

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТЫ

УДК 543.8 + 541.13

ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ БАЛКИ ГРУЗОВОЙ ПЛАТФОРМЫ

К.Д. Ефремова, В.Н. Пильгунов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: efremova.k.d@gmail.com; vnp41@yandex.ru

Рассмотрена возможность создания гидропневматической подвески балки грузовой платформы, обеспечивающей малые угловые отклонения платформы от ее первоначально заданного горизонтального положения при смещении центра масс расположенного на платформе груза от вертикальной оси платформы. Предложена гидравлическая схема подвески с перекрестным соединением поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров и с компенсацией дифференциальности гидроцилиндров посредством газожидкостных гидроаккумуляторов. Разработана методика расчета статической характеристики гидропневматической подвески при смещении центра масс нагрузки от вертикальной оси платформы или дополнительном нагружении одного из концов балки. Выполнены поверочные расчеты статических характеристик гидропневматической подвески на примере двух типоразмеров гидроцилиндров. Проведена оценка влияния дифференциальности гидроцилиндров и начальных объемов газовых полостей гидроаккумуляторов на величину отклонения балки от горизонтальной позиции при смещении центра масс нагрузки от вертикальной оси платформы или дополнительном одностороннем нагружении одного из концов балки. Показано, что гидропневматическая подвеска на базе двух дифференциальных гидроцилиндров с перекрестным соединением их поршневых и штоковых полостей и присоединением газожидкостных гидроаккумуляторов может быть использована в качестве стабилизатора поперечной устойчивости транспортного средства.

Ключевые слова: гидропневматическая подвеска, газожидкостный гидроаккумулятор, дифференциальность гидроцилиндра, поршневая полость гидроцилиндра, штоковая полость гидроцилиндра.

AN HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION FOR A HORIZONTAL BALANCE BEAM OF THE LOADING PLATFORM

K.D. Efremova, V.N. Pilgunov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: efremova.k.d@gmail.com; vnp41@yandex.ru

The authors examine the possibility of creating a hydro-pneumatic suspension destined for horizontal balance beam of the loading platform. This suspension ensures small angular deviation of this platform relatively its specified initial horizontal position at the displacement of mass center for load located on this platform vs its vertical axis coordinates. An hydraulic scheme of this suspension with cross-strapped of the piston and rod hydrocylinder cavities is proposed. It includes the compensation of hydrocylinder differentiations with help of gaz-liquid hydroaccumulators. The method of the static characteristic calculation for hydro-pneumatic suspension has been developed for both displacement of the load mass center vs vertical axis

* Статья подготовлена к 100-летию кафедры “Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика” МГТУ им. Н.Э. Баумана.

coordinates of platform and under additional loading of one end of the balance beam. Recalculation of static characteristics for hydro-pneumatic suspension is carried out using an example of two standard sizes of hydrocylinders. Authors have estimated the influence both the cylinder differentiation and initial volumes of hydroaccumulator gaz cavities by deviation value of balance beam vs its horizontal position at the displacement of load mass center vs its vertical axis coordinates or under additional unilateral loading for one end of the balance beam. It has been shown that hydro-pneumatic suspension based on two differential hydrocylinders with cross-strapped of the piston and rod hydrocylinder cavities and two gaz-liquid hydroaccumulators may be used as an antiroll bar of the transport vehicle.

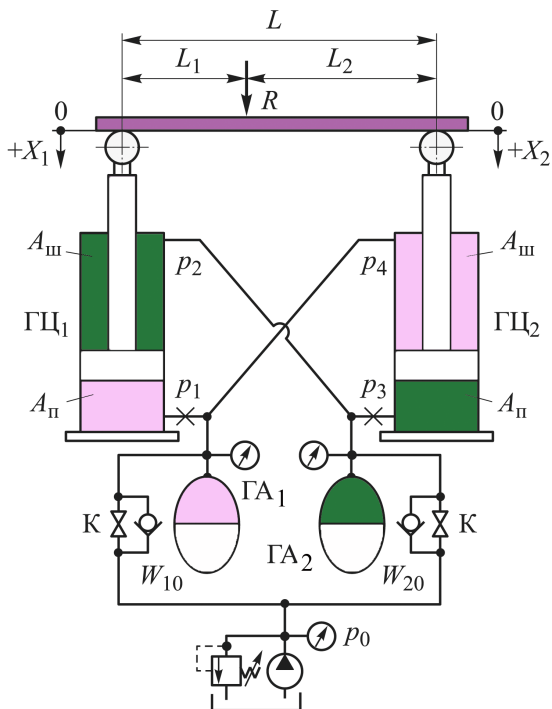
Keywords: hydro-pneumatic suspension, gaz-liquid hydroaccumulator, hydrocylinder differentiation, piston hydrocylinder cavity, rod hydrocylinder cavity.

В тяжелой промышленности, строительной индустрии, морском флоте, радиоастрономии и радиотелеметрии возникают проблемы, связанные с необходимостью удержания грузовой платформы в ее первоначальном горизонтальном положении при смещении центра тяжести нагружающей массы относительно вертикальной оси платформы [1–3]. Аналогичная проблема возникает при дополнительном нагружении одного из концов балки дополнительной силой, соизмеримой с основной нагрузкой. Система горизонтальной стабилизации грузовой платформы должна быть достаточно мягкой, чтобы не допустить большие ударные нагрузки в переходных процессах [4, 5].

Использование для решения указанных проблем сложных и дорогостоящих следящих систем оправдано только при жестких требованиях к допустимому отклонению платформы от горизонта [6–8]. Пружинная подвеска грузовой платформы не решает задачу горизонтальной стабилизации. Копирующий пневмопривод [9] в условиях ограничения уровня максимального давления в пневмосистеме значениями $p = 0,8 \dots 1,0$ МПа может решить задачу горизонтальной стабилизации только слабонагруженной платформы. Задача предлагаемой работы — исследование возможности создания гидропневматической подвески несущей балки горизонтальной грузовой платформы и разработка методики ее расчета.

Предлагаемая гидравлическая схема подвески приведена на рисунке.

Горизонтальная балка платформы, нагруженная массой M , определяющей вертикальную составляющую нагрузки $R = Mg$, поддерживается двумя дифференциальными гидроцилиндрами ГЦ₁ и ГЦ₂, поршневые и штоковые полости которых перекрестно соединены гидравлическими магистралями [10]. В силу дифференциальности гидроцилиндров для компенсации разницы объемов рабочей жидкости, вытесняемой из поршневой полости гидроцилиндра ГЦ₁ при просадке платформы X_1 , вызванной смещением силы R , и объема, высвобождаемого в штоковой полости гидроцилиндра ГЦ₂, предусмотрены газожидкостные гидроаккумуляторы ГА₁ и ГА₂. Начальное давление



Гидравлическая схема гидропневматической подвески

p_0 в полостях гидроцилиндров обеспечивается питающей установкой малой мощности посредством подпиточных клапанов К.

Рассмотрим условия равновесия несущей балки горизонтальной грузовой платформы, установленной на гидропневматической подвеске [11]. При отсутствии смещения нагрузки R относительно вертикальной оси балки $L_1 = L_2 = 0,5L$, дополнительная нагрузка на штоках гидроцилиндров отсутствует, $\Delta R = 0$ и, без учета сил трения в уплотнениях гидроцилиндров, уравнения равновесия будут иметь вид

$$0,5R + p_2 A_{ш} - p_1 A_{п} = 0 \quad (1)$$

— для гидроцилиндра ГЦ₁;

$$0,5R + p_4 A_{ш} - p_3 A_{п} = 0 \quad (2)$$

— для гидроцилиндра ГЦ₂, где $A_{п} = 0,785d_{п}^2$ и $A_{ш} = 0,785(d_{п}^2 - d_{ш}^2)$ — площади поршня в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндров соответственно; $d_{п}$ — диаметр поршня; $d_{ш}$ — диаметр штока.

Сопоставление равенств (1) и (2), с учетом соотношений $p_1 = p_4$ и $p_2 = p_3$, определяет равновесное состояние гидроцилиндров после окончания переходного процесса

$$p_1(A_{п} + A_{ш}) = p_2(A_{п} + A_{ш}).$$

Следовательно, в условиях равновесия балки в полостях гидроцилиндров установятся одинаковые давления $p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p_0$, где

p_0 — значение начального давления в полостях гидроцилиндров, определяемого нагрузкой $R_1 = R_2 = 0,5R$.

Давление p_0 определим из совместного решения уравнений (1), (2)

$$p_0 = \frac{0,5R}{A_{\text{п}} - A_{\text{ш}}}. \quad (3)$$

Давление p_0 соответствует давлению в газовых полостях гидравлических аккумуляторов ΓA_1 и ΓA_2 , при котором устанавливаются их исходные объемы W_{10} и W_{20} . Эти объемы в общем случае могут незначительно отличаться друг от друга и определяются первоначальным давлением наддува гидроаккумуляторов азотом.

Рассмотрим условия равновесия балки грузовой платформы при смещении нагрузки R от вертикальной оси балки в направлении гидроцилиндра $\Gamma Ц_1$ на ΔL [12, 13]: такое смещение нагрузки приводит к дополнительному нагружению $\Gamma Ц_1$ и разгрузке $\Gamma Ц_2$ на значение ΔR .

Увеличенная суммарная нагрузка на штоке $\Gamma Ц_1$ $R_1 = 0,5R + \Delta R$ является причиной просадки его поршня на значение X_1 и вызывает повышение давления в поршневой полости на Δp_1 . Уменьшенная на то же значение ΔR нагрузка на штоке $\Gamma Ц_2$ $R_2 = 0,5R - \Delta R$ вызовет его выдвигание на X_2 и подъем правого конца балки. Вытесняемые из поршневой полости $\Gamma Ц_1$ и из штоковой полости $\Gamma Ц_2$ объемы рабочей жидкости $W_{\text{п1}} = A_{\text{п}}X_1$ и $W_{\text{ш2}} = A_{\text{ш}}X_2$ начнут поступать в гидроаккумулятор ΓA_1 , что приведет к уменьшению начального объема его газовой полости на $W_{\Gamma A1} = A_{\text{п}}X_1 + A_{\text{ш}}X_2$. Увеличение объемов штоковой и поршневой полостей гидроцилиндров $\Gamma Ц_1$ и $\Gamma Ц_2$ будет компенсироваться поступлением в них рабочей жидкости, вытесняемой из гидроаккумулятора ΓA_2 , объем которой составляет $W_{\Gamma A2} = A_{\text{п}}X_2 + A_{\text{ш}}X_1$.

В силу малости атмосферного давления по сравнению с начальными избыточными давлениями в полостях гидроцилиндров $p_{\text{атм}} \ll p_0$, изменение состояния газа в газовых полостях гидравлических аккумуляторов в условиях изотермического процесса сжатия газа запишем в соответствии с уравнением Менделеева – Клапейрона [14, 15]:

$$p_0 W_{10} = (p_0 + \Delta p_1)(W_{10} - W_{\Gamma A1}) = (W_{10} - A_{\text{п}}X_1 - A_{\text{ш}}X_2); \quad (4)$$

$$p_0 W_{20} = (p_0 - \Delta p_2)(W_{20} + W_{\Gamma A2}) = (W_{20} + A_{\text{п}}X_2 + A_{\text{ш}}X_1), \quad (5)$$

где Δp_1 и Δp_2 — повышение и понижение давлений в поршневой и штоковой полостях $\Gamma Ц_1$, обусловленные добавленной нагрузкой ΔR .

По окончанию переходных процессов в полостях гидроцилиндров установятся избыточные давления $(p_0 + \Delta p_1) = (p_0 + \Delta p_4)$ и $(p_0 + \Delta p_2) = (p_0 + \Delta p_3)$, что соответствует равенствам $\Delta p_1 = \Delta p_4$ и $\Delta p_2 = \Delta p_3$.

Если начальные объемы газовых полостей гидравлических аккумуляторов равны $W_{10} = W_{20} = W_0$, то совместное решение уравнений

(4) и (5) определяет обобщенное уравнение гидростатики гидропневматической подвески горизонтальной балки:

$$p_0(A_n + A_m)(X_1 + X_2) + \Delta p_1(A_n X_1 + A_m X_2 - W_0) - \Delta p_2(A_m X_1 + A_n X_2 + W_0) = 0. \quad (6)$$

При смещении нагрузки R в сторону ГЦ₁ уравнения (1) и (2) принимают вид:

$$0,5R + \Delta R - p_0(A_n - A_m) - \Delta p_1 A_n - \Delta p_2 A_m = 0, \quad (7)$$

$$0,5R - \Delta R - p_0(A_n - A_m) + \Delta p_1 A_m + \Delta p_2 A_n = 0. \quad (8)$$

Совместное решение уравнений (7) и (8) определяет соответствие между приращениями давлений Δp_2 и Δp_1 при смещении нагрузки на $\Delta L = L_2 - L_1$ (см. рисунок)

$$\Delta p_2 = \frac{2\Delta R}{A_n + A_m} - \Delta p_1.$$

Подстановка полученного значения давления $\Delta p_2 = \Delta p_3$ в обобщенное уравнение гидростатики подвески (6) устанавливает связь между смещениями штоков гидроцилиндров

$$X_2 = \frac{2\Delta R W_0}{K(A_n + A_m) - 2\Delta R A_n} - X_1 \frac{K(A_n + A_m) - 2\Delta R A_m}{K(A_n + A_m) - 2\Delta R A_n},$$

где K – коэффициент нагрузки, равный

$$K = (p_0 + \Delta p_1)(A_n + A_m). \quad (9)$$

Определим приращение давления Δp_1 в поршневой полости гидроцилиндра ГЦ₁ при смещении нагрузки. Из уравнения (8) выразим приращение давления Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta R - 0,5R + p_0(A_n - A_m) - \Delta p_1 A_m}{A_n}. \quad (10)$$

Подстановка полученного выражения Δp_2 в уравнение (7) определяет значение

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta R}{A_n + A_m}. \quad (11)$$

С учетом равенства (11), коэффициент нагрузки будет определяться значениями сил R и ΔR , действующих на балку,

$$K = \frac{0,5R(A_n + A_m)}{A_n - A_m} + \Delta R. \quad (12)$$

Относительное приращение давления Δp_1 будем оценивать выражением

$$\gamma_p = \frac{\Delta p_1}{p_0} = \frac{2\Delta R(A_n - A_m)}{R(A_n + A_m)}.$$

Из уравнения (10), с учетом значения приращения давления Δp_1 (11), получим выражение для оценки приращения давления Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta R}{A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}} = \Delta p_1.$$

Используя уравнение (5), установим связь между смещениями штоков гидроцилиндров через приращение давления Δp_2 :

$$X_2 = \left[\frac{\Delta p_2 W_0}{A_{\text{п}}(p_0 - \Delta p_2)} \right] - X_1 \frac{A_{\text{ш}}}{A_{\text{п}}}.$$

Подстановка значения X_2 в уравнение (4) определяет выражение для просадки левого конца балки

$$X_1 = \frac{\Delta R W_0}{A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}} \left[\frac{A_{\text{п}}}{0,5R(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) + \Delta R(A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})} - \frac{A_{\text{ш}}}{0,5R(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) - \Delta R(A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})} \right]. \quad (13)$$

Исследуем работоспособность гидроневматической подвески поперечной балки горизонтальной грузовой платформы, выполненной на базе гидроцилиндров ГЦ 32/16-200, имеющих следующие геометрические параметры: диаметр поршня $d_{\text{п}} = 32 \cdot 10^{-3}$ м; диаметр штока $d_{\text{ш}} = 16 \cdot 10^{-3}$ м; рабочая длина штока $S = 0,2$ м; рабочая площадь поршня в поршневой полости $A_{\text{п}} = 0,803 \cdot 10^{-3}$ м²; рабочая площадь поршня в штоковой полости $A_{\text{ш}} = 0,599 \cdot 10^{-3}$ м²; дифференциальность гидроцилиндра $D = A_{\text{п}}/A_{\text{ш}} = 1,34$; сумма рабочих площадей поршня $A_{\text{п}} + A_{\text{ш}} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ м²; разность рабочих площадей поршня $A_{\text{п}} - A_{\text{ш}} = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м²; объем (литраж) поршневой полости гидроцилиндра $W_{\text{ГЦ}} = 0,161 \cdot 10^{-3}$ м³. Примем начальные объемы газовых полостей гидроаккумуляторов одинаковыми и равными литражу поршневой полости гидроцилиндра $W_{10} = W_{20} = 0,161 \cdot 10^{-3}$ м³.

Расчеты выполним для двух значений нагрузки: $R = 20 \cdot 10^3$ Н и $R = 10 \cdot 10^3$ Н.

В этом случае в соответствии с равенством (4) при отсутствии смещения нагрузки в полостях гидроцилиндров установятся давления $p_0 = 50$ МПа и $p_0 = 25$ МПа.

Угол наклона поперечной балки грузовой платформы относительно горизонта α при смещении нагрузки относительно оси платформы оценим для длины балки $L = 1000$ мм.

Результаты расчетов, выполненных в соответствии с формулами (12) и (13) и с учетом равенства (13), представлены в табл. 1.

ΔR	Нагрузка $R = 20 \cdot 10^3$ Н				Нагрузка $R = 10 \cdot 10^3$ Н			
	X_1 , мм	X_2 , мм	ΔX , мм	α , град.	X_1 , мм	X_2 , мм	ΔX , мм	α , град.
$0,1 R$	2,7	-5,5	8,2	0,47	2,8	-4,6	7,4	0,42
$0,2 R$	4,0	-9,5	13,5	0,77	10	-1,8	11,8	0,67
$0,3 R$	4,0	-16	20	1,15	4,4	-15	19,4	1,11
$0,4 R$	3,0	-24	27	1,55	3,0	-24	27,0	1,55
$0,5 R$	0	-33	33	1,89	1,0	-32	33	1,90

В табл. 1 разность смещений штоков гидроцилиндров $\Delta X = X_1 - X_2$, с учетом знака смещения X_2 штока ГЦ2, определяет значение тангенса угла наклона балки

$$\operatorname{tg} \alpha = \Delta X / L \approx \alpha.$$

Уменьшим нагрузку на балку до $R = 2 \cdot 10^3$ Н, при этом начальное давление в полостях гидроцилиндров понизится до значения $p_0 = 5$ МПа. Оценим значения смещения штоков гидроцилиндров и угол наклона балки при дополнительной нагрузке $\Delta R = 0,2R$: $X_1 = 2$ мм, $X_2 = -12$ мм, $\Delta X = 14$ мм, $\alpha = 0,80$ град. Сравнение полученных результатов с данными табл. 1 показывает, что существенное уменьшение (в 10 раз!) начальной нагрузки R на балку практически не влияет на угол α наклона балки.

Исследуем влияние начальных объемов газовых полостей гидравлических аккумуляторов на работоспособность подвески: для значений нагрузки $R = 10 \cdot 10^3$ Н и дополнительной нагрузки $\Delta R = 0,3R = 3 \cdot 10^3$ Н коэффициент нагрузки принимает значение $K = 38 \cdot 10^3$ Н. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2

$W_0/W_{ГЦ}$	W_0 , м ³	X_1 , мм	X_2 , мм	ΔX , мм	α , град.
0,8	$0,13 \cdot 10^{-3}$	3,3	-13,0	16,3	0,93
1,0	$0,161 \cdot 10^{-3}$	4,4	-15,0	19,4	1,11
1,2	$0,193 \cdot 10^{-3}$	4,7	-19,2	23,9	1,37
2,0	$0,322 \cdot 10^{-3}$	7,9	-32,0	39,9	2,3

Проведенный анализ влияния начальных объемов газовых полостей гидроаккумуляторов на качество работы гидропневматической подвески показывает, что увеличение этих объемов существенно уменьшает жесткость балки и увеличивает ее угол наклона к горизонту при смещении нагрузки.

Необходимо отметить, что несущая способность гидропневматической подвески определяется значением номинального давления в гидросистеме $p_{0ном}$ и диаметром штока $d_{шт}$ в соответствии с равенством (3) $p_{0ном} = 2R/\pi d_{шт}^2$. Если для гидроцилиндра ГЦ 32/16-200 принять $p_{0ном} = 16$ МПа, то допустимая нагрузка на балку составит $R_{доп} = 6,5 \cdot 10^3$ Н.

При расчете толщины стенки гидроцилиндра необходимо учитывать значение добавленного давления (11), определяемого смещением нагрузки относительно вертикальной оси балки. При выборе начальных положений поршней в цилиндрах необходимо учитывать значение их возможных смещений $X_1 = X_{1max}$ и $-X_1 = -X_{1max}$.

Рассмотрим работоспособность гидропневматической подвески, выполненной на базе гидроцилиндров ГЦ 32/22-200, которые как и рассмотренные ГЦ 32/16-200, при том же диаметре поршня $d_{п}$, рабочей длине S штока, рабочей площади $A_{п}$ поршня в поршневой полости и объеме $W_{ГЦ}$ поршневой полости гидроцилиндра, имеют следующие параметры: диаметр штока $d_{шт} = 22 \cdot 10^{-3}$ м; рабочая площадь поршня в штоковой полости $A_{шт} = 0,423 \cdot 10^{-3}$ м²; дифференциальность гидроцилиндра $D = A_{п}/A_{шт} = 1,90$; сумма рабочих площадей поршня $A_{п} + A_{шт} = 1,23 \cdot 10^{-3}$ м²; разность рабочих площадей поршня $A_{п} - A_{шт} = 0,38 \cdot 10^{-3}$ м².

Расчеты, выполненные в соответствии с формулами (12) и (13) для значений $R = 10 \cdot 10^3$ Н, $\Delta R = 3 \cdot 10^3$ Н и $W_{10} = W_{20} = 0,161 \cdot 10^{-3}$ м³ дали следующие результаты: $K = 19,2$ Н; $X_1 = 8,1$ мм; $X_2 = -42$ мм; $\Delta X = 50$ мм и $\alpha = 2,87$ град.

Сравнение полученных результатов с данными табл. 1 показывает, что просадка штока ГЦ₁ увеличилась в 1,9 раза, а угол наклона балки — в 2,5 раза. Таким образом, увеличение дифференциальности гидроцилиндра вызывает существенное увеличение просадки левого конца балки X_1 и угла отклонения от горизонта α .

Оценим работоспособность гидропневматической подвески при дополнительном одностороннем нагружении левого конца балки силой ΔR . При этом нагрузки на штоки гидроцилиндров будут равны, соответственно: $R_1 = 0,5R + \Delta R$ и $R_2 = 0,5R$, где, как и прежде, R — начальная нагрузка, приложенная в центре тяжести балки.

Уравнения (7) и (8) принимают вид

$$0,5R + \Delta R - p_0(A_{п} - A_{шт}) - \Delta p_1 A_{п} - \Delta p_2 A_{шт} = 0, \quad (14)$$

$$0,5R - p_0(A_{п} - A_{шт}) + \Delta p_1 A_{шт} + \Delta p_2 A_{п} = 0. \quad (15)$$

Совместное решение уравнений (14) и (15) определяет связь между приращениями давлений:

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta R}{A_{п} + A_{шт}} - \Delta p_1.$$

Подстановка приращения давления Δp_2 в обобщенное уравнение гидростатики гидропневматической подвески горизонтальной балки (6) определяет зависимость между смещениями штоков гидроцилиндров:

$$X_2 = \frac{\Delta R W_0}{K(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) - \Delta R A_{\text{п}}} - X_1 \frac{K(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) - \Delta R A_{\text{ш}}}{K(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) - \Delta R A_{\text{п}}}, \quad (16)$$

где, как и прежде, K — коэффициент нагрузки, определяемый выражением (9).

Определим приращение давления Δp_1 при дополнительном одностороннем нагружении левого конца балки. Для этого из равенства (15) найдем выражение для определения приращения давления Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{p_0(A_{\text{п}} - A_{\text{ш}}) - \Delta p_1 A_{\text{ш}} - 0,5R}{A_{\text{п}}}.$$

После подстановки полученного выражения Δp_2 в уравнение (14) получим зависимость приращения давления Δp_1 от дополнительной нагрузки ΔR

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta R A_{\text{п}}}{(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}})(A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})}. \quad (17)$$

Коэффициент нагрузки (9) будет определяться выражением

$$K = [0,5R(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) + \Delta R A_{\text{п}}](A_{\text{п}} - A_{\text{ш}}). \quad (18)$$

Используя выражение (14), с учетом равенства (17), получаем значение приращения давления Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta R A_{\text{ш}}}{(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}})(A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})}.$$

Значение просадки штока ГЦ₁ определяется в соответствии с равенством (13). Исследуем работу гидропневматической подвески, выполненной на базе гидроцилиндров ГЦ 32/16-200 для значений $R = 10 \cdot 10^3$ Н, $\Delta R = 0,3R = 3 \cdot 10^3$ Н и $W_0 = 0,161 \cdot 10^{-3}$ м³.

Из табл. 1 находим значение $X_1 = 4,4$ мм. В соответствии с равенствами (18) и (16) определяем значения коэффициента нагрузки $K = 47 \cdot 10^3$ Н и выдвижения штока ГЦ₂ $X_2 = 3,2$ мм и угол отклонения балки от горизонта $\alpha = 0,43$ град.

При таких же значениях нагрузок смещение силы R относительно вертикальной оси балки в сторону ГЦ₁ угол наклона балки составил $\alpha = 1,11$ град., т.е. в 2,5 раза больше.

Необходимо отметить, что режим работы гидропневматической подвески балки, соответствующий одностороннему дополнительному нагружению ГЦ₁, идентичен работе гидропневматической подвески транспортного средства [16], если рассматривать воздействие силы ΔR со стороны дна гидроцилиндра ГЦ₁.

Выводы. 1. Показана возможность использования гидропневматической подвески, выполненной по схеме перекрестного соединения поршневых и штоковых полостей дифференциальных гидроцилиндров, для горизонтальной стабилизации балки грузовой платформы при смещении нагрузки относительно вертикальной оси балки.

2. Разработана методика расчета параметров гидропневматической подвески балки горизонтальной грузовой платформы.

3. Исследовано влияние геометрических параметров гидроцилиндров и начальных объемов газовых полостей гидравлических аккумуляторов, используемых в схеме гидропневматической подвески, на жесткость балки и угол ее наклона к горизонту при смещении нагрузки относительно вертикальной оси балки.

4. Проведена оценка работоспособности гидропневматической подвески балки при дополнительном одностороннем нагружении одного из ее концов.

5. Отмечено, что гидропневматическая подвеска с перекрестным соединением поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров может быть использована для обеспечения поперечной устойчивости платформы транспортного средства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жеглов Л.Ф. Автоматические системы поддрессоривания. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 48 с.
2. Масси П. Активные (регулируемые) подвески / пер. с англ. М.: ВА БТВ, 1979. С. 12–17.
3. Depres K., Martens K., Ramon H. Comfort improvement by passive and semi-active hydropneumatic suspension using global optimization technique. American control conference, 8–10 May 2002, Anchorage, USA.
4. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
5. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессоривания транспортных средств. Дисс... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 179 с.
6. El Demerdash S.M., Crolla D.A. Hydropneumatic slow-active suspension with preview control. Vehicle System Dynamics Band 25, (1996) Heft 5, P. 369–386.
7. Giliomee C.L., Els P.S. Semi-active hydropneumatic spring and damper system // J. of Terrametries, 35 (1998). P. 109–117.
8. Schuman A.R., Anderson R.J. Optimal control of an active antiroll suspension for an off road utility vehicle using interconnected hydragas suspension units. Vehicle System Dynamics Band 37 (2002) Helf Suppl. P. 145–156.
9. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Копирующий пневмопривод. Электронное науч.-тех. издание “Наука и образование”: Инженерный журнал: наука и инновации. Вып. № 4 (16), октябрь 2013.
10. Wolfgang Bauer. Hydropneumatisch Federungssysteme. Springer-Verlag State Berlin – Heidelberg, 2008. 50 p.
11. Баумта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Высш. шк., 1991. 367 с.
12. Moreau X., Nouillant C., Oustaloup A. Global and local suspension controls applied to vehicle braking on roads. ECC, Europ. Control Conf., 2001. P. 3642–3647.

13. Waller R., Naf W. Hydropneumatisches Querfeder – und Dämpfungssystem für Schienenfahrzeuge, O + P, Olhydraulik und Pneumatik Band 41 (1997) Heft 10. S. 740–742.
14. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высш. шк., 1991. 367 с.
15. Дмитриев В.И., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.
16. Eulenbach D. Nivomat – Stand und Entwicklungstrens hydropneumatischer Niveauregelsysteme, Tagung: Kraftfahrzeugstossdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, Komponenten und Systeme, 25–26 Nov., 2003, Haus der Technik, Essen, Ger.

REFERENCES

- [1] Zheglov L.F. Avtomaticheskie sistemy podressorivaniya [Automatic cushioning system]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2012. 48 p.
- [2] Massi P. Aktivnye (reguliruemye) podveski [Active (adjustable) suspension]. Moscow, VA BTV Publ., 1979 (cited pp. 12–17).
- [3] Depres K., Martens K., Ramon H. Comfort improvement by passive and semi-active hydro-pneumatic suspension using global optimization technique. *Proc. American Control Conf.*, Anchorage, USA, May 8–10, 2002.
- [4] Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin [Integrated cushioning of high-mobility double-link tracked vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010. 184 p.
- [5] Smirnov A.A. Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskiikh ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv. Diss. kand. tehn. nauk [Mathematical simulation of pneumatic hydraulic devices for cushioning system of vehicles. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 1999. 179 p.
- [6] El Demerdash S.M., Crolla D.A. Hydropneumatic slow-active suspension with preview control. *Vehicle System Dynamics*, 1996, vol. 25, no. 5, pp. 369–386. DOI: 10.1080/00423119608968972
- [7] Gilomee C.L., Els P.S. Semi-active hydropneumatic spring and damper system. *J. of Terramechanics*, 1998, vol. 35, iss. 2, pp. 109–117. DOI: 10.1016/S0022-4898(98)00016-0
- [8] Schuman A.R., Anderson R.J. Optimal control of an active antiroll suspension for an off road utility vehicle using interconnected hydra-gas suspension units. 17th IAVSD symposium “The dynamics of vehicles on roads and on tracks”. Lyngby, Denmark, August 20–24, 2001. *Supplement to J. “Vehicle System Dynamics”*, 2002, vol. 37, pp. 145–156.
- [9] Pil’gunov V.N., Efremova K.D. The slave pneumatic actuator. *Jelektr. nauchno-tehn. Izd. “Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii” MGTU im. N.E. Baumana* [El. Sc.-Techn. Publ. “Eng. J.: Science and Innovation” of Bauman MSTU], 2013, no. 4 (16) (in Russ.). Available at: <http://engjournal.ru/catalog/it/nav/1095.html> (accessed 01.10. 2014).
- [10] Bauer W. Hydropneumatisch Federungssysteme. Springer – Verlag Berlin – Heidelberg, 2008, 50 p. (in Ger.). (Engl. ed.: Bauer W. Hydro-pneumatic suspension systems. Springer, 2011. 237 p.).
- [11] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines, hydraulic drives]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1991. 367 p.
- [12] Moreau X., Nouillant C., Oustaloup A. Global and local suspension controls applied to vehicle braking on roads. *Proc. of Europ. Control Conf. ECC. Seminário de Vilar, Porto, Portugal, September 4–7, 2001*, pp. 3642–3647.

- [13] Waller R., Naf W. Hydropneumatisches Querfeder – und Dämpfungssystem für Schienenfahrzeuge [Hydro-pneumatic cross-spring and damping system for rail vehicles]. *O + P (Olhydraulik und Pneumatik)*, 1997, vol. 41, no. 10, pp. 740–742.
- [14] Nagorny V.S., Denisov A.A. Ustroystva avtomatiki gidro- i pnevmosistem [Devices of automatics of hydro and pneumatic systems]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1991. 367 p.
- [15] Dmitriev V.I., Gradetskiy V.G. Osnovy pnevmoavtomatiki [Fundamentals of pneumatic control]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 360 p.
- [16] Eulenbach D. Nivomat – Stand und Entwicklungstrends hydropneumatischer Niveauregelsysteme [Nivomat – Stand and development trends of hydropneumatic level control systems] *Wer. Tagung “Kraftfahrzeugstossdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, Komponenten und Systeme”* [Proc. of workshop “Automobile shock absorber and its influence on the chassis, components and systems”]. Haus der Technik, Essen, Germany, November 25–26, 2003.

Статья поступила в редакцию 17.06.2014

Клара Дмитриевна Ефремова — канд. техн. наук, доцент кафедры “Гидромеханика, гидравлические машины и гидропневмоавтоматика” МГТУ им. Н.Э. Баумана, почетный работник высшего профессионального образования РФ. Автор 50 научных работ по пневмоприводам, элементам пневмоавтоматики и электропневматическим системам управления.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Efremova K.D. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydro-Pneumoautomatics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Honour Employee of the Highest Professional Education of the RF. Author of more than 50 publications in the field of the gas and fluid mechanics, pneumatics and electro-pneumatics control systems, pneumatic drives.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Владимир Николаевич Пильгунов — канд. техн. наук, доцент кафедры “Гидромеханика, гидравлические машины и гидропневмоавтоматика” МГТУ им. Н.Э. Баумана, почетный работник высшего профессионального образования РФ. Автор 60 научных работ по механике жидкости, сонолюминесценции, кавитации, объемным гидроприводам и устройствам гидроавтоматики.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Pilgunov V.N. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydro-Pneumoautomatics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Honour Employee of the Highest Professional Education of the RF. Author of more than 60 publications in the field of the gas and fluid mechanics hydraulic drives, sonoluminescence, cavity, volume hydraulic transmission, hydraulic and electro-hydraulic control systems.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.