

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГИДРОПНЕВМОПРУЖИНЫ С ИНЕРЦИОННЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ДВИЖЕНИЯ

Ю. А. Бурьян¹, Д. О. Бабичев², М. В. Силков¹, В. Н. Бельков¹, И. Н. Квасов¹

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²Федеральный научно-производственный центр «Прогресс»,
Россия, 644018, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4

Исследование относится к важному направлению прикладной механики — теории виброизоляции виброактивных объектов. Предложена простая и надежная конструкция и рассмотрены вопросы математического моделирования гидропневмоопоры с резинокордной оболочкой, заполненной жидкостью, внутри которой находится гидравлический инерционный преобразователь движения. Получена математическая модель подвески, позволяющая выбрать параметры для уменьшения коэффициента передачи силы на основе в определенном диапазоне частот.

Ключевые слова: виброизоляция, резинокордная оболочка, пневмопружина, инерционный преобразователь движения.

Введение

Эффективность виброизоляции различных виброактивных объектов: двигателей, насосов, компрессоров, трубопроводов и т.д. можно увеличить в определенном диапазоне частот настройки, если вместе с основными пружинами использовать инерционный преобразователь движения механический или гидравлический. Методы расчёта и результаты экспериментальных работ по опорам с гидравлическими инерционными преобразователями движения, или по терминологии [1] гидравлическими инерционными трансформаторами (ГИТ) изложены в работах института машиноведения им. Благонравова [1–4]. Вопросы совместного использования ГИТ и пневмопружины на базе стандартных резинокордных оболочек (РКО) рассмотрены в работах [5–7].

Постановка задачи

Недостатком предложенных конструкций является то, что ГИТ в РКО, заполненной жидкостью, является отдельным элементом подвески, не обладающим упругими свойствами, и пружина устанавливается в подвеске параллельно ГИТ [6]. Если устанавливать их последовательно или совместить ГИТ и пневмопружину в одной конструкции [3–5], то возрастает ее сложность и снижается надежность работы. В данной работе рассматривается более простая по конструкции опора, где ГИТ совмещен с пневмопружиной в одном корпусе, составлена ее математическая модель и по ней проведена оценка эффективности виброизоляции предложенной опоры.

Конструкция опоры показана на рис.1. Она включает в себя РКО 1 модели И-08 [8] и соединенную с ней дополнительную замкнутую камеру постоянного объема 2. В перегородке между объемами РКО и камеры 2 выполнены несколько капиллярных каналов 3 (их диаметр много меньше их длины), являющихся основными элементами ГИТ.

Весь объем РКО и часть объема камеры 2 заполнены жидкостью, а оставшаяся часть 4 заполнена воздухом с необходимым избыточным давлением, определяемым необходимой высотой РКО под действием веса виброизолируемого объекта. Воздух и жидкость разделены гибкой мембраной 5.

При колебаниях виброизолируемой массы m , расположенной на опоре, жидкость перетекает из верхнего объема в нижний и обратно через капиллярные каналы в перегородке, изменяя при этом объем и давление воздуха над ней. Так как скорость жидкости в капиллярных каналах много больше, чем скорость движения виброизолируемого объекта, то приведенная масса жидкости в каналах будет большой. Динамический эффект от действия инерционной силы этой приведенной массы будет уменьшать передачу вибрационного усилия на основе в определенном диапазоне частот настройки такой опоры с ГИТ [1–7].

В данной конструкции, в отличие от предложенных ранее [3–5], воздушный объем расположен

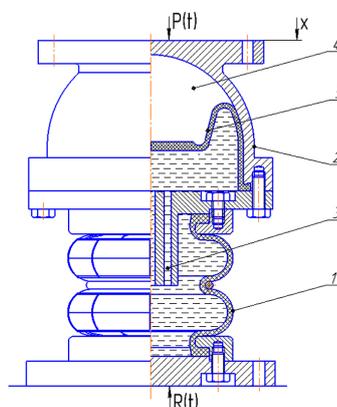


Рис. 1. Схема опоры с гидропневмопружиной и инерционным преобразователем движения
Fig. 1. Circuit of mount with hydro pneumatic spring with inertial motion converter

над жидкостным, что улучшает движение жидкости через ГИТ на ходе отбоя. Кроме того, камеру постоянного объема 2 можно выполнить как часть стандартного гидропневмоаккумулятора.

Теория

Для оценки эффекта виброизоляции составим математическую модель подвески. В качестве допущений примем, что сила вибровозбуждения P_B гармоническая, приложена вертикально и проходит через центр масс виброизолируемого объекта, а опоры расположены симметрично центру масс. Тогда угловыми колебаниями массы m можно пренебречь и считать движение системы поступательным в вертикальной плоскости. Жидкость будем считать несжимаемой.

Дифференциальное уравнение движения массы m тогда примет вид

$$(m + km_{пр})\ddot{x} = -kP_{уп} - kP_{соп} + mg + kP_{ат} + P_B, \quad (1)$$

где $m_{пр}$ — приведённая масса от движения жидкости в капиллярных каналах перегородки; $P_{уп}$ — сила упругости при деформации РКО, обусловленная изменением объёма воздуха в камере 2 одной опоры; $P_{соп}$ — сила сопротивления движению массы, создаваемая одной опорой; $P_{ат}$ — сила от атмосферного давления, уравниваемая внутренним давлением в объёме воздуха одной опоры; k — число опор в подвеске.

Для определения приведённой массы необходимо выразить скорость движения жидкости в капиллярном канале \dot{y} через скорость движения массы $m - \dot{x}$, приравняв расходы жидкости

$$\dot{y} = \left(\frac{F_{II}(x)}{zF_0} \right) \dot{x}, \quad (2)$$

где $F_{II}(x)$ — площадь поршневого действия ГИТ, для данной схемы равная эффективной площади РКО, которая в общем случае является функцией координаты x , $F_{II} = dV_{пр} / dx(x)$, где $V_{пр}$ — объём РКО; F_0 , z — площадь сечения одного канала и число этих каналов в ГИТ.

Тогда, приравняв кинетические энергии для массы жидкости в канале $m_{ж.к.}$ и для приведённой массы и учитывая (2), получим

$$m_{пр} = m_{ж.к.} z \left(\frac{F_{II}(x)}{zF_0} \right)^2 = \rho_{ж} l_0 F_{II}^2(x) (zF_0)^{-1}, \quad (3)$$

где l_0 — длина канала; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости.

Сила упругости при деформации РКО, обусловленная изменением объёма воздуха в камере 2 одной опоры, —

$$P_{уп} = (p_0 + p_A) \left(\frac{V_0}{V_0 - \int_x F_{II}(x) dx} \right)^n F_{II}(x), \quad (4)$$

где p_0 , p_A — избыточное и атмосферное давление в объёме воздуха в положении равновесия; V_0 — объём сжатого воздуха в камере 2 в одной опоре в положении равновесия; $n = 1,4$ — коэффициент адиабаты.

Сила сопротивления движению массы создаётся в основном за счёт дросселирования жидкости при перетекании её по капиллярным каналам. Потеря-

ми при внутреннем трении в резине РКО пренебрегаем. $P_{соп} = b\dot{x}$.

Коэффициент сопротивления b при этом можно определить, используя формулу Пуазейля [9] для расхода жидкости через капиллярный канал:

$$q = \frac{\pi d_0^4 \Delta p}{128 \mu l_0}, \quad (5)$$

где Δp — перепад давления на концах канала; d_0 — диаметр канала; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости.

Учитывая, что при движении массы m через каналы перетекает расход, определяемый выражением

$$Q = qz = F_{II}(x)\dot{x}, \quad (6)$$

подставим (5) в (6), выразим из полученного выражения Δp и учтём, что $P_{соп} = \Delta p F_{II}$. Тогда для коэффициента сопротивления получим

$$b = 8\pi \mu l_0 z^{-1} \left(\frac{F_{II}(x)}{F_0} \right)^2. \quad (7)$$

Сила от атмосферного давления для данной схемы $P_{ат} = p_A F_{II}(x)$, где p_A — атмосферное давление.

В работе [10] экспериментально получен график зависимости эффективной площади РКО И-08 от ее деформации. Воспользовавшись им и проведя с помощью программы MATLAB интерполяцию этого графика полиномом, получим следующее выражение $F_{II}(x)$:

$$F_{II}(x) = F_{II0} \left(1 + \frac{k_1}{F_{II0}} x + \frac{k_2}{F_{II0}} x^2 \right), \quad (8)$$

где $F_{II0} = 0,0044 \text{ м}^2$ — эффективная площадь РКО при $x = 0$; $k_1 = 0,075 \text{ м}$; $k_2 = 0,33$.

Учитывая полученные выражения (3), (4), (7) и (8), уравнение (1) можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} & (m + k\rho_{ж} l_0 F_{II}^2(x) (zF_0)^{-1}) \ddot{x} + 8k\pi \mu l_0 z^{-1} \left(\frac{F_{II}(x)}{F_0} \right)^2 \dot{x} + \\ & + k(p_0 + p_A) \times \left(\frac{V_0}{V_0 - \int_x F_{II}(x) dx} \right)^n F_{II}(x) - \\ & - k p_A F_{II}(x) - mg = P_{B0} \sin \omega t, \end{aligned} \quad (9)$$

при $-0,04 \text{ м} \leq x \leq 0,04 \text{ м}$.

Полученное дифференциальное уравнение является нелинейным и может быть решено только численно. Для нахождения динамической составляющей реакции основания $R(t)$ применим к рассматриваемой системе теорему о движении центра масс, записанную в проекциях на ось x ,

$$m\ddot{x} - km_{ж.к.} a_{ж.к.} = P_{B0} \sin \omega t - R(t), \quad (10)$$

где $m_{ж.к.}$, $a_{ж.к.}$ — масса жидкости в каналах ГИТ и её ускорение при движении в канале.

$$m_{ж.к.} = \rho_{ж} l_0 F_0 z; \quad a_{ж.к.} = \frac{F_{II}(x)}{zF_0} \ddot{x}. \quad (11)$$

С учётом выражений (11) динамическую реакцию основания можно выразить из (10) в следующем виде:

$$R(t) = P_{B0} \sin \omega t - (m - k p_{ж} \ell_0 F_{II}(x)) \ddot{x}. \quad (12)$$

Таким образом, в результате сложения этих колебаний получаются результирующие установившиеся колебания с частотой ω , амплитуда которых зависит от сочетания всех параметров в выражении (12). Большое значение здесь играет фазовый сдвиг между $P_B(t)$ и $\ddot{x}(t)$. При определённом соотношении параметров на некоторой частоте ω_H (частота настройки) будет наблюдаться локальный минимум амплитуды R_0 — реакции основания. Это объясняется компенсацией сил инерции масс m , $m_{жк}$ и силы вибровозбуждения объекта $P_{B0} \sin \omega t$.

Для количественной оценки этого эффекта, а значит, эффективности виброизоляции, можно разделить выражение (12) на P_{B0} и тем самым получить выражение для изменения во времени безразмерной реакции основания. Амплитуда колебаний этой безразмерной реакции эквивалентна значению коэффициента передачи $K_{II} = R_0 / P_{B0}$ на данной частоте.

Результаты экспериментов и их обсуждение

В качестве расчётного примера возьмём опору со следующими значениями основных параметров: $P_0 = 30$ Н; $m = 35$ кг; $k = 1$; $V_0 = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м³; $p_0 = 78$ кПа; $F_0 = 0,5$ см²; $l = 6$ см; $z = 7$; $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³; $\mu = 1$ мПа·с. В этом случае вблизи положения равновесия системы приведённая масса $m_{пр0} = 3,3$ кг, а коэффициент сопротивления $b_0 = 6,7$ Нс/м. Расчётная частота собственных колебаний системы вблизи положения равновесия

$$\nu_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{m + m_{пр0}}}, \quad (13)$$

где $c_0 = \frac{n(p_0 + p_A)F_{II0}^2}{V_0} + p_0 k_1$ — жёсткость опоры

вблизи положения равновесия.

Расчётная частота настройки, соответствующая минимуму коэффициента передачи K_{II} определяется выражением [1, 5]

$$\nu_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{m_{пр}}}. \quad (14)$$

В рассматриваемом случае $\nu_0 = 2,8$ Гц, $\nu_H = 9,5$ Гц.

Расчёты по полученной математической модели проведены на ЭВМ с использованием программы Simulink (Matlab). При этом решалась система уравнений (9) и (12) с определением коэффициента передачи, как отношения амплитуд сил реакции основания и вибровозбуждающей на различных частотах. Результаты расчетов приведены на рис. 2 и рис. 3. Расчеты показали, что использование ГИТ за счёт приведённой массы из-за движущейся в каналах с большой скоростью жидкости, во-первых, смещает резонансную частоту в область более низких частот, а кроме того, за счёт демпфирования в каналах ГИТ позволяет проходить область резонанса с небольшими амплитудами колебаний виброизолируемого объекта. Во-вторых, что более важно, даёт возможность вблизи частоты настройки существенно уменьшить значение коэффициента передачи K_{II} . Последнее более наглядно видно

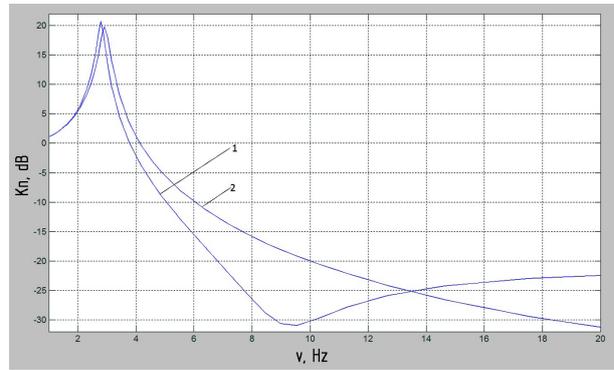


Рис. 2. Графики изменения коэффициента передачи силы на основание:

- 1 — для случая опоры с ГИТ; 2 — для случая такой же пневмоопоры, но без ГИТ, а с гидравлическим амортизатором в зависимости от частоты вибровозбуждающей силы
Fig. 2. Graphs of change in coefficient of force transfer to base, depending on frequency of vibration excitation force
1 — for case of mount with hydraulic inertia transformers; 2 — for case of same pneumatic mount, but without hydraulic inertia transformers, but with hydraulic shock absorber

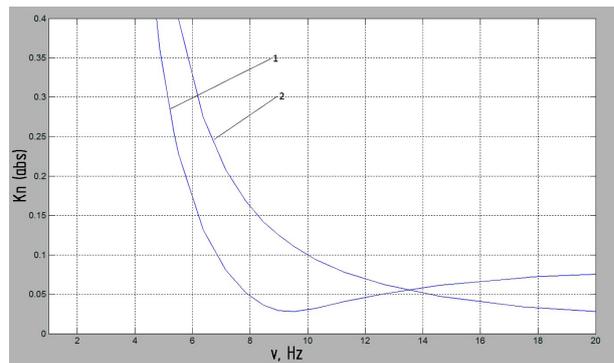


Рис. 3. График изменения коэффициента передачи силы на основание K_{II} в зависимости от частоты в диапазоне изменения K_{II} от 0 до 0,4:

- 1 — для случая опоры с ГИТ; 2 — для случая такой же пневмоопоры, но без ГИТ, а с гидравлическим амортизатором
Fig. 3. Graphs of change in coefficient of force transfer to base, depending on frequency but with hydraulic shock absorber in range K_{II} from 0 to 0,4
1 — for case of mount with hydraulic inertia transformers; 2 — for case of same pneumatic mount, but without hydraulic inertia transformers

на рис. 3, где в увеличенном виде представлена область в диапазоне изменения K_{II} от 0 до 0,4. Проведено сравнение опоры с ГИТ и такой же пневмоопоры без него, но с гидравлическим амортизатором, обеспечивающим примерно одинаковые значения амплитуды колебаний при прохождении резонанса, а значит, примерно равное демпфирование.

Значение K_{II} на частоте настройки $\nu_H = 9,5$ Гц уменьшается в 4 раза от 0,13 с опорой без ГИТ до 0,03 с опорой, в конструкции которой имеется ГИТ. Кроме того, в диапазоне частот от 6 Гц до 12 Гц значение K_{II} значительно меньше варианта опоры без ГИТ, но с гидравлическим амортизатором, обеспечивающим примерно одинаковое демпфирование при прохождении резонанса.

Выводы и заключение

Таким образом, использование ГИТ в опоре позволяет улучшить виброизоляцию объекта в достаточно широком диапазоне частот. Кроме того, изменяя параметры ГИТ и самой опоры, в частности её пневматической части, можно изменять частоту настройки, а вместе с ней и диапазон частот эффективного снижения значения K_{Γ} . Предложенная математическая модель и программа расчётов позволяют это делать на стадии проектирования виброизолирующей подвески объекта.

Список источников

1. Гордеев Б. А. [и др.]. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. М.: Физматлит, 2004. 176 с. ISBN 978-5-9221-0561-3.
2. Мугин О. О., Синёв А. А. Экспериментальные исследования виброизолятора с преобразованием движения инерционных элементов // Вестник научно-технического развития. 2012. № 4 (56). С. 24–31.
3. Гордеев Б. А., Гордеев А. Б., Тумаков С. Ф. [и др.]. Применение газогидравлических виброопор для снижения уровня шума и вибрации машин // Прикладная механика и технология машиностроения: сб. науч. тр. Н. Новгород: Изд-во общества «Интелсервис». 2006. № 1 (9). С. 140–149.
4. Брысин А. Н. Повышение эффективности виброзащитных устройств за счет введения инерционно-преобразовательных блоков: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2008. 23 с.
5. Бурьян Ю. А., Поляков С. Н., Силков М. В., Бабичев Д. О. Пневмоизолятор с инерционным преобразователем движения // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 16–19.
6. Бурьян Ю. А., Силков М. В., Бабичев Д. О. Оценка эффективности виброизоляции объектов при использовании в их опорах пневмопружины на базе резинокордных оболочек параллельно с гидравлическим инерционным преобразователем // Омский научный вестник. 2016. № 3 (147). С. 14–17.
7. Бурьян Ю. А., Иванов А. А., Силков М. В., Бабичев Д. О. Гидропневмоизолятор с переменной приведённой массой в инерционном преобразователе движения // Омский научный вестник. 2016. № 6 (150). С. 12–15.
8. Пневмоэлементы с резинокордной оболочкой. URL: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group5> (дата обращения: 18.01.2017).

9. Лойцянский А. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. В 2 т. М.: Наука, 1983. Т. 2. 640 с.

10. Виноградов Б. В. Гидропневмобаллонная упруговязкая система // Вибрации в технике и технологиях. 2011. № 1 (61). С. 15–19.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

БАБИЧЕВ Денис Олегович, инженер-конструктор 1-й категории Федерального научно-производственного центра «Прогресс».

Адрес для переписки: lab120@progress-omsk.ru

СИЛКОВ Михаил Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

Адрес для переписки: silkovmv@mail.ru

БЕЛЬКОВ Валентин Николаевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Машиноведение» ОмГТУ.

Адрес для переписки: valentin-belkov@yandex.ru

КВАСОВ Игорь Николаевич, кандидат экономических наук, доцент (Россия), декан факультета транспорта, нефти и газа ОмГТУ.

Адрес для переписки: ftng@omgtu.ru

Для цитирования

Бурьян Ю. А., Бабичев Д. О., Силков М. В., Бельков В. Н., Квасов И. Н. Оценка эффективности виброизоляции при использовании гидропневмопружины с инерционным преобразователем движения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 1. С. 35–39.

Статья поступила в редакцию 29.06.2017 г.

© Ю. А. Бурьян, Д. О. Бабичев, М. В. Силков, В. Н. Бельков, И. Н. Квасов

EVALUATING EFFECTIVENESS OF VIBRATION ISOLATION USING HYDRO PNEUMATIC SPRING WITH INERTIAL MOTION CONVERTER

Yu. A. Burian¹, D. O. Babichev², M. V. Silkov¹, V. N. Belkov¹, I. N. Kvasov¹

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²Federal Research and Production Center «Progress»,
Russia, Omsk, 5 Kordnaya St., 4, 644018

The study refers to the important area of applied mechanics – the theory of vibration isolation of vibration-active objects. Simple and reliable design is offered and questions of mathematical modeling of hydro-pneumatic mounting base with rubber-coated casing that is filled with liquid. Hydraulic inertial motion converter is mounted inside the casing. The mathematical model of the suspension, allowing you to select options to reduce the power transmission gain on the ground in a certain frequency range is obtained.

Keywords: vibration isolation, rubber-coated casing, pneumatic spring, inertial motion converter.

References

1. Gordeyev B. A. [at al.]. Sistemy vibrozashchity s ispol'zovaniyem inertsionnosti i dissipatsii reologicheskikh sred [Vibration protection systems using inertia and dissipation of rheological environments]. Moscow: Fizmatlit Publ., 2004. 176 p. ISBN 978-5-9221-0561-3. (In Russ.).
2. Mugin O. O., Sinev A. A. Eksperimental'nyye issledovaniya vibrozolyatora s preobrazovaniyem dvizheniya inertsionnykh elementov [Experimental studies of a vibration isolator with the transformation of motion of inertial elements] // Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya. *Bulletin of Scientific and Technical Development*. 2012. No. 4 (56). P. 24–31. (In Russ.).
3. Gordeev B. A., Gordeev A. B., Tumakov S. F. [at al.]. Primenenie gazogidravlicheskih vibroopor dlya snizheniya urovney shuma i vibratsii mashin [Application of gas-hydraulic vibro-supports to reduce noise levels and vibration of machines] // Prikladnaya mekhanika i tekhnologiya mashinostroyeniya. *Applied mechanics and engineering technology*. N. Novgorod: IntelService Publ., 2006. No. 1 (9). P. 140–149. (In Russ.).
4. Brysin A. N. Povysheniye effektivnosti vibrozashchitnykh ustroystv za schet vvedeniya inertsionno preobrazovatel'nykh blokov [Increasing the effectiveness of vibration protection devices by introducing Inertia-converter blocks]. Moscow, 2008. 23 p. (In Russ.).
5. Burian Yu. A., Polyakov S. N., Silkov M. V. [at al.]. Pnevmoizolyator s inertsionnym preobrazovatelem dvizheniya [Hydropneumatic accumulator with inertial motion converter] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2015. No. 3 (143). P. 16–19. (In Russ.).
6. Burian Yu. A., Silkov M. V., Babichev D. O. Otsenka effektivnosti vibrozolyatsii ob'yektov pri ispol'zovanii v ikh oporakh pnevmopruzhin na baze rezinokordnykh obolochek parallel'no s gidravlicheskim inertsionnym preobrazovatelem [Evaluating effectiveness of vibration isolation objects using their supports pneumosprings based rubber-cord shells with parallel hydraulic inertia motion transformer] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2016. No. 3 (147). P. 14–17. (In Russ.).
7. Burian Yu. A., Ivanov A. A., Silkov M. V., Babichev D. O. Gidropnevmoizolyator s peremennoy privedennoy massoy v inertsionnom preobrazovatele dvizheniya [Hydropneumatic isolator with variable mass inside inertial motion converter] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2016. No. 6 (150). P. 7–12. (In Russ.).
8. Pnevmoelementy s rezinokordnoy obolochkoy [Pneumatic elements with rubber-cord shell]. URL: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group5> (accessed 18.01.2017). (In Russ.).
9. Loitsyanskiy A. G., Lur'ye A. I. Kurs teoreticheskoy mekhaniki: 2 Vol. Vol. 2 [Course of theoretical mechanics: 2 Vol. Vol. 2]. Moscow: Nauka Publ., 1983. 640 p. (In Russ.).
10. Vinogradov B. V. Gidropnevmoizolyatornaya uprugoviyazkaya sistema [Hydropneumatic gallbladder elastic system] // Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh. *Vibrations in Engineering and Technology*. 2011. No. 1 (61). P. 15–19. (In Russ.).

BURIAN Yuriy Andreevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Foundations of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

Address for correspondence: burian@omgtu.ru

BABICHEV Denis Olegovich, Engineer-designer, Federal Research and Production Center «Progress», Omsk.

Address for correspondence: lab120@progress-omsk.ru
SILKOV Mikhail Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Foundations of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, OmSTU, Omsk.

Address for correspondence: silkovmv@mail.ru

BELKOV Valentin Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Machine Science Department, OmSTU, Omsk.

Address for correspondence: valentin-belkov@yandex.ru
KVASOV Igor Nikolayevich, Candidate of Economic Sciences, Dean of Transport, Oil and Gas Faculty, OmSTU, Omsk.

Address for correspondence: ftng@omgtu.ru

For citations

Burian Yu. A., Babichev D. A., Silkov M. V., Belkov V. N., Kvasov I. N. Evaluating effectiveness of vibration isolation using hydro pneumatic spring with inertial motion converter // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 1. P. 35–39.

Received 29 June 2017.

© Yu. A. Burian, D. A. Babichev, M. V. Silkov, V. N. Belkov, I. N. Kvasov