

УДК 622.232(043.3)

Д.А. Кузиев, А.А. Губенко, И.Н. Клементьева
КОНСТРУКЦИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ
И КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО
УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

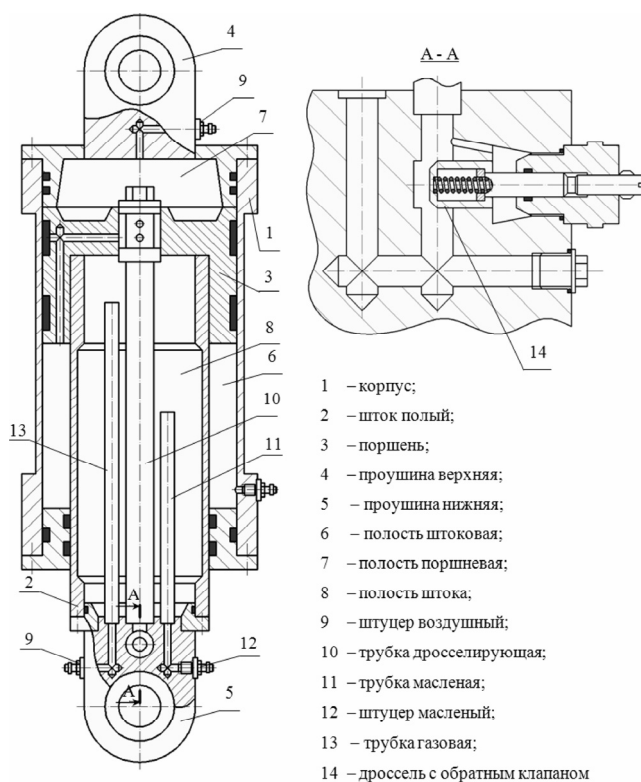
Рассмотрены конструкция, принцип действия и конструктивные параметры пневмогидравлического упругодемпфирующего устройства конструкции МГУ с дросселем и обратным клапаном для оперативного регулирования жесткости и демпфирования.

Ключевые слова: конструкция, принцип действия, пневмогидравлический амортизатор, конструктивные параметры.

Рассмотрим конструкцию упруго-демпфирующего устройства МГИ (УДУ) - пневмогидравлического амортизатора (ПГА) с дросселем и обратным клапаном (рис. 1), техническая характеристика которого приведена в таблице.

Пневмогидравлический амортизатор состоит из: корпуса 1, полого штока 2 с поршнем 3, верхней 4 и нижней 5 проушин с подшипниками ШС-60. Полый шток 2 с поршнем 3 и корпус 1 образуют замкнутые полости: штоковую 6 заполненную рабочей жидкостью, поршневою 7 заполненную газом и полость 8 внутри штока 2. Посредством каналов, выполненных в проушине 4, полость 7 связана со штуцером 9. Полость 8 заполнена рабочей жидкостью до уровня соответствующего длине трубки 11 связанной посредством канала в проушине 5 со сливом 12. Штоковая полость 6 посредством каналов, выполненных в поршне 3, трубки 10 и дроссельного обратного канала гидравлически связана с полостью 8, расположенной внутри штока 2. Трубка 13 связывает часть полости штока, заполненную азотом, со штуцером 9.

№ п/п	Параметр УДУ	Значение параметра
1	Диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра) (d_{II}), мм	280
2	Наружный диаметр штока (d_{III}), мм	200
3	Внутренний диаметр штока (d_{IV}), мм	190
4	Ход штока (x_{max}), мм	240
5	Зарядное давление (p_0), МПа	0,5
6	Максимальное давление, МПа: в поршневой полости (при сжатии) ($p_{II_{max}}$) в штоковой полости (при растяжении) ($p_{IV_{max}}$)	5 5
7	Максимальное усилие (осевая нагрузка), кН: при сжатии при растяжении	300 150
8	Объем рабочей жидкости, $10^{-3} м^3$: в штоковой полости (и в полости штока) ($V_{PЖ}$) в полости поршня ($V_{II_{PЖ}}$)	12 2



- 1 – корпус;
- 2 – шток полый;
- 3 – поршень;
- 4 – проушина верхняя;
- 5 – проушина нижняя;
- 6 – полость штоковая;
- 7 – полость поршневая;
- 8 – полость штока;
- 9 – штуцер воздушный;
- 10 – трубка дроселирующая;
- 11 – трубка масляная;
- 12 – штуцер масляный;
- 13 – трубка газовая;
- 14 – дроссель с обратным клапаном

Рис. 1. Пневмогидравлический амортизатор конструкции МГИ с дросселем и обратным клапаном

является уравнение газового состояния [1, 2] в его пневматических полостях:

$$pV^n = const, \quad (1)$$

Если состояние газа в пневматических полостях УДУ под действием осевой нагрузки изменяется медленно (полный теплообмен), то такой процесс называется изотермическим. В этом случае показатель изотермы равен $n = 1$.

Когда сжатие и расширение протекает очень быстро, теплообмен газа с окружающей средой отсутствует. Такой тепловой режим работы пневмогидравлического УДУ считается адиабатическим. В этом случае показатель адиабаты равен $n = 1.4$. На практике изменения состояния газа происходят в зависимости от скорости изменения осевой нагрузки в диапазоне между изотермическим и адиабатическим процессами. Такое изменение состояния газа называют политропным $1.0 \leq n \leq 1.4$.

В настоящем исследовании принят показатель равный $n = 1,4$ [3], характеризующий отсутствие теплообмена газа с окружающей средой (самый тяжелый режим теплообмена).

При экскавации породы уравнение статических сил на хвостовике редуктора привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна имеет вид:

$$G_x - Q_p = S_{ш} (p_{ш} - \alpha_u p_{п}), \quad (2)$$

Для определения зависимости между осевой нагрузкой и перемещением пневмогидравлического УДУ были приняты следующие допущения:

- газожидкостная смесь в процессе работы не изменяет своих основных гидродинамических свойств, в частности: плотности и динамической вязкости;
- утечки между полостями пневматической пружины и гидравлического демпфера отсутствуют;
- сухое трение поршня о стенки цилиндра не учитывается.
- процесс «сжатия – расширения» газа в пневматических полостях УДУ – политропный;

Основным уравнением, определяющим рабочий процесс пневмогидравлического упругодемпфирующего устройства (см. рис. 1)

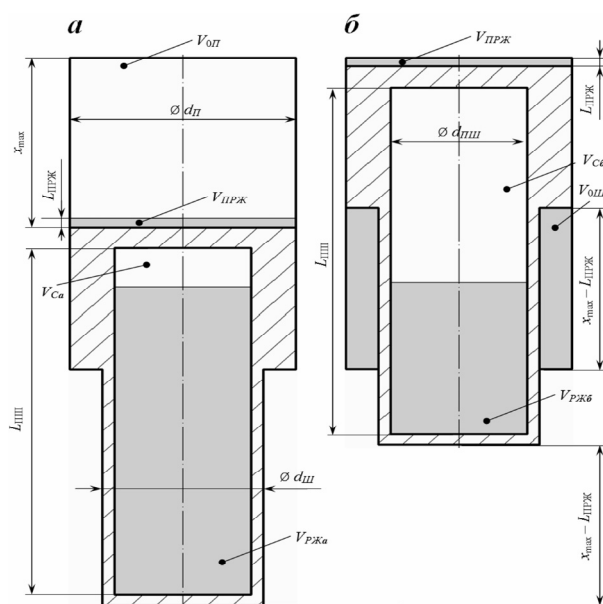


Рис. 2. Расчетная схема геометрических объемов пневмогидравлического УДУ заполненного рабочей жидкостью с поршнем: а – в крайнем нижнем положении; б – в крайнем верхнем положении

где Q_p – реакция от касательного усилия на роторе (осевая нагрузка, на пневмогидравлическое УДУ при сжатии), Н; G_x – осевая нагрузка, на пневмогидравлическое УДУ при растяжении от веса привода роторного ковшового рабочего органа, Н; $S_{Ш}$ – сечение штоковой полости (противодавления), м²; α_μ – коэффициент мультипликации равный:

$$\alpha_\mu = \frac{1}{1 - (d_{Ш}/d_{П})^2} \quad (3)$$

$d_{Ш}$, $d_{П}$ – диаметр штока и поршня соответственно, м.

В соответствии с технической характеристикой пневмогидравлического УДУ (таблица) коэффициент мультипликации составляет величину $\alpha_\mu = 2.042$.

Геометрический объем

поршневой полости – $V_{0П}$ в крайнем нижнем положении поршня (рис. 2, а):

$$V_{0П} = 0,25\pi d_{П}^2 (x_{\max} - L_{ПРЖ}), \text{ м}^3 \quad (4)$$

где x_{\max} – геометрический ход штока, м ($x_{\max} = 240$ мм, см. таблицу); $L_{ПРЖ}$ – высота столба рабочей жидкости в поршневой полости, м, равная:

$$L_{ПРЖ} = \frac{4V_{ПРЖ}}{\pi d_{П}^2}, \text{ м} \quad (5)$$

$$L_{ПРЖ} = 0,032, \text{ м} \quad (6)$$

Здесь $V_{ПРЖ}$ – объем столба рабочей жидкости в поршневой полости, м³ ($V_{ПРЖ} = 0,002$ м³, см. таблицу).

Геометрический объем поршневой полости – $V_{0П}$ с учетом (4) и (6) в крайнем нижнем положении поршня (рис. 2, б) составит величину:

$$V_{П1а} = 0,01457, \text{ м}^3 \text{ (14,57 литров)} \quad (7)$$

Геометрический объем поршневой полости – $V_{Пб}$ в крайнем верхнем положении поршня составит величину:

$$V_{Пб} = V_{ПРЖ} = 0,002, \text{ м}^3 \text{ (2 литра)} \quad (8)$$

Геометрический объем штоковой полости в крайнем нижнем положении поршня равен нулю.

Геометрический объем штоковой полости – $V_{0Ш}$ в крайнем верхнем положении поршня составит:

$$V_{0Ш} = 0,25\pi (d_{П}^2 - d_{Ш}^2) (x_{\max} - L_{ПРЖ}), \text{ м}^3; \quad (9)$$

$$V_{0ш} = 0,00713, \text{ м}^3; \text{ (7,13 литров)} \quad (10)$$

Геометрический объем – $V_{ГПШ}$ полости штока УДУ (см. таблицу) при атмосферном давлении определится как:

$$V_{ГПШ} = 0,25\pi d_{ПШ}^2 L_{ПШ}, \text{ м}^3; \quad (11)$$

$$V_{ГПШ} = 0,01389 \text{ м}^3 \text{ (13,89 литров)} \quad (12)$$

Свободный от рабочей жидкости геометрический объем полости штока – V_{Ca} УДУ в крайнем нижнем положении поршня (рис. 2, а) представляет собой разность геометрического объема полости штока – $V_{ГПШ}$ и объема полости штока заполненной рабочей жидкостью – $V_{РЖа}$ ($V_{РЖа} = 0,012, \text{ м}^3$,

$$V_{Ca} = 0,25\pi d_{ПШ}^2 L_{ПШ} - V_{РЖа}, \text{ м}^3 \quad (13)$$

$$V_{Ca} = 0,00189, \text{ м}^3 \text{ (1,89 литра)} \quad (14)$$

Свободный от рабочей жидкости геометрический объем полости штока – V_{Cb} УДУ в крайнем верхнем положении поршня (см. рисунок 2 - б) представляет собой сумму геометрического объема полости штока свободного от рабочей жидкости – V_{Ca} и геометрического объема штоковой полости заполненной рабочей жидкостью – $V_{ГШб}$ ($V_{ГШб} = 0,00713, \text{ м}^3$).

$$V_{Cb} = 0,25\pi d_{ПШ}^2 L_{ПШ} - V_{РЖа} + 0,25\pi (d_{П}^2 - d_{Ш}^2) (x_{\max} - L_{ПРЖ}), \text{ м}^3 \quad (15)$$

$$V_{Cb} = 0,00902, \text{ м}^3 \text{ (9,02 литра)} \quad (16)$$

Объем полости штока заполненный рабочей жидкостью – $V_{РЖб}$ в крайнем верхнем положении поршня (рис. 2, б) представляет собой разность объема полости штока заполненной рабочей жидкостью – $V_{РЖа}$ (поршень в крайнем нижнем положении) и геометрического объема штоковой полости заполненной рабочей жидкостью – $V_{ГШб}$ (поршень в крайнем верхнем положении)

$$V_{РЖб} = V_{РЖа} - 0,25\pi (d_{П}^2 - d_{Ш}^2) (x_{\max} - L_{ПРЖ}), \text{ м}^3 \quad (17)$$

$$V_{РЖб} = 0,00487 \text{ м}^3 \text{ (4,87 литра)} \quad (18)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Прямилов Н.М.* Исследование упруго-демпфирующего устройства исполнительного органа роторного экскаватора как средства стабилизации рабочего процесса. Канд. дисс., – М., МГИ, 1974. – 150 с. с ил.

2. *Подэрни Р.Ю.* Исследование нагрузок на исполнительных органах и динамических характеристик карьерного оборудования с целью повышения эффективности рабочего процесса (на примере роторного экскаватора). - Докт. дисс. – М.: МГИ, 1972. – 351 с.

3. *Сандалов В.Ф.* Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Канд. дисс. – М.: МГИ, 1977. – 143 с. **ИДБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Кузиев Дильшад Алишерович – кандидат технических наук,

Губенко Антон Анатольевич – кандидат технических наук,

Клементьева Инна Николаевна – аспирант,

Московский государственный горный университет,

Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru