

Контроль и испытания

УДК 621.136

DOI: 10.14529/engin220405

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ «ВИБРОЗАЩИТНОЕ СИДЕНЬЕ – ОПЕРАТОР ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА»

А.А. Абызов, А.В. Ерпалов, К.Дж. Мухиддинзода

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Статья посвящена исследованию динамических характеристик виброзащитного кресла и механической системы «кресло – оператор» промышленного гусеничного трактора. Исследования проводились для виброзащитного кресла Sibeco. Система поддрессоривания кресла включает настраиваемый по массе и росту водителя пневматический упругий элемент и гидравлический амортизатор, а также податливую подушку.

Целью работы является определение нелинейных упругих характеристик системы поддрессоривания и подушки, а также характеристик эквивалентного вязкого трения.

Упругие характеристики получены при статических испытаниях. При этом на кресло последовательно помещались грузы и регистрировались перемещения. Упругая характеристика системы поддрессоривания регистрировалась при различных настройках пневматической рессоры. По результатам испытаний получена нелинейная регрессионная зависимость, связывающая усилие на кресле с его перемещением и параметром, характеризующим настройку. Аналогично получена статическая упругая характеристика подушки кресла.

Для определения характеристик эквивалентного вязкого трения проведены динамические испытания. Кресло с установленными на нем грузами помещалось на вибростенд. Во время определения характеристик системы поддрессоривания подушка кресла демонтировалась. При исследовании характеристик подушки воздух из пневматической рессоры выпускался, система поддрессоривания кресла фиксировалась. В процессе испытаний определялись амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) системы. Коэффициенты эквивалентного вязкого трения определялись на основе сравнения расчетных и экспериментальных АЧХ. По результатам испытаний установлено, что динамическая жесткость подушки кресла существенно превышает статическую.

Полученные характеристики в дальнейшем будут использованы при разработке динамической модели системы «гусеничный трактор – виброзащитное кресло – тело оператора». Расчетные исследования с помощью модели позволят на ранних стадиях проектирования прогнозировать вибрации на месте водителя, вызванные перемещением опорных катков по звеньям гусеницы, и осуществлять корректировку параметров системы с целью выполнения санитарных норм.

Ключевые слова: трактор, сиденье оператора, виброизоляция, динамические характеристики.

Введение

При создании новых и модернизации выпускаемых моделей транспортных и технологических мобильных машин важной задачей является обеспечение комфортных условий и выполнение санитарных норм на месте водителя-оператора. При этом, в частности, важно обеспечить выполнение норм по уровню вибраций. Известно, что длительная работа в неблагоприятных условиях, сочетающихся со сверхнормативной вибрационной нагрузкой, приводит к развитию целого ряда заболеваний, в частности вибрационной болезни, заболеваниям суставов и позвоночника [1]. В связи с этим актуальной является задача расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места водителя-оператора с помощью специально разработанных математических моделей. По результатам таких расчетов на ранних стадиях проектирования машины можно определить необходимые динамические характеристики элементов системы виброизоляции.

Для движущейся мобильной машины источниками вибраций являются динамические процессы в ДВС и трансмиссии, переменные нагрузки со стороны рабочих органов, в случае гусеничной машины – вибрации, вызванные работой гусеничного движителя. Предельные уровни вибраций определяются санитарными нормами [2]. При этом наиболее жесткие ограничения накладываются на вибрации в диапазоне частот 2,5–10 Гц. По-видимому, это связано с тем, что в указанном диапазоне располагаются собственные частоты внутренних органов человека [3, 4].

На кафедре «Техническая механика» ЮУрГУ на протяжении ряда лет ведутся работы по исследованию вибрационной нагруженности и поиску путей ее снижения для промышленных гусеничных тракторов, выпускаемых ООО «ЧТЗ – УРАЛТРАК». В работах И.Я. Березина, Д.В. Хрипунова, Ю.О. Прониной [5, 6] показано, что основным источником вибровозбуждения в диапазоне частот 2,5–10 Гц при движении таких машин являются вертикальные перемещения опорных катков, движущихся по звенчатой поверхности гусеницы. В этих же работах предложена математическая модель, описывающая динамику трактора при таком внешнем воздействии. Для описания виброзащитного кресла и тела оператора использована линейная одномассовая модель с постоянными параметрами. Однако, как показывают исследования ряда авторов, более точные результаты могут быть получены при использовании многомассовых моделей. При этом можно учесть естественный разброс роста и веса тела оператора. Для построения таких моделей необходимо использовать реальные упругие и демпфирующие характеристики элементов виброзащитного кресла. В доступной технической документации на кресло они обычно не указываются, поэтому при проведении исследований их необходимо определять экспериментально. Данная статья посвящена экспериментальным исследованиям динамических характеристик виброзащитного кресла фирмы Sibeco [7].

1. Особенности конструкций виброзащитных кресел и их математические модели

Основная система поддрессоривания трактора обычно не может обеспечить уровень вибрационной нагруженности на полу кабины, соответствующий санитарным нормам. В связи с этим для защиты водителя используют виброзащитные кресла различных конструкций.

Простые варианты виброзащиты, использующиеся в некоторых сельскохозяйственных тракторах, состоят из мягкой подушки, помещенной на жесткое сиденье водителя [8, 9]. Это позволяет улучшить условия работы, однако не всегда снижает вибрации до нормативного уровня.

Наиболее распространены специальные виброзащитные кресла, включающие систему поддрессоривания с упругим элементом и демпфером. В качестве упругого элемента может быть использована винтовая пружина, торсион или пневматическая рессора. Демпфирующим элементом обычно служит гидравлический амортизатор. Конструкция такого кресла обычно предусматривает регулировку высоты и жесткости по росту и массе водителя. При использовании пневматического элемента регулировка осуществляется изменением давления воздуха. Кресло также оснащено мягкой подушкой [10].

Наиболее совершенными являются активные системы виброизоляции. Они включают датчики, систему управления и привод. Такая система создает воздействие на основание кресла, противофазное вибрации, и обеспечивает эффективное гашение колебаний [11–13]. Недостатками подобных систем являются сложность, высокая стоимость и необходимость в источнике питания. В связи с этим в настоящее время они находят весьма ограниченное применение.

В настоящее время разработан ряд математических моделей различной степени сложности, используемых для исследования динамики системы «виброзащитное кресло – оператор» [14, 15].

Наиболее простой является одномассовая модель (рис. 1, а). Внешнее воздействие – перемещение пола кабины $X(t)$, обобщенная координата $Y_1(t)$. Упругий элемент c_1 и демпфер b_1 описывают систему поддрессоривания кресла (или мягкую подушку жесткого кресла), подвижные части кресла и тело человека моделируются сосредоточенной массой m_1 .

Двухмассовая модель (рис. 1, б) кроме системы поддрессоривания кресла (c_1, b_1) позволяет отдельно учесть параметры мягкой подушки (c_2, b_2). В трехмассовой модели (рис. 1, в) тело человека-оператора описывается двумя массами (m_2, m_3), упругим и демпфирующим элементами (c_3, b_3).

Наиболее сложная модель (рис. 1, д), рекомендованная в частности в зарубежном стандарте ISO 5982:2019 (Mechanical vibration and shock), описывает тело человека системой четырех масс: m_{11} (таз), m_{12} (нижняя часть туловища), m_{13} (верхняя часть туловища) и m_{14} (голова). Также эта

Контроль и испытания

модель включает пять упругих элементов (c_{11} – c_{15}) и пять демпфирующих элементов (b_{11} – b_{15}). Проведение расчетных исследований с помощью такой модели позволяет изучить вибрационную нагруженность различных частей тела человека-оператора. Отечественные санитарные нормы для мобильных машин нормируют параметры вибраций только на поверхности подушки, под сидящим человеком. На первый взгляд, для получения таких результатов достаточно использовать самую простую, одномассовую модель (см. рис. 1, а). Однако, как показывают результаты исследований, использование многомассовой модели тела человека дает более точные результаты, отличающиеся от результатов одномассовой модели. Определению значений параметров моделей тела человека посвящены, в частности, работы [15, 16].

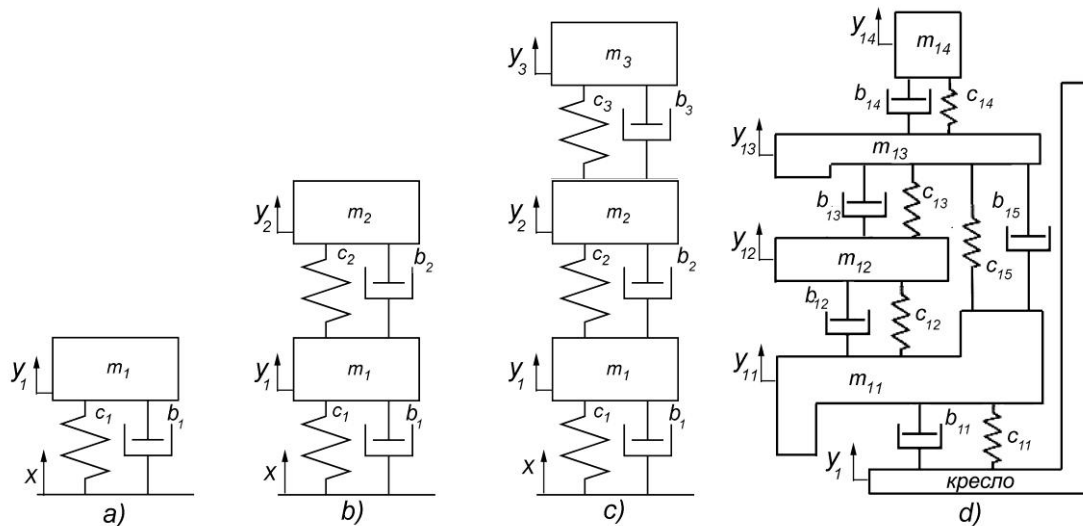


Рис. 1. Модели динамической системы «кресло – тело водителя»: а) одномассовая модель, б) двухмассовая модель, в) трехмассовая модель, д) многомассовая модель тела водителя

Относительные перемещения элементов механической системы «виброзащитное кресло – тело водителя» при движении машины невелики, поэтому при расчетных исследованиях систему можно считать линейной и использовать спектральный подход [17], позволяющий с помощью частотных передаточных функций получать из спектральной плотности внешнего воздействия спектральные плотности ускорений элементов системы. Такие исследования, в частности, представлены в [5]. Однако в связи с тем, что при эксплуатации машины тело оператора может иметь различную массу, а система поддрессоривания кресла может быть по-разному отрегулирована, расчетные исследования должны быть проведены при различных сочетаниях параметров системы. В связи с этим при экспериментальном исследовании были получены зависимости упругих и демпфирующих характеристик системы поддрессоривания от настройки кресла по росту и весу водителя.

2. Экспериментальные исследования виброзащитного кресла

Для определения упругих характеристик системы поддрессоривания и подушки виброзащитного кресла Sibeco были проведены статические испытания [18].

В качестве упругого элемента системы поддрессоривания в данном кресле используется пневматическая рессора. Настройка кресла по росту и массе водителя осуществляется изменением давления воздуха, нагнетаемого компрессором, смонтированным в кресле. В качестве параметра, характеризующего настройку кресла, использовано значение нагрузки на сиденье Q , при котором оно занимает среднее положение по высоте. В конструкции имеется ряд шарниров, из-за трения в которых упругая характеристика имеет явно выраженный гистерезис. Для уменьшения этого эффекта перед испытаниями шарниры были смазаны, гидравлический амортизатор отсоединен. Также перед началом испытаний кресло многократно нагружалось для «приработки». В процессе испытаний на подушку кресла последовательно помещались грузы известной массы и с помощью штангенрейсмаса измерялось перемещение подвижной платформы; деформация мягкой подушки при этом не учитывалась (рис. 2, а). При каждом значении настройки Q замеры

проводились несколько раз – в процессе нагружения и разгрузки. Полученные результаты усреднялись. Замер петли гистерезиса не производился, так как в дальнейших исследованиях диссипацию энергии в системе предполагается описывать с помощью эквивалентного вязкого трения, определяемого по результатам динамических испытаний. Анализ полученных результатов показал, что соотношение между силой, действующей на сиденье (F), и перемещением платформы (X) может быть аппроксимировано квадратичной зависимостью. На рис. 2, б в качестве примера представлены экспериментальные значения и аппроксимирующая зависимость для $Q = 950$ Н.

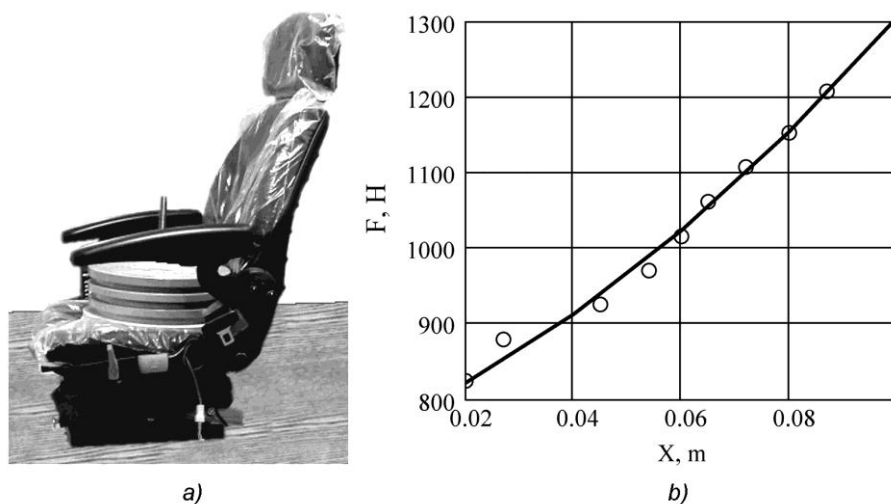


Рис. 2. Статические испытания системы подressоривания кресла:
а) кресло с грузами, б) экспериментальные значения и их аппроксимация

Поскольку целью исследований являлось получение зависимости жесткости $C(X, Q)$, которая получается дифференцированием по X зависимости $F(X, Q)$, в качестве последней был использован полный полином второй степени:

$$F(X, Q) = a_1 + a_2 \cdot X + a_3 \cdot Q + a_4 \cdot X^2 + a_5 \cdot Q^2 + a_6 \cdot X \cdot Q,$$

где a_1 – a_6 – коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов.

По результатам обработки данных серии экспериментов получено следующее выражение:

$$F(X, Q) = -227 - 2190 \cdot X + 1650 \cdot Q + 37500 \cdot X^2 - 585 \cdot Q^2 + 2400 \cdot X \cdot Q,$$

где нагрузки (F, Q) задаются в ньютонах, перемещение X – в метрах.

На рис. 3, а, б в качестве примера представлены зависимости $F(X, Q)$ и $C(X, Q)$, построенные в соответствии с этим выражением. Среднеквадратическое отклонение экспериментальных значений от аппроксимирующей зависимости не превышает 4 % от среднего значения нагрузки F .

При исследовании упругой характеристики подушки сиденья на нее помещался жесткий диск, на который также последовательно укладывались грузы. При этом замерялось перемещение диска относительно основания подушки; система подressоривания кресла была заблокирована. Экспериментальные точки и аппроксимирующая зависимость представлены на рис. 4.

Для определения диссипативных характеристик (коэффициентов эквивалентного вязкого трения) системы подressоривания и подушки кресла были проведены динамические испытания в соответствии с [19] в «Центре виброиспытаний и мониторинга состояния конструкций» ЮУрГУ.

Основным элементом использованного испытательного стенда является электродинамический вибростенд *LDS V850*. Процесс нагружения объекта исследований осуществляется за счет перемещения подвижного стола вибростенда. Режим испытаний задается программно через персональный компьютер. Для поддержания постоянных значений параметров испытаний и контроля условий работы вибростенда используется система управления *Bruel&Kjaer VC-LAN 7542*. В качестве элемента обратной связи используется пьезоэлектрический акселерометр *PCB 352C04* с чувствительностью 10 мВ/г, установленный на подвижном столе вибростенда. Датчик регистрирует виброускорения и передает данные в систему управления, которая, при необходимости, в режиме реального времени корректирует сигнал для поддержания требуемого режима.

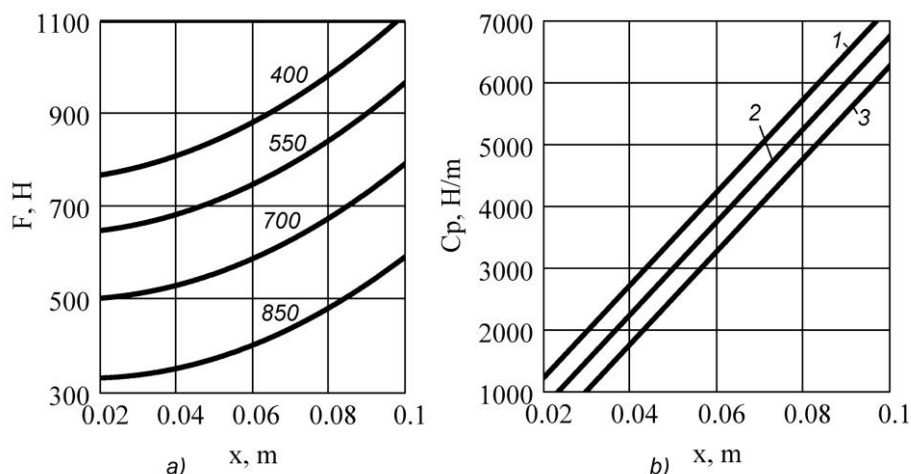


Рис. 3. Регрессионные зависимости для описания упругой характеристики системы поддрессирования: а) зависимость силы от перемещения для различных настроек, б) зависимость жесткости от перемещения (1 – $Q = 400$ Н, 2 – $Q = 600$ Н, 3 – $Q = 800$ Н)

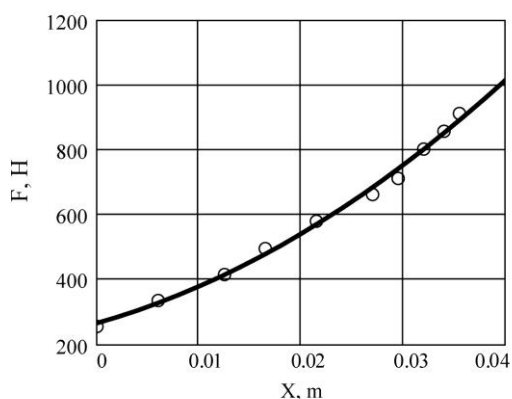


Рис. 4. Статическая упругая характеристика подушки кресла

При исследовании характеристик системы поддрессирования кресла его верхняя часть, включающая мягкое сиденье, спинку и подлокотники, демонтировалась; вместо нее устанавливались грузы, стянутые шпилькой, общей массой 80 кг (рис. 5, а). В пневматическую рессору нагнетался воздух под давлением, обеспечивающим среднее по высоте положение платформы сиденья. На грузы устанавливался акселерометр, регистрирующий виброускорения в вертикальном направлении. Использовался режим гармонического нагружения с постоянной амплитудой виброускорений стола вибростенда и изменением частоты в заданном диапазоне.

В процессе измерений регистрировались зависимости амплитуд виброускорений стола \ddot{X} и груза \ddot{Y} от частоты нагружения. По этим результатам получена экспериментальная амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) $Y/X(f)$, где f – частота (Гц).

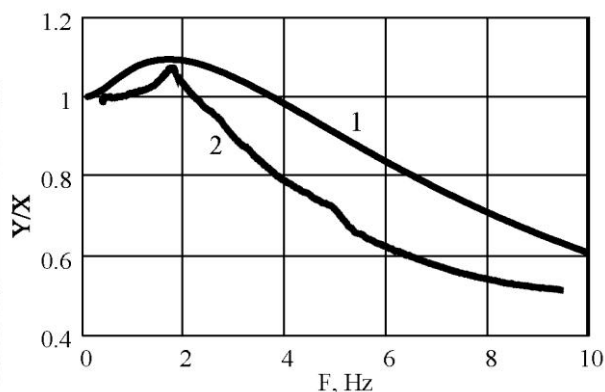
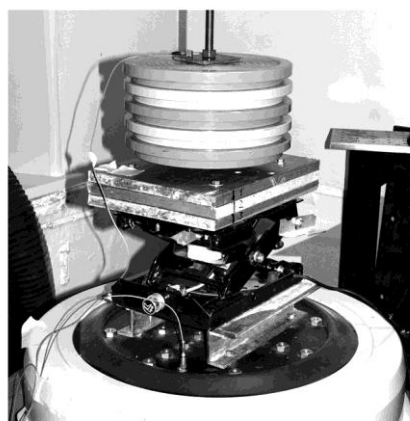


Рис. 5. Динамические испытания системы поддрессирования кресла: а) кресло с грузами на вибростенде, б) экспериментальная (1) и теоретическая (2) АЧХ

Известны различные методики определения коэффициента эквивалентного вязкого трения b (по ширине резонансного пика, его высоте и др.) [20]. В данном исследовании эта величина определялась путем сопоставления расчетной и экспериментальной АЧХ, значение b подбиралось таким образом, чтобы высоты резонансных пиков совпали (рис 5, б). Теоретическая АЧХ одно-массовой механической системы при кинематическом возбуждении описывается следующим выражением:

$$\frac{Y}{X}(f) = \left| \frac{c + 2\pi \cdot i \cdot f \cdot b}{-(2\pi \cdot f)^2 m + 2\pi \cdot i \cdot f \cdot b + c} \right|,$$

где Y – перемещение груза, X – перемещение стола вибростенда, c – жесткость, b – коэффициент эквивалентного вязкого трения, m – масса, i – мнимая единица. В результате для системы поддрессирования было определено значение $b = 4 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м}$.

При определении характеристик подушки кресла воздух из пневматической рессоры выпускался, система поддрессирования кресла фиксировалась в нижнем положении. На подушку сидения устанавливался пакет грузов, стянутых резьбовой шпилькой. В процессе испытаний перемещение грузов относительно основания сидения происходило только за счет деформации подушки. Сопоставление расчетной и экспериментальной АЧХ показало, что использование для расчета жесткости, полученной по данным статических испытаний, дает неверный результат. В связи с этим при сопоставлении АЧХ варьировались как жесткость c , так и коэффициент эквивалентного вязкого трения b . Значения $c = 125 \text{ кН/м}$ и $b = 750 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ были определены из условия совпадения резонансных пиков по частоте и по высоте (рис. 6).

Значение жесткости подушки, определенное по результатам динамических испытаний, почти на порядок превышает значение, полученное при статических испытаниях (см. рис. 4). Этот результат можно объяснить особенностями пенополиуретанового наполнителя подушки. Скорее всего, при динамическом нагружении, в отличие от статического, из него не успевает выходить воздух, что и приводит к увеличению жесткости. Очевидно, что при построении модели кресла для исследования динамических процессов следует использовать именно динамическую жесткость.

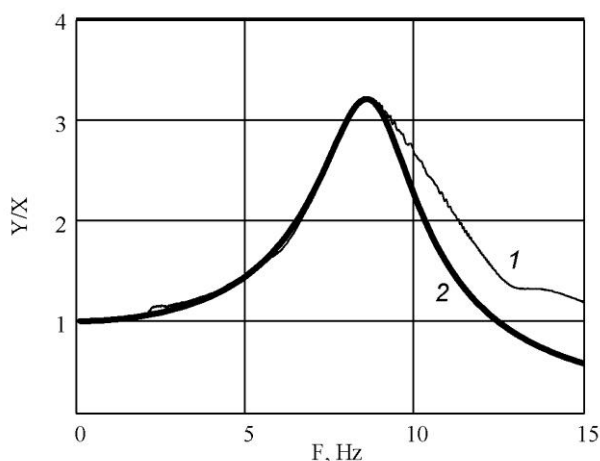


Рис. 6. Динамические испытания подушки кресла: экспериментальная (1) и теоретическая (2) АЧХ

Заключение

В ходе выполнения работы проведены статические и динамические испытания виброзащитного кресла Sibeko, определены основные динамические характеристики системы поддрессирования и податливой подушки. На основании статических испытаний получены регрессионные зависимости, позволяющие определять жесткость системы поддрессирования в зависимости от перемещения платформы кресла и его настройки по массе тела водителя. По результатам динамических испытаний определены характеристики эквивалентного вязкого трения элементов

кресла, а также динамическая жесткость подушки. Показано, что динамическая жесткость подушки кресла существенно отличается от статической.

Полученные результаты будут использованы в дальнейшем для построения динамической модели системы «виброзащитное кресло – оператор» гусеничного трактора и проведения расчетных исследований вибронегруженности.

Литература

1. Massimo, B. An overview of Low Back Pain and Occupational Exposures to Whole-Body Vibration and Mechanical Shocks / B. Massimo, S. Marianne, M. Marcella // *La Medicina del lavoro*. – 2017. – Vol. 108, № 6. – P. 419–433. DOI: 10.23749/ml.v108i6.6639
2. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Федеральные санитарные правила, нормы и гигиенические нормативы. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 20 с.
3. Transfer Functions as a Basis for the Verification of Models – Variability and Restraints / B. Hinz, G. Menzel, R. Buthner et al. // *Clinical Biomechanics* – 2001. – № 16. – P. 93–100. DOI:10.1016/s0268-0033(00)00109-1
4. Kitazaki, S. Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture / S. Kitazaki, M.J. Griffin // *Journal of Biomechanics*. – 1997. – Vol. 31, № 2. – P. 143–149. DOI: 10.1016/s0021-9290(97)00126-7
5. Защита оператора промышленного трактора от низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя / Б.М. Позин, И.Я. Березин, Д.В. Хрипунов и др. // *Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. науч. тр.* – М.: МАДИ, 2001. – С. 219–225.
6. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Пронина, П.А. Тараненко и др. // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. – № 8. – С. 14–18.
7. Operator Seats for Agricultural Machinery SC2 [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.sibeco.net/catalog/seats-for-operators/sidenya-operatora-dlya-selkhoztekhniki-sc2>. (дата обращения: 23.11.2022).
8. Bhatia1, A. Comparative Study of different Seat Cushion Materials to improve the Comfort of Tractor Seat / A. Bhatia1, S. Kalsi, A. Sehgal // *Journal of The Institution of Engineers (India): Series A*. – 2022. – Vol. 103. – P. 387–396. DOI: 10.1007/s40030-022-00622-8
9. An Analysis of the Impact of Agricultural Tractor Seat Cushion Materials to the Level of Exposure to Vibration / B. Cvetanovic, D. Cvetkovic, M. Prascevic et al. / *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2017. – Vol. 36, № 2. – P. 116–123. DOI: 10.1177/0263092317711983
10. Ning, D. An Innovative Two-Layer Multiple-DOF Seat Suspension for Vehicle Whole Body Vibration Control / D. Ning, S. Sun, B. Zhang // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. – 2018. – Vol. 23, № 4. – P. 1787–1799. DOI: 10.1109/tmech.2018.2837155
11. Krishnasamy, P. Experimental Investigation on Road Vehicle Active Suspension / P. Krishnasamy, J. Jayaraj, D. John // *Strojniski Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. – 2013. – Vol. 10, № 59. – P. 620–625. DOI:10.5545/sv-jme.2012.925
12. Ning, D. An Active Seat Suspension Design for Vibration Control of Heavy-Duty Vehicles / D. Ning, S. Sun, J. Zhang // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2016 – Vol. 35, № 4. – P. 264–278. DOI :10.1177/0263092316676389
13. Dygalo, V. Analysis of Constructive Reliability and Maintainability of the Contemporary Electronic Control Units of the Active Safety Systems / V. Dygalo, M. Lyashenko, O. Kosov // *6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. – 2021. – P. 737–744. DOI: 10.1007/978-3-030-54817-9_85
14. Liang, C. A Study on Biodynamic Models of Seated Human Subjects Exposed to Vertical Vibration / C. Liang, C. Chiang // *International Journal of Industrial Ergonomics*. – 2006. – Vol. 36, № 10. – P. 869–890. DOI: 10.1016/j.ergon.2006.06.008

15. Matsumoto, Y. *Mathematical Models for the Apparent Masses of Standing Subjects Exposed to Vertical Whole-Body Vibration* / Y. Matsumoto, M.J. Griffin // *Journal of Sound and Vibration*. – 2003. – Vol. 260, № 3. – P. 431–451. DOI: 10.1016/s0022-460x(02)00941-0

16. Пановко, Г.Я. *Определение параметров моделей тела человека-оператора при вибрационном и ударном воздействиях* / Г.Я. Пановко, Б.А. Потемкин, К.В. Фролов // *Машиноведение*. 1972. – № 3. – С. 31–37.

17. Светлицкий, В.А. *Статистическая механика и теория надежности* / В.А. Светлицкий. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 504 с.

18. ГОСТ 20062-96. *Сиденье тракторное. Общие технические условия*. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 12 с.

19. ГОСТ 27259-2006 (ИСО 7096:2000). *Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины*. – М.: Стандартинформ, 2008. – 19 с.

20. Нашиф, А. *Демпфирование колебаний* / А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон; пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 448 с.

Абызов Алексей Александрович, доктор технических наук, профессор, кафедра «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, abyzovaa@susu.ru

Ерпалов Алексей Викторович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник подразделения «Центр виброиспытаний и мониторинга состояния конструкций», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, erpalovav@susu.ru

Мухиддинзода Камолитдини Джамолитдин, аспирант, кафедра «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, kamoliddin.mukhiddinov@bk.ru

Поступила в редакцию 30 ноября 2022 г.

DOI: 10.14529/engin220405

SIMULATION OF DYNAMICS AND EXPERIMENTAL STUDIES OF THE CHARACTERISTICS OF THE SYSTEM “VIBRATION PROTECTION SEAT – INDUSTRIAL TRACTOR OPERATOR”

A.A. Abyzov, abyzovaa@susu.ru

A.V. Erpalov, erpalovav@susu.ru

K.Dzh. Mukhiddinzoda, kamoliddin.mukhiddinov@bk.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The article is devoted to the study of the dynamic characteristics of the vibration protection chair and the mechanical system “operator seat” of an industrial caterpillar tractor. The studies were carried out for the Sibeco anti-vibration chair. The seat suspension system includes a pneumatic elastic element and a hydraulic shock absorber, as well as a pliable cushion. Pneumatic elastic element is adjusted according to the weight and height of the driver.

The aim of the work is to determine the nonlinear elastic characteristics of the suspension system and cushion, as well as the characteristics of the equivalent viscous friction. Elastic characteristics were obtained during static tests. At the same time, loads were sequentially placed on the chair and movements were recorded. The elastic characteristic of the suspension system was recorded at various settings of the air spring. Based on the test results, a non-linear regression dependence was obtained that relates the force on the seat

to its movement and the parameter characterizing the setting. The static elastic characteristic of the chair cushion is obtained.

To determine the characteristics of the equivalent viscous friction, dynamic tests were carried out. The chair with the weights installed on it was placed on a vibration stand. During the test of the suspension system, the seat cushion was dismantled. When research of the characteristics of the seat cushion, the air from the air spring was released, the seat suspension system was fixed. During the tests, the amplitude-frequency characteristics (AFC) of the system were determined. The coefficients of equivalent viscous friction were determined based on a comparison of calculated and experimental frequency responses. According to the test results, it was found that the dynamic rigidity of the chair cushion significantly exceeds the static one.

The obtained characteristics will be further used in the development of a dynamic model of the “caterpillar tractor – vibration protection chair – operator's body” system. Computational studies using the model will make it possible at the early stages of design to predict vibrations at the driver's seat caused by the movement of road wheels along the track links and to adjust the system parameters in order to comply with sanitary standards.

Keywords: tractor, operator's seat, vibration isolation, dynamic characteristics.

References

1. Massimo B., Marianne S., Marcella M. An Overview of Low Back Pain and Occupational Exposures to Whole-Body Vibration and Mechanical Shocks. *La Medicina del lavoro*. 2017, vol. 108, no. 6, pp. 419–433. DOI: 10.23749/mdl.v108i6.6639.
2. SN 2.2.4/2.1.8.566-96. [Federal Sanitary Rules, Standards and Hygienic Standards. Industrial vibration, vibration in premises of residential and public buildings]. Moscow, Standartinform Publ., 1997. 20 p. (in Russ.)
3. Hinz B., Menzel G., Buthner R., Seidel H. Transfer Functions as a Basis for the Verification of Models – Variability and Restraints. *Clinical Biomechanics*, 2001, no 16, pp. 93–100. DOI: 10.1016/s0268-0033(00)00109-1.
4. Kitazaki S., Griffin M.J. Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture. *Journal of Biomechanics*, 1997, vol. 31, no. 2, pp. 143–149. DOI: 10.1016/s0021 – 9290(97)00126-7.
5. Mitsyn G.P., Pozin B.M., Berezin I.Ya., Khripunov D.V. [Protecting the Operator of an Industrial Tractor from Low-Frequency Vibration Effects from the Caterpillar Mover]. *Problemy proektirovaniya, stroitel'stva i ekspluatatsii avtomobil'nyh dorog [Problems of Design, Construction and Operation of Highways]*. Moscow, MADI Publ., 2001, pp. 219–225. (in Russ.)
6. Berezin I.Ya. , Pronina Yu.O. , Taranenko P.A. [Modeling the Process of Formation of Vibration Loading of the Workplace of an Industrial Tractor Operator]. *Traktory i sel'hozmashiny [Tractors and Agricultural Machines]*, 2016, no. 8, pp. 14–18. (in Russ.)
7. Operator Seats for Agricultural Machinery SC2. – URL: <http://www.sibeco.net/catalog/seats-for-operators/sidenya-operatora-dlya-selkhoztekhniki-sc2>. (accessed 23.11.2022).
8. Bhatia A., Kalsi S., Sehgal A. Comparative Study of different Seat Cushion Materials to improve the Comfort of Tractor Seat. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series A*, 2022, vol. 103, pp. 387–396. DOI: 10.1007/s40030-022-00622-8.
9. Cvetanovic B., Cvetkovic D., Prasevic M., Cvetkovic M. An Analysis of the Impact of Agricultural Tractor Seat Cushion Materials to the Level of Exposure to Vibration. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2017, vol. 36. no. 2, pp. 116–123. DOI: 10.1177/0263092317711983.
10. Ning D., Sun S., Zhang B. An Innovative Two-Layer Multiple-DOF Seat Suspension for Vehicle Whole Body Vibration Control. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2018, vol. 23, no. 4, pp. 1787–1799. DOI: 10.1109/tmech.2018.2837155

11. Krishnasamy P., Jayaraj J., John D. Experimental Investigation on Road Vehicle Active Suspension. *Strojnicki Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 2013, vol. 10, no. 59. pp. 620–625. DOI:10.5545/sv-jme.2012.925.

12. Ning D., Sun S., Zhang J. An Active Seat Suspension Design for Vibration Control of Heavy-Duty Vehicles. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2016, vol. 35, no. 4, pp. 264–278. DOI :10.1177/0263092316676389.

13. Dygalo V., Lyashenko M., Kosov O. Analysis of Constructive Reliability and Maintainability of the Contemporary Electronic Control Units of the Active Safety Systems. *6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. pp. 737–744. DOI: 10.1007/978-3-030-54817-9_85

14. Liang C., Chiang C. A Study on Biodynamic Models of Seated Human Subjects Exposed to Vertical Vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2006, vol. 36, no. 10, pp 869–890. DOI: 10.1016/j.ergon.2006.06.008.

15. 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, no. 3, pp. 431–451. DOI: 10.1016/s0022-460x(02)00941-0.

16. 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, no. 3, pp. 31–37. (in Russ.)

17. Svetlitsky V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistical Mechanics and Reliability Theory]. Moscow, MGTU Publ., 2004. 504 p. (in Russ.)

18. State Standard *GOST 20062 – 96*. [Tractor Seat. General Specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 1997. 12 p. (in Russ.)

19. State Standard *GOST 27259 – 2006. (ISO 7096:2000)*. [Vibration. Laboratory Method for Assessing Vibration Transmitted Through the Operator's Seat of a Machine]. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 19 p. (in Russ.)

20. Nashief A., Jones D., Henderson J. *Vibration Damping*. New York, Wiley, 1984. 480 p.

Received 30 November 2022

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Абызов, А.А. Моделирование динамики и экспериментальные исследования характеристик системы «виброзащитное сиденье – оператор промышленного трактора» / А.А. Абызов, А.В. Ерпалов, К.Дж. Мухиддинзода // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2022. – Т. 22, № 4. – С. 42–51. DOI: 10.14529/engin220405

FOR CITATION

Abyzov A.A., Erpalov A.V., Muhiddinzoda K.Dzh. Simulation of dynamics and experimental studies of the characteristics of the system “vibration protection seat – industrial tractor operator”. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2022, vol. 22, no. 4, pp. 42–51. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin220405