

Контроль и испытания

Controlling and testing

Научная статья
УДК 629.033
DOI: 10.14529/engin230406

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ВИБРОЗАЩИТНОЕ КРЕСЛО – ОПЕРАТОР» МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

А.А. Абызов, *abyzovaa@susu.ru*
К.Дж. Мухиддинзода, *mukhiddinzodakd@susu.ru*
Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. При создании новых образцов транспортных и технологических мобильных машин важно обеспечить выполнение санитарных норм по вибрациям на месте водителя. Виброзащитные сиденья широко используются для уменьшения вибраций, передаваемых от двигателя и ходовой части машины на рабочее место оператора. Для обоснованного выбора параметров сиденья при проектировании машины применяют математическое моделирование.

Виброзащитное сиденье вместе с телом оператора образуют единую динамическую систему, поэтому математическая модель должна включать как виброзащитное сиденье, так и тело оператора. В статье представлен обзор математических моделей, описывающих вертикальные колебания тела сидящего человека. Описана экспериментальная установка для изучения динамики человека-оператора, находящегося в виброзащитном сиденье. Установка включает электродинамический вибростенд, на который установлено сиденье, управляющую и регистрирующую аппаратуру.

Исследования проводились для виброзащитного сиденья Sibeco. В процессе испытаний основное кресло совершало вертикальные гармонические колебания с плавно увеличивающейся частотой, при этом амплитуда виброускорений поддерживалась постоянной. Акселерометры, установленные на элементах сиденья, на специальном диске, находящемся на подушке сиденья и на теле оператора, регистрировали колебания этих элементов. В результате обработки результатов эксперимента получены передаточные функции, связывающие амплитуды перемещений различных элементов модели с перемещениями основания в заданном частотном диапазоне. Эксперименты проводились с участием испытуемых, имеющих различную массу тела.

Предложена математическая модель, описывающая вертикальные колебания системы «виброзащитное сиденье – тело оператора». Инерционные и упруго-демпфирующие характеристики элементов сиденья были определены ранее в ходе специальных испытаний. На основании сопоставления расчетных и экспериментальных данных уточнены параметры элементов модели, описывающих тело оператора. Полученные в ходе исследования параметры математической модели будут использованы в дальнейшем для расчетных оценок вибронегруженности рабочего места оператора.

Ключевые слова: виброзащитное сиденье, математическая модель, динамическое воздействие

Для цитирования: Абызов А.А., Мухиддинзода К.Дж. Экспериментальные исследования и идентификация модели динамической системы «виброзащитное кресло – оператор» мобильной машины // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2023. Т. 23, № 4. С. 69–79. DOI: 10.14529/engin230406

EXPERIMENTAL STUDIES AND IDENTIFYING A MODEL OF THE DYNAMIC SYSTEM “ANTI-VIBRATION SEAT – OPERATOR” OF A MOBILE MACHINE

A.A. Abyzov, *abyzovaa@susu.ru*
K.Dzh. Muhiddinzoda, *mukhiddinzodakd@susu.ru*
South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. When creating new types of transport and technological mobile machines, it is important to ensure compliance with sanitary standards for vibrations at the driver’s seat. Anti-vibration seats are widely used to reduce vibrations transmitted from the engine and chassis of the machine to the operator’s workplace. When designing a machine, mathematical modeling can be used to make a reasonable choice of seat parameters.

Since the anti-vibration seat together with the operator’s body form a single dynamic system, the mathematical model must include both the anti-vibration seat and the operator’s body. The article presents an overview of mathematical models that describe vertical vibrations of the seated body. It describes an experimental setup for studying the dynamics of a human operator sitting in an anti-vibration seat. The experimental setup includes an electrodynamic vibration bench produced by LDS, control and recording equipment.

The studies were carried out for the Sibeco anti-vibration seat. During testing, the base of the seat performed vertical harmonic vibrations with a gradually increasing frequency, while the amplitude of vibration accelerations was maintained constant. The accelerometers installed on the seat elements, on a special disk located on the seat cushion and on the operator’s body, recorded vibrations of these elements. As a result of processing experimental data, transfer functions were obtained. They connect the amplitudes of movement of various elements of the model with movements of the base in a given frequency range. The experiments were carried out with the participation of testers with different body weights.

The article proposes a mathematical model that describes the vertical vibrations of the “vibration-protective seat – operator’s body” system. The inertial and elastic-damping characteristics of the seat elements were determined earlier during special tests. Based on a comparison of calculated and experimental data, the parameters of the model elements describing the operator’s body were refined. The parameters of the mathematical model obtained during the study will be used in the future research for calculation estimates of the vibration load of the operator’s workplace.

Keywords: anti-vibration seat, mathematical model, dynamic impact

For citation: Abyzov A.A., Muhiddinzoda K.Dzh. Experimental studies and identifying a model of the dynamic system “anti-vibration seat – operator” of a mobile machine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*. 2023;23(4):69–79. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin230406

Введение

В настоящее время при создании транспортных и технологических машин различного назначения важным является обеспечение комфортных условий и выполнение санитарных норм на рабочем месте водителя-оператора. Для промышленных гусеничных тракторов особенно важной является задача защиты от вибраций, поступающих от гусеничного движителя, двигателя и технологического оборудования. Превышение допустимого уровня вибраций приводит к повышенной утомляемости водителя, а также к заболеваниям позвоночника и вибрационной болезни [1]. Снизить уровень вибраций до приемлемого уровня в источнике или за счет виброизоляции кабины удастся далеко не всегда, поэтому в качестве элементов защиты оператора широко применяются виброзащитные сиденья различной конструкции.

Для выбора оптимальных параметров сиденья при проектировании машины применяется математическое моделирование. Для получения наиболее точных результатов необходимо использовать математическую модель, описывающую динамику системы «виброзащитное кресло – тело

оператора». В настоящее время при расчетах часто используют упрощенные модели, где тело оператора заменяется сосредоточенной массой. Повысить точность результатов исследований можно при использовании более сложных моделей. При этом также появится возможность исследовать колебания различных частей тела водителя-оператора и использовать новые критерии вибрационной нагруженности, например, энергию, поглощаемую телом [2, 3]. Важность учета динамических процессов в колеблющемся теле оператора косвенно подтверждается нормативными документами (например, [4]), предусматривающими проведение стендовых испытаний виброзащитных сидений вместе с находящимся на них человеком. В настоящее время разработан ряд математических моделей, описывающий колебания тела водителя-оператора. Однако при этом модели, предлагаемые различными исследователями, имеют разную структуру и каждая из них соответствует оператору с какой-либо одной массой тела. В связи с этим актуальной является задача разработки математической модели системы «виброзащитное кресло – тело водителя-оператора» и определение набора ее параметров, соответствующих операторам с различной массой тела.

Виброзащитные сиденья по конструкции можно разделить на две большие группы – с пассивной и активной системами поддрессоривания. Сиденья первого типа наиболее распространены, их конструкция обычно включает упругий и демпфирующий элементы в системе поддрессоривания, а также мягкую подушку. В качестве упругого элемента могут использоваться пружины, торсионы, пневматические рессоры. Конструкция сиденья обычно предусматривает регулировку по росту и массе водителя.

Сиденья с активным поддрессориванием могут включать управляемые упругие элементы или амортизаторы, характеристика которых изменяется при колебаниях сиденья [5], исполнительные механизмы, задающие силовое воздействие на подвижную часть сиденья в противофазе с внешним воздействием [6–8] и др. Управление активными элементами осуществляется специальным контроллером по сигналам датчиков-акселерометров таким образом, чтобы минимизировать колебания подушки сиденья, на которой располагается оператор. Такие сиденья обеспечивают наиболее эффективное снижение вибраций, однако они дороги, имеют сложную конструкцию, в связи с этим потенциально менее надежны и пока не находят широкого применения.

Статья посвящена разработке математической модели системы «виброзащитное сиденье – оператор» промышленного трактора. При этом рассматривается виброзащитное сиденье фирмы Sibeco с пассивной системой поддрессоривания, включающее пневматический упругий элемент. Исследованию характеристик таких сидений посвящены работы [9–12]. Получены характеристики упругого и демпфирующего элементов системы поддрессоривания, соответствующие различным настройкам сиденья по массе водителя. В работах [12, 13] исследованы характеристики подушки сиденья и их влияние на подавление вибраций.

При описании динамики тела оператора, находящегося на виброзащитном сиденье, используются различные модели. В наиболее простом случае оператор моделируется одной сосредоточенной массой. Однако полученные при этом результаты зачастую отличаются от экспериментальных данных, полученных при стендовых и натурных испытаниях сиденья с оператором. В связи с этим необходимо использовать более сложные модели.

В ряде работ для описания динамики тела оператора используется конечноэлементная модель [3]. При этом модель может быть весьма подробной. Однако при ее разработке могут возникнуть трудности с определением свойств материалов, моделирующих тело человека, а проведение расчетов занимает большое время. В связи с отмеченным большое распространение получили модели, в которых тело человека описывается набором сосредоточенных масс, а также упругих и демпфирующих элементов. В настоящее время предложен ряд подобных моделей различной сложности, описывающих вертикальные колебания тела сидящего человека.

В наиболее простых моделях, использовавшихся в ранних исследованиях, тело человека по вертикали условно разделяется на две или три части и, соответственно, описывается двух- или трехмассовыми расчетными схемами [14, 15]. Трехмассовая модель также представлена в стандарте ISO 5982 [16]. В настоящее время большее распространение получили модели, описывающие колебания нижней и верхней частей туловища, головы и внутренних органов. Расчетные схемы таких моделей, описывающих вертикальные колебания, представлены на рис. 1. Входное воздействие для представленных моделей – это вертикальное перемещение кресла; обобщенными координатами являются вертикальные перемещения масс.

Расчетная схема (рис. 1, а) включает нижнюю часть туловища (m_2), верхнюю часть (m_4), голову (m_5) и внутренние органы (m_3). В работе [2] приведены параметры этой модели для человека массой 60,7 кг.

Схема (рис. 1, b) отличается отсутствием упругого и демпфирующего элементов (c_6 и b_6). В [17] приведены параметры этой модели для человека массой 76 кг, в [2] – для человека массой 55,2 кг.

В модели (рис. 1, c) внутренние органы описываются двумя массами (m_3 и m_6). В [18] представлены ее параметры для человека массой 72 кг.

Модель (рис. 1, d) описывает внутренние органы тремя массами (m_3 , m_{31} и m_{32}). Верхняя часть туловища также разделена на две массы (m_4 и m_{41}) [19].

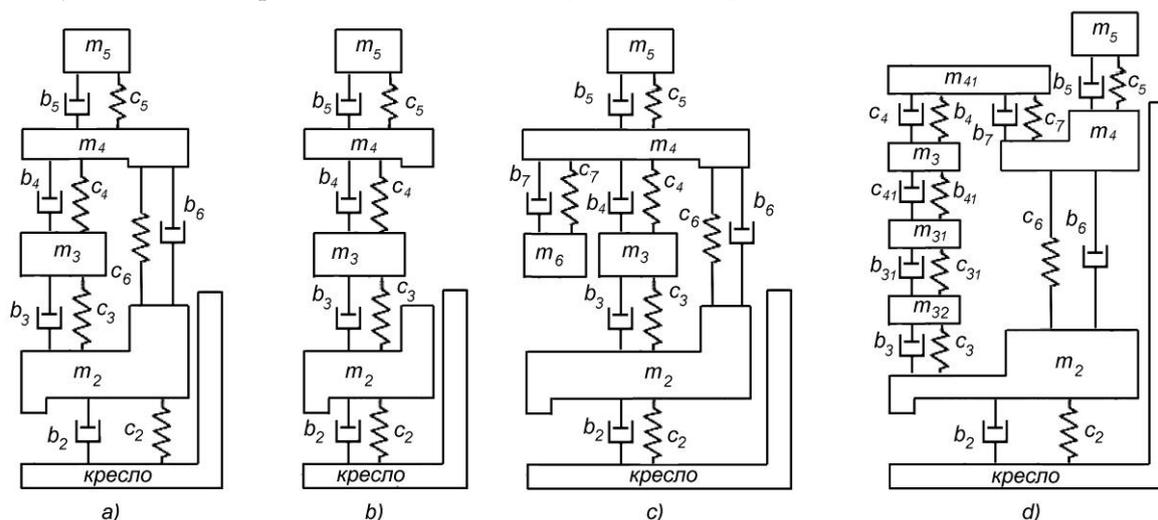


Рис. 1. Расчетные схемы математических моделей сидящего человека
Fig. 1. Calculation schemes for mathematical models of a sitting person

Параметры перечисленных моделей представлены в табл. 1. Анализ этих данных показывает, что параметры моделей, приводимые в работах разных авторов, существенно различаются даже при описании людей с близкой массой тела.

Представленное в статье исследование посвящено разработке математической модели, описывающей вертикальные колебания динамической системы «виброзащитное сиденье – человек-оператор». Для определения параметров модели использованы результаты испытаний на вибростенде сиденья с людьми различной массы. В статье приводится описание экспериментальной установки и методики проведения испытаний. Представлены параметры модели для операторов с различной массой тела.

Таблица 1
Параметры математических моделей сидящего человека

Table 1

Parameters of mathematical models of a sitting person

Параметры модели	Масса оператора; расчетная схема модели (рис. 1)				
	55,2 кг; схема b	60,1 кг; схема a	72 кг; схема c	76 кг; схема b	81 кг; схема d
m_2 , кг	12,80	360	10,20	18	27
m_3 , кг	8,60	5,50	9,0	12,2	1,4
m_{31} , кг	–	–	–	–	0,46
m_{32} , кг	–	–	–	–	6,02
m_4 , кг	28,5	15	20,2	40,3	6,94
m_{41} , кг	–	–	28	–	33,3
m_5 , кг	5,31	4,17	5,8	5,5	5,6
m_6 , кг	–	–	8,1	–	6,02

Параметры модели	Масса оператора; расчетная схема модели (рис. 1)				
	55,2 кг; схема <i>b</i>	60,1 кг; схема <i>a</i>	72 кг; схема <i>c</i>	76 кг; схема <i>b</i>	81 кг; схема <i>d</i>
c_2 , Н/м	90000	49340	120100	21670	25500
c_3 , Н/м	162800	20000	5300	17200	8940
c_{31} , Н/м	–	–	–	–	8940
c_4 , Н/м	18300	10000	9150	309600	8940
c_{41} , Н/м	–	–	–	–	8940
c_5 , Н/м	310000	134400	292000	5900	53640
c_6 , Н/м	–	–	128200	–	53640
c_7 , Н/м	–	–	13172	–	53640
b_2 , Н·с/м	2060	2480	2375	500	378
b_3 , Н·с/м	4580	330	677	1920	298
b_{31} , Н·с/м	–	–	–	–	298
b_4 , Н·с/м	4750	200	1792	232	298
b_{41} , Н·с/м	–	–	–	–	298
b_5 , Н·с/м	400	250	979	95	3651
b_6 , Н·с/м	–	909	4020	–	3651
b_7 , Н·с/м	–	–	144	–	3651

Материалы и методы

Экспериментальные исследования динамики системы «виброзащитное сиденье – человек-оператор» проводились в Центре виброиспытаний и мониторинга состояния конструкций Южно-Уральского государственного университета. Экспериментальная установка включала следующую аппаратуру (рис. 2):

- электродинамический вибростенд LDS V850. Вибростенд имеет допустимую нагрузку на вибростол до 350 кг, обеспечивает толкающее усилие до 22 кН, частотный диапазон до 3 кГц и амплитуду виброускорений до 60g (при синусоидальной вибрации);

- систему управления для вибрационных испытаний *Bruel&Kjaer VC-LAN 7542*. В качестве датчика обратной связи используется пьезоэлектрический акселерометр PCB 352C04, установленный на подвижный стол вибростенда;

- регистрирующий комплекс LMS, состоящий из регистрирующей аппаратуры LMS SCADAS Mobile и программного пакета LMS Test.Xpress;

- акселерометры PCB 333B30, закрепленные на элементах виброзащитного сиденья и на теле оператора;

- управляющий персональный компьютер.

На подвижной платформе вибростенда установлены акселерометры обратной связи системы управления (Ду) и системы сбора данных (Дк). Акселерометр Д1 установлен на верхней платформе кресла под верхней подушкой. Акселерометр Д2 закреплен на специальном податливом диске, используемом в соответствии с ГОСТ [4] при виброиспытаниях сидений. Он находится на подушке сиденья под человеком-испытателем.

При размещении акселерометров непосредственно на испытателе необходимо обеспечить их неподвижность относительно тела. В связи с этим акселерометр Д4 был установлен на податливую пластиковую пластину, которая плотно привязывалась к груди испытателя. Акселерометр Д5 устанавливался на каске, которая плотно надевалась на голову. На рис. 3 представлена фотография установленного на стенд виброзащитного сиденья с испытателем.

Испытания проводились с участием группы добровольцев, имевших массу тела от 52 до 118 кг. В процессе испытаний использовалось гармоническое нагружение с постоянной амплитудой виброускорений и плавно изменяющейся частотой от 2 до 10 Гц. После обработки результатов были получены частотные передаточные функции, отображающие реакции различных эле-

ментов динамической системы на единичное гармоническое воздействие со стороны нижней платформы сиденья, закрепленной на столе вибростенда. С каждым из испытуемых эксперимент повторялся по три раза, результаты осреднялись.

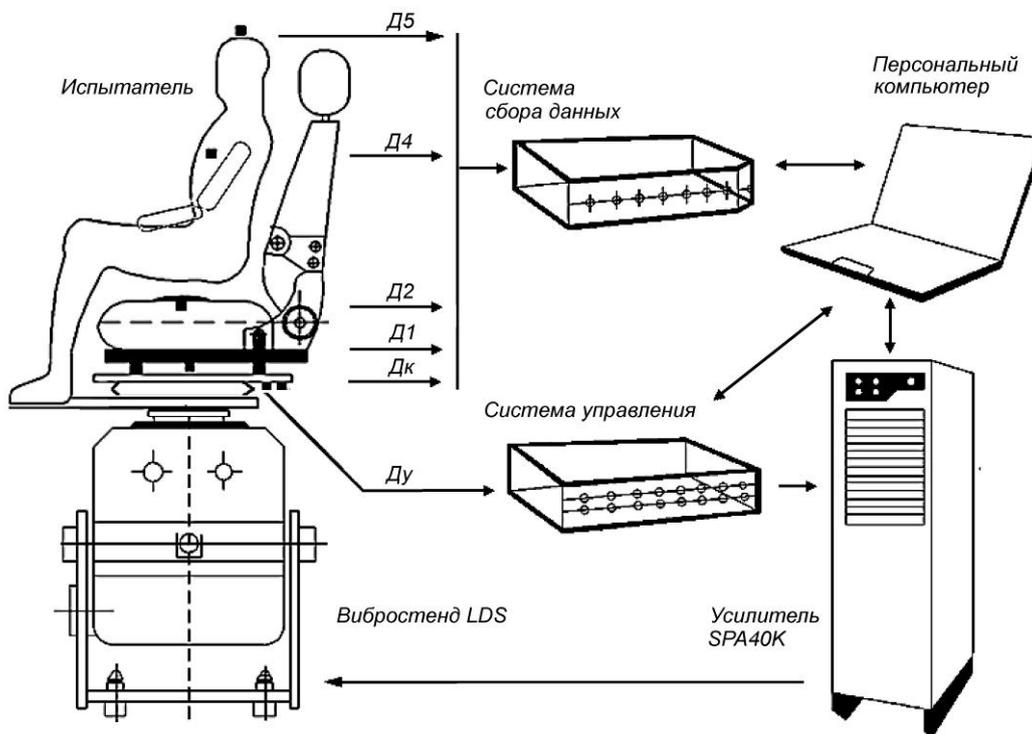


Рис. 2. Схема экспериментальной установки
Fig. 2. Scheme of equipment for the experiment

Расчетная схема предложенной в данном исследовании математической модели приведена на рис. 4. Элементы m_1 , c_1 , b , b_1 , c_2 и b_2 описывают виброзащитное кресло. Масса m_1 соответствует верхней части сиденья, установленной на системе поддрессоривания; для данного сиденья она равна 20 кг. Элементы c_1 , b , b_1 описывают систему поддрессоривания. Последовательно-параллельная схема была обоснована в ходе ранее проведенных исследований. Следует отметить, что такая модель пригодна только для описания колебаний системы без учета постоянной составляющей нагрузки. Элементы c_2 , b_2 описывают подушку кресла. Параметры этих элементов для настроек кресла, соответствующих различной массе человека-оператора, приведены в [12].

Остальные элементы (массы $m_2 - m_5$, упругие и демпфирующие элементы $c_2 - c_6$, $b_2 - b_6$) соответствуют модели тела человека (см. рис. 1, а). Их значения для операторов различной массы предварительно были определены на основе анализа литературных данных. Входным кинематическим воздействием для модели является вертикальное перемещение основания $x(t)$, обобщенными координатами – вертикальные перемещения масс ($y_1 - y_6$). Также введена дополнительная координата y_0 , соответствующая вертикальному перемещению точки соединения элементов c_1 и b . Динамика представленной математической модели описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 b(\ddot{y}_0 - \dot{y}_1) &= c_1(x - y_0), \\
 m_1\ddot{y}_1 &= b(y_0 - y_1) + b_1(\dot{x} - \dot{y}_1) + c_2(y_2 - y_1) + b_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1), \\
 m_2\ddot{y}_2 &= c_2(y_1 - y_2) + b_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_3(y_3 - y_2) + b_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + c_6(y_4 - y_2) + b_6(\dot{y}_4 - \dot{y}_2), \\
 m_3\ddot{y}_3 &= c_3(y_2 - y_3) + b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + c_4(y_4 - y_3) + b_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_3), \\
 m_4\ddot{y}_4 &= c_4(y_3 - y_4) + b_4(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + c_5(y_5 - y_4) + b_5(\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + c_6(y_2 - y_4) + b_6(\dot{y}_2 - \dot{y}_4), \\
 m_5\ddot{y}_5 &= c_5(y_4 - y_5) + b_5(\dot{y}_4 - \dot{y}_5).
 \end{aligned}$$



Рис. 3. Испытатель на виброзащитном сиденье на вибростенде
Fig. 3. Tester in a anti-vibration seat on a electrodynamic vibration bench

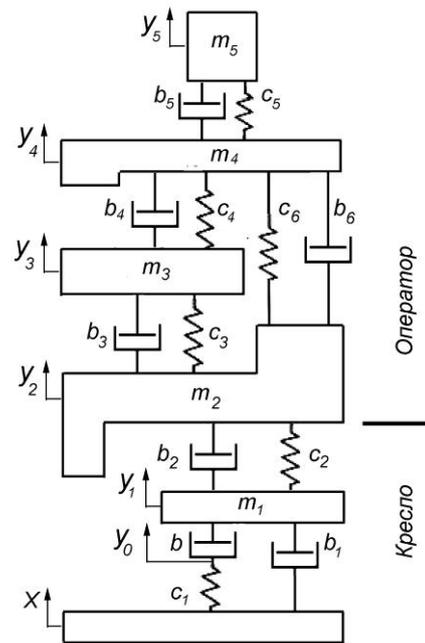


Рис. 4. Расчетная схема модели виброзащитного сиденья с оператором
Fig. 4. Calculation scheme of a model of a anti-vibration seat with an operator

После преобразований [20] из этих уравнений были получены выражения для частотных передаточных функций. В дальнейшем параметры элементов модели, описывающих тело человека, были уточнены для обеспечения наилучшего соответствия расчетных и экспериментальных данных.

Результаты и обсуждения

В качестве примера на рис. 5 представлены расчетные частотные передаточные функции для оператора с массой тела 73 кг. Там же приведены экспериментальные передаточные функции для координат y_1 , y_2 , y_4 , y_6 , полученные на основе сигналов акселерометров Дк, Д1, Д2, Д4 и Д5. Параметры модели для операторов с массой тела 52, 66, 73, 85 и 118 кг представлены в табл. 2.

В результате уточнения параметров элементов модели, описывающих тело оператора, удалось обеспечить достаточно хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных. Небольшие локальные всплески, присутствующие на экспериментальных передаточных функциях, по-видимому, вызваны резонансами отдельных элементов виброзащитного сиденья, не учитываемых в математической модели. Следует отметить существенное расхождение расчетной и экспериментальной передаточных функций для обобщенной координаты y_4 , соответствующей колебаниям верхней части тела оператора. По-видимому, это вызвано не вполне удачным размещением акселерометра Д4 (ближе к средней части туловища), а также недостаточно жесткой связью с телом испытуемого.

Представленная в статье математическая модель будет использована в дальнейших исследованиях для получения расчетных оценок вибронегруженности рабочего места оператора промышленного гусеничного трактора. При этом могут быть проведены исследования для операторов с различной массой тела.

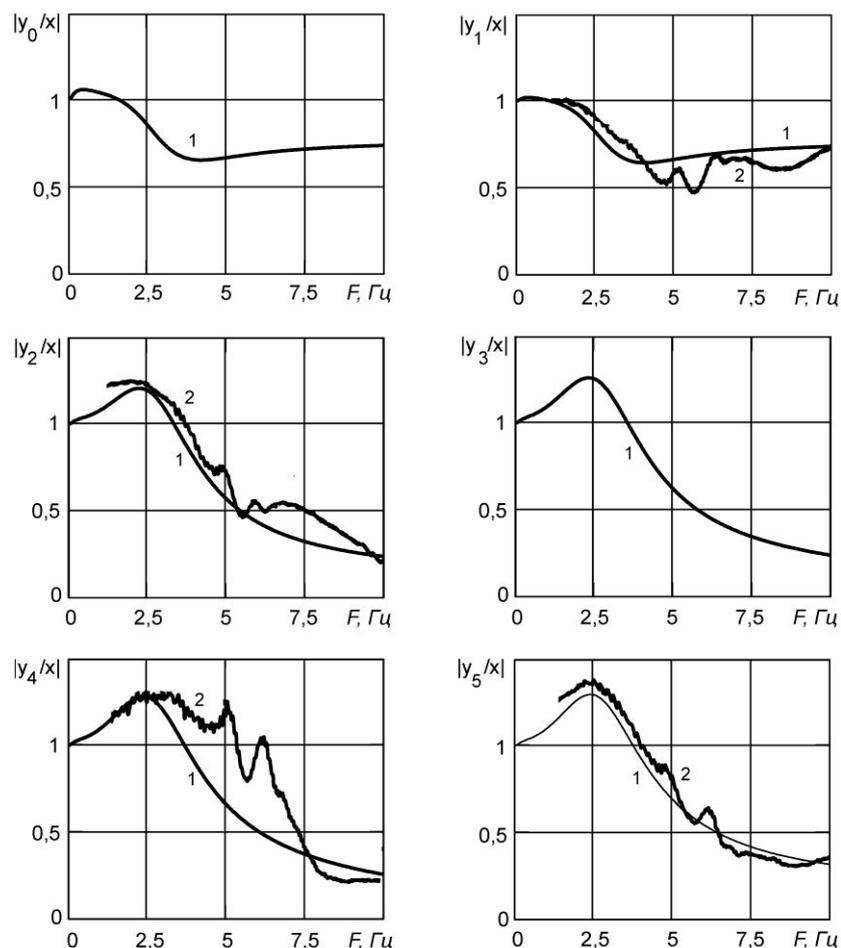


Рис. 5. Расчетные и экспериментальные передаточные функции для испытателя массой 73 кг;
1 – расчет, 2 – эксперимент
Fig. 5. Calculated and experimental transfer functions for a tester with a mass of 73 kg;
1 – calculation, 2 – experiment

Параметры математической модели виброзащитного сиденья с оператором
Parameters of the mathematical model of an anti-vibration seat with an operator

Таблица 2
Table 2

Параметры модели	Масса оператора, кг				
	52	66	73	85	118
m_1 , кг	20	20	20	20	20
m_2 , кг	10,9	17,2	18,4	24,8	37
m_3 , кг	11,5	11,2	12,4	13,7	16,7
m_4 , кг	25	32,3	36,7	40,4	58
m_5 , кг	4,6	5,3	5,5	6,1	6,3
c_1 , Н/м	3100	3600	5218	5600	6070
c_2 , Н/м	170000	195000	220000	230000	290000
c_3 , Н/м	24320	18180	15100	9800	7600
c_4 , Н/м	15200	10200	9100	8700	6300
c_5 , Н/м	172360	111300	84410	52760	37820
c_6 , Н/м	254000	166000	122400	111700	80600
b , Н·с/м	1100	1800	2300	2800	3500
b_1 , Н·с/м	950	1100	3200	3700	4300
b_2 , Н·с/м	1100	1300	1500	16200	18100

Параметры модели	Масса оператора, кг				
	52	66	73	85	118
b_3 , Н·с/м	4940	3180	2300	1300	780
b_4 , Н·с/м	5270	2840	1620	790	220
b_5 , Н·с /м	400	220	120	110	76
b_6 , Н·с/м	4840	4267	3800	3400	2100

Список литературы

1. Bovenzi M., Hulshof C.T.J. An update review of epidemiologic studies on the relationship between exposure to whole-body vibration and low back pain // *Journal Sounds and Vibration*. 1998. Vol. 215(4). P. 595–611. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1598>
2. Szczepaniak J., Tanas W., Kromulski J. Vibration energy absorption in the whole-body system of a tractor operator // *Annals of Agricultural and Environmental Medicine*. 2014. Vol. 21(2). P. 399–402. <https://doi.org/10.5604/1232-1966.1108612>
3. A finite element modeling-based approach to predict vibrations transmitted through different body segments of the operator within the workspace of a small tractor / N.C. Pradhan, P.K. Sahoo, D.K. Kushwaha et al. // *Journal of Field Robotics*. 2023. Vol. 40(6). P. 1543–1561. <https://doi.org/10.1002/rob.22191>
4. ГОСТ 27259-2006 (ИСО 7096:2000). Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. М.: Стандартинформ, 2008. 19 с.
5. Duke M., Goss G. Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper // *Biosystems Engineering*. 2007. Vol. 96(4). P. 477–486. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2007.01.005>
6. Al-Ashmori M., Wang X. A systematic literature review of various control techniques for active seat suspension systems // *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10(3). P. 1148–1171. <https://doi.org/10.3390/app10031148>
7. Phu D.X. An J.H., Choi S.B. A novel adaptive PID controller with application to vibration control of a semi-active vehicle seat suspension // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7(10). P. 1055–1076. <https://doi.org/10.3390/app7101055>
8. Обоснование технических решений устройств с рекуперацией энергии для виброзащиты оператора колесных и гусеничных машин / В.В. Шеховцов, А.И. Искалиев, П.В. Потапов и др. // *Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт*. 2020. № 3. С. 25–32.
9. Определение передаточной функции пневматической подвески сиденья на стенде-гидропульсаторе / М.В. Ляшенко, А.В. Поздеев, Д.А. Чумаков и др. // *Тракторы и сельхозмашины*. 2018. № 6. С. 53–57. DOI: 10.31992/0321-4443-2018-6-53-57
10. Экспериментальные исследования для определения максимального коэффициента передачи сиденья / М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, А.И. Искалиев и др. // *Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт*. 2020. № 3. С. 19–25.
11. Березин И.Я., Пронина Ю.О., Тараненко П.А. Экспериментальные исследования характеристик элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного трактора. // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 9. С. 19–22.
12. Abyzov A.A., Pronina Y.O., Muhiddinzoda K.J. Experimental Study of the Dynamic Characteristics of the Anti-vibration Industrial Tractor Operator's Seat // *International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2022). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer. 2022. P. 421–430. DOI: 10.1007/978-3-031-14125-6_42
13. Михайлов В.Г. Исследование, аппроксимация характеристик подушек сидений и их влияние на вибронегруженность водителя ТС // *Системный анализ и прикладная информатика*. 2016. № 1. С. 51–59.
14. Matsumoto Y., Griffin M.J. Mathematical models for the apparent masses of standing subjects exposed to vertical whole-body vibration // *Journal of Sound and Vibration*. 2003. Vol. 260(3). P. 431–451. [http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)00941-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X(02)00941-0)

15. Пановко Г.Я., Потемкин Б.А., Фролов К.В. Определение параметров моделей тела человека-оператора при вибрационном и ударном воздействиях // *Машиноведение*. 1972. № 3. С. 31–37.
16. ISO 5982:2001. International Organization for Standardization. Mechanical Vibration and Shock: Range of Idealized Values to Characterize Seated-Body Biodynamic Response Under Vertical Vibration. International Organization for Standardization. 2002. 28 p.
17. Absorbed power distribution in the whole-body system of a tractor operator / J. Kromulski, T. Pawlowski, J. Szczepaniak et al. // *Annals of Agricultural and Environmental Medicine*. 2016. Vol. 23(2). P. 373–378. <https://doi.org/10.5604/12321966.1203908>
18. Zhao L., Yu Y., Cao J. Nonlinear coupled dynamic modelling of driver-seat-cab system and biomechanical behaviour prediction // *Strojniski Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. 2022. vol. 68 (2). P. 90–100. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2021.7429>
19. Szczepaniak J., Pawłowski T., Kromulski J. Dynamic loads of whole operator's body originating from the work of tractor mower set // *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2013. Vol. 59(6). P. 28–31.
20. Светлицкий В.А. Статистическая механика и теория надежности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. 504 с.

References

1. Bovenzi M., Hulshof C.T.J. An update review of epidemiologic studies on the relationship between exposure to whole-body vibration and low back pain. *Journal Sounds and Vibration*, 1998, vol. 215(4), pp. 595–611. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1598>
2. Szczepaniak J., Tanas W., Kromulski J. Vibration energy absorption in the whole-body system of a tractor operator. *Annals of Agricultural and Environmental Medicine*, 2014, vol. 21(2), pp. 399–402. <https://doi.org/10.5604/1232-1966.1108612>
3. Pradhan N.C., Sahoo P.K., Kushwaha D.K., et al. A finite element modeling-based approach to predict vibrations transmitted through different body segments of the operator within the workspace of a small tractor. *Journal of Field Robotics*, 2023, vol. 40(6), pp. 1543–1561. <https://doi.org/10.1002/rob.22191>
4. GOST 27259-2006 (ISO 7096:2000). *Vibratsiya. Laboratornyy metod otsenki vibratsii, peredavayemoy che-rez siden'ye operatora mashiny* [State Standard 27259 – 2006. (ISO 7096:2000). Vibration. Laboratory Method for Assessing Vibration Transmitted Through the Operator's Seat of a Machine]. Moscow, 2008. 19 p.
5. Duke M., Goss G. Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper. *Biosystems Engineering*, 2007, vol. 96(4), pp. 477–486. doi.org/10.1016/j.biosystem-seng.2007.01.005
6. Al-Ashmori M., Wang X. A systematic literature review of various control techniques for active seat suspension systems. *Applied Sciences*, 2020, vol. 10(3), pp. 1148–1171. <https://doi.org/10.3390/app10031148>
7. Phu D.X. An J.H., Choi S.B. A novel adaptive PID controller with application to vibration control of a semi-active vehicle seat suspension. *Applied Sciences*, 2017, vol. 7(10), pp. 1055–1076. <https://doi.org/10.3390/app7101055>
8. Shekhovtsov V.V., Iskaliev A.I., Potapov P.V., et al. [Justification of technical solutions for devices with energy recovery for vibration protection of the operator of wheeled and tracked vehicles] *E`nergo- i resursosberezhenie: Promy`shlennost` i transport = Energy and resource saving: Industry and transport*, 2020, vol. 3, pp. 25–32. (In Russ.)
9. Lyashchenko M.V., Pozdeev A.V., Chumakov D.A., et al. [Determination of the transfer function of the air suspension of a seat on a hydropulsator stand]. *Traktory i sel'hozmashiny = Tractors and agricultural machines*, 2018, vol. 6, pp. 53–57. (In Russ.)
10. Lyashenko M.V. Shekhovtsov V.V. Iskaliev A.I., et al. [Experimental studies to determine the maximum seat transmission coefficient]. *E`nergo- i resursosberezhenie: Promy`shlennost` i transport = Energy and resource saving: Industry and transport*, 2020, vol. 3, pp. 19–25. (In Russ.)
11. Berezin I.Ya., Pronina Yu.O., Taranenko P.A. [Experimental studies of the characteristics of vibration protection elements of the workplace of an industrial tractor operator]. *Traktory i sel'hozmashiny = Tractors and agricultural machines*, 2016, vol. 9, pp. 19–22. (In Russ.)

12. Abyzov A.A., Pronina Y.O., Muhiddinzoda K.J. Experimental Study of the Dynamic Characteristics of the Anti-vibration Industrial Tractor Operator's Seat. *International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2022). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, 2022, pp. 421–430. DOI: 10.1007/978-3-031-14125-6_42

13. Mikhailov V.G. [Research, approximation of the characteristics of seat cushions and their influence on the vibration load of the vehicle driver]. *Sistemny'j analiz i prikladnaya informatika = System analysis and applied computer science*, 2016, vol. 1, pp. 51–59. (In Russ.)

14. Matsumoto Y., Griffin M.J. Mathematical models for the apparent masses of standing subjects exposed to vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, vol. 260(3), pp. 431–451. [http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)00941-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X(02)00941-0)

15. Panovko G.Ya., Potemkin B.A., Frolov K.V. [Determination of the Parameters of the Body Models of a Human Operator Under Vibration and Shock Effects]. *Mashinovedenie = Machine Science*, 1972, vol. 3, pp. 31–37. (In Russ.)

16. *ISO 5982:2001*. International Organization for Standardization. Mechanical Vibration and Shock: Range of Idealized Values to Characterize Seated-Body Biodynamic Response Under Vertical Vibration. International Organization for Standardization, 2002. 28 p.

17. Kromulski J., Pawlowski T., Szczepaniak J., et al. Absorbed power distribution in the whole-body system of a tractor operator. *Annals of Agricultural and Environmental Medicine*, 2016, vol. 23(2), pp. 373–378. <https://doi.org/10.5604/12321966.1203908>

18. Zhao L., Yu Y., Cao J. Nonlinear coupled dynamic modelling of driver-seat-cab system and biomechanical behaviour prediction. *Strojniski Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 2022, vol. 68(2), pp. 90–100. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2021.7429>

19. Szczepaniak J., Pawlowski T., Kromulski J. Dynamic loads of whole operator's body originating from the work of tractor mower set. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*, 2013, vol. 59(6), pp. 28–31.

20. Svetlitsky V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistical mechanics and reliability theory]. Moscow, 2004. 504 p.

Информация об авторах

Абызов Алексей Александрович, профессор кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; abyzovaa@susu.ru

Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин, инженер-исследователь управления научной и инновационной деятельности, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; mukhiddinzodakd@susu.ru

Information about the authors

Aleksej A. Abyzov, Professor of the Department “Technical Mechanics”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; abyzovaa@susu.ru

Kamoliddini Dz. Muhiddinzoda, Research Engineer, Department of Scientific and Innovation Activities, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; mukhiddinzodakd@susu.ru

Статья поступила в редакцию 15.11.2023; принята к публикации 01.12.2023.

The article was submitted 15.11.2023; accepted for publication 01.12.2023.