

УДК 629.3.027.3

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

Оригинальное исследование



Методика определения характеристик пневматических упругих элементов с двумя степенями давления и противодавлением

О.А. Наказной, А.А. Ципилев

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Вопросы выбора рациональных характеристик систем поддрессоривания колесных машин, в том числе сельскохозяйственного назначения, являются актуальными и по сей день. Особенно актуальными они являются для машин, грузоподъемность которых сопоставима с их снаряженной массой. Следствием большой грузоподъемности становится значительная разница между статическими силами, действующими в подвеске при снаряженной и полной массах машины. Разница может быть двух- или трехкратной (в зависимости от распределения нагрузок на оси), причем от 70 до 80% массы перевозимого груза приходится при этом на задние оси.

Использование традиционных систем поддрессоривания с металлическими упругими элементами не позволяет обеспечить требуемую нелинейность характеристики, при которой ненулевой статический ход подвески при снаряженной массе выдерживается с сохранением рационального значения периода собственных вертикальных колебаний при снаряженной и полной массах, а также величины коэффициента динамичности. Более совершенным решением являются пневматические упругие элементы с двумя степенями давления, позволяющие осуществлять выбор жесткости в области малых и больших ходов подвески, за счет включения в работу разных ступеней давления, объемы которых выбраны из условия разной жесткости в области статического хода.

Целью исследований, результаты которых представлены в настоящей статье, является разработка методики определения основных конструктивных параметров и характеристик пневматических упругих элементов подвесок с двумя степенями давления (жесткости) и противодавлением, пригодных для обеспечения ненулевого статического хода колеса машин снаряженной массы с сохранением заданного значения коэффициента динамичности.

Методы. Используются методы аналитического анализа.

Результаты. В качестве результатов исследований приведен пример реализации разработанной методики для грузового автомобиля КамАЗ-53215 Сельхозник.

Заключение. Представленные в настоящей статье зависимости позволяют производить определение основных конструктивных параметров неуправляемых пневматических подвесок с двумя степенями давления (и жесткости) с противодавлением (ПД) для колесных машин, которые дают возможность обеспечить заданные значения статического хода и коэффициента динамичности, а также реализующие незначительное увеличение жесткости в сравнении с пневматическими подвесками без ПД.

Ключевые слова: подвеска; система поддрессоривания; гидропневматическая рессора; пневмогидравлическая рессора; двухуровневая подвеска; колесная машина; автомобиль; пневматический элемент; сельскохозяйственная техника.

Для цитирования:

Наказной О.А., Ципилев А.А. Методика определения характеристик пневматических упругих элементов с двумя степенями давления и противодавлением // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т.89, № 2. С. 101–110. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

Original study article

The Method of Determination of Properties of Air Springs with Two Pressure Stages and Counterpressure

Oleg A. Nakaznoy, Alexander A. Tsipilev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: The issues of choosing reasonable properties for suspension system of wheeled vehicles, including vehicles for agricultural purposes, still remain relevant, especially for the vehicles, which load capacity is comparable to their curb mass. Significant difference between static loads, acting in suspension under the curb and total masses of a vehicle, is a consequence of high load capacity. Two or three times difference is possible (depending on axles load distribution), whereas 70% to 80% of mass of trailing load is on rear axles. Use of convenient suspension systems with metal springs is not able to ensure demanded nonlinearity of properties, where non-zero static wheel travel under the curb mass is kept with reasonable value of period of vertical eigenmodes for curb-massed and total-massed vehicle as well as with dynamic factor value. Air springs with two pressure stages are more advanced solution, as they allow choosing stiffness for small and large wheel travel by means of operation of different pressure stages, which volumes are conditioned by different stiffnesses in area of static displacement.

AIMS: The aim of the study, which results are given in this paper, is to develop the method of determination of main design parameters and characteristics of air springs with two pressure stages (stiffnesses) and counterpressure, applicable for ensuring non-zero static wheel travel of curb-massed vehicles with keeping the given value of dynamic factor.

METHODS: The analytical analysis methods are used.

RESULTS: An example of implementation of the developed method for the KamAZ-53215 Sel'hoznik truck is given as the study result.

CONCLUSIONS: The dependencies, presented in the paper, make possible to determine main design parameters of uncontrolled air suspensions with two pressure stages (and stiffnesses) and counterpressure for wheeled vehicles, which give an opportunity to ensure given values of static wheel travel and dynamic factor and, in addition, provide insignificant increase of stiffness in comparison to air suspensions without counterpressure.

Keywords: *suspension; suspension system; hydropneumatic spring; pneumohydraulic spring; two-level suspension; wheeled vehicle; vehicle; air spring; agricultural machinery.*

Cite as:

Nakaznoy OA, Tsipilev AA. The Method of Determination of Properties of Air Springs with Two Pressure Stages and Counterpressure. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):101–110. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

Received: 07.02.2022

Accepted: 15.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

Применение пневматических упругих элементов в подвесках специальных гусеничных и колесных машин актуально и перспективно, что подтверждается значительным числом научных работ в данном направлении [1–6]. Путем совершенствования подвесок посвящено множество научных работ, среди которых можно выделить [7–11], посвященные системам поддрессирования с пневматическими упругими элементами, в том числе – многоуровневым (фрактальным) системам поддрессирования.

Для транспортных машин со значительной разницей по массе между снаряженным и полным состоянием вопрос выбора рациональной характеристики имеет первостепенное значение. Известно [4, 5, 8], что период вертикальных колебаний поддрессированного корпуса должен иметь значение, близкое к единице, для обеспечения нормального самочувствия экипажа. При существенном снижении массы машины обеспечить близкое к единице значение периода вертикальных колебаний становится затруднительным. Однако можно обеспечить близкое к нижней границе значение в 0,5 с, которое является не самым желательным из-за восприятия подвески как «тряской», но тем не менее допустимым. Достичь этого можно за счет применения в конструкции ходовой части двухуровневой подвески с противодавлением (ПД), причем нужное значение статического хода и жесткости в области статического хода для машины снаряженной массы обеспечить, как с помощью уровня низкой жесткости, так и с помощью уровня высокой жесткости в зависимости от соотношения статических нагрузок при полной и снаряженной массах.

В настоящей статье представлена методика аналитического определения основных конструктивных параметров, построения статической и динамической упругих характеристик пневматических подвесок с двумя ступенями давления (жесткости) и противодавлением, а также дан пример ее реализации для грузового автомобиля КамАЗ-53215 Сельхозник.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Определения и требуемые исходные данные

Для простоты понимания будем рассматривать пневматические элементы, конструктивно реализованные в виде гидропневматической рессоры (ГПР). Под ГПР с двумя ступенями давления будем понимать ГПР, в которой реализованы две пневматические полости, соединенные гидравлически с поршневой полостью гидроцилиндра (рис. 1).

В области статического хода (для машины полной массы) эти полости могут реализовывать уровни

разной жесткости, за счет чего такая подвеска считается двухуровневой. Однако двухуровневая (ДУ) ГПР даже при значительной разнице зарядных давлений не может обеспечить нулевую силу или отрицательную силу упругого сопротивления при нулевом ходе колеса (при вывешенном колесе). Обеспечение таких значений сил возможно за счет применения в конструкции ГПР противодавления. ГПР с противодавлением позволяет обеспечить также и ненулевой статический ход в случае уменьшения статической силы. Конструктивная схема ДУ ГПР с ПД представлена на рис. 2.

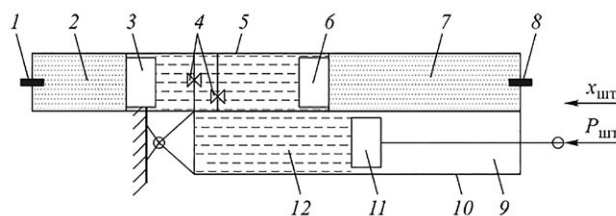


Рис. 1. Конструктивная схема ДУ ГПР: 1, 8 – зарядный клапан; 2, 7 – пневматическая полость; 3, 6 – поршень-разделитель; 4 – дросселирующая система; 5 – пневмоцилиндры; 9 – штоковая полость гидроцилиндра; 10 – гидроцилиндр; 11 – поршень со штоком; 12 – поршневая полость гидроцилиндра; $X_{шт}$ – направление перемещения штока при прямом ходе подвески; $P_{шт}$ – направление действия силы.

Fig. 1. The design layout of the two-level (TL) hydropneumatic spring (HPS): 1, 8 – a charging valve; 2, 7 – an air cavity; 3, 6 – a piston-separator; 4 – throttling system; 5 – an air cylinder; 9 – rod side of a hydraulic cylinder; 10 – a hydraulic cylinder; 11 – a piston with a rod; 12 – a piston side of a hydraulic cylinder; $X_{шт}$ – direction of rod displacement for bound suspension travel; $P_{шт}$ – direction of force acting.

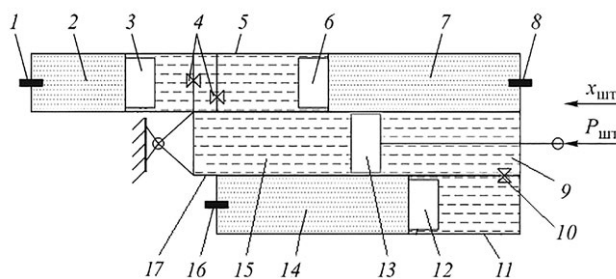


Рис. 2. Конструктивная схема ДУ ГПР с ПД: 1, 8, 16 – зарядный клапан; 2, 7, 14 – пневматическая полость; 3, 6, 12 – поршень-разделитель; 4, 10 – дросселирующая система; 5, 11 – пневмоцилиндры; 9 – штоковая полость гидроцилиндра; 13 – поршень со штоком; 15 – поршневая полость гидроцилиндра; 17 – гидроцилиндр; $X_{шт}$ – направление перемещения штока при прямом ходе подвески; $P_{шт}$ – направление действия силы.

Fig. 2. The design layout of the TL HPS with counterpressure (CP): 1, 8, 16 – a charging valve; 2, 7, 14 – an air cavity; 3, 6, 12 – a piston-separator; 4, 10 – throttling system; 5, 11 – air cylinders; 9 – rod side of a hydraulic cylinder; 13 – a piston with a rod; 15 – a piston side of a hydraulic cylinder; 17 – a hydraulic cylinder; $X_{шт}$ – direction of rod displacement for bound suspension displacement; $P_{шт}$ – direction of force acting.

Для определения основных конструктивных параметров и построения характеристик упругих элементов необходимо знать следующие величины:

- 1) статическую силу от веса поддрессоренной массы, действующую на одну подвеску, $P_{ст}$;
- 2) значения силовой передаточной функции $u(f)$ при $f=f_{ст}$ и $f=f_{max}$ (подробно методика определения силовых и кинематических передаточных функций представлена в [12]);
- 3) значения статического $x_{ст}=x(f_{ст})$ и полного $x_{полн}=x(f_{полн})$ ходов штока;
- 4) коэффициент динамичности подвески K_d .

Определение характеристики сводится к нахождению основных конструктивных параметров – начальных объемов пневматических полостей и зарядных давлений газа при температуре $T_{зар}$. Цель определения основных конструктивных параметров – нахождение таких значений объемов и давлений, при которых для температуры $T_{зар}$ выполняются условия:

$$P_K(f_{ст}) = P_{ст}, \quad \frac{P_K(f_{max})}{P_K(f_{ст})} = K_d,$$

где P_K – сила упругого сопротивления, приведенная к оси колеса, Н.

Введем в рассмотрение следующие величины, имеющие размерности согласно единицам СИ:

- 1) эффективный диаметр поршня $D_э$;
- 2) эффективный диаметр поршня со стороны пневматической полости ПД, $D_{э.пд} = (D_{п}^2 - d_{шт}^2)^{0.5}$, где $d_{шт}$ – диаметр штока ГПР;
- 3) эффективная площадь поршня $S_{п} = 0,25\pi D_{э}^2$;
- 4) эффективная площадь поршня со стороны пневматической полости ПД $S_{пд} = 0,25\pi D_{э.пд}^2$;
- 5) начальный объем пневматической полости уровня высокой жесткости $V_{в.0}$;
- 6) начальный объем пневматической полости уровня низкой жесткости $V_{н.0}$;
- 7) начальный объем пневматической полости ПД $V_{пд.0}$;
- 8) зарядное давление газа в пневматической полости высокой жесткости $p_{в.0}$;
- 9) зарядное давление газа в пневматической полости низкой жесткости $p_{н.0}$;
- 10) зарядное давление газа в пневматической полости ПД $p_{пд.0}$;
- 11) температура зарядки ГПР газом $T_{зар}$;
- 12) предполагаемая температура установившегося теплового режима при работе ГПР $T_{раб}$.

Далее величины, означающие начальные объемы и зарядные давления газа в основных пневматических полостях при наличии ПД, будем отмечать верхним штрихом с сохранением индексов, соответствующих рассматриваемому случаю.

Основные расчетные зависимости

В общем виде характеристика упругого элемента двухуровневой ГПР с противодавлением имеет вид:

$$P_{шт}(f, T) = \frac{Tp'_{в.0} S_{п}}{T_{зар}} \begin{cases} \frac{V'_{в.0} (V'_{в.0} - S_{п} x(f_T))^{n-1}}{(V'_{в.0} - S_{п} x(f))^n} - \frac{V_{мин} (V_{мин} + S_{пд} x(f_T))^{n-1}}{(V_{мин} + S_{пд} x(f))^n}, & f < f_{н.Т}, \\ \frac{V'_{в.0}}{V'_{в.0} - S_{п} x(f_{ст})} \left(\frac{V'_{в.0} + V'_{н.0} - S_{п} x(f_{ст})}{V'_{в.0} + V'_{н.0} - S_{п} x(f)} \right)^n - \frac{V_{мин} (V_{мин} + S_{пд} x(f_T))^{n-1}}{(V_{мин} + S_{пд} x(f))^n}, & f \geq f_{н.Т}, \end{cases} \quad (1)$$

причем значение вертикального перемещения колеса f_T определяют по выполнению условия

$$P_{шт}(f_T, T) = \frac{P_{ст}}{u(f_T)},$$

а значение вертикального перемещения колеса $f_{н.Т}$ – при помощи следующего соотношения:

$$\frac{V'_{в.0} (V'_{в.0} - S_{п} x(f_T))^{n-1}}{(V'_{в.0} - S_{п} x(f_{н.Т}))^n} = \frac{V'_{в.0}}{V'_{в.0} - S_{п} x(f_{ст})}.$$

Если температура T столь велика, что $P_{шт}(0, T) > P_{ст}/u(0)$, принимают $f_T = 0$. Если температура T настолько мала, что $P_{шт}(f_{полн}, T) < P_{ст}/u(f_{полн})$, принимают $f_T = f_{полн}$. Это ограничение обусловлено наличием ограничителей хода направляющего элемента в подвеске.

Величина $x(f_T)$ – перемещение штока под действием статической силы при температуре T . Если $T = T_{зар}$, то $x(f_T) = x(f_{ст})$. На этапе проектного расчета подвески для оценки наибольших давлений газа задаются рабочей температурой $T_{раб}$.

При этой температуре предполагается переход ГПР в стационарный тепловой режим работы.

Величина n – показатель политропы. Для статической характеристики принимают $n=1,00$, а для динамической – $n=1,25...1,40$, в зависимости от количества растворенного газа и интенсивности теплообмена (чем выше интенсивность, тем ниже показатель политропы). Для типовых условий работы подвесок колесных машин можно принимать $n=1,25$.

Определение начальных объемов и зарядных давлений газа в пневматических полостях производят, опираясь на методику нахождения данных величин ГПР без ПД [13]:

$$V_0 = \frac{S_{\pi} \left(x(f_{\text{полн}}) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}}) \right)}{\sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - 1}, \quad V_{\text{в.0}} = \frac{V_0 + k S_{\pi} x(\beta_{\text{ст}})}{k+1}, \quad V_{\text{н.0}} = \frac{k(V_0 - S_{\pi} x(\beta_{\text{ст}}))}{k+1}, \quad (2)$$

$$p_{\text{н.0}} = \frac{P_{\text{ст}}}{u(f_{\text{ст}}) S_{\pi}}, \quad p_{\text{в.0}} = \frac{p_{\text{н.0}} (x(f_{\text{полн}}) - x(f_{\text{ст}})) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}}}{(x(f_{\text{полн}}) + k \cdot x(f_{\text{ст}})) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}})(k+1)}. \quad (3)$$

Для нахождения объемов $V'_{\text{в.0}}$ и $V'_{\text{н.0}}$ можно воспользоваться зависимостями

$$V'_{\text{н.0}} = \frac{k}{k+1} (V_0 - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})) \delta V_{\text{до}}, \quad V'_{\text{в.0}} = \frac{1}{k+1} (V_0 - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})) \delta V_{\text{до}} + S_{\pi} x(f_{\text{ст}}), \quad (4)$$

причем величины δV и δp вычисляют, решая численно или графически систему уравнений:

$$\left(\frac{V'_{\text{в.0}}}{V'_{\text{в.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})} - \frac{V_{\text{мин}}}{V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{ст}})} \right) \delta p_{\text{до}} = \frac{V_{\text{в.0}}}{V_{\text{в.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})}, \quad (5)$$

$$\left(\frac{V'_{\text{в.0}}}{V'_{\text{в.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})} \cdot \left(\frac{V'_{\text{в.0}} + V'_{\text{н.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})}{V'_{\text{в.0}} + V'_{\text{н.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{полн}})} \right)^n - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{полн}})]^n} \right) \delta p_{\text{до}} = \frac{V_{\text{в.0}} K_{\text{д.шт}}}{V_{\text{в.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})}, \quad (6)$$

где $V_{\text{мин}}$ – минимальный объем пневматической полости ПД, его вычисляют как

$$V_{\text{мин}} = \frac{S_{\text{пд}} x(f_{\text{полн}})}{\sqrt[n]{p_{\text{в.0}} S_{\pi}} / (3570 T_{\text{зар}} S_{\text{пд}}) - 1}. \quad (7)$$

В свою очередь, начальный объем и зарядное давление в пневматической полости ПД:

$$V_{\text{пд.0}} = V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{полн}}), \quad p_{\text{пд.0}} = p_{\text{мин}} \delta p_{\text{до}}, \quad (8)$$

а зарядные давления в пневматических полостях высокой и низкой жесткостей:

$$p'_{\text{в.0}} = p_{\text{в.0}} \delta p_{\text{до}}, \quad p'_{\text{н.0}} = \frac{V'_{\text{в.0}} p_{\text{в.0}} \delta p_{\text{до}}}{V'_{\text{в.0}} - S_{\pi} x(f_{\text{ст}})}. \quad (9)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Реализация методики на примере автомобиля КамАЗ 53215 Сельхозник

В соответствии с предлагаемой методикой рассмотрим получение характеристики упругого элемента подвески колес грузового автомобиля КамАЗ 53215 Сельхозник. Для него полная масса составляет 19 650 кг, а снаряженная – 8350 кг. Согласно данным производителя, нагрузка

на переднюю ось составляет 3500 кг при снаряженной массе и 5080 кг при полной массе. Суммарная нагрузка на задние оси составляет 4850 кг для снаряженной массы и 14 570 кг при полной массе. Масса неподрессореных частей передней оси составляет 1000 кг, задних осей в сумме – 2000 кг. На одно колесо, таким образом, приходится статическая нагрузка:

- передняя ось: 12,3 кН – для снаряженной массы и 20 кН – для полной массы;
- задние оси: 7 кН – для снаряженной массы и 30,8 кН – для полной массы.

При расчете характеристик будем считать, что:

- 1) силовое передаточное отношение постоянно $u(f)=1$, кроме того, $x(f)=f$;
- 2) полный ход колес передней оси $f_{\text{полн}}=0,24$ м, статический ход колес передней оси при полной массе машины $f_{\text{ст}}=0,12$ м;
- 3) полный ход подвески задних осей $f_{\text{полн}}=0,34$ м, статический ход колес задних осей при полной массе машины $f_{\text{ст}}=0,24$ м;
- 4) коэффициент динамичности подвески передней оси $K_{\text{дин}}=2,0$;
- 5) коэффициент динамичности подвески задней оси $K_{\text{дин}}=2,0$.

Особенность применения ГПР с двумя уровнями жесткости и ПД при условии разных зарядных давлений заключается в возможности выбора соотношения жесткостей уровней, а также того, какой из уровней будет включаться в работу раньше (т. е., для какого зарядное давление будет ниже). За счет этого можно реализовать достаточно сильно различающиеся по жесткости характеристики на малых и больших ходах подвески.

В случае, если разница в статическом весе велика, целесообразно раннее включение обеспечивать для уровня высокой жесткости, причем жесткость подвески при малом ходе не обязательно будет выше. При меньшей разнице статических сил целесообразно обеспечить раннее включение уровня низкой жесткости. Более того,

для исключения нерационального соотношения жесткостей уровней при полной массе машины возможно использование следующей конструктивной схемы: на ходах подвески, меньших статического при полной массе машины, работает только уровень с более низким зарядным давлением. По достижении статического хода при полной массе машины в работу включается уровень высокого зарядного давления, начальный объем которого равен сумме расчетных объемов уровней, доступных при данном ходе подвески.

В соответствии с записанным рассчитаем основные конструктивные параметры двухуровневой ГПР с противодавлением и построим статическую и динамические характеристики ее упругого пневматического элемента. Для колес передней оси примем, что раньше в работу включается уровень низкой жесткости, а для колес задних осей – уровень высокой жесткости. Соотношение жесткостей при расчете примем 1:2 (уровень низкой жесткости при статическом ходе подвески, соответствующем полной массе машины, вдвое меньше той же величины для уровня высокой жесткости, $k=2$). При этом будем также считать, что по достижении статического хода, соответствующего полной массе машины, оба уровня объединяются в один с общим объемом газа. Эквивалентный диаметр основного поршня примем равным 0,12 м; эквивалентный диаметр поршня со стороны полости ПД – 0,058 м (соответствует диаметру штока 0,105 м).

Тогда для колес передней подвески (2, 3):

$$V_0 = \frac{0,011(0,24^{1,25\sqrt{2}} - 0,12)}{1,25\sqrt{2} - 1} = 4,546 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 4,546 \text{ л},$$

$$V_{\text{н.0}} = \frac{4,546 \cdot 10^{-3} + 1/2 \cdot 0,011 \cdot 0,12}{1/2 + 1} = 3,483 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 3,483 \text{ л},$$

$$V_{\text{в.0}} = \frac{1/2(4,546 \cdot 10^{-3} - 0,011 \cdot 0,12)}{1/2 + 1} = 1,063 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,063 \text{ л},$$

$$P_{\text{в.0}} = \frac{20000}{1 \cdot 0,011} = 1,768 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 17,68 \text{ бар},$$

$$P_{\text{н.0}} = \frac{1,768 \cdot 10^6 (0,24 - 0,12)^{1,25\sqrt{2}}}{(0,24 + 1/2 \cdot 0,12)^{1,25\sqrt{2}} - 0,12(1/2 + 1)} = 1,079 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 10,79 \text{ бар}.$$

Обратим внимание, что индексы у зарядных давлений и начальных объемов не соответствуют представленным в соотношениях (2) и (3). Кроме того, в качестве величины k взята обратная величина. Это не ошибка, так как мы приняли, что ступень низкого давления образована уровнем низкой жесткости, соответственно, в новой системе измерения ступень низкого давления имеет жесткость вдвое ниже, чем ступень высокого давления, то есть, $k=1/2$.

Минимальный объем пневматической полости ПД (7):

$$V_{\text{мин}} = \frac{0,0027 \cdot 0,24}{1,25\sqrt{1,079 \cdot 10^6 \cdot 0,011 / (3570 \cdot 293 \cdot 0,0027)} - 1} = 0,280 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 0,280 \text{ л}.$$

Далее по формулам (5) и (6) вычислим значения величин δV и δp :

$$\delta V = 1,457, \delta p = 1,689,$$

а по формулам (4), (8), (9) – фактические значения зарядных давлений и начальных объемов пневматических полостей (с учетом новых индексов и значения величины k):

$$V'_{н.0} = 4,454 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 4,454 \text{ л}, V'_{в.0} = 1,549 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,549 \text{ л}.$$

$$p'_{в.0} = 2,987 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 29,87 \text{ бар}, p'_{н.0} = 1,823 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 18,23 \text{ бар},$$

$$V_{пл.0} = 0,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 0,92 \text{ л}, p_{пл.0} = 3570 \cdot 293 \cdot 1,689 = 1,767 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 17,67 \text{ бар}.$$

Аналогично для колес задних осей:

$$V_0 = 5,371 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 5,371 \text{ л},$$

$$V_{н.0} = 1,771 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,771 \text{ л}, V_{в.0} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 3,6 \text{ л},$$

$$p_{н.0} = 2,723 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 27,23 \text{ бар}, p_{в.0} = 0,67 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 6,7 \text{ бар}.$$

$$V_{\min} = 0,73 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 0,73 \text{ л}. \delta V = 1,111, \delta p = 1,26,$$

$$V'_{н.0} = 1,967 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,967 \text{ л}, V'_{в.0} = 3,698 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 3,698 \text{ л}.$$

$$p'_{в.0} = 0,844 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 8,44 \text{ бар}, p'_{н.0} = 3,432 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 34,32 \text{ бар},$$

$$V_{пл.0} = 1,631 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,631 \text{ л}, p_{пл.0} = 1,318 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 13,18 \text{ бар}.$$

При расчетном статическом ходе колес передней оси эквивалентный объем пневматических полостей высокой и низкой жесткости составляет 4,646 л; для колес задней оси – 2,951 л.

Далее по формуле (1) построим характеристики упругих элементов. На рис. 3 представлены реализации характеристик упругого элемента ДУ ГПР с ПД для температуры $T_{\text{зар}} = 293 \text{ К}$ для колес передней оси, а на рис. 4 – те же данные для колес задних осей.

При снаряженной массе машины статический ход подвески для колес передней оси составляет 0,067 м, а для колес задних осей – 0,103 м. Клиренс машины увеличивается на 0,053 м, статический ход передней подвески сокращается на 44%, задних – на 57%.

Рассчитаем период собственных вертикальных колебаний для автомобиля. Известна связь периода с жесткостью подвески [10]:

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\Pi}}{\sum_{i=1}^{n_{\Pi}} c_{\text{ст}}}},$$

где m_{Π} – поддрессоренная масса автомобиля, кг; $c_{\text{ст}}$ – жесткость подвески в области статического хода, Н/м; n_{Π} – общее количество подвесок.

Жесткость подвески можно вычислить как

$$c_{\text{подв}} = \left. \frac{d}{dx} P_{\text{шт}}(x) \right|_{x=x_{\text{ст}}}.$$

Для машины с полной массой:

- жесткость подвески колес передней оси

$$c_{\text{подв}} = 143700 \text{ Н/м},$$

- жесткость подвески колес задней оси

$$c_{\text{подв}} = 185100 \text{ Н/м};$$

со снаряженной массой:

- жесткость подвески колес передней оси

$$c_{\text{подв}} = 190200 \text{ Н/м},$$

- жесткость подвески колес задней оси

$$c_{\text{подв}} = 83250 \text{ Н/м}.$$

Период собственных вертикальных колебаний для машины с полной массой $T_z = 0,800 \text{ с}$, для машины со снаряженной массой $T_z = 0,545 \text{ с}$. При этом период собственных колебаний автомобиля полной массы с гидропневматической подвеской без ПД, параметры которой посчитаны по той же методике, $T_z = 0,856 \text{ с}$.

Таким образом, при использовании двух уровней жесткости подвеска с ПД в случае полной массы машины обеспечивает период собственных вертикальных

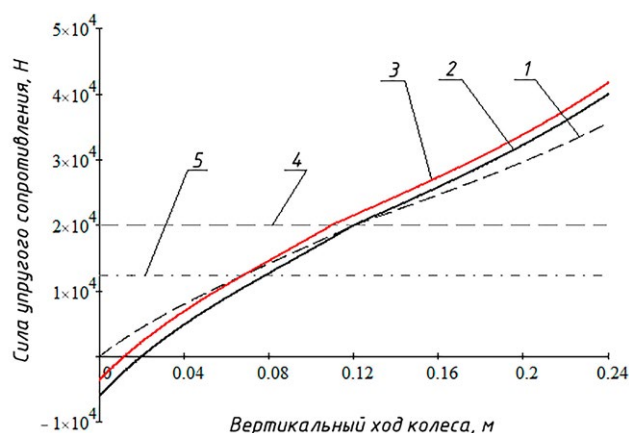


Рис. 3. Характеристики упругого элемента ДУ ГПР с ПД для передней оси: 1 – статическая характеристика ($n=1,00$); 2 – динамическая характеристика при полной массе машины ($n=1,25$); 3 – динамическая характеристика при снаряженной массе машины ($n=1,25$); 4 – уровень статической силы при полной массе; 5 – уровень статической силы при снаряженной массе.

Fig. 3. Stiffness curves of the TL HPS with CP for a front axle: 1 – static stiffness ($n=1.00$); 2 – dynamic stiffness for total mass of a vehicle ($n=1.25$); 3 – dynamic stiffness for curb mass of a vehicle ($n=1.25$); 4 – level of static force for total mass; 5 – level of static force for curb mass.

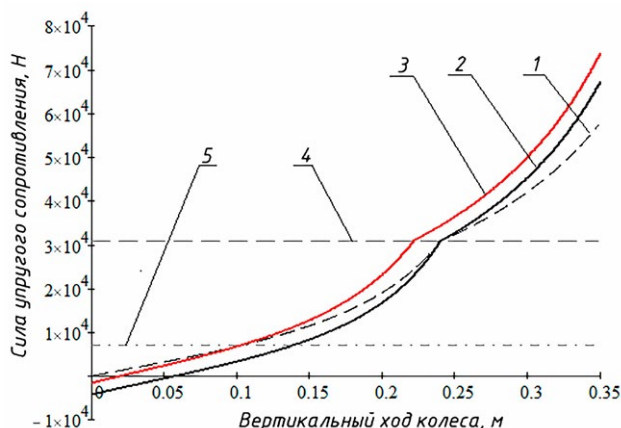


Рис. 4. Характеристики упругого элемента ОУ ГПР: поз. 1–5 – см. рис. 3.

Fig. 4. Stiffness curves of the TL HPS with CP for a rear axle: pos. 1–5 are the same as for fig. 3.

колебаний подрессоренной массы практически такой же, как без ПД. Вместе с тем, использование ПД позволяет обеспечить ненулевой статический ход подвески в широком диапазоне масс.

Также на рис. 3 и 4 видно, что динамические характеристики имеют нулевое значение силы при ненулевых ходах подвески. Это обстоятельство позволяет использовать пневмополость ПД в качестве нижнего буфера – ограничителя хода подвески. Естественно, что при вывешивании машины и медленной реализации хода отбоя показатель политропы будет близок к единице, а сила упругого сопротивления при вывешенном колесе будет близка к нулю.

Однако отсутствие специального ограничителя хода отбоя все равно будет компенсироваться полостью ПД, которая обеспечит требуемое отрицательное усилие в подвеске.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные в настоящей статье зависимости позволяют определять основные конструктивные параметры неуправляемых пневматических подвесок с двумя ступенями давления (и жесткости) с ПД для колесных машин, которые дают возможность обеспечить заданные значения статического хода и коэффициента динамичности, а также реализующие незначительное увеличение жесткости в сравнении с пневматическими подвесками без ПД. Комбинируя соотношение жесткостей уровней с выбором того или иного уровня в качестве ступени низкого давления, можно достичь требуемых значений ходов подвески для машины снаряженной массы в весьма широком диапазоне изменения масс, а также обеспечить приемлемые показатели периода собственных вертикальных колебаний. Кроме этого, введение в подвеску ПД позволяет использовать ее пневматическую полость в качестве нижнего буфера, что упрощает конструкцию ходовой части машины.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. О.А. Наказной – поиск материалов, формализация идеи статьи, проверка основных расчетов, экспертная оценка, утверждение финальной версии; А.А. Ципилев – написание и редактирование текста рукописи, проведение расчетов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли равноправный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. O.A. Nakaznoy is responsible for analysis of research topic publications, article idea formalising, main calculations verification, expert evaluation, approving the final version of the manuscript; A.A. Tsipilev is responsible for the calculations, writing and editing the manuscript. All authors certify that they meet the ICMJE international criteria for authorship.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддрессирования гусеничных машин. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001.
2. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.
3. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Смирнов И.А. Перспективы развития системы поддрессирования быстроходных гусеничных машин // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. №. 10. С. 48.
4. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъемности // Наука и образование. МГТУ им. НЭ Баумана. 2011. №. 12.
5. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин // Машиностроение и компьютерные технологии. 2012. №. 2. С. 15.
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». 2012. №. 1. С. 77.
7. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Москва: МГТУ, 2000. Режим доступа: <https://tekhnosfera.com/prognostirovanie-ekspluatatsionnyh-svoystv-sistem-podressorivaniya-voennyh-gusenichnyh-mashin> Дата обращения: 20.06.2022.

8. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: дис. ... д-ра техн. наук. Москва: МГТУ: 2003. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/metod-vybora-dempfiruyushey-harakteristiki-sistemy-podressorivaniya-gusenichnoy-mashiny> Дата обращения: 20.06.2022.
9. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств: дис. ... д-ра техн. наук. Москва: МГТУ, 1999. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/matematicheskoe-modelirovanie-pnevmogidravlicheskih-ustroystv-sistem-podressorivaniya-trans> Дата обращения: 20.06.2022.
10. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины: дисс. ... канд. техн. наук. Москва: 2003. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/perspektivy-razvitiya-sistemy-podressorivaniya-bystrohodnyh-gusenichnyh-mashin> Дата обращения: 20.06.2022.
11. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. Режим доступа: <https://studizba.com/files/tehnicheskie-nauki/dissertation/201490-metody-opredeleniya-raschetnyh-harakter.html> Дата обращения: 20.06.2022.
12. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебное пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
13. А.А. Ципилев. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебно-методическое пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2020.

REFERENCES

1. Kotiev GO, Smirnov AA, Shilkin VP. *Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskih ustroystvakh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin*. Moscow: Izd-vo MG TU im. N. E. Bauman; 2001. (In Russ).
2. Kotiev GO, Sarach EB. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodviznykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin*. Moscow: MG TU im. N.E. Bauman; 2010. (In Russ).
3. Sarach EB, Kotiev GO, Smirnov IA. *Perspektivy razvitiya sistemy podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin. Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii*. 2013;(10):48.
4. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. *Eksperimental'noe issledovanie nagruzochnykh kharakteristik dvukhkamernoi pnevmogidravlicheskoj ressoy podveski avtomobil'nykh platform novogo pokoleniya srednei i bol'shoi gruzopod'emnosti // Nauka i obrazovanie. MG TU im. NE Bauman*. 2011;(12). (In Russ).
5. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. *Metodika podbora kharakteristik upravlyaemoi podveski s dvumya urovnymi dempfirovaniya mnogoosnykh kolesnykh mashin. Mashinostroyeniye i komp'yuternye tekhnologii*. 2012;(2):15. (In Russ).
6. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. *Metodika rascheta kharakteristik pnevmogidravlicheskoj upravlyaemoi podveski*

- s dvukhurovnevym dempfirovaniem mnogoosnykh kolesnykh mashin. *Elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie» Nauka i obrazovanie*. 2012;(1):77. (In Russ).
7. Kotiev GO. *Prognostirovanie ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voennykh gusenichnykh mashin*. [dissertation]. Moscow: MG TU, 2000. Available from: <https://tekhnosfera.com/prognostirovanie-ekspluatatsionnyh-svoystv-sistem-podressorivaniya-voennyh-gusenichnyh-mashin> (In Russ).
8. Sarach EB. *Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeni svobody dlya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny: [dissertation]*. Moscow: MG TU; 2003. Available from: <https://cyberleninka.ru/article/n/metod-vybora-dempfiruyushey-harakteristiki-sistemy-podressorivaniya-gusenichnoy-mashiny> (In Russ).
9. Smirnov AA. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskih ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv: [dissertation]*. Moscow: MG TU; 1999. Available from: <https://www.dissercat.com/content/matematicheskoe-modelirovanie-pnevmogidravlicheskih-ustroystv-sistem-podressorivaniya-trans> (In Russ).

10. Sukhorukov AV. Upravlenie dempfirovushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny. [dissertation]. Moscow: 2003; Available from: <https://cyberleninka.ru/article/n/perspektivy-razvitiya-sistemy-podressorivaniya-bystrokhodnyh-gusenichnykh-mashin> (In Russ).

11. Tsipilev AA. *Metody opredeleniya raschetnykh kharakteristik i otsenki teplovoi nagruzhennosti pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na etape proektirovaniya*. [dissertation]. Moscow: MGTU

im. N.E. Bauman; 2017. Available from: <https://studizba.com/files/tehnicheskie-nauki/dissertation/201490-metody-opredeleniya-raschetnyh-harakterii.html> (In Russ).

12. Sarach EB, Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebnoe posobie*. Mosck: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman; 2017. (In Russ).

13. Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebno-metodicheskoe posobie*. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman; 2020. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Ципилев Александр Анатольевич**, к.т.н.,
доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины
и мобильные роботы»;
адрес: Россия, 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>;
eLibrary SPIN: 3877-2736;
e-mail: alexts@bmstu.ru

Наказной Олег Алексеевич,
д.т.н., профессор,
кафедры «Многоцелевые гусеничные машины
и мобильные роботы»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>;
eLibrary SPIN: 9767-0435;
e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Автор для переписки

AUTHORS' INFO

***Alexander A. Tsipilev**, Cand. Sci. (Engin.),
Associate Professor of the Multipurpose Tracked Vehicles
and Mobile Robots Department;
address: 5 build. 1 Lefortovskaya Naberezhnaya, Moscow,
105005, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>;
eLibrary SPIN: 3877-2736
e-mail: alexts@bmstu.ru

Oleg A. Nakaznoy,
Dr. Sci. (Engin.), Professor,
Professor of the Multipurpose Tracked Vehicles
and Mobile Robots Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>;
eLibrary SPIN: 9767-0435;
e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Corresponding author