

УДК 620.1.051

doi:10.18720/SPBPU/2/id-132

А.Н. Попов<sup>1</sup>, М.Н. Полищук<sup>2</sup>, Д.В. Решетов<sup>3</sup>

## **АНАЛИЗ РАБОТЫ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО СТЕНДА ДВУНАПРАВЛЕННОГО УДАРА С МАЯТНИКОВЫМ ИНЕРЦИОННЫМ БЛОКОМ**



<sup>1</sup>Аркадий Николаевич Попов,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: (921)947-3582, E-mail: popka.n@mail.ru



<sup>2</sup>Михаил Нусимович Полищук,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: (911)242-2526, E-mail: polishchuck@mail.ru



<sup>3</sup>Дмитрий Валентинович Решетов,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: (981)876-95-81, E-mail: pvclol@yandex.ru

### **Аннотация**

Дано описание принципа работы и приведены технические характеристики горизонтального ударного стенда с пневмоприводом для испытания изделий на одиночные ударные воздействия. Стенд имеет оригинальную компоновку с маятниковым инерционным блоком и обеспечивает двунаправленный удар. Маятниковая схема позволяет существенно уменьшить габаритные размеры ударной машины и снизить нагрузки на цеховое оборудование, двунаправленный удар – приложить вектор ударного ускорения в двух направлениях без переустановки объекта испытаний. Приведены оценки параметров, определяющих

возможности стенда по воспроизведению ударных импульсов с требуемым пиковым значением и длительностью.

*Ключевые слова:* ударные испытания, горизонтальный стенд, двунаправленный удар, маятниковая схема, технические характеристики.

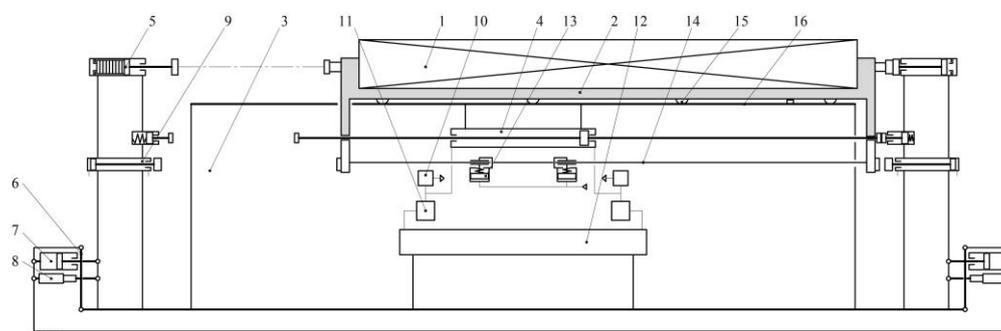
## Введение

Горизонтальные ударные стенды применяются при испытаниях изделий больших габаритных размеров или, когда вектор ударного ускорения, прикладываемого к изделию, должен быть направлен перпендикулярно действию силы тяжести. Типичным примером являются краш-тесты, выполняемые практически всеми автопроизводителями. Потребности в испытаниях на горизонтальных стендах привели к быстрому росту их разнообразия [1-3]. В настоящее время горизонтальные ударные стенды для испытания широкой гаммы изделий, включая автомобили и автомобильные компоненты, выпускаются целым рядом компаний, таких как *Seattle Safety*, *M/RAD Corporation* и *Lansmont* (США), *DONGLING Technologies*, *CME Technology Co* и *TMC Solutions* (КНР), *IndiaMART* (Индия), ООО «Вибросервистест», ООО «ВИС-В», ООО «Дельтамэк» (РФ) и др. [4-7].

В статье рассматриваются вопросы оценки и выбора технических решений, использованных при создании стенда СОУГ2000, который имеет компоновку с маятниковым инерционным блоком [8], что позволяет уменьшить габаритные размеры и воздействие на цеховое оборудование.

## Методы

*Структурная схема (рис. 1) и технические характеристики стенда СОУГ2000.*



**Рис. 1.** Структурно-функциональная схема ударной машины стенда СОУГ2000:

1 – объект испытаний; 2 – каретка; 3 – инерционный блок; 4 – цилиндр разгона;

5 – формирователь импульсов; 6 – серьга параллелограммного механизма;

7 – пневмопружина; 8 – демпфер; 9 – цилиндр позиционирования каретки; 10 – клапан быстрого выхлопа; 11 – клапан разгона; 12 – ресивер; 13 – цилиндр тормозов;

14 – тормозное ребро; 15 – катки каретки; 16 – направляющие каретки

**Таблица.** Технические характеристики стенда СОУГ2000

Параметр	Значение
Размер ударной каретки, длина × ширина × высота, мм	6270×1420×570
Масса объекта испытаний с оснасткой, кг, не более	2500
Пиковое ударное ускорение при прямом ударе, g	60
Пиковое ударное ускорение при обратном ударе, g	20
Длительность импульса при прямом и обратном ударах, мс	40
Форма ударного импульса при прямом и обратном ударах	полусинус, искаженный полусинус
Привод разгона каретки	пневматический
Размеры ударной машины: длина × ширина × высота, м	11,19×2,28×1,7
Масса ударной машины, т	34

*Оценка требуемой скорости соударения каретки и формователя.*  
 Для решения поставленной задачи используем математическую модель с упрощениями. Во-первых, рассматриваем только удар, не учитывая этапы разгона и торможения. Во-вторых, учитываем малость угла качания  $\psi$  инерционного блока, который ограничен из конструктивных соображений. В результате математическая модель на этапе удара примет следующий вид:

$$\begin{cases} m\Delta\ddot{x} - ml\ddot{\psi} + c\Delta x = 0 \\ -m\Delta\ddot{x} + (m + M)l\ddot{\psi} + \beta_a l\dot{\psi} + ((m + M)g + F_s)\psi = 0 \end{cases} \quad (1)$$

где  $\Delta x$  – деформация формователя;  $\psi$  – угол поворота серьги;  $m$ ,  $M$  – массы каретки и инерционного блока;  $c$  – жесткость формователя;  $l$  – длина серьги подвески;  $\beta_a$  – суммарный коэффициент демпфирования амортизаторов-демпферов;  $F_s$  – сила сопротивления пневмопружин.

Система (1) должна решаться при начальных условиях

$$\dot{x}(0) = v, \quad x(0) = 0, \quad \dot{\psi}(0) = \dot{\psi}_0, \quad \psi(0) = \psi_0, \quad (2)$$

где  $v$  – скорость каретки в момент соударения с формователем;  $\dot{\psi}_0$ ,  $\psi_0$  – скорость и положение инерционного блока в момент соударения каретки и формователя.

Считаем, что удар начинается при  $t = 0$  и имеет малую длительность. Систему (2) решаем с помощью преобразования Лапласа. Процедура решения практически не отличается от той, что описана в [9] при исследовании стенда с последовательной компоновкой, т. к. процесс разгона каретки практически идентичен для обоих случаев.

По требуемой длительности  $\tau$  ударного импульса можно определить жесткость формователя, который должен быть использован в испытаниях

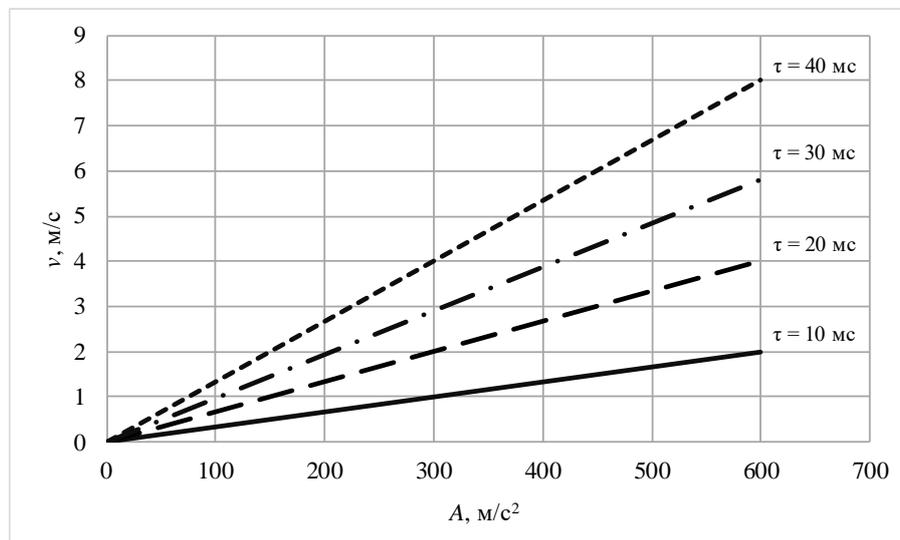
$$c = \frac{mM}{m+M} \left( \frac{\pi - 2 \arcsin(0,1)}{\tau} \right)^2, \quad (3)$$

а требуемое пиковое значение ускорения  $A$  ударного импульса обеспечивается надлежащей скоростью соударения каретки с инерционным блоком

$$v = A \sqrt{\frac{m(m+M)}{cM}} = \frac{m+M}{M} \cdot \frac{A\tau}{\pi - 2 \arcsin(0,1)}. \quad (4)$$

По заданию на испытание ( $A$ ,  $\tau$ ) и массе изделия можно выбрать формирователь с нужной жесткостью и разгонять каретку до требуемой скорости. Далее нужно подобрать начальное давление в ресивере, чтобы эту скорость получить.

На рис. 2 приведены зависимости требуемой скорости соударения каретки с формирователем для реализации нужного режима испытаний.



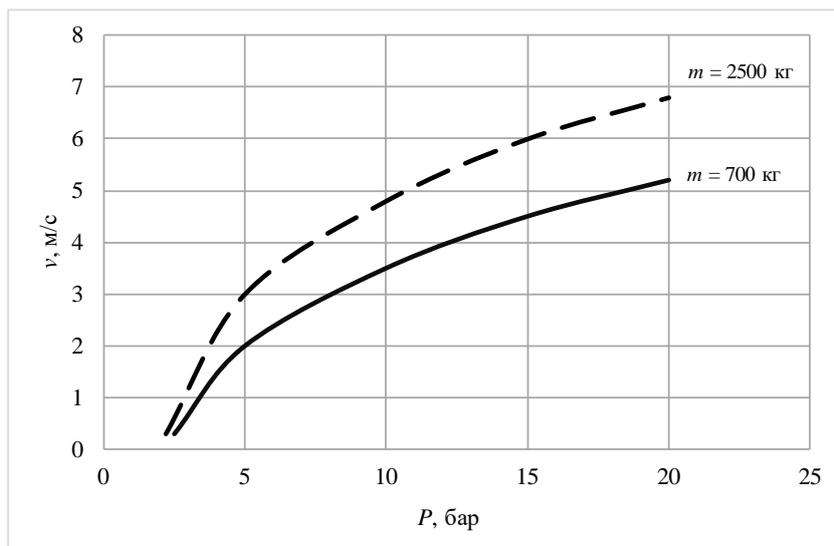
**Рис. 2.** Оценка требуемой скорости соударения каретки с формирователем для различных режимов работы стенда СОУГ2000

*Определение начального давления в ресивере.* Одной из основных настроек стенда является выбор начального давления в ресивере. Его величина определяет характер разгона каретки [10], а значит скорость ее соударения с формирователем и пиковое значение ударного импульса ускорения.

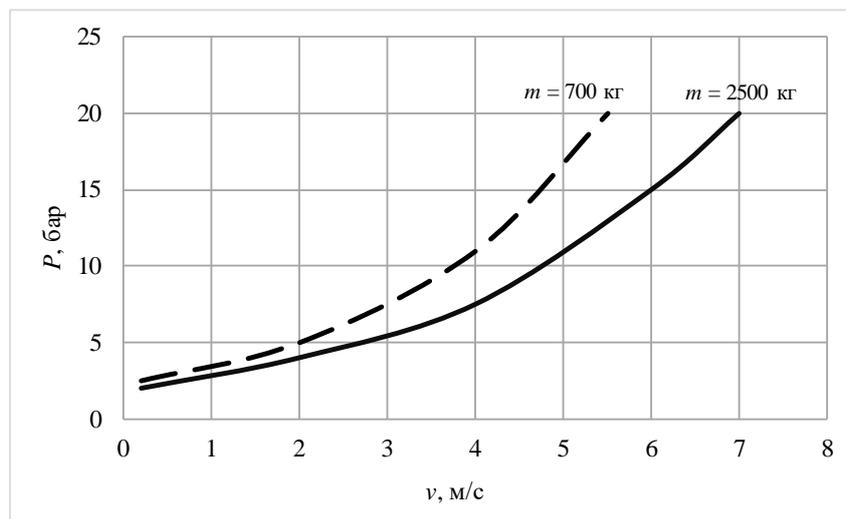
Путем моделирования уравнений динамики стенда на этапе разгона была получена зависимость скорости соударения каретки и формирователя от давления накачки ресивера (рис. 3). Интерес также представляет и обратная зависимость: давления накачки от требуемой скорости соударения (рис. 4). Эту зависимость можно использовать для начальной установки давления в ресивере при воспроизведении ударного импульса с требуемыми параметрами.

Отметим, что полученные значения давления накачки ресивера следует рассматривать как оценочные. Их можно применять как начальные при настройке на конкретный режим воспроизведения ударного импульса с требуемыми параметрами. Погрешность оценки может быть связана с различными факторами, в частности [11, 12]:

- при расчетах использованы ориентировочные значения целого ряда характеристик, например коэффициента расхода и коэффициентов трения;
- принята упрощенная модель работы специального клапана разгона.



**Рис. 3.** Зависимость скорости соударения каретки и формирователя импульсов от давления накачки ресивера для объектов разной массы



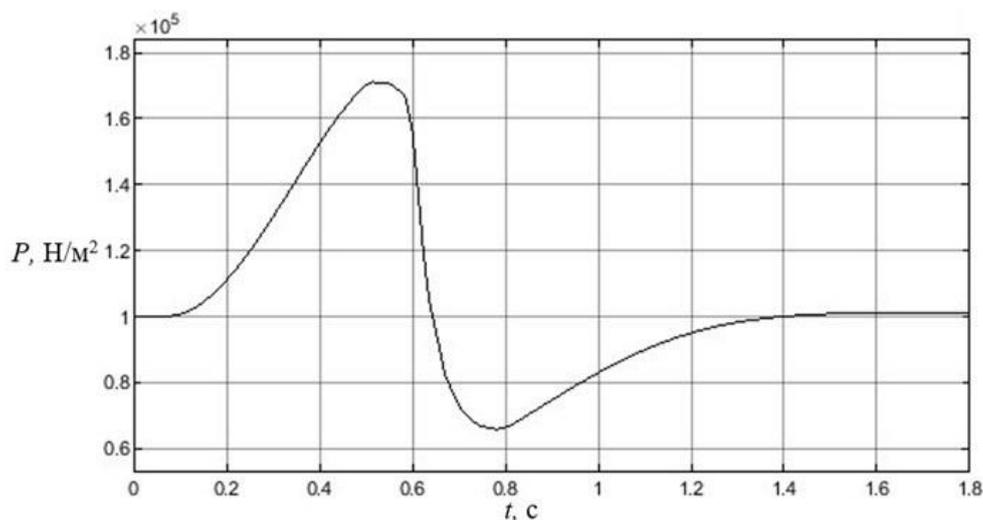
**Рис. 4.** Зависимость давления накачки ресивера от скорости соударения каретки и формирователя импульсов для объектов разной массы

*Оценка работы элементов подвески инерционного блока.* При разгоне каретки инерционный блок начинает движение в противоположную сторону. Его скорость сначала медленно нарастает, а затем начинает

убывать, но до момента соударения каретки с формирователем меняется незначительно. После столкновения инерционный блок приобретает заметную скорость, а с учетом его большой массы – и значительную кинетическую энергию.

Естественно, встает проблема «гашения» этой энергии, чтобы максимально ограничить вибрационное воздействие на соседнее цеховое оборудование и само производственное здание. Решение этой задачи осуществляется за счет пневмогидравлической подвески. Кинетическая энергия инерционного блока преобразуется в потенциальную энергию «пневмопружины», т. е. энергию сжатого воздуха в пневмоцилиндрах подвески и переходит в тепловую посредством дросселирования рабочей жидкости в демпферах [13, 14]. Таким образом ограничивается скорость и амплитуда качания инерционного блока, при этом пневмоподвеска и сила тяжести инерционного блока возвращают его в уравновешенное исходное нижнее положение.

Для выбора параметров подвески рассмотрим сначала процессы, протекающие в пневмоцилиндрах подвески. В исходном положении инерционного блока поршень каждого из пневмоцилиндров находится в середине хода. Затем в одной из полостей (в зависимости от направления движения инерционного блока) давление начинает нарастать, а в другой – уменьшаться из-за изменения их объемов. На рис. 5 приведен график изменения давления в полости пневмоцилиндра при воспроизведении удара с пиковым значением  $A = 28g$ , длительностью  $\tau = 40$  мс.

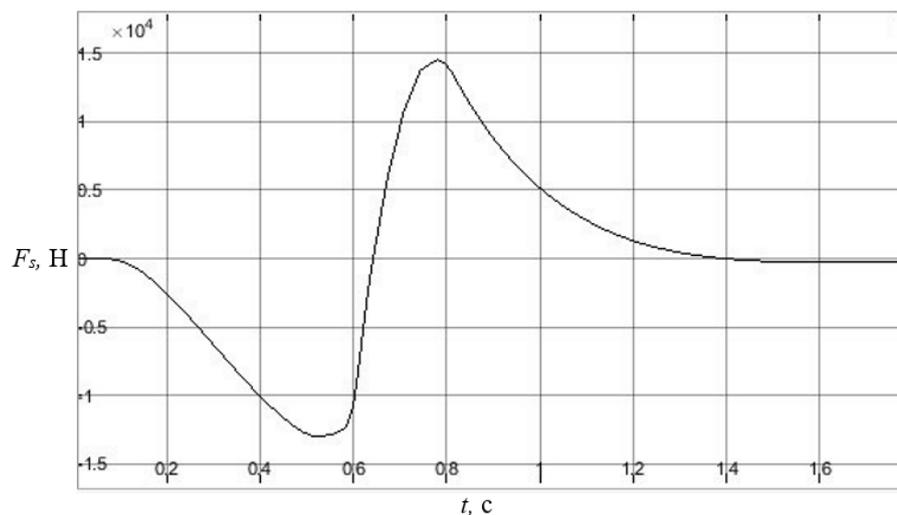


**Рис. 5.** Изменение давление в пневмоцилиндрах подвески при воспроизведении удара

Из рис. 5 следует, что давление возрастает меньше чем в 2 раза по сравнению с атмосферным. При реализации больших пиковых значений ударного ускорения потребуются большие скорости соударения каретки с формирователем. Соответственно возрастет реализуемая при этом

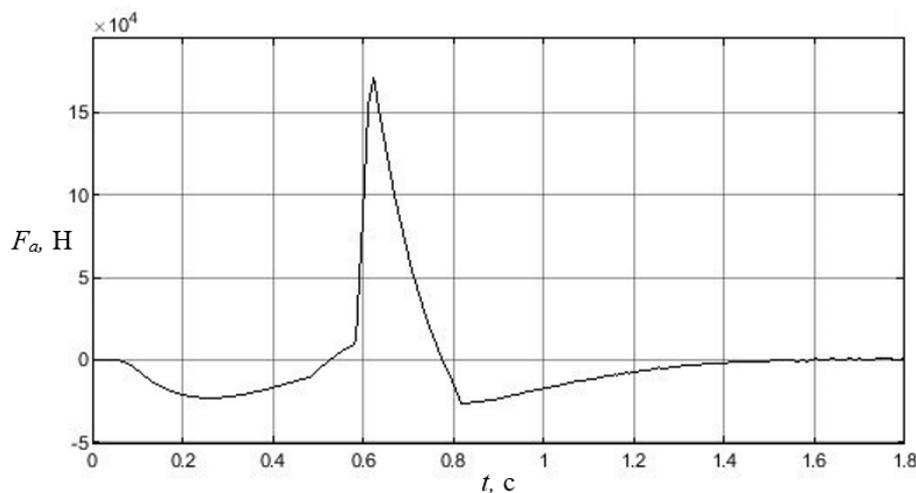
скорость инерционного блока и его перемещение. В результате из-за существенной нелинейности характеристики пневмопружины давление воздуха [15] в пневмоцилиндрах подвески для стандартных элементов пневмоавтоматики может достичь критического значения.

На рис. 6 приведен график изменения силы сопротивления пневмопружины для режима  $A = 28g$ ,  $\tau = 40$  мс,  $M + m = 31600$  кг.



**Рис. 6.** Сила сопротивления пневмопружины при  $A = 28g$ ,  $\tau = 40$  мс,  $M + m = 31600$  кг

Основной эффект от демпферов проявляется при высоких скоростях и больших перемещениях инерционного блока, а значит на этапе воспроизведения ударного импульса. На рис. 7 приведен график изменения силы сопротивления демпферов.



**Рис. 7.** Сила сопротивления демпферов

Важным вопросом при разработке стенда является определение оптимального количества пневмопружины и демпферов. Предварительную оценку можно получить на основе упрощенной модели, рассматривая

движение инерционного блока в горизонтальном направлении после удара как колебания «груза на пружине»:

$$m_0 \ddot{z} + \beta_0 \dot{z} + c_0 z = 0, \quad z(0) = 0, \quad \dot{z}(0) = v_0, \quad (5)$$

где  $z$  – перемещение «груза» (инерционного блока),  $m_0 = M + m$  – его масса (масса инерционного блока и каретки с изделием),  $\beta_0$  – коэффициент демпфирования,  $c_0$  – жесткость «пружины»,  $v_0$  – начальная скорость инерционного блока на этапе отскока.

Введенные выше параметры, согласно произведенным выкладкам, имеют следующие значения:

$$\beta_0 = \beta_a, \quad c_0 = F_s / L, \quad v_0 = mA\tau / \pi M.$$

Значение жесткости в линеаризованной модели (5) справедливо при малом отношении  $z/L \ll 1$  (перемещение инерционного блока к ходу поршней пневмопружины), но соблюдать такое соотношение на практике необходимо, чтобы не использовать пневмоэлементы повышенного давления. Начальная скорость инерционного блока зависит от реализуемого режима испытаний (пикового значения ударного импульса  $A$ ).

Решение уравнения (5) имеет вид

$$z(t) = \frac{2m_0 v_0}{\sqrt{4c_0 m_0 - \beta_0^2}} e^{-\frac{\beta_0}{2m_0} t} \sin\left(\frac{\sqrt{4c_0 m_0 - \beta_0^2}}{2m_0} t\right). \quad (6)$$

Прежде чем обсуждать оценки, которые следуют из упрощенной модели, следует обосновать возможность ее использования. Таким обоснованием может служить сопоставление траекторий движения платформы на этапе движения после завершения ударного импульса.

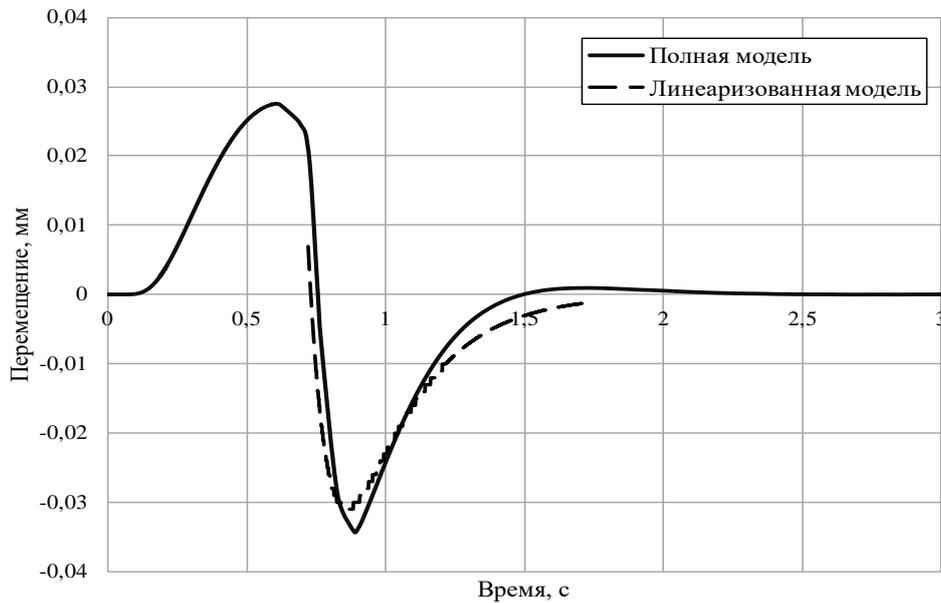
На рис. 8 для примера приведены графики для подвески с 10-ю демпферами и 2-мя пневмопружинами с каждой стороны платформы. Характер графиков схож, хотя и не идентичен. Расхождение объясняется тем, что в упрощенной модели отсутствует влияние каретки на движение платформы, а параметры и начальные условия для платформы взяты приближенно.

Будем считать сравнительную близость графиков достаточным основанием возможности использования оценок, следующих из упрощенной модели.

Из упрощенной модели следует, логарифмический коэффициент затухания колебаний инерционного блока равен  $\beta_0 / 2m_0 = \beta / (M+m)$ , т. е. пропорционален количеству демпферов. Их требуемое число можно найти из условия ограничения скорости движения инерционного блока в течение заданного времени с учетом характера его движения.

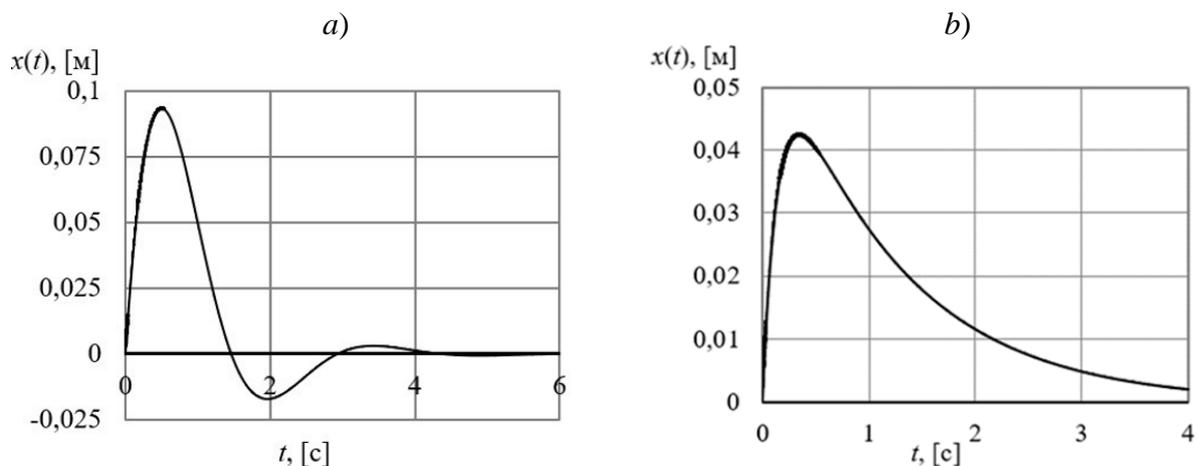
В результате моделирования в среде *MATLAB Simulink* получены графики перемещения инерционного блока  $x(t)$  для различных значений

количества амортизаторов и пневмопружины при  $A = 28g$ ,  $\tau = 40$  мс,  $M + m = 31600$  кг, показанные на рис. 9.



**Рис. 8.** – «Траектория» движения платформы в полной (сплошная линия) и упрощенной (штриховая линия) моделях

На характер движения инерционного блока влияет и количество пневмопружины. При малом числе демпферов количество пневмопружины нужно увеличивать, чтобы ограничить амплитуду колебаний инерционного блока. При большом количестве демпферов количество пневмопружины мало влияет на характер движения инерционного блока. В подвеске стенда СОУГ2000 на основе полученных оценок и конструктивных соображений было установлено 10 демпферов и 2 пневмопружины с каждой стороны.



**Рис. 9.** Перемещение инерционного блока: а) – 4 пневмопружины и 5 демпферов; б) – 4 пневмопружины и 20 демпферов

*Оценка параметров устройства торможения каретки.* Торможение каретки после удара осуществляется за счет прижима тормозных колодок к стальной ленте. Получим приближенную аналитическую оценку необходимой силы прижима колодок, учитывая, что речь идет не о точном позиционировании каретки после отскока, а лишь о ее торможении в безопасной зоне.

Алгоритм включения тормозов может быть разным. В стенде СОУГ2000 тормоза включаются по окончании действия ударного импульса. В этот момент каретка находится в положении  $x = x_{r2}$ , а ее скорость  $\dot{x} = -v$ , где  $v$  – скорость соударения каретки с формирователем, определяемая формулой (4).

При включении тормозов каретка начинает двигаться с отрицательным ускорением, зависящим от силы сопротивления тормозов

$$a_t = -\frac{F_b}{m} = -\frac{2n_b N_b f_f}{m}. \quad (7)$$

Определим время торможения  $t_t$  и тормозной путь  $x_t$

$$t_t = -v / a_t = \frac{(M + m)m}{2Mn_b N_b f_f} \cdot \frac{A\tau}{\pi}, \quad (8)$$

$$x_t = vt_t + \frac{a_t t_t^2}{2} = -\frac{v^2}{2a_t} = \left( \frac{A\tau}{2\pi} \cdot \frac{M + m}{M} \right)^2 \cdot \frac{m}{n_b N_b f_f}.$$

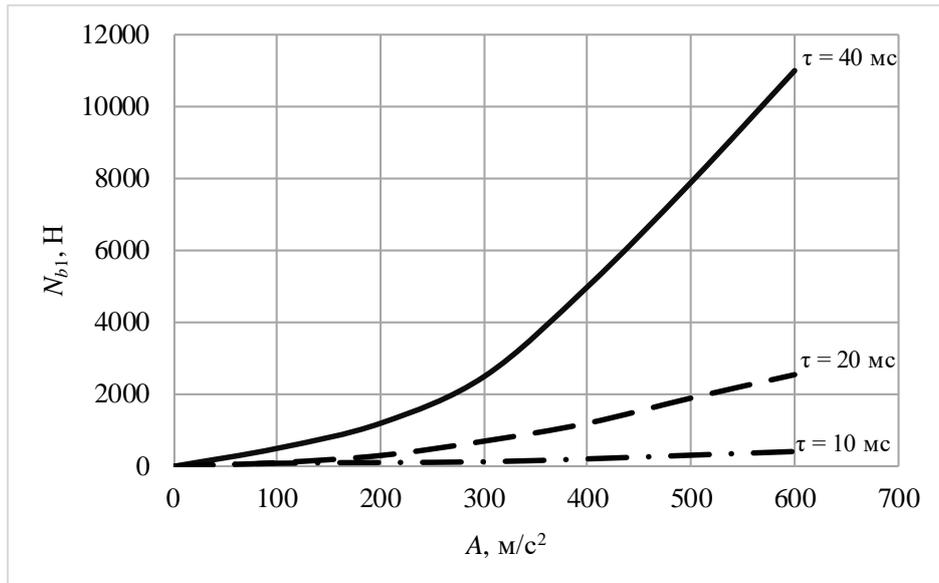
Из условия остановки каретки в требуемой зоне  $x_t \leq \bar{x}_t$  получим

$$N_b \geq \frac{m}{n_b f_f \bar{x}_t} \cdot \left( \frac{A\tau}{2\pi} \cdot \frac{M + m}{M} \right)^2. \quad (9)$$

В частности, при  $M = 26650$  кг,  $m = 2900$  кг,  $A = 280$  м/с<sup>2</sup>,  $\tau = 0,04$  с,  $n_b = 8$ ,  $f_f = 0,7$ ,  $\bar{x}_t = -0,4$  м расчетное усилие, которое должна обеспечить каждая из 4-х пар колодок тормозов каретки, составляет  $N_{b1} \geq 5050$  Н. Чтобы создать такую силу при диаметре цилиндров 100 мм, нужно обеспечить давление сжатого воздуха 6,5 бар.

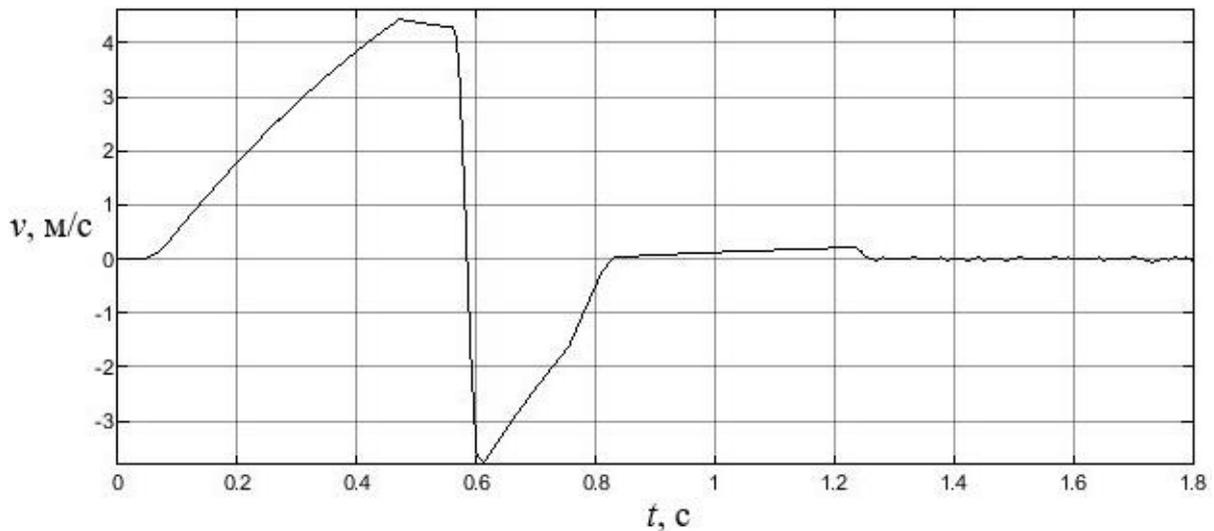
На основе формулы (9) построен график (рис. 10) оценки требуемого усилия прижима тормозных колодок в зависимости от реализуемого ударного импульса.

Сравним полученные аналитические оценки усилий прижима тормозных колодок с результатами компьютерного моделирования. На рис. 11 приведен график изменения скорости каретки для режима воспроизведения ударного импульса с параметрами  $A = 28g$ ,  $\tau = 40$  мс, массе каретки с изделием  $m = 2900$  кг при усилении каждой тормозной колодки каретки 5050 Н и 4-х парах колодок.



**Рис. 10.** Требуемое усилие прижима тормозных колодок каретки

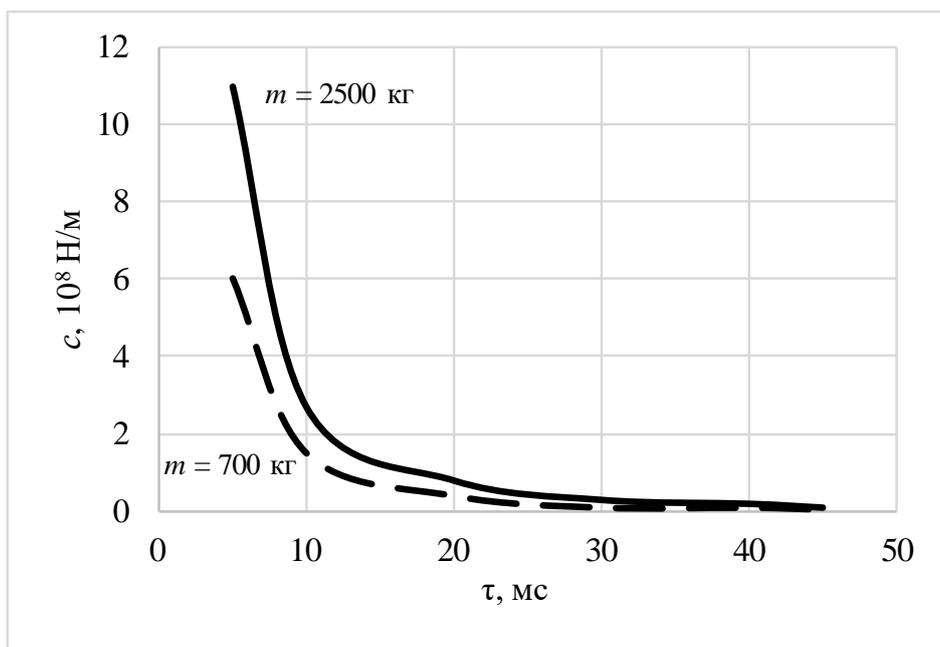
Тормозной путь каретки составляет 0,25 м, время торможения – 0,6 с. Можно отметить достаточно хорошее соответствие аналитической оценки и результата моделирования.



**Рис. 11.** Изменение скорости каретки при торможении

*Оценка параметров формирователя импульсов.* Формирователь импульсов играет важнейшую роль в создании ударного импульса, от него зависит форма, длительность и пиковое ударное ускорение [16-19]. Математическая модель и все приведенные выше исследования проводились для формирователя с линейной характеристикой силы упругости и условными параметрами, обеспечивающими нужную полусинусоидальную форму и требуемую длительность импульса.

На рис. 12 приведен график зависимости необходимой жесткости формирователя от требуемой длительности ударного импульса.



**Рис. 12.** Зависимость требуемой жесткости упругого формователя от длительности ударного импульса

Так, для воспроизведения полусинусоидального ударного импульса длительностью 40 мс требуется обеспечить эквивалентную жесткость условного формователя  $c \approx 1,42 \cdot 10^7$  Н/м.

В простейшем варианте жесткость формователя цилиндрической формы может быть выражена формулой [20]

$$c = \frac{ES_f}{h_f}, \quad (10)$$

где  $S_f$  – площадь поперечного сечения формователя;  $h_f$  – высота формователя;  $E$  – модуль Юнга материала, из которого изготовлен формователь.

Модуль Юнга для эластомеров разных видов значительно различается по величине. По предварительным оценкам полиуретан, из которого изготовлены формователи, используемые в стенде СОУГ2000, имеет модуль Юнга порядка  $2,5 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>.

В рассматриваемом стенде формователи устанавливаются в специальные контейнеры в форме гильз по несколько штук в каждом. При использовании нескольких гильз «эквивалентная» жесткость формователя увеличивается пропорционально их количеству и уменьшается пропорционально количеству отдельных элементов, входящих в набор.

Если использовать  $k_f$  наборов с высотой отдельных элементов  $h_f$  и диаметром  $d_f$ , необходимое количество  $n_f$  элементов в каждом наборе можно найти следующим образом

$$n_f = \frac{E\pi d_f^2 k_f}{4ch_f}. \quad (11)$$

К примеру, для воспроизведения ударного импульса с параметрами: пиковое значение  $A = 28g$ , длительность  $\tau = 40$  мс, масса каретки с объектом  $m = 2900$  кг кинетическая энергия  $W = 9,2 \cdot 10^3$  Дж при  $k_f = 3$ ,  $h_f = 10$  мм,  $d_f = 180$  мм получаем  $n_f = 14$ .

## Результаты

Решены задачи определения начального давления в ресивере и жесткости формирователя, позволяющие производить преднастройку стенда для воспроизведения ударных импульсов с требуемыми характеристиками. Найдены требования к элементам пневмоподвески инерционного блока и тормозному устройству каретки.

## Обсуждение

Получены оценки для рационального выбора структуры и параметров конструктивных элементов стенда. Проведенные эксперименты на реальном стенде в цеховых условиях подтвердили их адекватность и возможность использовать для вновь проектируемого оборудования.

## Заключение

Выполнен анализ работы пневматического ударного стенда СОУГ2000 с маятниковым инерционным блоком. Результаты проведенных экспериментальных исследований подтвердили правомерность технических решений, использованных при его разработке и опытной эксплуатации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
- [2] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons Inc, 2009. – 367 p.
- [3] Каразин В.И., Хлебосолов И.О., Евграфов А.Н., Козликин Д.П., Андриенко П.А., Терешин В.А., Хисамов А.В. Методы и средства лабораторного воспроизведения ускорения. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023 – 168 с.

- [4] Официальный сайт компании Seattle Safety [Электронный ресурс]. URL: <https://seattlesafety.com/> (дата обращения: 08.03.2025).
- [5] Официальный сайт компании CME Technology Co [Электронный ресурс]. URL: <https://www.cmetechnology.com/> (дата обращения: 07.03.2025).
- [6] Официальный сайт компании ООО «Вибросервистест» [Электронный ресурс]. URL: <https://vstest.ru/> (дата обращения: 07.03.2025).
- [7] Официальный сайт компании ООО «Дельтамэк» [Электронный ресурс]. URL: <https://www.deltamec.ru/> (дата обращения: 07.03.2025).
- [8] А.Н. Попов, М.Н. Полищук, Д.В. Решетов. Анализ компоновок горизонтальных ударных стендов // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2024. – № 13. – С. 410-421. – DOI 10.18720/SPBPU/2/id24-111. – EDN TDIXLF.
- [9] A.N. Popov, M.N. Polishchuk, D.V. Reshetov. Horizontal Bump Machine / // Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Mechanical Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, 01–30 июня 2023 года. – Zug, 2024. – P. 133-145. – DOI 10.1007/978-3-031-48851-1\_13. – EDN KILRPF.
- [10] Елисеев, В.В. Спасательные линеметы: математическое моделирование и экспериментальные исследования / В. В. Елисеев, В. А. Пискунов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2016. – Т. 18, № 1-2. – С. 205-208. – EDN WLWYWD.
- [11] Герц. Е.В., Крейнин Г.В. Библиотека Конструктора. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. Москва: Машиностроение, 1975 – 274 с.
- [12] Герц Е.В. Пневматические приводы. Теория и расчет. М., «Машиностроение», 1969. – 359 с.
- [13] Polishchuk M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, pp. 86-96, 2022.
- [14] Polishchuk M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, 2021, pp. 219-230.
- [15] Cha, C. J., Kim, P. G. and Lee, S. J. (2006). Development of an analytical air spring model with hysteresis characteristics. Fall Conf. Proc., Korean Society of Automotive Engineers, pp. 1964–1969.
- [16] Xiaoqiu Xu, Junwei Han, Dacheng Cong, Shutao Zheng. High-power impact experimental generation analysis using hydraulic impact simulation tester. IEEE 3rd Information Technology, Electronic and Automation Control Conference, 2019. pp. 2098-2102.
- [17] Jingjing Wen, Chengwu Liu, Houpu Yao, Bin Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse

- of rubber waveform generator. *International Journal of Impact Engineering*. 2018, 120. pp. 1–15.
- [18] Tae-Ho Yang, Young-Shin Lee, Yoon-Jae Kim, Tae-Hyeong Kim, Chang-Won Shul, Myung-Seog Yang, Chae-Hun An, Gyu-Sub Lee. A Study on Dynamic Characteristics of Hyper-elastic Shock Programmer with Truncated Conical Shape. *Advanced Materials Research*, 2014, 871. PP. 240-246.
- [19] Sujuan Jiao, Yu Wang, Lei Zhang, Hongxing Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010. pp. 1570-1578
- [20] Беляев Н. М. Соппротивление материалов. — 15-е изд., перераб. — М.: Наука, 1976. — 607 с.

A.N. Popov, M.N. Polishchuck, D.V. Reshetov

## **OPERATION ANALYSIS OF HORIZONTAL BIDIRECTIONAL BUMP TESTING MACHINE WITH PENDULUM INERTIAL MASS**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

### **Abstract**

This article describes the working principle and provides the technical specifications of a horizontal bump testing machine with a pneumatic actuator, designed for testing products under single shock loads. The machine features an original configuration with a pendulum inertial mass and ensures bidirectional bump. The pendulum mechanism significantly reduces the overall dimensions of the bump machine and minimizes the load on workshop equipment, while the bidirectional bump allows the application of shock acceleration in two directions without the need to reposition the test object. The article includes an evaluation of the parameters determining the machine's capability to generate shock pulses with the required peak values and duration.

*Key words:* shock testing, horizontal machine, bidirectional bump, pendulum mechanism, technical specifications.

### **REFERENCES**

- [1] Harris C.M., Piersol A.G. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. 5th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
- [2] Christian Lalanne. *Mechanical Shock: Monograph*. ISTE Ltd and John Wiley & Sons Inc, 2009. – 367 p.

- [3] Karazin V.I., Khlebosolov I.O., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Andrienko P.A., Tereshin V.A., Khisamov A.V. Methods and Means of Laboratory Reproduction of Acceleration. St. Petersburg: POLITEKH-PRESS, 2023 – 168 p.
- [4] Official website of Seattle Safety [Electronic resource]. URL: <https://seattlesafety.com/> (accessed: 08.03.2025).
- [5] Official website of CME Technology Co [Electronic resource]. URL: <https://www.cmetechnology.com/> (accessed: 07.03.2025).
- [6] Official website of Vibroservistest LLC [Electronic resource]. URL: <https://vstest.ru/> (accessed: 07.03.2025).
- [7] Official website of Deltamec LLC [Electronic resource]. URL: <https://www.deltamec.ru/> (accessed: 07.03.2025).
- [8] Popov, A.N., Polishchuk, M.N., Reshetov, D.V. Analysis of Horizontal Impact Testing Stand Configurations. Modern Mechanical Engineering. Science and Education. – 2024. – No. 13. – pp. 410-421. – DOI 10.18720/SPBPU/2/id24-111. – EDN TDIXLF.
- [9] A. N. Popov, M. N. Polishchuk, D. V. Reshetov. Horizontal Bump Machine. // Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Mechanical Engineering: Science and Education,” Saint Petersburg, Russia, June 1–30, 2023. – Zug, 2024. – pp. 133-145. – DOI 10.1007/978-3-031-48851-1\_13. – EDN KILRPF.
- [10] Eliseev, V.V., Piskunov, V.A. Rescue Line Throwers: Mathematical Modeling and Experimental Research. Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. – 2016. – Vol. 18, No. 1-2. – pp. 205-208. – EDN WLWYWD.
- [11] Hertz, E.V., Kreinin, G.V. Designer’s Library. Calculation of Pneumatic Drives. Reference Manual. Moscow: Mashinostroenie, 1975 – 274 p.
- [12] Hertz, E.V. *Pneumatic Drives*. Theory and Calculation. Moscow: Mashinostroenie, 1969. – 359 p.
- [13] Polishchuk M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical Model of Shock Machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, 2022, pp. 86-96.
- [14] Polishchuk M.N., Popov A.N., Vasiliev A.K., Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, 2021, pp. 219-230.
- [15] Cha, C. J., Kim, P. G., Lee, S. J. (2006). Development of an Analytical Air Spring Model with Hysteresis Characteristics. Fall Conference Proceedings, Korean Society of Automotive Engineers, pp. 1964–1969.
- [16] Xiaoqiu Xu, Junwei Han, Dacheng Cong, Shutao Zheng. High-Power Impact Experimental Generation Analysis Using Hydraulic Impact Simulation Tester. IEEE 3rd Information Technology, Electronic and Automation Control Conference, 2019, pp. 2098-2102.

- [17] Jingjing Wen, Chengwu Liu, Houpu Yao, Bin Wu. A Nonlinear Dynamic Model and Parameters Identification Method for Predicting the Shock Pulse of Rubber Waveform Generator. *International Journal of Impact Engineering*, 2018, Vol. 120, pp. 1–15.
- [18] Tae-Ho Yang, Young-Shin Lee, Yoon-Jae Kim, Tae-Hyeong Kim, Chang-Won Shul, Myung-Seog Yang, Chae-Hun An, Gyu-Sub Lee. A Study on Dynamic Characteristics of Hyper-Elastic Shock Programmer with Truncated Conical Shape. *Advanced Materials Research*, 2014, Vol. 871, pp. 240-246.
- [19] Sujuan Jiao, Yu Wang, Lei Zhang, Hongxing Hua. Shock Wave Characteristics of a Hydraulic Damper for Shock Test Machine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010, pp. 1570-1578.
- [20] Belyaev, N. M. *Strength of Materials*. 15th revised edition. Moscow: Nauka, 1976. – 607 p.