

## **УСТАНОВЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА, ВСТРАИВАЕМОГО В РЕГУЛИРУЕМЫЕ ОПОРЫ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА**

Лысенко Н.М., канд. техн. наук, доц., Кобылянец Р.В., студент,  
Донецкий национальный технический университет

*Изложена методика установления основных конструктивных параметров виброзащитного устройства, встраиваемого в регулируемые опоры очистного комбайна типа 2ГШ68Б.*

На кафедре «Горные машины» ДонНТУ разработан целый ряд виброзащитных устройств (ВЗУ), предназначенных для снижения динамической нагруженности силовых элементов корпусных систем очистных комбайнов [1,2]. Указанные ВЗУ встраиваются в опорно-направляющие устройства комбайнов и конструктивно проработаны применительно как к регулируемым, так и нерегулируемым опорам.

На рисунке приведена конструктивная схема ВЗУ, встроенного в гидравлическую схему регулируемых (забойных) опор очистного комбайна типа 2ГШ68Б. Следует отметить, что при разработке данной конструктивной схемы ВЗУ была учтена принципиальная особенность гидравлической схемы регулируемых опор комбайна 2ГШ68, заключающаяся в наличии гидравлической связи между одноименными полостями их гидродомкратов (схема сообщающихся сосудов), которая обеспечивает работу указанных гидродомкратов по схеме гидравлического балансира со всеми присущими преимуществами [3].

ВЗУ состоит из гидромеханического аккумулятора 10, внутри корпуса которого содержится плунжер 4, грундбукса 6 и проставка 8, образующие поршневую 3 и штоковую 5 полости, а также камеры 7 и 11. Поршневая и штоковая полости через отверстия 17 и 16 соединены с одноименными полостями гидродомкратов регулируемых опор ГД1 и ГД2. Соосно с плунжером расположен пакет тарельчатых пружин 9 в камере 11, которая через отверстие 14 подключена к напорной гидролинии насоса Н. Камера 7 через отверстие 15 посредством фильтра, предотвращающего попадание в камеру 7 пыли и штыба, связана с атмосферой. По торцам гидромеханического аккумулятора (ГМА) неподвижно установлены запорные крышки 2 и 12, зафиксированные в осевом направлении

пружинными кольцами  $1$  и  $13$  соответственно. Грундбукса являясь направляющей для плунжера, предотвращает вытекание рабочей жидкости из штоковой полости  $6$  в камеру  $7$ . В гидролиниях, связывающих одноименные полости гидродомкратов  $ГД1$  и  $ГД2$  между собой, установлены дроссели  $ДР1$  и  $ДР2$ . На рисунке также использованы следующие обозначения:  $ПРК$  - предохранительный клапан;  $КП1$ ,  $КП2$  – подпорные клапаны;  $ГЗ$  – гидрозамок;  $ЗС$  – золотниковая секция;  $\Phi$  – фильтр.

При конструктивной разработке рассматриваемого ВЗУ обязательно должно обеспечиваться равенство отношений между площадями поршневых и штоковых полостей гидродомкратов регулируемых опор и ГМА соответственно. Следует также отметить, что за счет подачи рабочей жидкости с необходимым давлением от напорной магистрали насоса  $Н$  в камеру  $11$  ГМА будет обеспечиваться частичная разгрузка его упругого элемента от средних уровней нагрузок, формирующихся в регулируемых опорах комбайна, вследствие чего упругий элемент будет в основном воспринимать динамические составляющие данных нагрузок. Это позволит при сравнительно не больших габаритах ГМА реализовать достаточно податливый упругий элемент, что будет способствовать повышению эффективности функционирования ВЗУ.

Принцип работы рассматриваемого ВЗУ состоит в том, что в процессе функционирования комбайна при перетекании рабочей жидкости между одноименными полостями как самих гидродократов регулируемых опор, так и между полостями указанных гидродомкратов и соответствующими полостями ГМА будет происходить рассеивание энергии пространственных колебаний корпусной подсистемы комбайна за счет гидравлического сопротивления соединительных гидромагистралей и встроенных в них дросселей.

Основными характеристиками ВЗУ, определяющими его упругие и диссипативные свойства, являются приведенные к поршневым полостям гидродомкратов регулируемых опор соответственно коэффициент жесткости упругого элемента ВЗУ  $C_{yn}$  и коэффициент демпфирования  $\beta_n$ , рациональные значения которых устанавливаются в результате решения задачи оптимизации динамических свойств корпусной подсистемы очистного комбайна [1]. Изложим методику трансформации указанных характеристик ВЗУ в его конструктивные параметры.



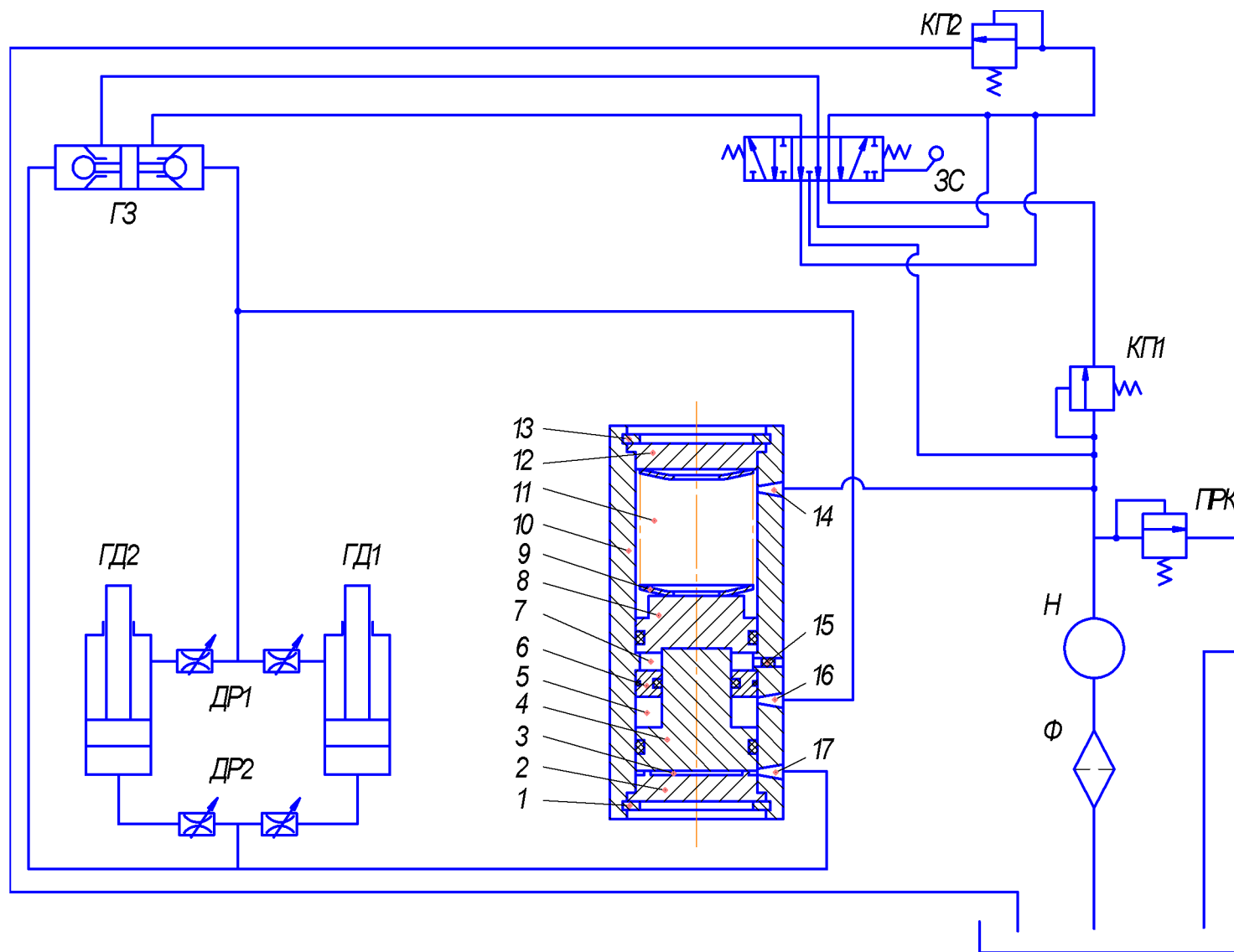


Рисунок – Гидро-конструктивная схема ВЗУ

В качестве упругого элемента ВЗУ наиболее целесообразно использовать тарельчатые пружины, которые отличаются сравнительно небольшими габаритными размерами при достаточно высокой несущей способности. При этом, исходя из динамического характера нагруженности упругого элемента, согласно ГОСТ 3057-90 должны применяться тарельчатые пружины 1 класса, способные воспринимать циклические нагрузки с гарантированной циклической долговечностью не менее, чем  $2 \cdot 10^6$  циклов. Учитывая также, что пружины будут работать в пакете, они должны соответствовать 2 типу исполнения, который характеризуется наличием опорных торцевых плоскостей.

Дальнейшая схема расчета конструктивных параметров упругого элемента ВЗУ состоит из следующих пунктов:

1. Применительно к выбранным (на основании вышеоговоренного критерия) диаметрам поршневой  $D_{na}$  и штоковой полости  $D_{ша}$  ГМА определяется максимальная величина усилия  $F_{max}^y$ , воспринимаемого упругим элементом

$$F_{max}^y = (p_{max} - p_p) S_{na}, \quad (1)$$

где  $p_{max}$  – максимальная величина давления рабочей жидкости в поршневых полостях гидродомкратов регулируемых опор, определяемая максимальным уровнем вертикальных составляющих реакций в данных опорах комбайна;

$p_p$  – величина разгрузочного давления рабочей жидкости, поступающей в камеру упругого элемента ГМА;

$S_{na}$  – площадь поршневой полости ГМА.

2. Согласно ГОСТ 3057-90 подбирается пружина 1 класса 2 исполнения с параметрами  $D_1 \leq D_{na}$ ;  $F_2 = F_{max}^y$ , где  $D_1$  – внешний диаметр пружины;  $F_2$  – сила, соответствующая максимально допустимой деформации для пружин 1 класса.

3. Определяется коэффициент жесткости одной пружины

$$C_{np} = \frac{F_2}{0,6S_3}, \quad (2)$$

где  $S_3$  – максимально возможная деформация одной пружины.

4. Определяется количество пружин в пакете

$$n = \frac{C_{np} (2S_n)^2}{C_{yn} S_{na}^2}, \quad (3)$$

где  $S_n$  – площадь поршневой полости гидродомкрата регулируемой опоры.

5. Определяется длина пакета в ненагруженном состоянии

$$L = l_0 n, \quad (4)$$

где  $l_0$  – высота одной пружины в ненагруженном состоянии.

6. Определяется величина максимальной деформации упругого элемента

$$l_{\max}^y = \frac{F_{\max}^y n}{C_{np}}. \quad (5)$$

7. Исходя из приемлемости габаритных размеров ГМА, из числа просчитанных возможных вариантов упругого элемента выбирается окончательный вариант, подлежащий конструктивной реализации.

Для установления уровня настройки регулируемых дросселей, соответствующего рациональной величине коэффициента демпфирования  $\beta_n$ , следует воспользоваться результатами экспериментальных исследований, выполненных в работе [1] применительно к ВЗУ рассматриваемого типа.

Коэффициент демпфирования (коэффициент линейного сопротивления) можно выразить через приведенный эквивалентный линейный коэффициент сопротивления гидромагистрали, соединяющей между собой поршневые полости гидродомкратов регулируемых опор  $K_n$ , посредством следующей зависимости:

$$\beta_n = K_n S_n. \quad (6)$$

В свою очередь приведенный эквивалентный линейный коэффициент сопротивления  $K_n$ , характеризующий потери давления рабочей жидкости на преодоление сопротивление как соединительной гидромагистрали, так и встроенных в нее дросселей, а также потери на трение в самих гидродомкратах, может быть определен из следующего выражения:

$$K_n = 0,849 \cdot V_{ш} \cdot a_n + b_n, \quad (7)$$

где  $V_{ш}$  – скорость перемещения штока гидродомкрата относительно его цилиндра;

$a_n$  – суммарный коэффициент квадратичного сопротивления, характеризующий потери давления на дросселях и эквивалентных дросселию местных сопротивлениях соединительной гидромагистрали;

$b_n$  - коэффициент, характеризующий потери давления, обусловленные в основном силами трения между слоями рабочей жидкости при ламинарном режиме ее течения.

Следует отметить, что приведенная в выражении (7) связь между коэффициентом квадратичного сопротивления и эквивалентным коэффициентом линейного сопротивления вытекает из условия равенства работ сил сопротивления при синусоидальных колебаниях [4].

Преобразовав выражение (7) с учетом (6), получим:

$$a_n = \frac{\beta_n - b_n S_n}{0,849 V_{ин} S_n}. \quad (8)$$

Величина коэффициента  $b_n$  в соответствии с экспериментальными данными [1] составляет  $82 \text{ МПа} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ .

Величина  $V_{ин}$  при колебаниях корпуса комбайна типа 1ГШ68 или 2ГШ68Б относительно его поперечной оси с собственной частотой в первом приближении может быть оценена интервалом  $0,75 - 1,5 \text{ см} \cdot \text{с}^{-1}$  [1].

Для полученного из выражения (8) численного значения суммарного коэффициента квадратичного сопротивления  $a_n$  согласно экспериментальных данных [1], приведенных в таблице, подбирается требуемый уровень настройки регулируемых дросселей.

Таблица – Экспериментально установленные значения суммарного коэффициента квадратичного сопротивления

Уровень настройки дросселей	1	2	3	4	5	Дроссели	
						отсутствуют (серийная гидросистема)	ги-
$a_n, \text{ МПа} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}^{-2}$	0,24	0,20	0,15	0,14	0,10	0,04	

Предложенная методика позволяет установить конструктивные параметры основных элементов ВЗУ рассматриваемого типа.

Список источников

1. Лысенко Н.М. Снижение динамических нагрузок в корпусной группе очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами. – Дис. ... канд. техн. наук – Донецк, 1985 – 266с.
2. Разработать и внедрить средства повышения надежности и долговечности очистных комбайнов: Отчет / ДонГТУ.- Рук. Горбатов П.А., Гуляев В.Г., №ГР01860040654. Донецк, 1987.-257с.
3. Горные машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев. – Донецк: ДонНТУ, 2006. – 669с.

4. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 238с.