

УДК 531.3: 629.027

НЕКОТОРЫЕ ФОРМЫ ДИНАМИЧЕСКИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ПОДХОДЫ

Елисеев С.В., Большаков Р.С., Логунов А.С.

ФБГОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения», Иркутск,
e-mail: eliseev_s@inbox.ru

Обсуждаются результаты эксперимента и численного моделирования в задаче оценки динамических свойств пневмомеханической виброзащитной системы человека-оператора транспортного средства. Показано, что устройства для преобразования движения в виде рычажных механизмов могут оказывать существенное влияние на эффективность защиты в области низких частот. Особенностью является наличие структурных подходов, позволяющих использовать для динамических расчетов математический аппарат теории автоматического управления. Показано, что динамические свойства определяются соответствующими передаточными функциями, что предопределяет достаточно хорошие результаты в области малых колебаний, и периодические воздействия, близкие к гармоническим. В числе элементов, включенных в расчетную схему, используются рычажные механизмы, которые приносят в динамические взаимодействия существенные коррективы, влияющие на передаточное отношение. Выбор параметров рычажного механизма обеспечивает возможности изменения частот собственных колебаний в широких пределах. Аналогичным образом интерпретируются свойства пневмомеханической системы, рассматриваемой в виде соединенных между собой упругих и демпфирующих элементов. Проведенные эксперименты подтверждают предположения, полученные в ходе теоретических разработок.

Ключевые слова: виброзащитные системы, пневматические устройства, устройства для преобразования движения

SOME FORMS OF DYNAMICAL INTERACTIONS IN PNEUMO-MECHANICAL SYSTEMS OF VIBRATION PROTECTION. EXPERIMENTAL APPROACHES

Eliseev S.V., Bolshakov R.S., Logunov A.S.

FBSEI HPE «Irkutsk State Transport University», Irkutsk, e-mail: eliseev_s@inbox.ru

Results of experiment and numerical modeling in task of estimation dynamical features of pneumo-mechanical vibroprotection system of human-operator of transport vehicle are discussed. It is shown that devices for motion transformation in form of lever mechanisms can rendered significant influence on efficiency of protection in range low frequencies. Feature is availability of structural approaches which allows to use for dynamical calculations mathematical apparatus of automation control theory. It is shown that dynamical features are defined of accordance matching transfer functions that predetermines enough well results in range of small oscillations and periodical impacts which is close to harmonical. Number of elements, which includes in calculated schemes, is used lever mechanisms which brings in dynamical interactions significant adjustments which on transfer ratio. Choice of parameters of lever mechanism provides possibilities of changes of frequencies of own oscillations in wide limits. Features of pneumo-mechanical systems, which is considered in form connecting between elastic and damping bodies, are interpreted similarly. Made experiments confirms assumption which gets in the theoretical developments.

Keywords: vibroprotection systems, pneumatical systems, devices for motion transformation

Пневмомеханические системы получили достаточно широкое распространение в вибрационной защите технических объектов, в частности для транспортных средств [1–3]. Вместе с тем при создании виброзащитных систем не в полной мере принимаются во внимание массоинерционные свойства механизмов преобразования движения, которые реализуются в комбинированных системах, что вызывает определенные сложности в оценке особенностей динамических взаимодействий элементов и эффективности решения задач. Некоторые результаты исследований в упомянутом направлении изложены в работах [4–6].

В предлагаемой статье представлены результаты моделирования и натурных экспериментов по оценке свойств пневмомеханических систем (ПВЗС) с учетом инер-

ционности механизмов преобразования движения.

I. Конструктивно-технические формы. Общие положения. Расчетные схемы. На рис. 1а,б представлены принципиальные схемы конструктивно-технических решений на основе использования упругих пневматических баллонов.

Пневматические виброзащитные системы (рис. 1а,б), по существу, представляют собой механические колебательные системы с одной степенью свободы. В частности, подвески на схемах на рис. 1а,б. содержат массо-инерционный элемент массой M , учитывающий параметры человека-оператора ($\approx 80 - 100$ кг) и массу подвижной части кресла или подвижной скобы (составляет ориентировочно 20 кг). Упругие свойства системы обеспечиваются двухкамер-

ным пневмобаллоном с жесткостью k_{np} . Рычажный механизм с передаточным отношением i обеспечивает преобразование колебаний объекта с массой M и приведенной жесткостью упругой системы $k_{np}i^2$ с учетом массы пневмобаллона и части массы

подвижной скобы – m . Расчетные схемы ПВЗС могут быть представлены колебательной системой, как показано на рис. 2, где динамическое взаимодействие формируется с применением рычажного механизма [7].

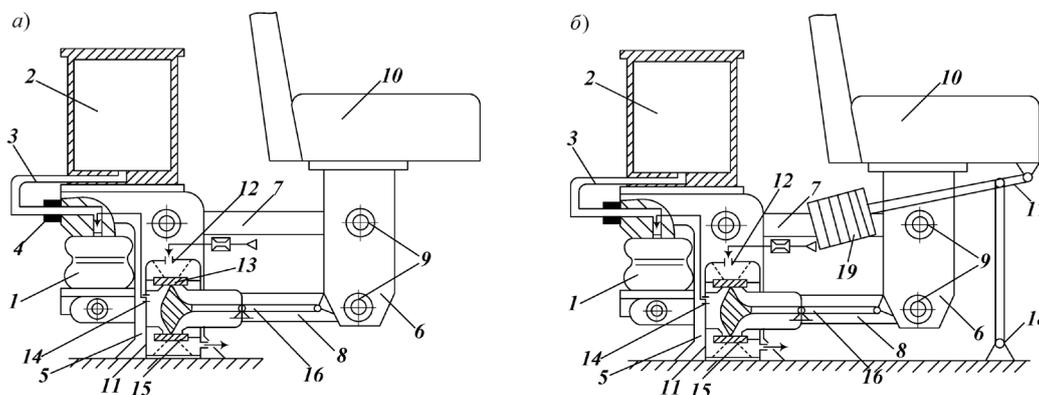


Рис. 1. Пневматические подвески сиденья машиниста: а – с межкамерным дросселем жиклерного типа; б – с дросселирующим устройством жиклерного типа, инерционным элементом и механизмом преобразования движения

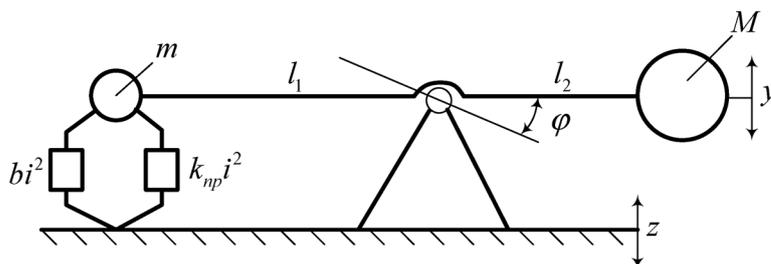


Рис. 2. Расчетная схема ПВЗС, выполненная в соответствии с рис. 1 а,б

Внешнее возмущение z является движением основания, то есть возмущение носит кинематический характер. Движение объекта описывается в абсолютно неподвижной системе координат y .

Силы сопротивления в колебательных процессах вынужденных колебаний, создаваемых кинематическим возмущением z (колебания основания), учитываются демпфером с коэффициентом вязкого трения b . При этом влияние рычажных связей определяется с учетом рычажных связей, преобразующих взаимодействия в системе при наличии точки вращения т. О. (рис. 2).

Если принять, что $k_{np} = \text{const}$, то частота собственных колебаний при предварительной оценке, то есть без учета демпфирования, определяется по формуле

$$\omega^2 = \frac{k_{np}i^2}{M}. \quad (1)$$

Ориентировочно значения частоты $\omega = 1$ Гц, $M = 100$ кг, найдем, принимая, что

$$k_{np}i^2 = \frac{M \cdot \omega^2}{2} = 100 \cdot (2\pi)^2 = 3800 \text{ кгс}^2/\text{м}$$

$$\text{или } k_{np}i^2 = 38000 \text{ Н/м.}$$

При $I = 0,33$, что соответствует реальным конструктивным параметрам, получим значение $k_{np} \approx 350000$ Н/м. Рычажный механизм с передаточным отношением i увеличивает усилие при передаче на пневмобаллон почти в 3 раза, что вызывает соответствующий деформации пневмобаллона.

Приведенная жесткость пневмобаллона, как было определено в эксперименте, формируется комплексом из соединений нескольких типовых звеньев, в частности, пружин k_1 и k_0 , а также звена одинарного дифференцирования или демпфера – b_0p

(рис. 3). Значение приведенной жесткости определяется формулой

$$k_{np}(p) = \frac{(k_0 + b_0 p)k_1}{k_0 + b_0 p + k_1}, \quad (2)$$

где b_0 – коэффициент рассеивания энергии в межкамерных перетеканиях воздуха; $p = j\omega$ – комплексная переменная (принимается в описаниях свойств демпфера в соответствии с [8]).

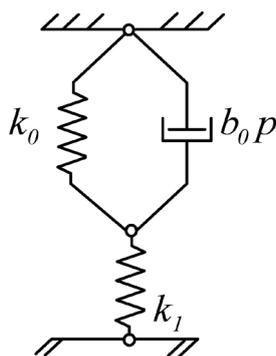


Рис. 3. Структура упругого блока как последовательного соединения элементов пневмобаллона

С учетом предельных значения приведенной жесткости k_1 и $\frac{k_1 k_0}{k_1 + k_0}$, определяемых выражением (2) при предварительном

анализе экспериментальных данных могут быть найдены в соотношении жесткостей в пропорциях 1:4 [3].

Отметим, что демпфирование в системе формируется, частью за счет взаимобмена при протекании воздуха между камерами, а также – за счет наличия в системе сил сопротивления, возникающих в сочленениях рычажных механизмов, а также за счет внутреннего конструктивного трения при деформациях оболочек пневмобаллона и др.

II. Особенности динамических свойств ПВЗС

При предварительном рассмотрении амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) пневматической ВЗС по схемам на рис. 1а,б можно отметить влияние сил внешнего и внутреннего демпфирования в системе. Последнее проявляется в ограничении амплитуд колебаний при резонансе. Как показывает детализированный анализ массо-инерционных свойств подвески, подвижная скоба, будучи рычажным механизмом (имеется неподвижная точка опоры между двумя точками приложения сил), взаимодействует с пневмобаллоном,

элементы которого приходят в движение. Масса приводимых в движение элементов, в том числе и массо-инерционные свойства самой скобы, могут быть учтены (для целей исследования) некоторой точечной массой m , сосредоточенной в месте контакта рычага с пневмобаллоном. Масса m зависит от габаритов подвижной скобы и размеров пневмобаллона и может находиться по предварительным оценкам в пределах 10 – 20 кг.

Передаточная функция системы может быть определена на основе расчетной схемы с учетом приемов, изложенных в [6,8].

$$W_1 = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{m(i + i^2)p^2 + b_0 i^2 p + k_{np} i^2}{(M + mi^2)p^2 + b_0 i^2 p + k_{np} i^2}. \quad (3)$$

В свою очередь, выражения для АЧХ запишется

$$A_1(\omega) = \frac{\sqrt{[k_{np} i^2 - m(i + i^2)\omega^2] + b_0^2 \omega^2}}{\sqrt{[k_{np} i^2 - (M + mi^2)\omega^2] + b_0^2 \omega^2}}. \quad (4)$$

Приближенную оценку значения коэффициента b_0 в выражении передаточной функции обобщенной пружины k_{np} можно дать, переходя к определению модуля или амплитудно-частотной характеристики приведенной пружины

$$|k_{np}| = \sqrt{\frac{(k_0 k_1)^2 + (k_1 b_0)^2 \omega^2}{(k_1 + k_0)^2 + (b_0 \omega)^2}}. \quad (5)$$

Полагая соотношения между параметрами упругих элементов: $k_1 = 3k_0$, получим

$$|k_{np}| = \sqrt{\frac{(3k_0^2)^2 + (3k_0 b_0)^2 \omega^2}{(4k_0)^2 + b_0^2 \omega^2}}. \quad (6)$$

Примем, что $|k_{np}| = ak_0$, тогда

$$a^2 k_0^2 (16k_0^2 + b_0^2 \omega^2) = 9k_0^4 + 9k_0^2 b_0^2 \omega^2, \quad (7)$$

откуда
$$b_0^2 = k_0^2 \frac{(16a^2 - 9)}{(9 - a^2)\omega^2}. \quad (8)$$

Для получения значения b_0 нужно также учесть, что b_0 также реализует свои свойства, с использованием рычажных связей. Поэтому необходимо дополнительно учесть значение передаточного отношения рычага i^2 . Величина b_0 , по физическому смыслу, определяет скорость перехода пневмобаллона от работы с жесткостью последовательного соединения рабочей и демпферной камер до работы с упругим элементом, жесткость которого определяется только объемом рабочей камеры. Размер дросселя

также определяет скорость рассматриваемого перехода. Чем больше диаметр дросселя, тем меньше b_0 .

III. Сравнительная оценка экспериментальных данных

1. Экспериментальные исследования ПВЗС с использованием пневматических

устройств проводились в диапазоне от 0,5 до 10 Гц при амплитуде входного воздействия 5 мм и исходных параметрах, приведенных в табл. 1. В табл. 2 приведены основные параметры испытанных ПВЗС, характеризующие их виброизолирующие свойства системы.

Таблица 1

Исходные параметры исследованных ПВЗС

Исходные параметры	Модель РКО	
	Первый вариант	Второй вариант
Вес виброизолируемого объекта (Q), Н	830	680
Начальное давление в системе (P_0), Па	$1,75 \cdot 10^5$	$0,825 \cdot 10^5$
Объем рабочей камеры (V_0), м ³	$3,9 \cdot 10^{-4}$	$7,3 \cdot 10^{-4}$
Объем демпферной камеры V_2 , м ³	$1,57 \cdot 10^{-3}$	$2,92 \cdot 10^{-3}$
Диаметр проходного сечения межкамерного дросселя $d \cdot 10^{-3}$, м	0; 1; 2; 3; 5; 7	0; 1; 2; 3; 5; 7

Таблица 2

Основные параметры, характеризующие виброизолирующие свойства ПВЗС

Наименование параметра, характеризующего виброизолирующие свойства	Модель РКО	Диаметр дроссельного отверстия, м					
		d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6
		0	$1 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$
Резонансная частота, Гц	И-08	4,1	3,2	3,3...2,6	2,3...2,4	2,0	2,0
	И-09	4,9	4,5	3,8	3,6	2,6	2,6
Абсолютный коэффициент передачи T_{zp} на резонансе	И-08	6,8	6,8	2,5	3,4	5,2	7,0
	И-09	4,7	4,8	5,1	2,8	3,1	5,6
Частота колебаний f'_c , с которой начинает проявляться эффект виброизоляции, Гц	И-08	5,8	5,0	4,3	3,8	2,8 2,9	2,8 2,9
	И-09	7,2	6,6	5,5	5,3	3,5	3,5

На основе экспериментальных данных рассчитана зависимость b_0 от диаметра дросселя.

Абсолютные коэффициенты передачи $A(\omega)$ испытанных вариантов пневмоподвески, определенные в третьооктавных полосах частот как отношение среднеквадратичных значений ускорений на подвижной скобе к среднеквадратичным значениям ускорений на полу кабины, приведены на рис. 4 (кривая 4 соответствует расчетным значениям). Отметим, что при хорошей сходимости результатов по частоте собственных колебаний, значительное расхождение наблюдается при оценке режима динамического гашения. При повышении частоты внешнего воздействия степень совпадения результатов повышается.

Анализируя АЧХ $\sigma(\omega)$ и $A(\omega)$, можно сделать вывод, что наилучшими виброизолирующими свойствами обладает пневмоподвеска с межкамерным дросселем $d_1 = 3 \cdot 10^{-3}$ м. Собственная частота колебаний подвески равна $\omega_{01} = 1,24$ Гц, в то время, как собственные частоты колебаний пневмоподвесок с диаметрами дросселей

$d_2 = 2 \cdot 10^{-3}$ м и $d_3 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м составляют, соответственно, $\omega_{02} = 1,4$ Гц и $\omega_{03} = 1,6$ Гц. Вследствие низкой собственной частоты пневмоподвески с $d_1 = 3 \cdot 10^{-3}$ м, виброизолирующий эффект на ней начинает проявляться с частот 1,8...1,9 Гц, что позволяет в диапазоне частот 2...4 Гц, наиболее опасном для человека-оператора, получить более низкие уровни ускорений, чем в других вариантах. Передаточная функция коэффициента передачи амплитуды колебаний имеет два подъема. Первый подъем $A(\omega)$ в диапазоне 1,24...1,6 Гц обусловлен собственной частотой соответствующего варианта пневмоподвески, а второй подъем $A(\omega)$ в диапазоне частот 3,5...6,5 – на собственной частоте колебаний человека-оператора. Пневмоподвеска с межкамерным дросселем $d_1 = 3 \cdot 10^{-3}$ м имеет достаточно большой коэффициент передачи на собственной частоте $A(\omega) = 3,16$, вследствие малого коэффициента относительного демпфирования b_0 , создаваемого межкамерным дросселем. Значение b , определенное для данного варианта по собственным затухающим колебаниям, соответствует $m = 0,15$.

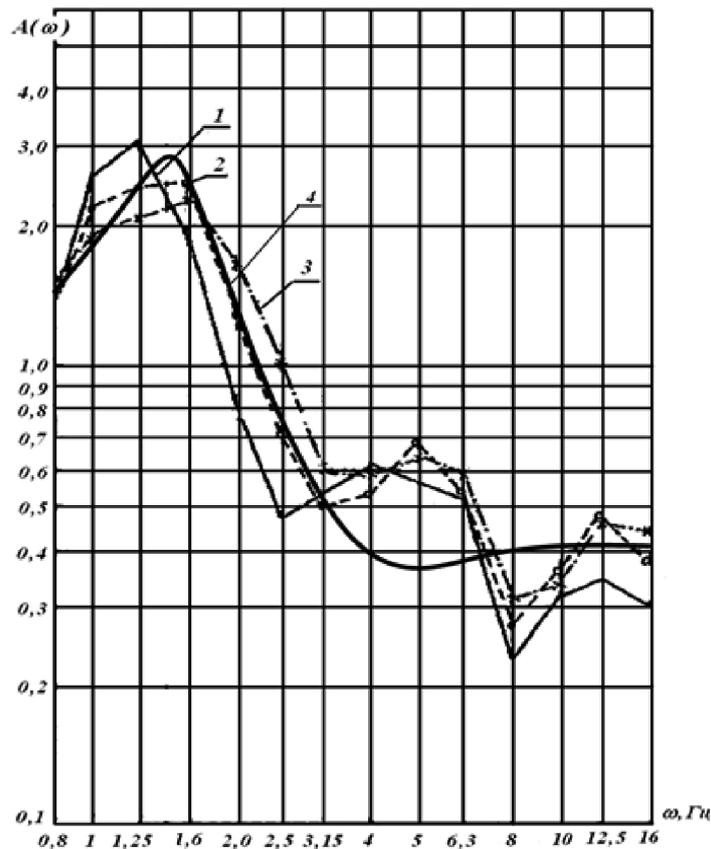


Рис. 4. Абсолютные коэффициенты передачи пневмоподвески с межкамерными дросселями, имеющими постоянное проходное сечение

На рис. 5 приведены средние для трех скоростей движения тепловоза значения $A_1(\omega)$, определенные соответственно для

пар «выход-вход»; подвижная скоба – основание кресла, собственная частота колебаний пневмоподвески равна 1,25 Гц.

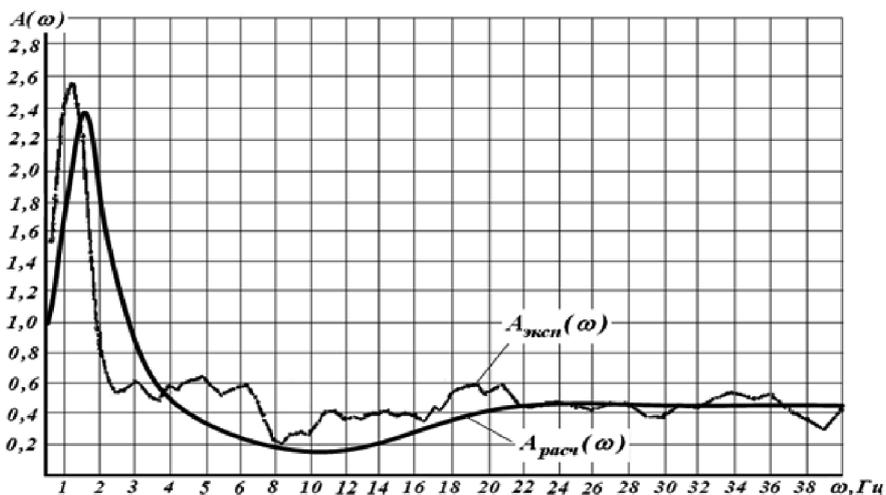


Рис. 5. Сопоставление результатов эксперимента и теоретических расчетов для системы пневматической подвески кресла оператора транспортных средств, представленной на рис. 1а,б

Анализ $A(\omega)$ показывает, что наибольший провал АЧХ на низких частотах обеспечивает пневмоподвеска с УПД с массой инерционного элемента $m = 9$ кг и $m = 12$ кг. Виброизолирующий эффект этих систем проявляется в диапазоне частот 1,0...4,5 Гц. Использование в пневмоподвеске с УПД межкамерного дросселя диаметром $d_2 = 2 \cdot 10^{-3}$ приводит к смещению всей передаточной функции $A(\omega)$ вправо по оси абсцисс примерно на 0,1...0,5 Гц и уменьшению амплитудного провала АЧХ от 0,35 до 0,4.

Обработка экспериментальных данных и сопоставление с результатами расчетов дают совпадение по частотам собственных колебаний погрешность 3-5%, частотам провалов и пиков АЧХ в пределах 5%, по максимумам АЧХ – погрешность расчетов 8-10%, по величинам провалов – 10-12%. Значения коэффициентов передачи амплитуды колебаний при заперии системы составляет 7-8%. Сопоставление результатов теоретических и экспериментальных данных, отражающих форму и разнообразие АЧХ в зависимости от влияния основных параметров, дают вполне удовлетворительное совпадение.

Заключение

1. Обработка экспериментальных данных подтверждает в целом достаточное совпадение математических моделей пневматических систем защиты человека-оператора и в качественном и в количественном аспектах.

2. Экспериментально подтверждены эффекты динамического гашения, проявляющиеся через провалы амплитудно-частотных характеристик, связанные с преобразованием движения, обеспеченного рычажными связями, а также «запиранием» системы при увеличении частот.

3. На основе экспериментальных данных можно утверждать, что увеличение приведенных масс и передаточных отношений может приводить к заперению систем в области высоких частот, в том числе с превышением коэффициентов передачи амплитуды колебаний больше 1, что предполагает математическая модель. Сходимость результатов теоретических расчетов

и экспериментальных данных по основным параметрам составляет в среднем 10-12%.

4. Системы ПВЗС, используемые на практике, в силу особенностей конструктивно-технического исполнения (механизмы параллелограммного типа и др.), содержат в своей структуре элементы преобразования движения, но их влияние на фоне других факторов выступает не очень заметным образом, поскольку в рычажных механизмах передаточное отношение < 1 .

При введении специальных устройств для преобразования движения (рычажные механизмы, винтовые, зубчатые и др.) передаточное отношение которых более единицы, необходимо учитывать, что приведенная масса может принимать большие значения, в частности, превосходить массу объекта защиты, что подтверждается соответствующими АЧХ, как в области низких частот, так и в области высоких частот.

Список литературы

1. Аверьянов, Г.С. Динамика колебательной системы с управляемыми виброзащитными устройствами [Текст] / Г.С. Аверьянов, А.В. Зубарев, Р.Н. Хамитов // Вестник машиностроения. – 2008. – № 6. – С.27-30.
2. Андрейчиков, А.В. Разработка пневматических систем виброизоляции сиденья машиниста локомотива с использованием автоматизированных методов поискового конструирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.01 / Андрейчиков Александр Валентинович. – Брянск, 1984. – 295 с.
3. Елисеев, С.В. Динамический синтез в задачах построения систем защиты человека-оператора транспортных средств от вибраций и ударов [Текст] / С.В. Елисеев, А.П. Хоменко, А.С. Логунов / Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2009. – № 4(24) – С. 64-74.
4. Ривин Е.И. Демпферы и гасители колебаний для станков / Е.И. Ривин, О.В. Лапин. – Иркутск, 1986. – 118 с.
5. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. – СПб.: Политехника. 2013. – 363 с.
6. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Ермошенко Ю.В. Системный анализ и математическое моделирование в мехатронике виброзащитных систем. – Иркутск: ИрГУПС. 2012. – 288 с.
7. Елисеев, С.В. Рычажные связи в динамических взаимодействиях механических колебательных систем с двумя степенями свободы [Текст] / С.В. Елисеев, Ю.В. Ермошенко, Р.С. Большаков / Известия Юго-Западного государственного университета. – 2012. – № 1-2 – С. 6-12.
8. Елисеев С.В., Резник Ю.И., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск: ИГУ. 2008. – 523 с.