

Н.М. Лысенко /к.т.н./, Е.Ю. Степаненко /к.т.н./, А.В. Гудинов
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

УСТАНОВЛЕНИЕ ДИССИПАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА, ВСТРАИВАЕМОГО В ПОДСИСТЕМУ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Приведена методика расчета диссипативных характеристик перспективного виброзащитного устройства (ВЗУ) зубчато-пружинного типа, встраиваемого в кинематическую цепь редуктора подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна. На основании данной методики конструктор на стадии проектирования рассматриваемого ВЗУ может довольно обоснованно выбирать основные его конструктивные параметры, обеспечивающие в конечном итоге достаточно высокую эффективность функционирования последнего с позиции максимально возможного снижения уровня динамической нагруженности силовых элементов редуктора подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна.

Ключевые слова: очистной комбайн, виброзащитное устройство, методика расчета диссипативных характеристик.

Постановка проблемы

В связи с высокой потребностью в угле и необходимостью снижения его себестоимости в ряде соответствующих постановлений и программ, а также тематических публикаций ведущих ученых [1-5 и др.], подчеркивается актуальность решения, в первую очередь, проблемы радикального повышения эффективности угледобычи на основе концентрации очистных работ и их интенсификации за счет применения современных очистных комплексов высокого технического уровня. Все вышесказанное в полной мере относится и к возрождающейся угольной промышленности Донецкой Народной Республики и является актуальной, жизненно важной проблемой, которую необходимо будет решать в ближайшем будущем соответствующему отраслевому министерству республики.

Следует считать весьма целесообразными и актуальными перспективные разработки и целенаправленные решения отдельных технических, инженерных локальных задач, которые в перспективе в своей совокупности будут способствовать решению комплексных задач в рамках отмеченной проблемы – создания и внедрения современного высокопроизводительного и надежного горно-шахтного оборудования.

Анализ последних исследований и публикаций

Одной из базовых машин современного очистного комплекса является очистной комбайн, конструкция и параметры которого играют

определенную роль в плане обеспечения высокопроизводительной работы всего комплекса. К числу интегральных показателей назначения очистного комбайна, характеризующих его технический уровень и конкурентоспособность, в первую очередь, принадлежит производительность, которая, как известно, тесно связана с уровнем его энерговооруженности. Увеличение энерговооруженности, как правило, способствует повышению производительности машины. Поэтому вполне закономерно, что в разработанной ИГД им. Скочинского и Гипроуглемашем (ведущими научным и проектно-конструкторским институтами угольной промышленности бывшего СССР) концепции развития комбайновой выемки и конвейерной доставки в очистных забоях на период еще до 2000 года была поставлена задача повышения ресурса очистных комбайнов в 1,5-2 раза, увеличения их производительности на 30-40 %, создания приводных электродвигателей мощностью до 400 кВт, повышения межремонтного ресурса исполнительных органов в 3-5 раз.

Высокие требования, предъявляемые к техническому уровню современных очистных комбайнов, при наличии жестких ограничений габаритных размеров последних, увеличении удельного веса вынимаемых угольных пластов с крепкими прослойками, твердыми включениями и присечками вмещающих пород, делают весьма актуальными разработки, способствующие повышению надежности рассматриваемых машин на основе их оптимального проектиро-

вания как сложных динамических систем [6].

Вместе с тем, до настоящего времени в отрасли угольного комбайностроения сохраняется такое положение, когда при создании и совершенствовании выемочных комбайнов весьма мало внимания уделяется структурно-параметрической оптимизации данных машин на основе их динамического анализа и синтеза. Существующие методики прогнозирования исходных данных для прочностных расчетов и выбора рациональных параметров силовых подсистем очистных машин далеко не всегда соответствуют современному уровню, часто базируются на статическом детерминированном подходе. В отличие от станкостроения, судостроения и ряда других отраслей машиностроения при создании комбайнов не используются в полной мере уже имеющиеся разработки по виброзащитным устройствам. Поэтому необходимы дальнейшие практические разработки и теоретические исследования с целью создания пакета эффективных ВЗУ, обеспечивающих существенное снижение уровней динамической нагруженности силовых подсистем различных очистных машин.

В результате выполненных на кафедре «Горные машины» ДонНТУ на протяжении более двух десятилетий целого комплекса научно-исследовательских работ по установлению закономерностей формирования динамических нагрузок в силовых подсистемах целого ряда очистных комбайнов (ОК), как с цепной (гибкой), так и бесцепной (жесткой) системой подачи, и разработке средств и способов их снижения с целью повышения надежности, а, следовательно, и производительности этих комбайнов установлена целесообразность целенаправленного изменения динамических свойств основных силовых подсистем исследованных очистных машин путем введения в их структуру специальных корректирующих динамических звеньев в виде ВЗУ.

Применительно к подсистемам привода исполнительных органов (ПИО) очистных комбайнов прежних и новых поколений в качестве практического выхода выполненных НИР разработан ряд ВЗУ, в т.ч. устройств конструкции ДонНТУ и ЗАО «Горловский машиностроитель» [7,8,9 и др.].

Следует отметить, что при разработке указанных виброзащитных устройств конструктор должен, кроме установления рациональных прочностных свойств и приемлемых габаритных размеров их основных конструктивных параметров, также располагать соответствующей

методикой, позволяющей уже на стадии проектирования рассчитывать достоверные значения упруго-диссипативных характеристик данных ВЗУ.

Таким образом, разработка методики установления достоверных значений упруго-диссипативных характеристик ВЗУ, встраиваемых в силовые подсистемы современных высокоэнерговооруженных выемочных комбайнов с целью оптимизации их динамических свойств, является актуальной научно-практической задачей.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является разработка методики расчета диссипативных характеристик перспективного виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа, встраиваемого в кинематическую цепь редуктора подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна.

Основной материал исследования

При решении поставленной задачи в качестве объекта исследования будем рассматривать перспективное, на наш взгляд, ВЗУ зубчато-пружинного типа на основе винтовых геликоидальных зубьев, встраиваемое в кинематическую цепь редуктора подсистемы ПИО [10], принципиальная конструктивная схема которого приведена на рис. 1. Здесь необходимо отметить, что данная конструктивная схема была проработана применительно к подсистеме ПИО высокоэнерговооруженного очистного комбайна нового поколения типа КДК500 (адаптирована к конструкции третьего вала редуктора подсистемы ПИО, с сохранением функции разъединительной муфты, располагающейся на данном валу серийного комбайна).

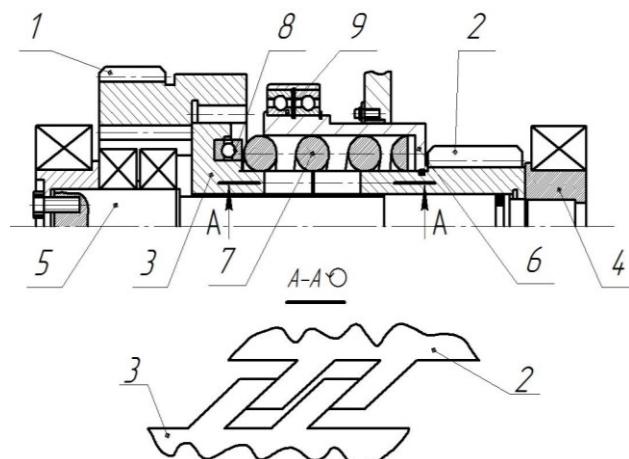


Рис. 1. Конструктивная схема ВЗУ зубчато-пружинного типа

ВЗУ состоит из оси 5, на которой размещена шестерня 2, связанная винтовыми геликоидальными зубьями с втулкой 3. Последняя, с помощью эвольвентного шлицевого соединения ($m=8$ мм, $z=28$) сопрягается с колесом 1 и может перемещаться относительно этого колеса в осевом направлении. На цилиндрическом конце шестерни 2 с помощью штифта (условно не показан) жестко закреплен стакан 6. Между деталями 6 и 3 помещаются цилиндрическая пружина 7 и упорный шариковый подшипник 8. Соединение или рассоединение кинематической цепи осуществляется механизмом переключения 9 (на рис. 1 показан только фрагмент этого механизма) путем перемещения жестко соединенных деталей 6 и 2 соответственно влево или вправо.

При соединенной кинематической цепи врашающий момент от колеса 1 передается шлицевой втулке 3 и далее, с помощью винтовых зубьев, – шестерне 2. При соответствующем направлении вращения колеса 1 втулка 3 при увеличении врачающего момента под воздействием усилий, возникающих в винтовом сопряжении, будет перемещаться по направлению к шестерне 2, сжимая пружину 7, а при его снижении – в противоположном направлении. При перемещении втулки 3 формируется демпфирующий момент за счет сил трения в имеющихся парах трения, что обеспечивает снижение динамических нагрузок.

В качестве возможного диссилиативного параметра виброзащитного устройства будем рассматривать относительное демпфирование ψ_y , безразмерная величина которого, в соответствии с теорией колебаний линейных динамических

систем [11], может быть получена из следующей зависимости:

$$\psi_y = \frac{\delta_y}{2\pi}, \quad (1)$$

где δ_y – логарифмический декремент колебаний.

Для дальнейших теоретических выкладок воспользуемся известной зависимостью:

$$\xi_y = e^{\delta_y} - e^{-\delta_y}, \quad (2)$$

где ξ_y – коэффициент поглощения, определяемый как отношение энергии ΔW , рассеиваемой ВЗУ за один период гармонического колебания, к упругой энергии W .

В качестве допущения предполагаем, что в ВЗУ формируется трение рессорного типа. Такой вид трения установлен в результате исследований ВЗУ других типов с подобной физической природой трения [12].

Для вычисления коэффициента поглощения рассмотрим идеализированную упругодиссилиативную характеристику ВЗУ (рис. 2), которая, как показано в вышеуказанных работах ДонНТУ, достаточно корректно отражает работу устройства рассматриваемого типа при динамическом характере изменения крутящего момента M в подсистеме привода исполнительного органа.

Здесь M_3 , M_a и φ_3 – соответственно моменты и углы: при запирании ВЗУ (индекс «з») и соответствующие им амплитудные значения (индекс «а»).

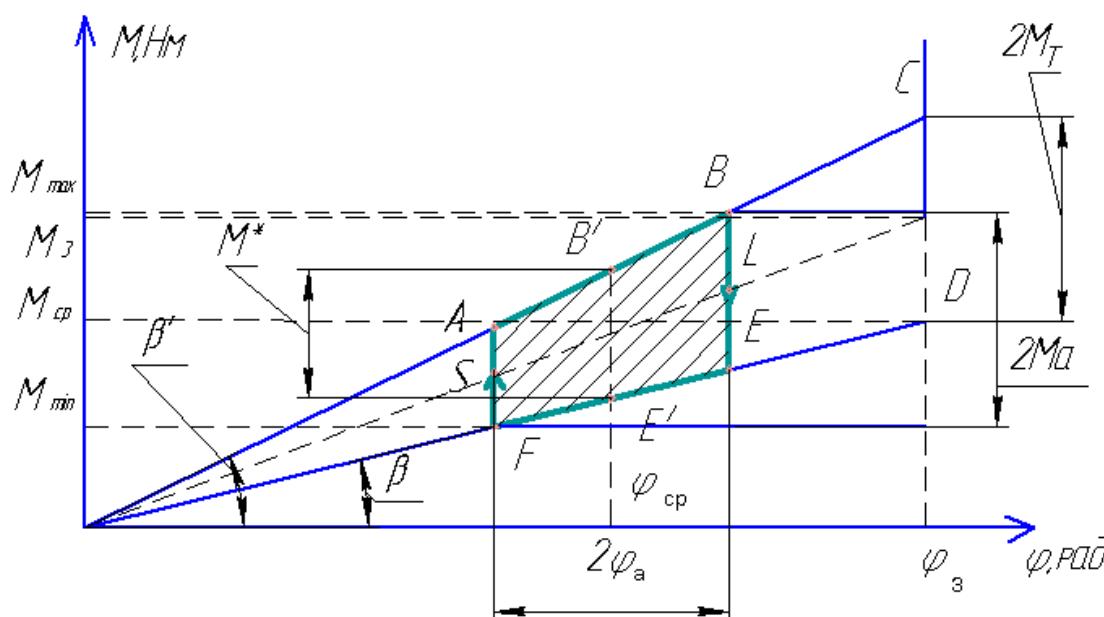


Рис. 2. График зависимости момента M , передаваемого устройством, от угла φ – относительного смещения шестерни 2 и втулки 3

Из рис. 2 видно, что энергия ΔW численно равна площади заштрихованной трапеции $ABEF$. При этом в первом приближении считаем, что $AS=SF$ и $BL=LE$. Значение площади определяется как произведение основания трапеции на ее высоту, т.е. $\Delta W=M^* \cdot 2 \cdot \varphi_a$.

Из подобия треугольников $OB'E'$ и OCD следует, что

$$\frac{2M_T}{\varphi_3} = \frac{M^*}{\varphi_{cp}}.$$

$$\text{Тогда } \Delta W = \frac{4M_T \cdot \varphi_{cp} \cdot \varphi_a}{\varphi_3}, \text{ Нм.} \quad (4)$$

Значение упругой энергии W определяется по зависимости:

$$W = \frac{\varphi_a^2}{2e_y}, \text{ Нм,} \quad (5)$$

где e_y – податливость ВЗУ.

Подставляя вышеприведенные выражения (4) и (5) соответственно для ΔW и W , получаем следующее уравнение для коэффициента поглощения:

$$\xi_y = \frac{\Delta W}{W} = \frac{8M_T \cdot \varphi_{cp} \cdot e_y}{\varphi_a \cdot \varphi_3}. \quad (6)$$

Основываясь на целом ряде геометрических соотношений, вытекающих из рис. 2, между параметрами, входящими в выражение (6), и с учетом того, что:

$$M_a = r_b \cdot \sigma_m, \quad \frac{\sigma_m}{M_{cp}} = \upsilon, \quad \frac{\varphi_3}{M_3} = e_y, \quad \frac{M_T}{M_3} = K_T.$$

После ряда преобразований получим следующее финишное выражение для определения относительного демпфирования ψ_y в безразмерных параметрах:

$$\begin{aligned} \psi_y &= \frac{\delta_y}{2\pi} = \frac{\ln \left(0,5 \left(\xi_y + \sqrt{\xi_y^2 + 4} \right) \right)}{2\pi} = \\ &= \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{4 \left(\frac{r_e \upsilon (1 - K_T^2)}{r_e \upsilon - K_T} - 1 \right) +}{+ \sqrt{16 \left(\frac{r_e \upsilon (1 - K_T^2)}{r_e \upsilon - K_T} - 1 \right)^2 + 1}} \right), \quad (7) \end{aligned}$$

где r_e – вероятностный коэффициент, характеризующий вид случайного процесса M ; σ_m – среднеквадратическое отклонение процесса M ; υ – коэффициент вариации случайного процесса M ; K_T – относительный момент трения в ВЗУ.

Таким образом, полученная в результате достаточно обширных теоретических выкладок и соответствующих преобразований зависимость (7) позволяет рассчитать численное значение безразмерной величины относительного демпфирования ψ_y ВЗУ, являющейся одной из диссипативных его характеристик. Однако при этом следует констатировать, что указанная характеристика, являясь, по сути, косвенной количественной оценкой демпфирующих свойств ВЗУ, вместе с тем не обладает с точки зрения конструктора достаточной информативностью для выбора или необходимой целенаправленной корректировки конкретных его конструктивных параметров на стадии проектирования данного устройства. Необходимой информативностью (практической ценностью) для конструктора может обладать зависимость (формула) для расчета величины относительного момента трения K_T в ВЗУ, которая, наряду с безразмерной величиной относительного демпфирования ψ_y , также является оценкой демпфирующих свойств рассматриваемого ВЗУ.

Для вывода зависимости, позволяющей на стадии проектирования рассчитывать величину относительного момента трения K_T в ВЗУ, воспользуемся энергетическим методом. Для этого сообщим элементарное относительное смещение $\Delta\varphi$ втулки 3 и шестерни 2 и проанализируем баланс сил, приложенных к основным элементам ВЗУ (рис. 3).

Найдем силы, действующие на втулку 3 и шестерню 2 ВЗУ. При этом потерями на трение в подшипниках качения и инерционными свойствами колеблющихся в осевом направлении элементов ВЗУ в первом приближении пренебрегаем. Поскольку шестерня 2 при включении устройства жестко связана с осью 5, то при работе ВЗУ тело 2 и тело 5 представляют единое целое.

При наличии на шестерне 2 момента сопротивления $M_2 = F_{t2} \cdot R_{t2}$ на колесе 1 формируется противоположно направленный врачающий момент $M_1 = F_{t1} \cdot R_{t1} = F_{t3} \cdot R_{t3}$, где F_t и R_t – соответственно окружное усилие в зацеплении и радиус его приложения.

На рис. 3 также обозначены F_{u3} – сила трения в шлицевом соединении, действующая на втулку 3; R – средний радиус винтовых геликоидальных зубьев; β – угол наклона винтовых геликоидальных зубьев; F_{Pi} – сила сжатия пружины;

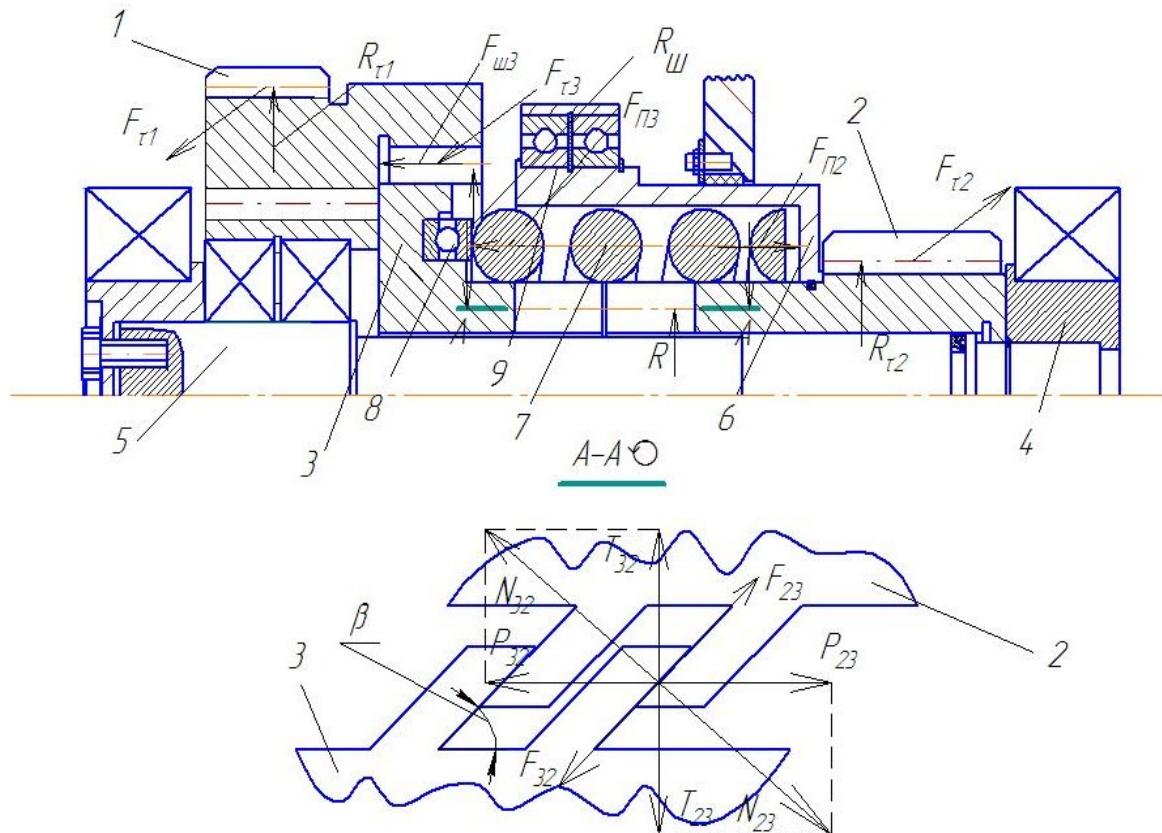


Рис. 3. Расчетная схема усилий, действующих на элементы ВЗУ

N_{ij} , P_{ij} , T_{ij} , F_{ij} – соответственно нормальное, окружное, осевое усилия и сила трения, действующие в винтовом геликоидальном сопряжении. Здесь i – номер элемента, на который действует усилие; j – номер элемента, со стороны которого действует усилие.

Рассматривая отдельные элементы ВЗУ в равновесии, можно получить следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} -F_{\tau 2} \cdot R_{\tau 2} + \Theta \cdot f_3 \cdot P \cdot \operatorname{ctg}\beta \cdot R + P \cdot R = 0, \\ -P \cdot R + M_1 - \Theta \cdot f_3 \cdot P \cdot \operatorname{ctg}\beta \cdot R = 0, \\ P \cdot \operatorname{ctg}\beta - F_{\pi} - \Theta \cdot \left(f_3 \cdot P + \frac{f_{\pi} \cdot M_1}{R_{\pi}} \right) = 0 \end{aligned} \quad \left. \right\}$$

где $\Theta = \frac{dM_1}{dt} \quad \left| \frac{dM_1}{dt} \right|^{-1}$ – показатель, отражающий характер рессорного трения и учитывающий направление движения втулки 3; $\Theta=+1$ – при движении по направлению к втулке 2, и $\Theta=-1$ – в противоположном направлении; f_3, f_{π} – коэффициенты трения соответственно в винтовом геликоидальном и шлицевом соединениях; R_{π} – средний радиус шлицевого соединения; β –

угол наклона винтовых геликоидальных зубьев (см. рис. 3).

Опуская ряд дальнейших выкладок и преобразований, достаточно подробно изложенных в работе [13], приведем окончательную зависимость для расчета оценочного значения относительного момента трения рассматриваемого ВЗУ:

$$K_T = \frac{A_{TP}}{\Delta\phi \cdot M_1} = \frac{1}{M_1} \times \times \left(\frac{f_{\pi} \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot R}{R_{\pi}} + \frac{f_3}{\cos\beta \cdot \sin\beta \cdot (\Theta \cdot f_3 \cdot \operatorname{ctg}\beta + 1)} \right). \quad (8)$$

Как следует из приведенной зависимости, численное значение величины относительного момента трения в ВЗУ наряду с величинами коэффициентов трения в винтовом геликоидальном f_3 и шлицевом f_{π} соединениях также будет непосредственно определяться следующими конструктивными параметрами входящих в него элементов (см. рис. 3): R_{π} – величиной среднего радиуса шлицевого соединения зубчатого колеса 1 с втулкой 3; R – величиной среднего радиуса винтового геликоидального соединения втулки 3 с шестерней 2; β – углом наклона винтовых ге-

ликоидальных зубьев.

При этом возможное скачкообразное изменение величины K_T при движении втулки 3 по направлению к шестерне 2 и в обратном направлении обусловлено спецификой трения рессорного типа в ВЗУ.

В соответствии с рекомендациями известной работы [14] коэффициент трения для взаимно перемещающихся стальных поверхностей рекомендуется принимать: при их работе в масляной ванне: $f=0,04$, при слабой смазке: $f=0,10$. Представляется достаточно корректным применимельно к рассматриваемому конструктивному исполнению ВЗУ в составе редуктора подсистемы привода очистного комбайна принять $f_3=f_w=0,04$, так как шлицевое соединение и винтовая зубчатая передача характеризуются сходными условиями функционирования (находятся в одной масляной ванне редуктора). При выборе численных значений трех остальных вышеуказанных конструктивных параметров соответствующих деталей, входящих в состав ВЗУ, следует руководствоваться следующими соображениями:

- при установлении численных значений R_u и R , прежде всего, необходимо исходить из возможности вписывания данных конструктивных элементов ВЗУ в габаритные размеры модернизируемого узла (в рассматриваемом случае второго вала) редуктора серийного комбайна (при условии обеспечения требуемых прочностных характеристик последних);

- при выборе численного значения β необходимо руководствоваться рациональной областью значений угла наклона винтовых поверхностей зубьев с позиции диссипативных свойств ВЗУ, зависящих от длительности этапов относительного застоя сопрягаемых его элементов (участки FA и BE на характеристике устройства $M=M(\phi)$, см. рис. 2), в течение которых не происходит рассеивание энергии колебаний крутящего момента, воспринимаемого силовыми элементами редуктора подсистемы ПИО очистного комбайна.

Для установления рациональной с позиции диссипативных свойств рассматриваемого ВЗУ области значений углов наклона винтовых поверхностей зубьев сопрягаемых его элементов (втулки 3 и шестерни 2), рассчитаем значения относительного момента трения K_T в функции от угла β , задавшись предварительно из конструктивных соображений следующими параметрами винтового геликоидального и шлицевого соединений между его элементами: $R=42$ мм и $R_u=112$ мм. Результаты данных расчетов с целью наглядности представлены в виде рис. 4.

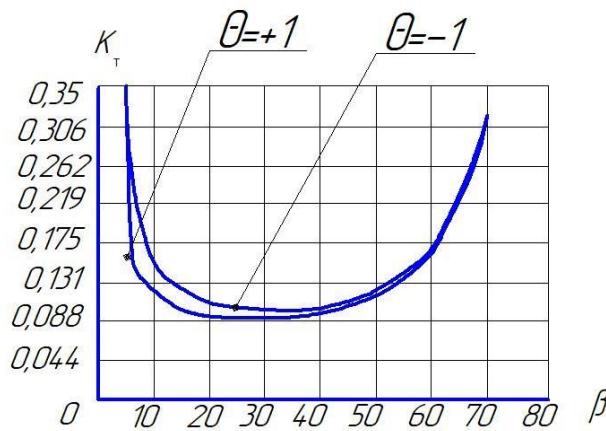


Рис. 4. График зависимости K_T от β

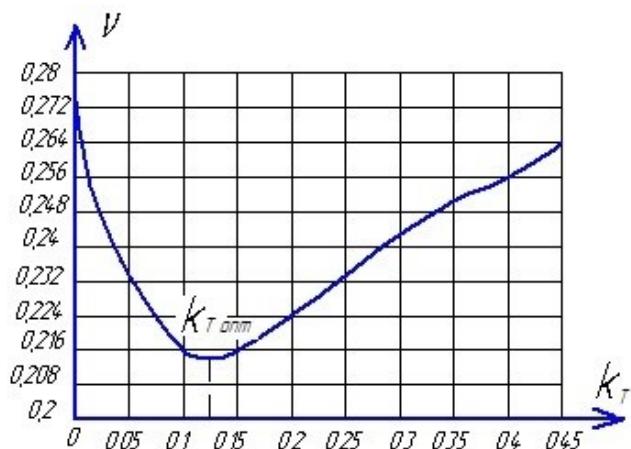


Рис. 5. График зависимости коэффициента вариации нагрузок u в механической части (редукторе) подсистемы ПИО от параметра K_T

Для установления рациональной области значений β воспользуемся на качественном уровне результатами исследований (рис. 5), выполненных в работе [15] на основе имитационного моделирования применительно к конструкции ВЗУ с трением рессорного типа, которое в известной степени по структурно-параметрическим решениям аналогично рассматриваемому в настоящей работе ВЗУ.

Такой характер изменения u объясняется тем, что с увеличением K_T от нуля до $K_{T,opt}$ происходит снижение динамичности нагрузок за счет более интенсивного рассеивания энергии колебаний, однако дальнейшее повышение K_T приводит к преобладанию этапов относительного застоя сопрягаемых элементов устройства [12], что, в свою очередь, приводит к росту u .

С учетом сказанного выше рациональными значениями для угла β можно считать область от $\beta=30^\circ$ до $\beta=60^\circ$, что соответствует значениям относительного момента трения в ВЗУ $K_T=0,095-0,121$.

Следует подчеркнуть, что при этом для обеспечения сравнительно низких значений K_T должно быть реализовано соответственно допускаемое конструктивными возможностями увеличение параметра R_{us} и уменьшение параметра R , а также такие условия функционирования сопрягаемых элементов ВЗУ, при которых величина коэффициента трения для взаимно перемещающихся стальных поверхностей данных элементов может составить всего 0,04.

Выводы

1. В соответствии с поставленной задачей разработана методика расчета диссипативных характеристик перспективного виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа, встраиваемого в кинематическую цепь редуктора подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна.

2. С использованием известного математического аппарата теории колебаний линейных динамических систем, на основе рассмотренной идеализированной упруго-диссипативной характеристики ВЗУ, достаточно корректно отражающей работу сил рессорного трения, составляющих физическую основу демпфирующих свойств устройств данного типа при динамическом характере изменения внешней нагрузки, получена аналитическая зависимость, позволяющая рассчитать численное значение безразмерной величины относительного демпфирования ВЗУ.

3. Однако безразмерная величина относительного демпфирования, являясь, по сути, косвенной количественной оценкой демпфирующих свойств ВЗУ, вместе с тем не обладает с точки зрения конструктора достаточной информативностью для выбора или необходимой целенаправленной корректировки конкретных его конструктивных параметров на стадии проектирования данного устройства.

4. Необходимой информативностью (практической ценностью) для конструктора обладает зависимость для расчета величины относительного момента сил трения K_T в ВЗУ, при выводе которой был использован энергетический метод применительно к сформированному балансу внутренних сил, действующих на основные элементы рассматриваемого ВЗУ.

5. Основные теоретические результаты разработанной методики могут быть использованы как минимум при постановке и проведении имитационных вычислительных экспериментов для установления закономерностей формирования динамических процессов в подсистеме привода исполнительных органов очистных комбайнов при

наличии в ее структуре корректирующих динамических звеньев в виде соответствующих виброзащитных устройств, в том числе и рассматриваемого типа, и как максимум – при выборе рациональных параметров ВЗУ на стадии проектирования его экспериментального образца.

Список литературы

1. Косарев, В.В. Новая горная техника ГП «Донгипроуглемаш» для подземной добычи угля // Сб. научных трудов ГП «Донгипроуглемаш». – Донецк: АСТРО, 2008. – С. 37-61.
2. Galvin, J.M. Ground Engineering: Principles and Practices for Underground Coal Mining / J.M. Galvin. – Berlin: Springer International Publishing, 2016. – 693 p.
3. Ященко, Ю.П. Научно-технические решения по развитию угольных шахт Украины / Ю.П. Ященко, И.В. Косарев. – Киев: Логос, 2014. – С. 105-138.
4. Bilgin, N. Mechanical Excavation in Mining and Civil Industries / N. Bilgin, H. Copur, C. Balci. – Boca Raton, Florida: CRC Press, 2013. – 378 p.
5. Singh, R.D. Principles and Practices of Modern Coal Mining / R.D. Singh. – New Delhi: New Age International, 2005. – Р. 341-362.
6. Гуляев, В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Ч.1. Выемочные комбайны. (Теория рабочих процессов и методы повышения надежности): Учеб. пособие. – Донецк: ДонНТУ, Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2011. – 322 с.
7. Горные машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов [и др.]. – Донецк: ДонНТУ, 2006. – 669 с.
8. Разработать и внедрить средства повышения надежности и долговечности очистных комбайнов: отчет № ГР 01860040654; инв. № 0290.0001557 / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов. – Донецк: Донецк. политехн. ин-т, 1989. – 387 с.
9. А.с. 950909 (СССР), МКИ Е21C25/04. Исполнительный орган горной машины / Г.В. Малеев [и др.]; Донецкий политехнический институт; Горловский завод им. С.М. Кирова (СССР); заявл. 8.01.1981; опубл. 15.08.1982. Бюл.№30.
10. Декларационный патент на полезную модель «Привод горного комбайна» № 40872/ П.А. Горбатов [и др.]; заявл. 05.12.2008; опубл. 28.04.2009. Бюл.№8.
11. Бекшаев, С.Я. Основы теории колебаний: учебное пособие / С.Я. Бекшаев, В.М. Фомин. – Одесса: Одесская гос. академия строительства и архитектуры, 2013. – 103 с.

12. Горбатов, П.А. Теория функционирования и совершенствования очистных комбайнов как нелинейных динамических систем: автореф. дис. ... докт. техн. наук: специальность 05.05.06 / Горбатов Павел Анатольевич. – Донецк: ДонГТУ, 1991. – 35 с.
13. Разработка теории функционирования и методов оптимального проектирования для выемочных комбайнов нового поколения: отчет №ГР0106У002278, инв. №00009520 / П.А. Горбатов. – Донецк: ДонГТУ, 2008. – 434 с.
14. Крагельский, И.В. Коэффициенты трения: Справочное пособие. Изд. 2-е / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. – М.: Машгиз, 1962. – 212 с.
15. Горбатов, П.А. Проектирование виброзащитно-отключающего устройства для подсистем приводов выемочных машин / П.А. Горбатов, Е.А. Воробьев, Н.И. Некрасова // Инженер. – 2003. – №4. – С. 110-112.

N.M. Lysenko /Cand. Sci. (Eng.)/, E.Yu. Stepanenko /Cand. Sci. (Eng.)/, A.V. Gudinov
Donetsk National Technical University (Donetsk)

THE DETERMINATION OF DISSIPATIVE CHARACTERISTICS OF THE VIBRATION PROTECTION DEVICE EMBEDDED IN A SUBSYSTEM OF THE SHEARER WORKING BODY DRIVE

Background. When designing modern mining machines, including shearers, of a high technical level, along with a number of aspects of the progressive design concept, the problem of structural and parametric optimization of the dynamic properties of the heavily loaded power sub-systems should be solved on the basis of the introduction into their structure of the last various vibration protection devices with rational dynamic parameters and characteristics which act as a kind of "dynamic interfaces" as, for example, in shipbuilding, aviation, automotive and machine tool industry.

Materials and/or methods. When solving the tasks set used the analytical method based on repeatedly tested calculations of the classical theory of oscillations of linear dynamic systems, and the mathematical description of physical processes of vibration energy dispersion in the form of a balance of elastic and spring forces in the vibration protection device of the considered type with the dynamic nature of the torque change in the elastic reducer shaft line of the subsystem of the shearers working bodies drive.

Results. The technique for determination of dissipative parameters of a vibration protection device of a spring-toothed type developed on the basis of energy approach to its idealized elastic-dissipative characteristics, which quite correctly reflects the work of the considered type device. Derived the dependence for value calculation of the relative moment of friction forces in the vibration protection device, in which a number of its main design parameters appears.

Conclusion. The theoretical results of the developed technique are of an undoubtedly practical value since on their basis the designer consciously can choose or, if necessary, purposefully adjust the specific structural parameters of the designed vibration protection device of the spring-toothed type.

Keywords: shearer, vibration protection device, dissipative characteristics calculation method.

Сведения об авторах

Н.М. Лысенко

SPIN-код: 6151-1280

Author ID: 853003

Телефон: +380 (71) 323-88-83

Эл. почта: lysenko_nm@ukr.net

А.В. Гудинов

Телефон: +380 (71) 319-90-56

Эл. почта: gudinov92@mail.ru

Е.Ю. Степаненко

Телефон: +380 (62) 301-08-93

Эл. почта: elena_step85@mail.ru

Статья поступила 23.03.2018 г.

© Н.М. Лысенко, Е.Ю. Степаненко, А.В. Гудинов, 2018

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Кондрахин