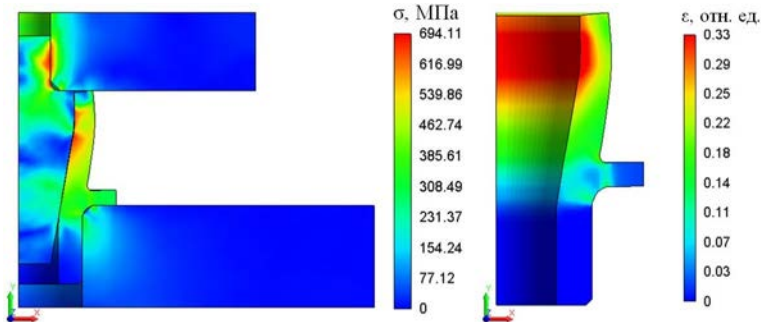
В табл. 1 приведены пределы прочности материалов, значения максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$, реализующихся в основных элементах ДУ и коэффициенты запаса прочности. Коэффициент запаса прочности по пределу прочности вычисляются по формуле:

$$\eta = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \quad (1)$$

Из табл. 1 видно, что максимальные напряжения сжатия возникают во втулке, выполненной из алюминиевого сплава Д16 (коэффициент запаса прочности по пределу прочности 0,65), что указывает на вероятное разрушение материала.

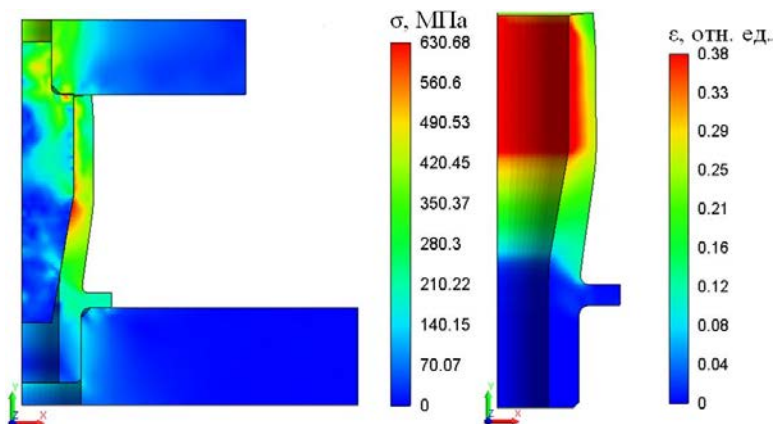


а

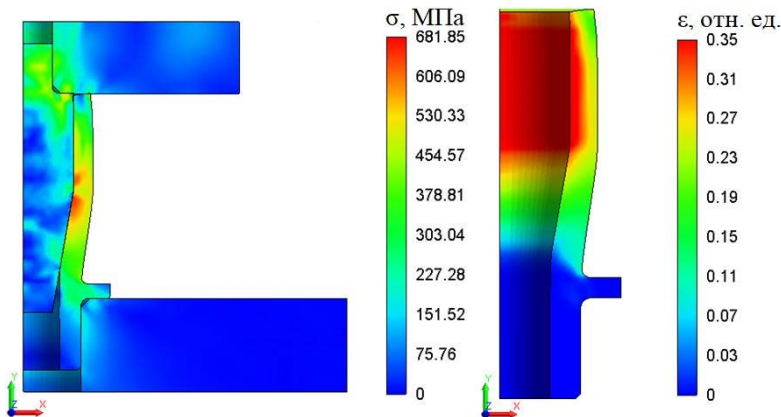


б

Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений и пластических деформаций в ДУ.001:
а – втулка из стали 12Х18Н10Т; б – втулка из алюминиевого сплава Д16



а



б

Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений и пластических деформаций в ДУ.002:
а – втулка из стали 12Х18Н10Т; б – втулка из алюминиевого сплава Д16

Результаты расчетов

Элемент ДУ	$\sigma_{в}$, МПа	ДУ.001 (втулка 12Х18Н10Т)		ДУ.001 (втулка Д16)		ДУ.002 (втулка 12Х18Н10Т)		ДУ.002 (втулка Д16)	
		$\sigma_{экр}$, МПа	η	$\sigma_{экр}$, МПа	η	$\sigma_{экр}$, МПа	η	$\sigma_{экр}$, МПа	η
Основание	1100	556	1,98	456	2,41	182	6,04	200	5,5
Крышка	1100	522	2,1	675	1,63	621	1,77	567	1,94
Конус	1100	559	1,97	694	1,59	569	1,93	556	1,98
Втулка (12Х18Н10Т)	676	680,5	0,99	–	–	630,7	1,08	–	–
Втулка (Д16)	440	–	–	682	0,65	–	–	681	0,65

Условия и результаты динамического нагружения

По приведенным на рис. 3 результатам проведенных расчетов по оценке допустимой высоты падения груза массой $m = 20$ кг на ДУ. Расчеты проведены в предположении, что кинетическая энергия падающего груза полностью расходуется на работу деформирования втулок ДУ.

Механическая работа – скалярное произведение действующей силы F на перемещение h . В общем случае, когда сила не постоянна, а движение не прямолинейно, работа вычисляется как криволинейный интеграл второго рода [4]:

$$A = \int_0^h \vec{F} \cdot d\vec{h}. \quad (2)$$

Из графика, показанного на рис. 3, работа деформирования втулок $A_{вт}$ будет определяться соответствующей площадью под графиком $F = f(h)$.

Полная работа ДУ с четырьмя втулками равна: $A_{полн} = 4 \cdot A_{вт}$.

Из равенства работы деформирования и кинетической энергии следует:

$$A_{полн} = E_k = \frac{mv^2}{2}, \quad (3)$$

где v – скорость падающего груза, м/с.

Из формулы (3) вычисляем максимальную скорость груза, при которой ДУ будет работать без «пробоя на упор»:

$$v = \sqrt{\frac{2E_k}{m}}.$$

По закону сохранения механической энергии потенциальная энергия равна кинетической энергии, по которой вычисляем высоту падения груза:

$$E_k = E_n \rightarrow \frac{m \cdot v^2}{2} = mgH \rightarrow \frac{v^2}{2} = gH \rightarrow H = \frac{v^2}{2g}, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с²; H – высота падения груза, м.

Таким образом, проводя вычисления по формулам (2–4) получены характеристики работоспособности ДУ, которые сведены в табл. 2.

Полученные результаты предельных значений скорости и высоты падения груза учтены при проведении расчетов работоспособности ДУ в динамической постановке.

Для сокращения времени расчетов, с учетом свойства масштабируемости конструкции, ДУ моделируется аналогично статическому расчету, а груз – массой 1,25 кг. К грузу прикладывается соответствующая начальная скорость в направлении оси «-Y». Длительность процесса падения – до начала «отскока» груза в направлении оси «+Y».

На рис. 8–11 приведены распределения перемещений h в мм, эквивалентных напряжений σ в МПа в основных элементах ДУ.001 и ДУ.002 в момент остановки груза ($v = 0$ м/с).

В сравнении с результатами статического расчета силовой характеристики ДУ, приведенными на рис. 4–7, в динамической постановке наблюдаются совпадение значений перемещений, деформаций и эквивалентных напряжений, что свидетельствует о достаточной степени точности расчета параметров работоспособности ДУ.

На рис. 12 показаны графики зависимости ускорения a груза в м/с² от времени t в с в процессе падения на ДУ для различных ее исполнений и материалов втулки.

Результаты расчетов

Исполнение	Работа деформирования втулки $A_{вт}$, Дж	Работа деформирования ДУ $A_{полн}$, Дж	Скорость падения груза v , м/с	Высота падения груза H , м
Втулка ДУ.001.004 (12X18Н10Т)	329	1316	11,5	6,7
Втулка ДУ.001.004 (Д16)	361	1444	12	7,3
Втулка ДУ.002.004 (12X18Н10Т)	625	2500	15,8	12,75
Втулка ДУ.002.004 (Д16)	698	2792	16,7	14,2

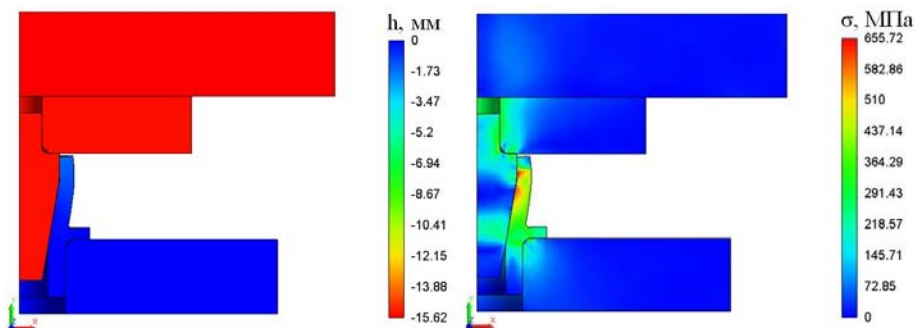


Рис. 8. Распределение перемещений и эквивалентных напряжений в ДУ.001 в момент времени $t = 2,23$ мс (втулка ДУ.001.004 из стали 12Х18Н10Т)

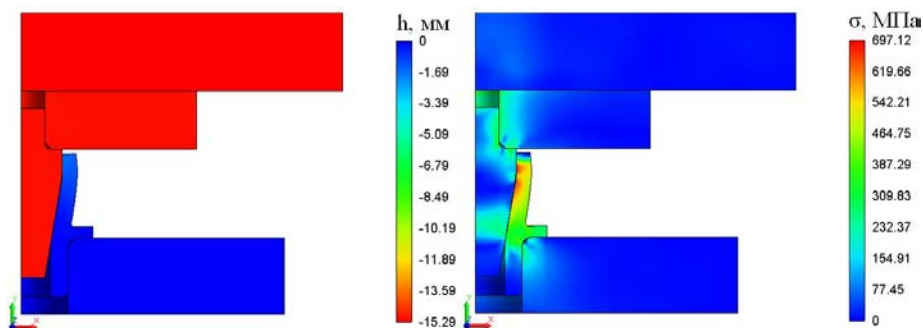


Рис. 9. Распределение перемещений и эквивалентных напряжений в ДУ.001 в момент времени $t = 2,18$ мс (втулка ДУ.001.004 из алюминиевого сплава Д16)

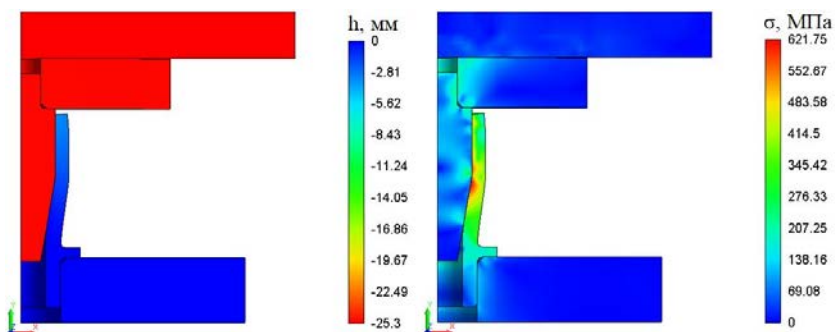


Рис. 10. Распределение перемещений и эквивалентных напряжений в осязке ДУ.002 в момент времени $t = 2,97$ мс (втулка ДУ.002.004 из стали 12Х18Н10Т)

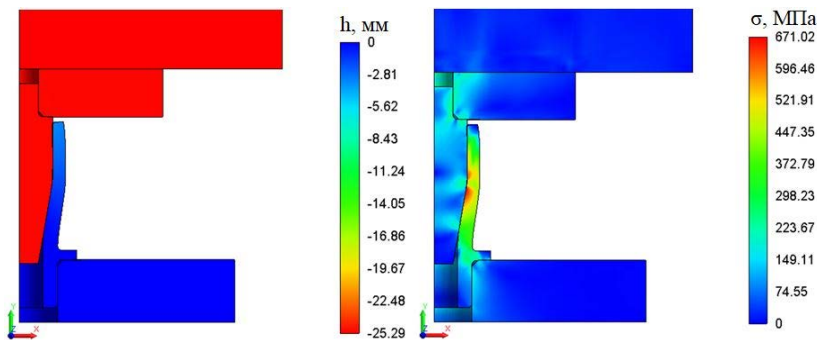


Рис. 11. Распределение перемещений и эквивалентных напряжений в оснастке ДУ.002 в момент времени $t = 2,88$ мс (втулка ДУ.002.004 из алюминиевого сплава Д16)

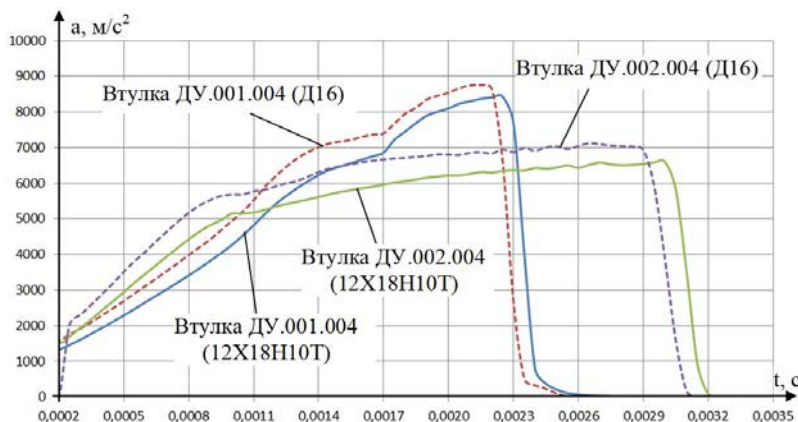


Рис. 12. Графики зависимости ускорения от времени

По графикам на рис. 12 видно, что при падении груза на ДУ.002 с увеличенным рабочим ходом, реализующиеся ускорения ниже, чем на ДУ.001 с коротким рабочим ходом, что объясняется большей энергоемкостью ДУ.002.

Заключение

В результате проведенных расчетных исследований получена оценка работоспособности рассматриваемых конструкций ДУ.001 и ДУ.002. На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1) втулки из стали 12Х18Н10Т обладают наилучшими прочностными свойствами, по сравнению с втулками из алюминиевого сплава Д16, и являются наиболее предпочтительными для использования в составе ДУ.

2) конструкция ДУ.002 является более предпочтительной для использования, так как ускорения груза после падения, полученные в ходе динамического расчета, ниже ускорения груза после падения на ДУ.001 на 22 % (втулка из стали 12Х18Н10Т) и на 18,5 % (втулка из алюминиевого сплава Д16).

В дальнейшем предполагается проведение экспериментальных исследований выбранной конструкции ДУ с целью валидации полученных расчетных данных.

Список литературы

1. Марочник сталей и сплавов. 5-е изд., стереотипное. / Ю. Г. Драгунов, А. С. Зубченко, Ю. В. Каширский и др. Под общей ред. Ю. Г. Драгунова и А. С. Зубченко. М.: Инновационное Машиностроение, 2016.
2. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г. С. 5-е изд., перераб и доп. К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. С. 775.
3. Краткий справочник конструктора нестандартного оборудования. В 2-х томах. Т. 1/ В. И. Бакуменко, В. А. Бондаренко, С. Н. Косоруков и др.; Под общ. ред. В. И. Бакуменко. М.: Машиностроение, 1997.
4. Сивухин Д. В. Общий курс физики. Учеб. пособие: Для вузов. В 5 т. Т. 1. Механика. 4-е изд., стереот. М.: ФИЗМАТЛИТ; Изд-во МФТИ, 2005. С. 560.