

РАЗРАБОТКА ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТИПА ДЛЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Горбатов П.А., профессор, д.т.н., Беловол А.С., студент

(Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина)

Как известно, одним из путей повышения надежности очистных комбайнов является применение виброзащитных устройств (ВЗУ). При этом целесообразно, чтобы эти устройства обеспечивали снижение высоких динамических нагрузок не только в элементах подсистем привода исполнительных органов (ИО), но и других силовых подсистем.

Рассмотрим особенности выбора исходных данных и проектирования ВЗУ, встраиваемого во внутреннюю полость ИО и обеспечивающего решение вышеуказанной задачи на примере шнеков с номинальным диаметром $D_{ш} = 1,25\text{м}$ и шириной захвата $B_{з} = 0,63\text{м}$ в составе комбайна РКУ 10.

В результате анализа возможных вариантов построения ВЗУ в качестве аналога при конструктивном воплощении устройства было выбрано схемное решение, предложенное в работе [1].

На рис. а) обозначены: 1 – корпус ИО; 2 – ступица; 3 – аксиально расположенные упругие цилиндропараболические стержни из пружинной стали; 4 – втулка, жестко связанная с корпусом 1; 5 – упор; 6 – специальный болт; 7,8 – тарельчатые пружины, имеющие предварительный натяг; 9 – крышка; 10 – приводной вал; 11 – поворотный редуктор; 12 – замковое устройство; Δl , ΔL , Δr , ΔR – осевые и радиальные зазоры, ограничивающие деформации элементов упругой связи ВЗУ в виде стержней 3 и пружин 7,8. Основные особенности конструкторского решения ВЗУ пространственного типа следующие.

1. Встречное расположение стержней, поочередно консольно закрепленных цилиндрической частью во втулке и в ступице. При этом противоположные концы стержней контактируют соответственно с отверстиями ступицы и втулки. Такое решение позволяет получить достаточно высокое значение продольной величины базы L стержневого механизма, вследствие чего появилась возможность повысить до рационального уровня стрелу прогиба l и податливость этих упругих элементов.

2. Благодаря наличию зазоров стержни могут деформироваться в любом направлении при восприятии вращательного момента и усилий, перпендикулярных оси приводного вала.

3. Связь втулки со ступицей в осевом направлении осуществляется с помощью расположенных между стержнями по окружности упоров и болтов, подпружиненных пакетами тарельчатых пружин. При действии на шнек осевой нагрузки в зависимости от ее направления деформируются пружины 7 или 8.

4. Взаимные перемещения упоров и торцов ступицы и поверхностей сопряжения между пружинами формируют диссипативную связь ВЗУ.

Процесс проектирования ВЗУ носит итерационный характер.

Вышеуказанные зазоры выбирались, исходя из конструктивных соображений с последующим их уточнением после силовых и прочностных расчетов. Представительные значения составляющих вектора внешней нагрузки на опережающий ИО устанавливались на основе вероятностного подхода, предложенного ДонНТУ [2]. При этом задавались общей вероятностью того, что случайные величины мощности пласта $H_{\gamma i}$ и сопротивляемости резанию в неотжатой зоне \bar{A}_{pi} не превысят принимаемых для расчета составляющих вектора внешней нагрузки значений H_{γ} и \bar{A}_p . При общей вероятности $P = P_{\#}^2 = 0,897$ для комбайна РКУ 10 расчетные значения этих величин составляют $H_{\gamma}=1,78\text{м}$, $\bar{A}_p=237\text{кН/м}$. Представительное расчетное значение скорости подачи $V_{II}=3,3\text{м/мин}$ для исполнения комбайна с ВЗУ установлено, исходя из значения теоретической производительности, приведенного в технической характеристике машины. Расчет составляющих вектора внешней нагрузки при указанных исходных данных выполнен в соответствии с КД 12.10.040-99.

Для установления рациональной области значений крутильной податливости стержневого механизма упругой связи ВЗУ использована зависимость $v_{\gamma} = f(e_{\gamma})$, приведенная в работе [3]. Здесь v_{γ} – коэффициент вариации крутящего момента в подсистеме привода опережающего ИО; e_{γ} – приведенный к валу электродвигателя коэффициент податливости ВЗУ. Из анализа рис. б) можно сделать вывод о целесообразности проектирования стержневого механизма, обеспечивающего e_{γ} не менее, чем $1 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$.

Рациональные значения момента запираения стержневого механизма, коэффициента податливости и усилия запираения пружинного механизма выбирались, исходя их компромисса между повышением эффективности работы ВЗУ и прочностными параметрами при прогнозируемых нагрузках.

Далее осуществлялся подбор числа и параметров упругих элементов стержневого и пружинного механизмов. При этом учитывалась возможность конструктивной вписываемости этих элементов, их прочностные параметры и целесообразные области значений коэффициентов податливости и зазоров в сопряжениях деталей устройства.

Перечень ссылок.

1. А.с. 1384743. Исполнительный орган горной машины/П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, В.П. Кондрахин и др. – Оpubл. в Б.И., 1988, №12.
2. Горбатов П.А., Потапов В.Г., Пальчак Н.И. Установление представительных средних уровней нагрузок для расчета трансмиссий //Уголь Украины.-1990.- №5.-С.35-36.
3. Методика установления рациональных параметров виброзащитных устройств в подсистемах привода очистных комбайнов/ П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, Ю.А. Кривченко и др.//Уголь Украины.-1991.-№5.-С.38-41.