

УДК 621.01

doi:10.18720/SPBPU/2/id-117

В.А. Терешин<sup>1</sup>, А.Н. Евграфов<sup>2</sup>, В.И. Каразин<sup>3</sup>, И.О. Хлебосолов<sup>4</sup>

## **ДВУХСТУПЕНЧАТАЯ МОДЕЛЬ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ УДАРНОГО СПЕКТРА**



<sup>1</sup>Валерий Алексеевич Терешин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812)297-48-45, E-mail: [terva@mail.ru](mailto:terva@mail.ru)



<sup>2</sup>Александр Николаевич Евграфов, заведующий кафедрой,

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого.

Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия.

Тел.: (812)297-4845, E-mail: [alexevgrafov@mail.ru](mailto:alexevgrafov@mail.ru)



<sup>3</sup>Владимир Игоревич Каразин,

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812) 297-4845, E-mail: [tmm-russia@mail.ru](mailto:tmm-russia@mail.ru)



<sup>4</sup>Игорь Олегович Хлебосолов,

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812) 297-4845, E-mail: [tmm-russia@mail.ru](mailto:tmm-russia@mail.ru)

### **Аннотация**

В работе исследуется возможность простого аналитического описания ударных спектров, воспроизводимых на стендах, допускающих максимальные импульсы ускорений до 2000 g в частотном диапазоне от  $10^2$  до  $10^4$  Гц. Для выполнения динамических расчетов ударных стендов используются вычислительные программы, предназначенные для решения задач механики деформируемого твердого тела. В данной работе сделана

попытка учесть процессы, наиболее существенно влияющие на характеристики ударного спектра. Важным, но не учтенным здесь является воздействие отраженных волн от боковых граней. Работа посвящена отысканию простого алгоритма, позволяющего с не слишком большими ошибками быстро подбирать параметры стенда. В основу исследования положено моделирование приборного стола и станины как ступенчатого стержня.

*Ключевые слова:* испытательный стенд, ударный спектр, двухступенчатый стержень, ударное ускорение, продольные колебания.

## Введение

Анализ интенсивных ударных спектров показал, что при моделировании динамики стендов можно не учитывать медленные процессы, обусловленные работой амортизаторов и деформированием формирователей ударных импульсов. Ограничимся рассмотрением стендов со схемами, в которых стол с испытуемым изделием ударяет по станине через жесткую прокладку [5, 6, 8]. Амплитуды ускорений при ударе приборного стола о станину превосходят амплитуды при ударе бойка по столу [12], поэтому в качестве начального условия для расчетов можно принять движение стола как твердого тела с уже приобретенной скоростью вне зависимости от способа разгона. Из вышесказанного следует, что для описания интересующих нас динамических процессов с достаточной точностью можно рассмотреть продольные волны, возникающие в системе «приборный стол – станина».

## Математическая модель динамических процессов

Рассмотрим схему ударного стенда, показанную на рис. 1, в момент,

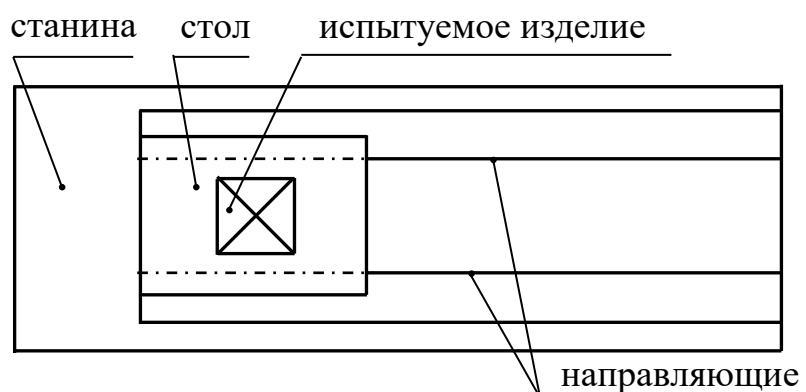


Рис. 1. Схема ударного стенда

когда стол касается станины. При этом динамическая модель стенда может быть представима в виде единого твердого тела, состоящего из двух

однородных участков, характеризующихся основными параметрами приборного стола и станины. Продольную координату при этом удобно выбрать разрывной, состоящей из двух участков с противоположными направлениями отсчета. Соединение стола со станиной будем полагать абсолютно жестким и невесомым. Предполагается отсутствие отскока стола от станины во время записи ударного спектра. На рис. 2 изображена соответствующая расчетная схема, на которой введены следующие обозначения:  $x$  – кусочно-линейная координата поперечных сечений

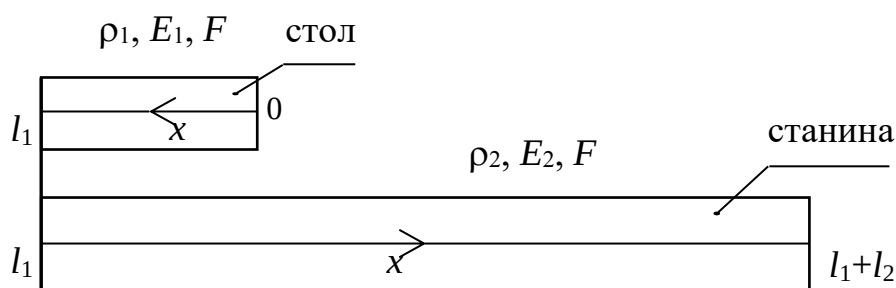


Рис. 2. Расчетная схема ударного стенда

составного стержня, определенная на интервале  $[0; l_1+l_2]$ ;  $l_1$  и  $l_2$  – длины приборного стола и станины;  $E$  и  $\rho$  – модуль нормальной упругости и плотность материала;  $F$  – площадь поперечного сечения стержня; нижние индексы 1 и 2 относятся к столу и станине, соответственно. Для описания продольных колебаний этой системы воспользуемся волновым уравнением

$$\ddot{u}(x,t) = a^2 u''(x,t) \quad (1)$$

[4] с граничными и начальными условиями

$$u'(0,t) = 0; u'(l_1 + l_2, t) = 0; u(l_1 - 0) = -u(l_1 + 0); E_1 F_1 u'(l_1 - 0) = -E_2 F_2 u'(l_1 + 0) \quad (2)$$

$$u(x,0) = 0; \dot{u}(x,0) = v[\Phi(x) - \Phi(x - l_1)] \quad (3)$$

В уравнении (1) и равенствах (2), (3) буквой  $\Phi$  обозначена функция Хевисайда;  $v$  – начальная скорость стола;  $t$  – время;  $u$  – продольные перемещения поперечных сечений;  $a = \sqrt{E/\rho}$  – скорость распространения волны; точкой и штрихом обозначены производные по времени  $t$  и координате  $x$ . Для решения волнового уравнения (1) применим метод Фурье, то есть представим его в виде суммы произведений гармонических функций с частотами свободных колебаний системы на соответствующие им формы

$$u(x,t) = X(x)T(t) \quad (4)$$

Подстановка частного решения (4) в уравнение (1) после разделения переменных дает следующие два равенства:

$$\frac{\ddot{T}}{T} = -k^2, \quad a^2 \frac{X''}{X} = -k^2. \quad (5)$$

Постоянная величина  $k$  имеет физический смысл частоты свободных колебаний системы. Запишем решения дифференциальных уравнений (5).

$$\begin{cases} X(x) = A \cos\left(\frac{k}{a}x\right) + B \sin\left(\frac{k}{a}x\right) \\ T(t) = C \cos(kt) + D \sin(kt) \end{cases} \quad (6)$$

Собственные частоты  $k$  определяются из первого уравнения системы (6) после подстановки его в граничные условия (2). В каждый момент времени оба конца двухступенчатого стержня свободны от внешних сил, а в месте соединения происходит смена знака продольного перемещения сечения и растягивающего усилия. Таким образом, граничные условия (2) принимают следующий вид:

$$X'_1(0) = 0; \quad X'_2(l_1 + l_2) = 0; \quad X_1(l_1) = -X_2(l_1); \quad E_1 F_1 X'_1(l_1) = -E_2 F_2 X'_2(l_1) \quad (7)$$

Здесь приняты различные обозначения форм колебаний на двух участках  $X_1$  и  $X_2$  с соответствующими множителями  $A_1$ ,  $B_1$  и  $A_2$ ,  $B_2$ , так как в силу разрывности решения аналитические выражения получаются разными. Подставим первое уравнение системы (6) в (7).

$$\begin{cases} -A_1(k/a_1)\sin((k/a_1) \cdot 0) + B_1(k/a_1)\cos((k/a_1) \cdot 0) = 0 \\ -A_2(k/a_2)\sin[(k/a_2)(l_1 + l_2)] + B_2(k/a_2)\cos[(k/a_2)(l_1 + l_2)] = 0 \\ A_1 \cos((k/a_1)l_1) + B_1 \sin((k/a_1)l_1) = -A_2 \cos((k/a_2)l_1) - B_2 \sin((k/a_2)l_1) \\ E_1 F_1 [-A_1(k/a_1)\sin((k/a_1)l_1) + B_1(k/a_1)\cos((k/a_1)l_1)] = \\ = -E_2 F_2 [-A_2(k/a_2)\sin((k/a_2)l_1) + B_2(k/a_2)\cos((k/a_2)l_1)] \end{cases} \quad (8)$$

Из первого уравнения (8) следует, что  $B_1 = 0$ . Оставшиеся три уравнения перепишем в матричной форме.

$$\begin{bmatrix} 0 & -\sin\left[\left(k/a_2\right)\left(l_1+l_2\right)\right] & \cos\left[\left(k/a_2\right)\left(l_1+l_2\right)\right] \\ \cos\left[\left(k/a_1\right)l_1\right] & \cos\left[\left(k/a_2\right)l_1\right] & \sin\left[\left(k/a_2\right)l_1\right] \\ -\frac{E_1F_1}{a_1}\sin\left[\left(k/a_2\right)l_1\right] & -\frac{E_2F_2}{a_2}\sin\left[\left(k/a_2\right)l_1\right] & \frac{E_2F_2}{a_2}\cos\left[\left(k/a_2\right)l_1\right] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ B_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Система однородных уравнений (9) позволяет найти коэффициенты форм свободных колебаний  $ha = A_2/A_1$  и  $hb = B_2/A_1$  после приравнивания нулю определителя матрицы и решения полученного частотного уравнения:

$$\begin{aligned} & (E_1F_1/a_1)\sin\left[\left(k/a_1\right)l_1\right]\sin\left[\left(k/a_2\right)l_1\right]\sin\left[\left(k/a_2\right)\left(l_1+l_2\right)\right] - \\ & - (E_2F_2/a_2)\sin\left[\left(k/a_2\right)l_1\right]\cos\left[\left(k/a_1\right)l_1\right]\cos\left[\left(k/a_2\right)\left(l_1+l_2\right)\right] + \\ & + (E_1F_1/a_1)\sin\left[\left(k/a_1\right)l_1\right]\cos\left[\left(k/a_2\right)l_1\right]\cos\left[\left(k/a_2\right)\left(l_1+l_2\right)\right] + \\ & + (E_2F_2/a_2)\cos\left[\left(k/a_2\right)l_1\right]\cos\left[\left(k/a_1\right)l_1\right]\sin\left[\left(k/a_2\right)\left(l_1+l_2\right)\right] = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Частотное уравнение (10) приводится к следующему виду

$$\mu = -\operatorname{tg}(kT_2)/\operatorname{tg}(kT_1), \quad (11)$$

где  $\mu = (E_1F_1/a_1)/(E_2F_2/a_2)$ ,  $T_1 = l_1/a_1$ ,  $T_2 = l_2/a_1$ . Найдем коэффициенты форм из второго и третьего уравнений системы (8).

$$\begin{aligned} ha &= -\cos(kT_1)\cos[k(T_2+T_3)]/\cos(kT_2), \\ hb &= -\cos(kT_1)\sin[k(T_2+T_3)]/\cos(kT_2), \end{aligned} \quad (12)$$

где  $T_3 = l_1/a_2$ . Следовательно,

$$X(x) = \begin{cases} \cos(kx/a_1), & x \in [0; l_1] \\ ha \cos(kx/a_2) + hb \sin(kx/a_2), & x \in [l_1; l_1+l_2] \end{cases} \quad (13)$$

Постоянные интегрирования  $C$  и  $D$  во втором уравнении (6) определим из начальных условий (3).

$$\begin{cases} u(x,0) = \sum_{n=0}^{\infty} X_n(x)C_n \\ \dot{u}(x,0) = \sum_{n=0}^{\infty} X_n(x)k_n D_n \end{cases} \quad (14)$$

Умножим уравнения (14) на форму колебаний, соответствующую произвольной собственной частоте  $k_s$  и проинтегрируем по всей длине двухступенчатого стержня с учетом (3).

$$\begin{cases} 0 = \sum_{n=0}^{\infty} C_n \int_0^{l_1+l_2} X_n(x) X_s(x) dx \\ \int_0^{l_1} v X_s(x) dx = \sum_{n=0}^{\infty} D_n k_n \int_0^{l_1+l_2} X_n(x) X_s(x) dx \end{cases} \quad (15)$$

В силу ортогональности собственных форм

$$\begin{cases} 0 = C_s \int_0^{l_1+l_2} X_s^2(x) dx \\ v \int_0^{l_1} X_s(x) dx = D_s k_s \int_0^{l_1+l_2} X_s^2(x) dx \end{cases} \quad (16)$$

Таким образом, все множители  $C_s = 0$ . Для отыскания множителей  $D_s$  надо взять интегралы в (16) от функций (13). Из всего вышесказанного следует, что решение уравнения (1) представимо суммой слагаемых вида

$$u_n(x, t) = D_n X_n(x) \sin(k_n t). \quad (17)$$

### Ударный спектр

Ударным спектром называется максимальное по модулю ускорение одноступенчатого условного осциллятора без учета демпфирования за все время прохождения падающих и отраженных ударных волн [15]. Ударный спектр является функцией от частоты осциллятора и изображается в логарифмическом масштабе в единицах «g». Запишем уравнение движения одноступенчатого осциллятора с собственной частотой  $\omega$  и абсолютной координатой  $y$ , установленного в середине приборного стола

$$\ddot{y} + \omega^2 y = \omega^2 \sum_{n=0}^{\infty} D_n X_n(l_1/2) \sin(k_n t). \quad (18)$$

Решим его с помощью интеграла Дюамеля при нулевых начальных условиях

$$y(t) = \omega \sum_{n=0}^{\infty} D_n X_n(l_1/2) \int_0^t \sin(\omega \tau) \sin[k_n(t - \tau)] d\tau. \quad (19)$$

После взятия интеграла получим выражение для абсолютного ускорения осциллятора

$$\ddot{y}(t) = \omega^2 \sum_{n=0}^{\infty} D_n X_n(l_1/2) \frac{k_n}{\omega^2 - k_n^2} [\omega \sin(\omega t) - k_n \sin(k_n t)]. \quad (20)$$

Для определения ударного спектра

$$S(\omega) = \lg \left( \max_t |\ddot{y}(t)| / g \right) \quad (21)$$

предположим, что длительность колебательного процесса больше максимального периода всех частот в функции (20). Тогда синусы можно приравнять единицам и записать оценку спектра сверху

$$S(\omega) = \lg \left( \frac{\omega^2}{g} \sum_{n=0}^{\infty} D_n X_n(l_1/2) \frac{k_n}{|\omega - k_n|} \right) \quad (22)$$

Частотное уравнение (11) в диапазоне параметров исследуемых конструкций ударных стендов имеет решения, отличающиеся от случая однородного стержня постоянного сечения,

$$k_n = \pi a n / (l_1 + l_2) \quad (23)$$

не более чем на 10%. При этом коэффициенты форм (12) примут следующий вид:

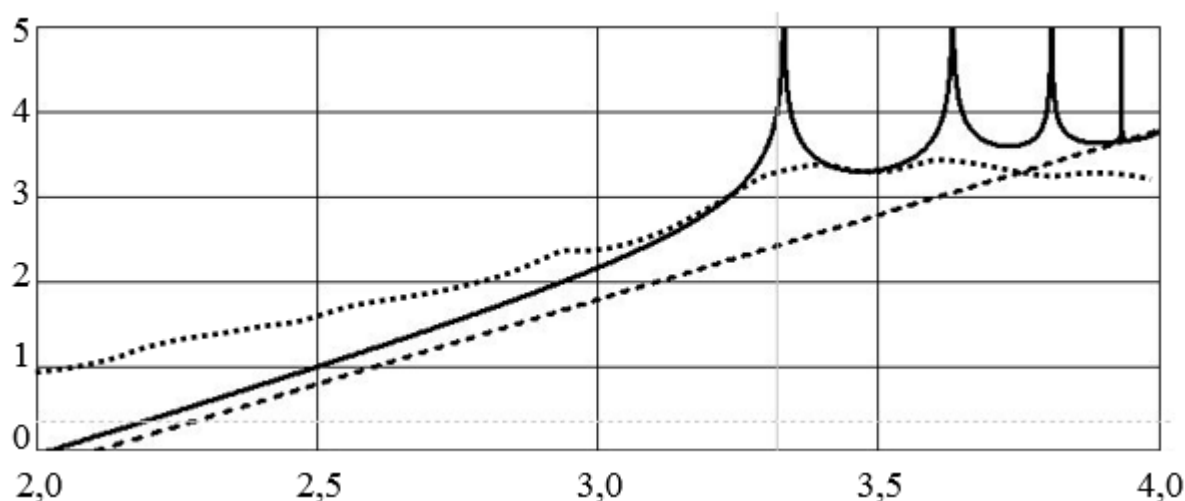
$$\begin{aligned} ha &= -\cos(\pi l_1 n / (l_1 + l_2)) \cos(\pi n) / \cos[\pi n (1 - l_1 / (l_1 + l_2))] = -1, \\ hb &= -\cos(\pi l_1 n / (l_1 + l_2)) \sin(\pi n) / \cos[\pi n (1 - l_1 / (l_1 + l_2))] = 0. \end{aligned} \quad (24)$$

После их определения можно получить выражения для постоянных  $D_n$ , взяв интегралы (15), и записать в окончательном виде ударный спектр

$$S(\omega) = \lg \left( \frac{2va\omega^2}{g(l_1 + l_2)} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin(k_n l_1 / a) \cos(k_n l_1 / 2a)}{k_n |\omega - k_n|} \right). \quad (25)$$

На рис. 3 сплошной линией изображена зависимость (25) при учтенных первых семи слагаемых, при следующих параметрах стенда:  $a = 6400$  м/с,  $v = 0,5$  м/с,  $l_1 = 0,36$  м,  $l_2 = 1,14$  м. Частота осциллятора  $\omega$  (Гц) показана в логарифмическом масштабе [7]. Заметим, что учет одного первого слагаемого в выражении (25), причем только при  $\omega \ll k_1 \approx 2000$  Гц дает удо-

$$S_1(\omega) = \lg \left( \frac{2va\omega^2 \sin(k_1 l_1 / a) \cos(k_1 l_1 / 2a)}{g(l_1 + l_2) k_1^2} \right), \quad (26)$$



**Рис. 3.** Ударный спектр

влетворительную аппроксимацию ударного спектра в требуемом диапазоне частот от  $10^2$  до  $10^4$  Гц [4, 14]. На рис. 3 штриховой линией показан график  $S_1(\omega)$ , а пунктирной – экспериментально полученный ударный спектр после стандартной математической обработки [1, 15].

### **Заключение**

В работе получено приближенное математическое выражение ударного спектра, формируемого на испытательных стендах в частотном диапазоне от  $10^2$  до  $10^4$  Гц. В основу исследования положена аналогия между динамическими процессами в ударных стендах и продольными колебаниями прямых ступенчатых стержней. Исследования, не вошедшие в работу, показали близость собственных частот рассматриваемых стендов частотам однородных стержней. На основе этого утверждения получены простые формулы для расчета перемещения точки крепления оборудования на приборном столе во время удара. Расчеты, показали возможность приближенного определения параметров испытательного оборудования для формирования требуемого ударного спектра на основе простой аналитической зависимости.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- [1] Андриенко П.А. и др. Методы и средства лабораторного воспроизведения ускорения. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. – 168с
- [2] Андриенко П.А., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Об испытаниях на комбинированные воздействия. Современное машиностроение. Наука и образование. 2012. № 2. С. 142-149.



- [3] Беляев А. К. и др. Параметрические резонансы в задаче о продольном ударе по тонкому стержню // Вестник СПбГУ. Сер. 1. Т. 3(61). 2016. Вып. 1. – С. 77 – 94.
- [4] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
- [5] Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Особенности моделирования и воспроизведения виброударного воздействия. Теория механизмов и машин. 2013. Т. 11. № 22. С. 55-64
- [6] Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Оптимизация параметров широкополосного виброударного механического стенда. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. С. 752
- [7] Комаров И.С. Наземная экспериментальная отработка изделий ракетно-космической техники на ударное воздействие от пиротехнических средств разделения. Центральный научно-исследовательский институт машиностроения (ЦНИИ маш). Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 71, 22 с. [www.mai.ru/science/trudy/](http://www.mai.ru/science/trudy/)
- [8] Манжосов В. К. Модели продольного удара. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 160 с.
- [9] Смирнов А. С. Продольные колебания стержней: Учеб. пособие. СПб.: Политех-Пресс, 2023. – 370 с.
- [10] Терешин В.А. Ударные спектры при линейном взаимодействии // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А.Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 202-213.
- [11] Терешин В.А., Шемякина Т.А. Интегрирование нелинейных автономных дифференциальных уравнений // Материалы XX Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2019), 24 – 31 мая 2019 г., Алушта. – М.: Изд-во МАИ, 2019. – 816 с.: ил. ISBN 978-5-4316-0589-5 с 118 - 120.
- [12] Яровицын В.С., Литвинов С.Д., Каразин В.И., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Устройство для испытания изделий на виброударные нагрузки. Патент на изобретение RUS 2348021 14.05.2007
- [13] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications. // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002, 19 p

- [14] Tereshin V.A., Shock response spectra as a result of linear interactions // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. Part F5, с. 151-161, DOI: 10.1007/978-3-319-72929-9\_16.
- [15] ГОСТ Р 51371-99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие ударов. – М.,2000, 24 с.
- [16] Попов А.Н., Полищук М.Н., Решетов Д.В. Моделирование удара на универсальном вертикальном стенде типа СМУ500. // Современное машиностроение: Наука и образование 2024: материалы 13-й Международной научной конференции, 20 июня 2024 года. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2024. С. 422-433. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id24-112

V.A. Tereshin, A.N. Evgrafof, V.I. Karazin, I.O. Khlebosolov

## **TWO-STAGE TEST BENCH MODEL FOR SHOCK SPECTRUM SHAPING**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

### **Abstract**

The paper investigates the possibility of a simple analytical description of impact spectra reproduced on stands allowing maximum acceleration pulses up to 2000 g in the frequency range from 102 to 104 Hz. To perform dynamic calculations of shock stands, computational programs designed for solving problems of deformable solid mechanics are used. In this paper, an attempt is made to take into account the processes that most significantly affect the characteristics of the shock spectrum. An important, but not taken into account here, is the impact of reflected waves from side edges. The work is devoted to finding a simple algorithm that allows fast selection of stand parameters with not too large errors. The study is based on modeling of the instrument table and bed as a stepped rod.

*Keywords:* test bench, impact spectrum, two-stage rod, impact acceleration, longitudinal vibrations.

### **REFERENCES**

- [1] Andrienko P.A. et al. Methods and means of laboratory reproduction of acceleration. - SPb.: POLITEKH-PRESS, 2023. – 168 p.

- [2] Andrienko P.A., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. About tests on combined influences. Modern Engineering. Science and education. 2012. № 2. Pp. 142-149.
- [3] Belyaev A. K. et al. Parametric resonances in the problem of a longitudinal impact on a thin rod // Bulletin of SPbSU. Ser. 1. T. 3(61). 2016. Iss. 1. - Pp. 77 - 94.
- [4] Biderman V.L. Theory of mechanical vibrations. - Moscow: Vysshaya shkola, 1980. - 408 p.
- [5] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Features of modeling and reproduction of vibration impact. Theory of mechanisms and machines. 2013. T. 11. № 22. Pp. 55-64.
- [6] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Optimization of parameters of the broadband vibroimpact mechanical stand. Modern Engineering. Science and education. 2013. Pp. 752
- [7] Komarov I.S. Ground experimental testing of rocket and space technology products for shock impact from pyrotechnic means of separation. Central Research Institute of Mechanical Engineering (TsNII Mash). Electronic journal "Proceedings of MAI". Issue No. 71, 22 pp. [www.mai.ru/science/trudy/](http://www.mai.ru/science/trudy/)
- [8] Manzhosov V. K. Models of longitudinal impact. - Ulyanovsk: UlGTU, 2006. - 160 p.
- [9] Smirnov A. S. Longitudinal vibrations of rods: Textbook. SPb.: Politech-Press, 2023. - 370 p.
- [10] Tereshin V.A. Shock spectra at linear interaction // Modern Engineering: Science and Education: Proceedings of the 6th International Scientific and Practical Conference. / Edited by A.N.Evgrafov and A.A.Popovich. - SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, 2017. Pp. 202-213.
- [11] Tereshin V.A., Shemyakina T.A. Integration of nonlinear autonomous differential equations // Proceedings of the XX International Conference on Computational Mechanics and Modern Applied Software Systems (VMSPPS'2019), May 24 - 31, 2019, Alushta. - Moscow: Izd-vo MAI, 2019. - 816 p.: ill. ISBN 978-5-4316-0589-5 Pp. 118 - 120.
- [12] Yarovitsyn V.S., Litvinov S.D., Karazin V.I., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Device for testing products for vibration shock loads. Patent for invention RUS 2348021 14.05.2007.
- [13] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications. // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002, 19 p
- [14] Tereshin V.A., Shock response spectra as a result of linear interactions // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. Part F5, Pp. 151-161, DOI: 10.1007/978-3-319-72929-9\_16.

- [15] GOST P 51371-99. Test methods for resistance to mechanical external influencing factors of machines, devices and other technical products. Impact tests. - Moscow, 2000, 24 p.
- [16] Popov A.N., Polishchuk M.N., Reshetov D.V. Impact modeling on a universal vertical stand of SMU500 type. // Modern Engineering: Science and Education 2024: Proceedings of the 13th International Scientific Conference, June 20, 2024. / Edited by A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - SPb.: POLITEKH-PRESS, 2024. Pp. 422-433.