

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЕЛАКСАЦИОННОЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ

MATHEMATICAL MODEL OF A PNEUMATIC RELAXATION OF SEAT SUSPENSION WITH ENERGY RECUPERATION

М.В. ЛЯШЕНКО, д.т.н.
В.В. ШЕХОВЦОВ, д.т.н.
А.И. ИСКАЛИЕВ

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия, tslmv@vstu.ru

M.V. LYASHENKO, DSc in Engineering
V.V. SHEKHOVTSOV, DSc in Engineering
A.I. ISKALIEV

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia, tslmv@vstu.ru

В работе предложен механизм и алгоритм управления одноопорной пневматической релаксационной системой поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний применительно к штатному сиденью оператора тягово-транспортного средства фирмы Sibeko. Выполнены экспериментальные исследования статической характеристики пневматической подвески штатного сиденья с нелинейной упругодемпфирующей характеристикой. Создана математическая модель пневматической релаксационной подвески сиденья с двумя дополнительными объемами воздуха, между которыми установлен пневмодвигатель – рекуператор, приводящийся в действие за счет перетекания воздуха из одного дополнительного объема в другой. В результате расчетных исследований с помощью блока-инструмента XY Graph Simulink MatLAB получена рабочая упругодемпфирующая характеристика моделируемой системы поддрессоривания. Математическая модель, созданная с учетом основных положений теоретической механики и газовой динамики, реализует концепцию управления одноопорной системой поддрессоривания с нелинейной упругодемпфирующей характеристикой и поглощением энергии колебаний в конце ходов сжатия и отбоя при изменении направления движения поддрессоренной массы. Подтверждена работоспособность механизма и способа управления одноопорной системой поддрессоривания, реализующей необходимую характеристику. Расчетные исследования проведены в программном комплексе Simulink MatLAB. Для предварительной оценки виброзащитных свойств сиденья были построены амплитудно-частотные характеристики коэффициентов передачи штатной и предложенной подвесок. Выполненный сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик выявил заметное улучшение виброзащиты пневматической релаксационной системы поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний по сравнению со штатной как в области резонансных возмущений, так и в зарезонансной области. По результатам анализа выделены основные направления дальнейшего совершенствования виброзащитных свойств предложенной системы поддрессоривания.

Ключевые слова: подвеска сиденья, упругодемпфирующая характеристика, математическая модель, пневматический упругий элемент, рабочая камера, дополнительный объем, давление воздуха, пневмодвигатель,

Simulink MatLAB, амплитудно-частотная характеристика.

The paper proposes a mechanism and an algorithm for controlling a single-bearing pneumatic relaxation suspension system with energy recovery of oscillations applied to the standard seat of operator of Sibeko traction vehicle. Experimental studies of the static characteristic of a pneumatic suspension of a standard seat with a nonlinear elastic-damping characteristic have been performed. A mathematical model of a pneumatic relaxation seat suspension with two additional volumes of air is created, between which is installed an air motor – recuperator, which is activated by the flow of air from one additional volume to another. As a result of computational studies using the XY Graph Simulink MatLAB block-tool, the working elastic-damping characteristic of the simulated suspension system was obtained. The mathematical model, created taking into account the main provisions of theoretical mechanics and gas dynamics, realizes the concept of control of a single-bearing suspension system with a non-linear elastic-damping characteristic and absorption of vibrational energy at the end of compression and rebound strokes with a change in the direction of movement of the sprung mass. Calculation studies were carried out in the Simulink MatLAB software package. The working capacity of the mechanism and method of control of a single-bearing suspension system, realizing the necessary characteristic, has been confirmed. For the preliminary evaluation of the vibration-protective properties of the seat, amplitude-frequency characteristics of the transmission coefficients of the nominal and proposed suspensions were constructed. The performed comparative analysis of the amplitude-frequency characteristics revealed a noticeable improvement in the vibration protection of the pneumatic relaxation system of suspension with energy recovery of oscillations in comparison with the nominal one both in the region of resonant disturbances and in the resonant region. Based on the results of the analysis, the main directions for further improving the vibroprotective properties of the proposed suspension system are outlined.

Keywords: seat suspension, elastic-damping characteristic, mathematical model, pneumatic elastic element, working chamber, additional volume, air pressure, pneumatic engine, Simulink MatLAB, amplitude-frequency characteristic.

Введение

Современные тенденции развития наземных транспортных средств, такие как повышение удельной мощности и рабочих скоростей, требуют соответствующего повышения функциональных качеств их систем поддрессоривания для обеспечения необходимой плавности хода при выполнении технологических операций и эффективной защиты оператора от вредного влияния низкочастотных колебаний, вибраций и шума.

В настоящее время наиболее эффективными считаются подвески сиденья оператора с нелинейными характеристиками. Например, подвески с пневматическим упругим элементом, широко применяемые на современных тракторах [7, 8]. Наличие в них штатного нерегулируемого амортизатора позволяет обеспечить необходимое гашение колебаний в резонансной зоне, однако ухудшает виброзащищенность в зарезонансной области [2, 3]. Существуют различные по эффективности варианты решения данной проблемы, включая использование активных подвесок [5, 9], систем «перескока» [4] и т.д. Но наиболее предпочтительной, по результатам проведенного анализа [2], является саморегулируемая система поддрессоривания с полуактивным управлением, не требующая внешних источников энергии и эффективно работающая во всем частотном диапазоне воздействий. В работе рассмотрена предложенная управляемая пневматическая релаксационная система поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний применительно к подвеске сиденья водителя-оператора, выпускаемой фирмой Sibeko [6].

Цель исследования

Целью исследований было определение возможностей улучшения виброзащитных свойств одноопорной системы поддрессоривания за счет применения пневматической релаксационной подвески с рекуперацией энергии колебаний.

Объект исследования

Широко применяемое в автомобиле- и тракторостроении сиденье фирмы Sibeko [6], имеющее пневматическую подвеску (рис. 1) с автоматической регулировкой статического положения.

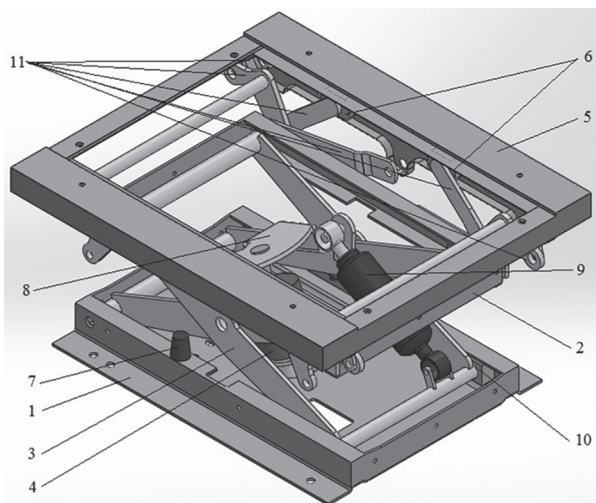


Рис. 1. Система поддрессоривания сиденья Sibeko:

1 – основание; 2 – средняя рама; 3 – система рычагов по типу «ножницы»; 4 – пневматический упругий элемент; 5 – верхняя рама; 6 – ползун механизма регулировки положения подушки сиденья; 7 – ограничитель хода; 8 – кронштейн; 9 – амортизатор; 10 – ползун направляющего механизма; 11 – система рычагов механизма регулировки положения подушки сиденья

В результате проведения натурных экспериментов получена упругодемпфирующая характеристика штатной подвески сиденья Sibeko [1] (рис. 2).

Анализ характеристики показал, что значительная площадь петли гистерезиса свидетельствует о наличии в механизме подвески и, главным образом, в гидравлическом амортизаторе существенных по величине сил сухого трения, что негативно сказывается на виброзащищенности сиденья при воздействии возбуждениями высокой частоты [3].

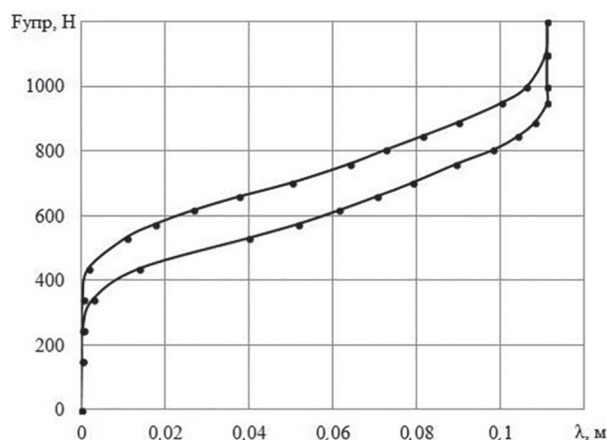


Рис. 2. Упругодемпфирующая статическая характеристика штатной подвески сиденья Sibeko

Материалы и методы

Согласно предложенной концепции, поглощение энергии должно происходить преимущественно на участках в конце ходов сжатия и отбоя при изменении знака скорости деформации подвески. Авторами были предложены схема и способ управления механизмом одноопорной подвески, которые позволяют реализовать релаксационную характеристику, удовлетворяющую требованиям предложенной концепции (рис. 3).

Демпфирование колебаний осуществляется за счет работы клапанов 3, управляемых по следующему алгоритму: открытие клапанов 3 выполняется так, чтобы один клапан пропускал массу газа на ходе сжатия из рабочего объема 2 в первый объем 4, а другой клапан – на ходе отбоя из второго объема 5 в рабочий объем 2. Между дополнительными объемами установлен пневмодвигатель – рекуператор энергии.

Математическая модель составлялась с учетом основных положений теоретической механики и газовой динамики.

Уравнение динамики поддрессоренного тела массой m :

$$m\ddot{z} = F_{\text{упр}} \cdot \cos \varphi - F_{\text{тяж}} - F_{\text{тр}},$$

где \ddot{z} – текущее значение ускорения поддрессоренного тела, м/с^2 ; $F_{\text{упр}}$ – сила упругости, Н; φ – текущее значение угла наклона рычага направляющего механизма к основанию, рад; $F_{\text{тяж}} = mg$ ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$) – сила тяжести, Н; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, Н.

Сила упругости:

$$F_{\text{упр}} = (p_p - p_a) \cdot S_p,$$

где P_p – текущее давление воздуха в рабочей камере, Па; P_a – атмосферное давление, Па; S_p – площадь поршня в упругом элементе, м^2 . Текущее значение угла наклона рычага направляющего механизма к основанию:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{z}{a+b+c} + \sin \varphi_0\right),$$

где z – текущее значение перемещения поддрессоренного тела, м; a, b, c – составляющие длины рычага направляющего механизма, м; φ_0 – начальное значение угла наклона рычага направляющего механизма к основанию, рад.

Сила трения:

$$F_{\text{тр}} = T_0 \cdot \text{sign}(\dot{z} - \dot{q}),$$

где T_0, H (значение определялось в результате эксперимента [1]); \dot{z}, \dot{q} – текущие значения скоростей перемещения поддрессоренного тела и основания, м/с .

Кинематическое гармоническое воздействие основания:

$$q = A_0 \cdot \sin(\omega t),$$

где $A_0 = 0,03 \text{ м}$ – амплитуда возбуждения; ω – частота возбуждения, с^{-1} ; t – время, с.

Скорость изменения давления воздуха в рабочей камере:

$$\dot{p}_p = \frac{\chi P_p \dot{m}_{2p}}{m_p} - \frac{\chi P_p \dot{m}_{p1}}{m_p} - \frac{\chi P_p S_p \dot{n}}{V_p}, \quad (1)$$

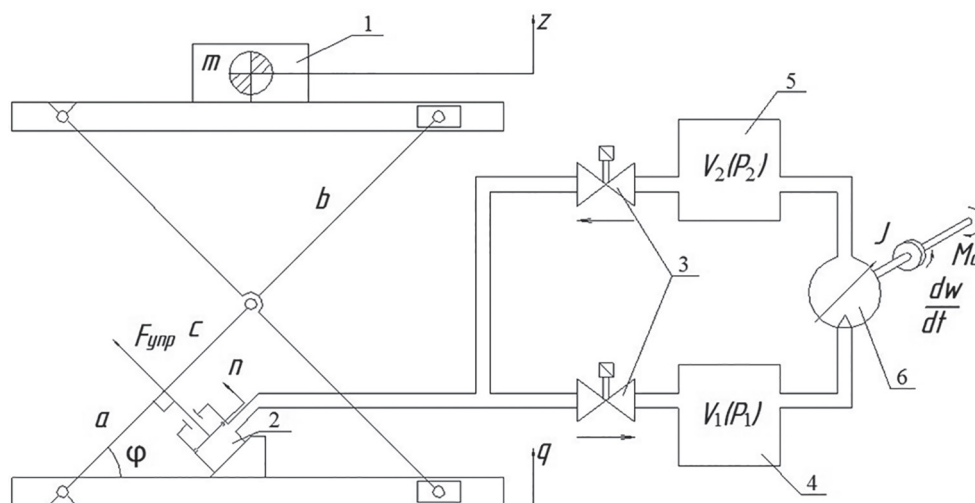


Рис. 3. Расчетная схема пневматической подвески с двумя дополнительными объемами:
 1 – поддрессоренное тело массой m ; 2 – рабочий объем упругого элемента; 3 – управляемые электроклапаны; 4, 5 – дополнительные объемы; 6 – пневмодвигатель

где χ – показатель политропы; m_p – текущая масса воздуха в рабочей камере, кг; \dot{m}_{2p} , \dot{m}_{p1} – текущие значения расхода воздуха, соответственно, из второго дополнительного объема в рабочую камеру и из рабочей камеры в первый дополнительный объем, кг/с; \dot{n} – текущее значение скорости движения штока поршня в рабочей камере упругого элемента, м/с; V_p – текущий объем воздуха в рабочей камере, м³.

Текущий объем воздуха в рабочей камере:

$$V_p = V_{p0} + S_p \cdot n,$$

где V_{p0} – начальный статический объем воздуха в рабочей камере, м³; n – текущее значение координаты положения штока поршня в рабочей камере упругого элемента, м.

Текущее значение координаты положения штока поршня в рабочей камере упругого элемента:

$$n = a \cdot (\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \varphi_0).$$

Скорость изменения давления воздуха в первом дополнительном объеме:

$$\dot{p}_1 = \frac{\chi p_1 \dot{m}_{p1}}{m_1} - \frac{\chi p_1 \dot{m}_{12}}{m_1},$$

где p_1 – текущее давление воздуха в первом дополнительном объеме, Па; m_1 – текущая масса воздуха в первом дополнительном объеме, кг; \dot{m}_{12} – текущее значение расхода воздуха из первого дополнительного объема во второй, кг/с.

Скорость изменения давления воздуха во втором дополнительном объеме:

$$\dot{p}_2 = \frac{\chi p_2 \dot{m}_{12}}{m_2} - \frac{\chi p_2 \dot{m}_{2p}}{m_2},$$

где p_2 – текущее давление воздуха во втором дополнительном объеме, Па; m_2 – текущая масса воздуха во втором дополнительном объеме, кг.

Давление воздуха в системе при статическом положении подрессоренного тела:

$$p_{p0} = p_{10} = p_{20} = \frac{F_{\text{тяж}} \cdot \cos \varphi_0}{S_p} + p_a,$$

где p_{p0} , p_{10} , p_{20} – давление воздуха в рабочей камере и дополнительных объемах при статическом положении подрессоренного тела, Па.

Плотность воздуха в системе при статическом положении подрессоренного тела:

$$\rho_{p0} = \rho_{10} = \rho_{20} = \rho_a \cdot \left(\frac{p_{p0}}{p_a} \right),$$

где ρ_{p0} , ρ_{10} , ρ_{20} – плотность воздуха в рабочей камере и дополнительных объемах при статическом положении подрессоренного тела, кг/м³; ρ_a – плотность воздуха при атмосферном давлении, кг/м³.

Текущая масса воздуха в рабочей камере:

$$m_p = \rho_{p0} \cdot V_p \cdot \left(\frac{p_p}{p_{p0}} \right)^{\frac{1}{\chi}}.$$

Текущая масса воздуха в первом дополнительном объеме:

$$m_1 = \rho_{10} \cdot V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{10}} \right)^{\frac{1}{\chi}},$$

где V_1 – значение первого дополнительного объема, м³.

Текущая масса воздуха во втором дополнительном объеме:

$$m_2 = \rho_{20} \cdot V_2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_{20}} \right)^{\frac{1}{\chi}},$$

где V_2 – значение второго дополнительного объема, м³.

Уравнение динамики вращения вала пневмодвигателя:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{(p_1 - p_2) \cdot F_{\psi} \cdot r - M_c}{J},$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ – текущее угловое ускорение вала пневмодвигателя, с⁻²; F_{ψ} – площадь воздействия избыточного давления воздуха, м²; r – длина плеча воздействия, м; M_c – момент сопротивления привода пневмодвигателя, Н·м; J – момент инерции привода пневмодвигателя, кг·м².

Момент сопротивления привода пневмодвигателя:

$$M_c = M_{c0} + \sigma_0 \cdot \omega^2,$$

где M_{c0} – начальный момент сопротивления («покоя»), Н·м; σ_0 – поправочный коэффициент; ω – скорость вращения вала пневмодвигателя, с⁻¹.

Площадь сечения воздухопровода:

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

где d – диаметр сечения воздухопровода, м.

Течение рабочего тела из одного объема в другой при условии, что пропускные сечения достаточно малы, можно принять адиабатическим.

Текущий расход воздуха из рабочей камеры в первый дополнительный объем:

– при $\frac{p_1}{p_p} > 0,528$:

$$\dot{m}_{p1} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_p \cdot m_p}{V_p} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

– при $\frac{p_1}{p_p} \leq 0,528$:

$$\dot{m}_{p1} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_p \cdot m_p}{V_p} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}$$

где μ – коэффициент расхода воздуха управляемого клапана; k – показатель адиабаты.

Текущий расход воздуха из первого дополнительного объема во второй дополнительный объем:

– при $(p_1 - p_2) \cdot F_\psi \cdot r - M_c > 0$, $\frac{p_2}{p_1} > 0,528$:

$$\dot{m}_{12} = \mu^* \cdot F_\psi \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1 \cdot m_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

– при $(p_1 - p_2) \cdot F_\psi \cdot r - M_c > 0$, $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,528$:

$$\dot{m}_{12} = \mu^* \cdot F_\psi \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1 \cdot m_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}$$

где μ^* – коэффициент расхода воздуха в полости привода пневмодвигателя.

Текущий расход воздуха из второго дополнительного объема в рабочую камеру:

– при $\frac{p_p}{p_2} > 0,528$:

$$\dot{m}_{2p} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_2 \cdot m_2}{V_2} \cdot \left[\left(\frac{p_p}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_p}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

– при $\frac{p_p}{p_2} \leq 0,528$:

$$\dot{m}_{2p} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_2 \cdot m_2}{V_2} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}$$

Предложенный алгоритм работы клапанов представлен в табл. 1.

Результаты и их обсуждение

Представленная математическая модель была реализована в программном комплексе Simulink MatLAB. Уравнения решались методом Дорманда-Принса с переменным шагом интегрирования. Пример графического отображения дифференциального уравнения (1) в Simulink показан на рис. 4.

В результате расчетных исследований получена рабочая характеристика модели подвески (рис. 5) с помощью блока-инструмента XY Graph.

При отсутствии коммутации рабочей камеры с дополнительными объемами характе-

Таблица 1

Алгоритм управления работой клапанов

Ход сжатия		
$\dot{m}_{p1} > 0; \dot{m}_{2p} = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$0 > z > -A_0$
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} = 0$		$z \leq -A_0$
$\dot{m}_{p1} > 0; \dot{m}_{2p} = 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z < 0$
Ход отбоя		
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$0 < z < A_0$
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} = 0$		$z \geq A_0$
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} > 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	$z > 0$
$\dot{m}_{p1} > 0; \dot{m}_{2p} = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z > 0$

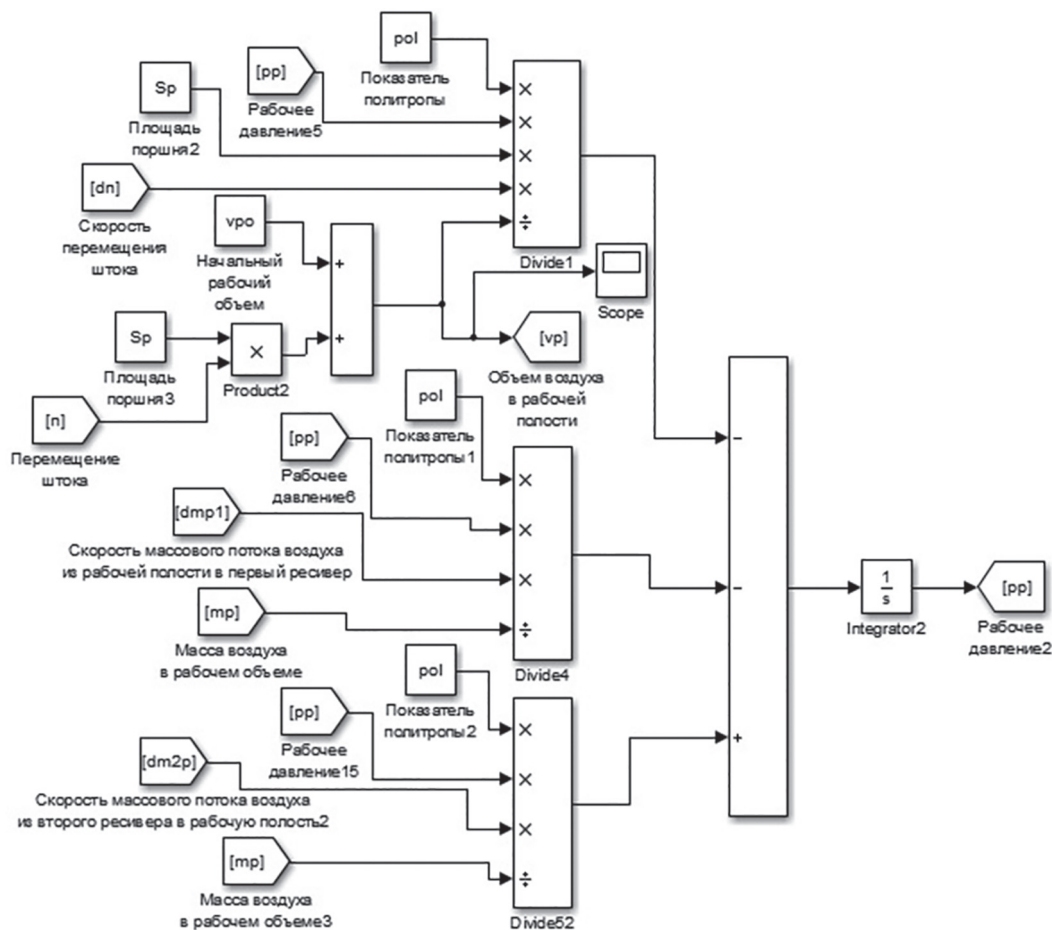


Рис. 4. Пример графического отображения уравнения (1) модели в Simulink

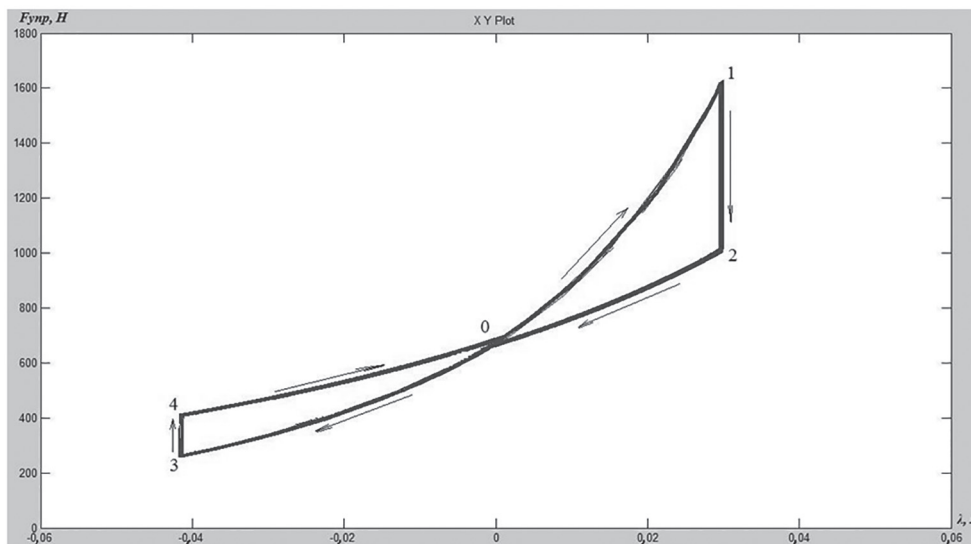


Рис. 5. Рабочая характеристика модели, полученная XY Graph Simulink MatLAB

теристика более жесткая, чем в моменты связи рабочей камеры с дополнительными объемами. Виден явный переход с одной ветви характеристики на другую на концах хода сжатия (участок 1–2) и отбоя (участок 3–4) при изменении знака скорости деформации.

Для первоначальной оценки виброзащитных свойств сиденья были построены амплитудно-частотные характеристики коэффициентов передачи (рис. 6) штатной (рис. 2) и предложенной подвески (рис. 5).

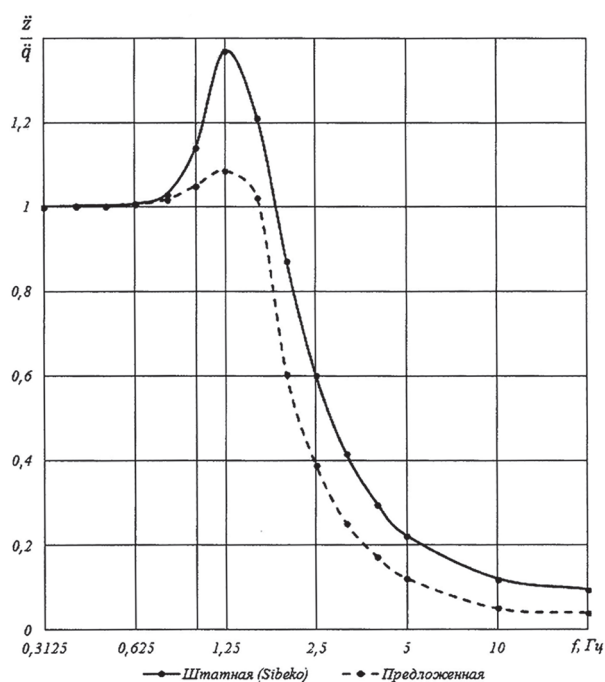


Рис. 6. АЧХ коэффициентов передачи

Анализ результатов показал, что предложенная система поддрессоривания с упруго-демпфирующей характеристикой (рис. 6) по сравнению со штатной подвеской Sibeko обладает существенно лучшей виброзащитой как в резонансной зоне, так и в высокочастотной зоне. Значения коэффициента передачи у предложенной системы поддрессоривания в резонансной области возмущений ниже примерно в 1,19 раза, а в зарезонансной области – примерно в 2 раза по сравнению с коэффициентом передачи штатной подвески.

Заключение

Результаты проведенного исследования свидетельствуют о том, что предложенный механизм и алгоритм управления пневматической релаксационной системой поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний можно эффективно применять как для одноопорных, так и для многоопорных систем поддрессоривания наземных транспортных и тяговых средств. Дальнейшее совершенствование предложенных систем поддрессоривания может осуществляться путем конструктивного изыскания возможностей увеличения величины отбираемой энергии колебаний. Это позволит в перспективе существенно снизить гидравлическое демпфирование или даже полностью отказаться от штатного гидравлического амортизатора.

Литература

- Искалиев А.И., Ляшенко М.В. Экспериментальная оценка сил сопротивления в статической упругой характеристике подвески автотракторного сиденья // Научно-технический прогресс: актуальные и перспективные направления будущего : сб. матер. IV междунар. науч.-практ. конф. (30 ноября 2016 г.). В 2 т. / ООО «Западно-Сибирский научный центр». Кемерово, 2016. Т. II. С. 181–183.
- Ляшенко М.В. Синтез систем поддрессоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: монография. Волгоград: РПК «Политехник», 2004. 254 с.
- Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография. Волгоград: РПК «Политехник», 2009. 339 с.
- Осиновский А.Л. Теоретическое обоснование и внедрение виброзащиты операторов мобильных машин системами перескока: автореф. дис. ... докт. техн. наук. СПб. (Л.), 1992. 41 с.
- Поливаев О.И., Юшин А.Ю., Костиков О.М. Параметры подвески сиденья с управляемым пневмопоршневым упругим элементом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 9. С. 47–49.
- Sibeko. Системы безопасности, комфорта и обзора. Сиденья для сельхозтехники [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://sibeko-russia.ru/catalog/8/27/1253.html>.
- Тракторы CLAAS [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://www.claas.ru/produkte/traktoren>.
- Tractors – DEUTZ-FAHR [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://www.deutz-fahr.com/ru-RU/products/tractors>.
- Юшин А.Ю. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата за счет модернизации подвески сиденья трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Воронеж, 2007. 21 с.

References

- Iskaliev A.I., Lyashenko M.V. Experimental evaluation of the resistance forces in the static elastic characteristic of the suspension of an automotive tractor seat. Nauchno-tekhnicheskii progress: aktual'nye i perspektivnye napravleniya budushchego : sb. mater. IV mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (30 noyabrya 2016 g.). V 2 vol. Vol. II / ООО «За-

- padno-Sibirskiy nauchnyy tsentr» [Scientific and technical progress: current and future directions of the future: materials collection of IV international scientific-practical conference (November 30, 2016) in 3 volumes, volume II, LLC “West-Siberian Scientific Center”]. Kemerovo, 2016, pp. 181–183 (in Russ.).
2. Lyashenko M.V. Sintez sistem podressorivaniya gusenichnykh sel'skokhozyaystvennykh traktorov, adaptirovannykh k usloviyam ekspluatatsii [Synthesis of systems of suspension of caterpillar agricultural tractors, adapted to operating conditions: monograph]. Volgograd: RPK «Poli-tekhnik» Publ., 2004. 254 p.
 3. Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. Vibrozashchitnye svoystva podvesok avtotransportnykh sredstv [Vibroprotective properties of vehicle suspensions: monograph]. Volgograd: RPK «Politekhnik» Publ., 2009. 339 p.
 4. Osinovskiy A.L. Teoreticheskoe obosnovanie i vnedrenie vibrozashchity operatorov mobil'nykh mashin sistemami pereskoka: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Theoretical justification and introduction of vibration protection of operators of mobile machines by transition systems: abstract for dissertation on scientific degree of Doctor for Technical Sciences]. SPb. (L.), 1992. 41 p.
 5. Polivaev O.I., Yushin A.Yu., Kostikov O.M. Seat suspension parameters with controlled pneumatic piston spring. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2008. No 9, pp. 47–49 (in Russ.).
 6. Sibeko. Sistemy bezopasnosti, komforta i obzora. Siden'ya dlya sel'khoztekhniki [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://sibeko-russia.ru/catalog/8/27/1253.html>.
 7. Traktory CLAAS [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://www.claas.ru/produkte/traktoren>.
 8. Tractors – DEUTZ-FAHR [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://www.deutz-fahr.com/ru-RU/products/tractors>.
 9. Yushin A.Yu. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya traktornotransportnogo agregata za schet modernizatsii podveski siden'ya traktora: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Increasing the efficiency of using tractor-transport unit due to modernization of suspension of the tractor seat: abstract for dissertation on scientific degree of Candidate for Technical Sciences]. Voronezh, 2007. 21 p.