

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОГЛОЩЕНИЯ ВИБРАЦИИ В ВЕДУЩИХ КОЛЕСАХ НАЗЕМНЫХ МАШИН С БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩИМ ДЕМПФИРУЮЩИМ ПРИВОДОМ

Матмуродов Ф.М.

Разработан быстродействующий пневмогидравлический упругодемпфирующий привод и на основе его исследований получена математическая модель поглощения вибрации на оси ведущих колес наземных машин. Изучена динамика колебательной системы сопротивляющимся действиям пневмогидравлического привода с саморегулируемым демпфированием. На основе аналитических исследований найдены уравнения, характеризующие угловые скорости и перемещения для общей колебательной колесной системы.

**Ключевые слова:** ось ведущего колеса наземных машин, быстродействующий пневмогидравлический упругодемпфирующий привод, поглощение вибрации, динамика колебательной системы, саморегулированное демпфирование, угловая скорость.

### Введение

Неотъемлемой частью технологических процессов по возделыванию сельскохозяйственных культур и производства пищевых продуктов являются транспортные работы. На их выполнение требуются значительные энергетические и трудовые затраты. Статистические данные показывают, что доля затрат на транспортирование грузов в сельском хозяйстве составляет 25–40% общих затрат на производимую продукцию. При этом доля транспортных внутрихозяйственных перевозок достигает 60% [1]. Значительный интерес при совершенствовании транспортных операций представляет использование многозвенных многоосных транспортных поездов с двумя и более прицепами.

Повышение производительности транспортных операций, а также более эффективное использование машинных агрегатов и энергоресурса двигателя, связано с применением в агропромышленном производстве многоосных колесных транспортно-тракторных агрегатов. Одной из особенностей таких агрегатов является повышенная вибрация осей их колес. При этом чрезмерная вибрация может привести к отказам движущихся узлов наземных многоосных машин. В связи этим поглощение вибрации в большей части машины является важной задачей исследования.

### Объекты и методы исследований

Объектом исследований является различные конструкции демпфирующих устройств. Существует пневмогидравлическое упругодемпфирующее устройство, привод которого состоит из вала, лопасти и полуоси, находящимися в постоянном режиме работы с гидроклапаном к газожидкостной камере [2]. Недостатком такой конструкции является то, что участки гидромагистрали имеют много

поворотов и достаточно удалены от газожидкостной камеры и разгонной (тормозной) камеры, что в свою очередь влияет на потери энергии и замедляет скорость гашения колебаний.

Для эффективного гашения вибрации предлагается быстродействующий пневмогидравлический упругодемпфирующий привод в осях ведущих колес, который будет способствовать уменьшению потерь энергии и ускорению скоростного снятия колебаний. Поставленную задачу достигается совершенствованием конструкции пневмогидравлического упругодемпфирующего привода, установкой эластичной системы и упрощения конструкции. Все это улучшит режим работы привода, а также ускорит и более качественно снизит чрезмерные колебания.

Пневмогидравлический упругодемпфирующий привод работает следующим образом (рис. 1). При трогании трактора с места, ведущий момент на полуоси 1 передается лопасти 2, которая воздействует на рабочую жидкость и подает ее по гидромагистрали 14 в гидравлические полости газогидроаккумулятора 15.

В период разгона ведущий момент на полуоси 1 и лопасти 2 уменьшается, и рабочая жидкость, аккумулированная в гидравлической полости газогидроаккумулятора 15 и с накопленной энергией эластичной пластины 4, под избыточным давлением через гидроклапан 10 по каналу 14 поступает в камеру разгона 17, что позволяет повысить разгонные качества трактора. После снижения давления в гидроклапане 10, поршень прямого действия 12 закрывается под действием усилия пружины 11.

При приложении к полуоси 1 тормозного момента (или при трогании задним ходом), рабочая жидкость из камеры торможения 3 через канал 6, гидроклапан 10 с открытием поршня обратного действия 8 поступает в гидравлическую полость газогидроаккумулятора 15.

В период торможения ведущий момент на полуоси 1 и лопасти 2 уменьшается, и рабочая жидкость, аккумулированная в гидравлической полости газогидроаккумулятора 15 и с накопленной энергией эластичной пластины 4, под избыточным давлением через гидроклапан 10 по каналам 6 и 7 поступает в камеру торможения 3, что позволяет повысить тормозные качества трактора.

После снижения давления в гидроклапане 10, поршень обратного действия 8 закрывается, при этом аккумулируя энергию торможения. Во время установившегося движения упругодемпфирующий привод позволяет снизить колебания момента на ведущей оси за счет демпфирования колебаний в газогидроаккумуляторе 15 и дросселирования жидкости в гидроклапане 10. Возникающие при движении МТА колебания позволяют дополнительно заряжать газогидроаккумулятор 15.

Канал 9 выполняет функции предохранительного клапана при превышении давления в обеих режимах работы.

В процессе проведения исследований рассмотрена система «дорога-транспортное средство- упругодемпферный привод». Для реализации конкретных задач исследований выполнен теоретический анализ и обоснован метод повышения эксплуатационных качеств ведущих колес многозвенных многоосных транспортных поездов путем моделирования работы упругодемпферного привода.

### Результаты и их обсуждение

Для получения модели переходного процесса поглощения вибрации ведущих колес с быстродействующим пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом необходимо принять следующие допущения: рассмотрим только

ударный период времени силы  $P_{ург}$  в переходном

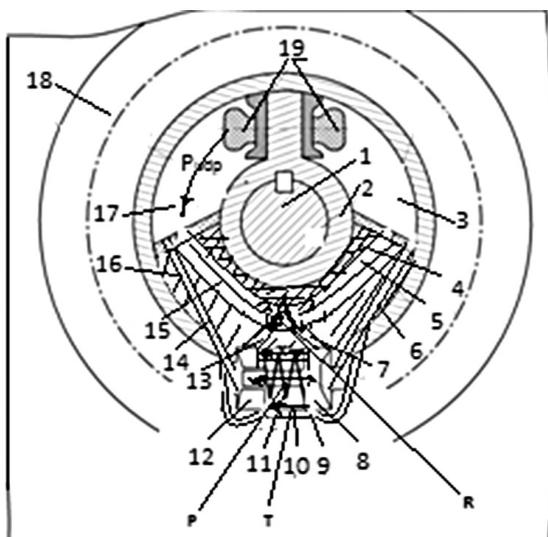


Рис. 1. Пневмогидравлический упругодемпфирующий привод (обозначение позиций – в тексте)

процессе и на основании этого допущения запишем уравнения динамики переходного процесса поглощения вибрации [3, 4]

$$\begin{cases} M\ddot{z} = \pm Mg \pm P \pm R \pm N \\ m\ddot{\zeta} = -mg \pm P \pm R \pm N + P_{sh} + R_{sh} \end{cases} \quad (1)$$

При этом  $M = P_{ург}r_p$ .

Упругая характеристика подвески с УДП описывается выражением

$$P = p \frac{F}{i} = \frac{p_{st}F / i}{\left(1 \mp \frac{F}{iV_{ct}} h_k\right)^n} = Mg \left( \frac{i l_0 - l_{ct}}{i l_0 - l_{ct} \mp (z - \varsigma)} \right)^n, \quad (2)$$

где  $P_{ург}$  – ударная сила УДП;

$r_p$  – радиус (плечо) ударной силы УДП;

$p$  – давление в УДП;

$F$  – площадь поршня УДП;

$i$  – передаточное число между ходом колеса

$h_k$  и демпфирования резиновой пластины и газовой камеры;

$p_{st}$  и  $V_{ct}$  – давление и объем газа в камере

УДП при ее статическом положении;

$n$  – показатель политропы (1,1...1,4) [5];

$g$  – ускорение свободного падения;

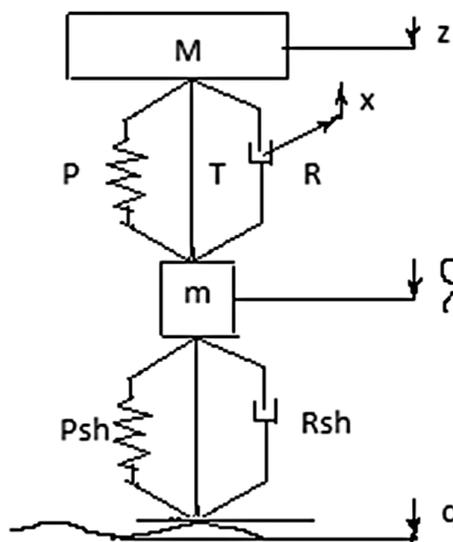


Рис. 2. Эквивалентная расчетная схема шины ведущих колес и саморегулируемым УДП:  $M$  и  $m$  – подрессоренная и неподрессоренная массы формирующей ударной силы УДП и колес;  $P$ ,  $R$ ,  $T$  – упругая и демпфирующая силы и сила сухого трения подвески;  $P_{sh}$  и  $R_{sh}$  – упругая и демпфирующая силы шины;  $z$  и  $\varsigma$  – координаты перемещений подрессоренной и неподрессоренной масс;  $x$  – координата перемещения пружины;  $q$  – координата кинематического возмущения.

$l_0$  – максимальная приведенная высота столба газа в УДП;  
 $l_{ct}$  – статический ход подвески; знак «-» – при сжатии УДП, знак «+» – при ее растяжении.

Демпфирующая характеристика подвески описывается выражением

$$R = \Delta p \frac{F}{i} = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_0^2 i^3} v_k^2 = r (\dot{z} - \dot{\zeta})^2, \quad (3)$$

где  $\Delta p$  – перепад давлений на демпфирующем узле;  
 $\rho$  – плотность жидкости;

$\mu$  – коэффициент расхода жидкости через

дроссельный канал (0,62 – для гидроамортизаторов, 0,8...0,9 – для УДП);  
 $f$  – площадь дроссельного канала;

$V_k = z - \zeta$  – скорость деформации подвески,

приведенная к колесу.

Для первого алгоритма регулирования демпфирования условие изменения коэффициента сопротивления  $r$

$$\left\{ \begin{array}{l} r = r_1 = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_0^2 i^3} \text{ при } |z - \zeta| < \Delta \text{ и } |\dot{z} - \dot{\zeta}| \leq \dot{v}_{np} \\ r = r_2 = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_0^2 i^3} \text{ при } |z - \zeta| \geq \Delta \text{ и } |\dot{z} - \dot{\zeta}| \leq \dot{v}_{np} \\ r = r_3 = r_2 + (r_4 - r_2) \left( \frac{|z - \zeta| - \Delta}{\delta} \right) \\ \text{при } (\Delta + \delta) > |z - \zeta| > \Delta \text{ и } |\dot{z} - \dot{\zeta}| > \dot{v}_{np} \\ r = r_4 = r_2 + \frac{\rho F^3}{2\mu^2 (f_0 + f_d)^2 i^3} \text{ при } |z - \zeta| \geq (\Delta + \delta) \text{ и } |\dot{z} - \dot{\zeta}| \leq \dot{v}_{np} \end{array} \right.$$

(4)

где  $f_0$  и  $f_d$  – площади основного и

дополнительного дроссельных каналов;

$\Delta$  и  $\delta$  – приведенные к колесу максимальный

ход пружины и ширина дополнительного

дроссельного канала:  $\Delta = a \frac{i F_{пл}}{F}$ ,  $\delta = b \frac{i F_{пл}}{F}$ ,

причем  $x = \frac{F}{i F_{пл}} (z - \zeta)$ ;

$F_{пл}$  – площади поперечного сечения пружины;

$v_{np}$  – скорость деформации подвески, при

которой срабатывают предохранительные клапаны.

Для второго алгоритма регулирования демпфирования (рис.3) коэффициент сопротивления

ступенчатого изменяется от  $r_1$  и  $r_2$  при открытом и закрытом дополнительном дроссельном канале

$$\left\{ \begin{array}{l} t = t_0 \text{ при } |z - \zeta| = \Delta \text{ и } (\dot{z} - \dot{\zeta}) < 0, \\ r = r_2 = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_0^2 i^3} \text{ при } t - t_0 \leq T, \\ r = r_1 = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 (f_0 + f_d)^2 i^3} \text{ при } |z - \zeta| < \Delta \text{ или } t_0 - t > T, \end{array} \right. \quad (5)$$

где  $t_0$  – текущее время от периода начала движения;

$t$  и  $\Delta$  – соответственно текущее значение времени и подъем катка в период перекрытия дополнительного канала на ходу сжатия (условие  $|z - \zeta| < \Delta$  и  $(\dot{z} - \dot{\zeta}) < 0$ ),  $T$  – заданное время задержки.

В момент частичного перекрытия дополнительного дроссельного канала предполагаем, что коэффициент  $r$  изменяется по

линейному закону.

С учетом принятых допущений уравнения динамики колебательной системы (рис.2) для пневмогидравлического привода с саморегулируемым демпфированием по алгоритмам (4) и (5) примут следующий вид

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + b \operatorname{sign}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \left[ r (\dot{z} - \dot{\zeta})^2 + T \right] - b M g \left( \frac{i l_0 - l_{ct}}{i l_0 - l_{ct} + (z - \zeta)} \right)'' + \\ + M g + c(i l_0 - l_{ct} + z - \zeta - l_{kon} i) = 0, \\ m\ddot{\zeta} + b_{sh} f_{sh} (\dot{\zeta} - \dot{q}) + b_{sh} c_{sh} (\zeta - q) - b \operatorname{sign}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \left[ r (\dot{z} - \dot{\zeta})^2 + T \right] + \\ + b M g \left( \frac{i l_0 - l_{ct}}{i l_0 - l_{ct} + (z - \zeta)} \right)'' - M g - c(i l_0 - l_{ct} + z - \zeta - l_{kon} i) = 0 \end{aligned}$$

(6)

где коэффициенты  $c$  и  $b$  учитывает пробой

УДП на ходе сжатия и отбоя, а коэффициент  $b_{sh}$  –

отрыв колеса от дороги. При расчетах данных профиль кинематического воздействия  $q$  задавался гармоническим и виде 3-х треугольных неровностей, высотой 0,2 м, расположенных на расстоянии 20 м.

Для решения уравнения (1) введем уравнения вектора

$$y = (z, \zeta)^T,$$

И приведем следующие обозначения

$$F_1 = \pm M g \pm P \pm R \pm N$$

$$S = -mg \pm P \pm R \pm N + P_{sh} + R_{sh}.$$

Эти обозначения поставим в уравнения (1)

$$\begin{cases} M\ddot{z} = F_1 \\ m\ddot{\sigma} = S \end{cases}$$

$$\begin{cases} \ddot{z} = F_1 / M \\ \ddot{\sigma} = S / m \end{cases}$$

$$\ddot{\vartheta} = \begin{vmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\sigma} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 / M & F_1 \\ 1 / m & S \end{vmatrix} = F$$

Учитывая, что изменение членов уравнения зависит от времени, запишем

$$\ddot{\vartheta} = F(t) \quad (7)$$

$$\dot{\vartheta} = \int F dt = Ft + c_1 \quad (8)$$

$$\vartheta = \int \int F dt dt = F \frac{t^2}{2} + c_1 t + c_2 \quad (9)$$

Представим начальные условия

$$\dot{\vartheta}_{t=0} = \dot{A}_{(t=0)}, \quad \vartheta_{t=0} = B_{(t=0)}.$$

С учетом этих условий определим следующие выражения

$$\dot{\vartheta}_{t=0} = \dot{A}_{(t=0)} = c_1, \quad \text{отсюда} \quad \text{получим}$$

$$c_1 = \dot{A}_{(t=0)}$$

$$\vartheta_{t=0} = B_{(t=0)} = c_2, \quad \text{так же будут} \quad c_2 = B_{(t=0)}.$$

В итоге уравнения (8) и (9) примут вид

$$\dot{\vartheta} = Ft + \dot{A}_{(t=0)} \quad (10)$$

$$\vartheta = F \frac{t^2}{2} + \dot{A}_{(t=0)} t + B_{(t=0)} \quad (11)$$

Итак, угловая скорость и перемещения общей системы можно определить с помощью уравнений (10) и (11) [6–8].

Из уравнения (1) можно также найти угловые колебания в переходном процессе в следующей последовательности

$$m\ddot{\zeta} = -mg \pm P \pm R \pm N + P_{sh} + R_{sh}$$

Обозначим правую часть уравнения через **S**

$$m\ddot{\zeta} = S \quad (12)$$

$$\ddot{\zeta} = \frac{1}{m} S$$

Это выражение дважды проинтегрируем

$$\dot{\zeta} = \frac{1}{m} \int S dt = \frac{1}{m} S t + c_1 \quad (13)$$

$$\zeta = \frac{1}{m} \int \int S dt dt = \frac{1}{m} S \frac{t^2}{2} + c_1 t + c_2 \quad (14)$$

Начальные условия будут следующими

$$\dot{\zeta}_{t=0} = \dot{a}_{(t=0)}, \quad \zeta_{t=0} = b_{(t=0)}$$

$$\dot{\zeta}_{t=0} = \frac{1}{m} S 0 + c_1 = c_1 = \dot{a}_{(t=0)}, \quad c_1 = \dot{a}_{(t=0)} = \dot{a}_1$$

$$\zeta_{t=0} = \frac{1}{m} S \frac{0^2}{2} + c_1 0 + c_2 = c_2 = b_{(t=0)}, \quad c_2 = b_{(t=0)} = b_1$$

Значения  $c_1, c_2$  подставим в уравнения (13) и

(14) и получим

$$\dot{\zeta} = \frac{1}{m} S t + \dot{a}_1, \quad (15)$$

$$\zeta = \frac{1}{m} \int \int S dt dt = \frac{1}{m} S \frac{t^2}{2} + \dot{a}_1 t + b_1, \quad (16)$$

Уравнение (15) определяет значение угловой скорости, а с помощью уравнения (16) можно определить угловые перемещения колебательной системы.

### Выводы

Получена математическая модель переходного процесса поглощения вибрации ведущих колес наземных машин с быстродействующим пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом. Аналитически определены уравнения, характеризующие угловую скорость и перемещения для общей колебательной системы. Для частного состояния найдены угловые скорости и перемещения колебательной системы. Полученные уравнения позволяют определить пределы изменения скорости колебаний и перемещений в рассматриваемой системе.

### Список литературы

- [1] Мандрик, И. И. Улучшение эксплуатационных показателей многозвенных тракторных поездов за счет совершенствования тягово-сцепного устройства. автореф. дис. к. техн. наук: 05.20.03 /Мандрик Илья Иванович. Саратов, 2000.– 26 с.
- [2] Панков, А.В. Повышение эффективности использования машинно-тракторного агрегата за счет применения пневмогидравлического упругодемпфирующего привода ведущих колес трактора класса 1,4. автореф. дис. к. техн. наук: 05.20.01 /Панков Александр Владимирович. Воронеж, 2009.– 21 с.

- [3] Похлебин, А.В. Повышение виброзащитных свойств пневмогидравлических рессор за счет саморегулируемых адаптивных демпферов. автореф. дис. к. техн. наук: 05.05.03 /Похлебин Алексей Владимирович. Волгоград, 2012.– 16 с.
- [4] Курочкин, А.А. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств. /А.А. Курочкин, В.М. Зимняков. Под ред. А.А. Курочкина.–М.: КолосС, 2006.– 320 с.
- [5] Курочкин, А.А. Дипломное проектирование по механизации переработки сельскохозяйственной продукции. /А.А. Курочкин, И.А. Спицын, В.М. Зимняков, Г.В. Шабурова, А.Ю. Сергеев. Под ред. А.А. Курочкина.–М.: КолосС, 2006.– 424 с.
- [6] Анализ процесса движения воздуха внутри кожуха ботвоудаляющего рабочего органа с обоснованием оптимального угла наклона ножей / Д.И. Фролов, А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, Д.Е. Каширин // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета имени П.А. Костычева. 2015. № 4 (28). С. 67–72.
- [7] Ботвоудаляющая машина : пат. 2339208 Российская Федерация : МПК А 01 D 23/02 / Н.П. Ларюшин, С.А. Сущёв, Д.И. Фролов, А.М. Ларюшин ; 2007109990/12 ; заявл. 19.3.2007 ; опубл. 27.11.2008, Бюл. №33. 8 с.
- [8] Фролов Д.И. Анализ работы ботвоудаляющего рабочего органа с оптимизацией воздушного потока внутри кожуха // Инновационная техника и технология. 2014. № 4 (01). С. 30–35.

## MATHEMATICAL MODELLING OF ABSORPTION OF VIBRATION IN DRIVING WHEELS OF LAND CARS WITH THE HIGH-SPEED DAMPING DRIVE GEAR

*Matmurodov F.M.*

A fast-acting pneumohydraulic spring-damping drive was developed and based on his research a mathematical model of vibration absorption on the axis of the driving wheels of ground vehicles was obtained. Dynamics of the oscillatory system for the resisting actions of a pneumohydraulic drive with self-adjustable damping is studied. On the basis of analytical studies, equations describing the angular velocities and displacements for a common oscillating wheel system are found.

**Keywords:** *the axis of the driving wheel, ground machines, high-speed pneumohydraulic spring-loaded drive, absorption of vibration, dynamics of the oscillatory system, self-adjusted damping, angular velocity.*

### References

- [1] Mandrik, I.I. Improving the performance of multi-link tractor trains by improving the trailer coupling. Author's abstract. Dis. To. Tehn. Sciences: 05.20.03 / Mandrik Ilya Ivanovich. Saratov, 2000. - 26 with.
- [2] Pankov, A.V. Increasing the efficiency of the use of the machine-tractor unit due to the use of the pneumohydraulic resilient-damping drive of the driving wheels of the tractor class 1.4. Author's abstract. Dis. To. Tehn. Sciences: 05.20.01 / Pankov Alexander Vladimirovich. Voronezh, 2009. - 21 with.
- [3] Pokhlebin, A.V. Increase of the vibration-protective properties of the pneumohydraulic springs due to self-adjusting adaptive dampers. Author's abstract. Dis. To. Tehn. Sciences: 05.05.03 / Pokhlebin Alexey Vladimirovich. Volgograd, 2012. - 16 with.
- [4] Kurochkin, A.A. Basics of calculation and design of machines and devices of processing industries. / A.A. Kurochkin, V.M. Zimnyakov. Ed. A.A. Kurochkin. - Moscow: Colossus, 2006. - 320 p.
- [5] Kurochkin, A.A. Diploma project on mechanization of processing of agricultural products. / A.A. Kurochkin, I.A. Spitsyn, V.M. Zimnyakov, G.V. Shaburova, A.Yu. Sergeev. Ed. A.A. Kurochkin. - Moscow: Colossus, 2006. - 424 p.
- [6] Analysis of the process of air movement inside the housing botopasie working on a study of optimum tilt angle of the knives / D. I. Frolov, A. A. Kurochkin, G. V. Shaburova, D. E. Kashirin // Bulletin of Ryzan state agrotechnological University named after P. A. Kostychev. 2015. No. 4 (28). Pp. 67-72.
- [7] Haulm removing machine : Pat. 2339208 Russian Federation : IPC A 01 D 23/02 / N. P. Laryushin, A. S. Sushchev, D. I. Frolov, A. M. Laryushin ; 2007109990/12 ; Appl. 19.3.2007 ; publ. 27.11.2008, Byull. No. 33. 8 p.
- [8] Frolov D. I. Analysis of work botopasie working on optimizing the air flow within the housing // Innovative technology. 2014. No. 4 (01). Pp. 30-35.