

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДСИСТЕМ ПРИВОДОВ ВЫЕМОЧНЫХ КОМБАЙНОВ С КОРРЕКТИРУЮЩИМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ ЗВЕНЬЯМИ.

Горбатов П.А., докт. техн. наук, проф., Воробьев Е.А., ассистент,
Донецкий национальный технический университет,
Косарев В.В., канд. техн. наук, Донгипроуглемаш

На основе предложенных подходов и зависимостей разработан алгоритм оптимального проектирования подсистем приводов исполнительных органов современных очистных и проходческих комбайнов на основе корректирующих динамических звеньев зубчато-пружинного типа.

On the basis of the suggested approaches and dependences the algorithm of optimum designing of subsystems of drives of agencies modern clearing combines is developed on the basis of adjusting dynamic parts of tooth-spring type

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Повышение надежности тяжелонагруженных подсистем приводов исполнительных органов выемочных комбайнов, прежде всего нового поколения, реализующих высокоинтенсивные режимы работы, является актуальной научно-технической проблемой. Одним из рациональных направлений решения этой проблемы является снижение динамической нагруженности силовых элементов рассматриваемой подсистемы на основе применения эффективных виброзащитных устройств в виде корректирующих динамических звеньев (КДЗ). Для оптимального проектирования таких подсистем необходимо решение ряда взаимосвязанных задач научного и практического характера.

Анализ исследований и публикаций. Анализ известных конструкций КДЗ показал, что в качестве универсального технического решения для подсистем приводов исполнительных органов очистных и проходческих комбайнов нового поколения (КДК500, КДК700, КПД, КПУ, КПЛ и др.) целесообразно применять КДЗ зубчато-пружинного типа [1, 2], рис. 1. Такое устройство обладает компактностью и возможностью встройки в подсистемы приводов последовательно с валопроводом редукторной цепи как указанных, так и вновь создаваемых выемочных комбайнов, обеспечивает реализацию ра-

циональных динамических параметров и может также выполнять функцию рассоединения кинематической цепи от электродвигателя к исполнительному органу.

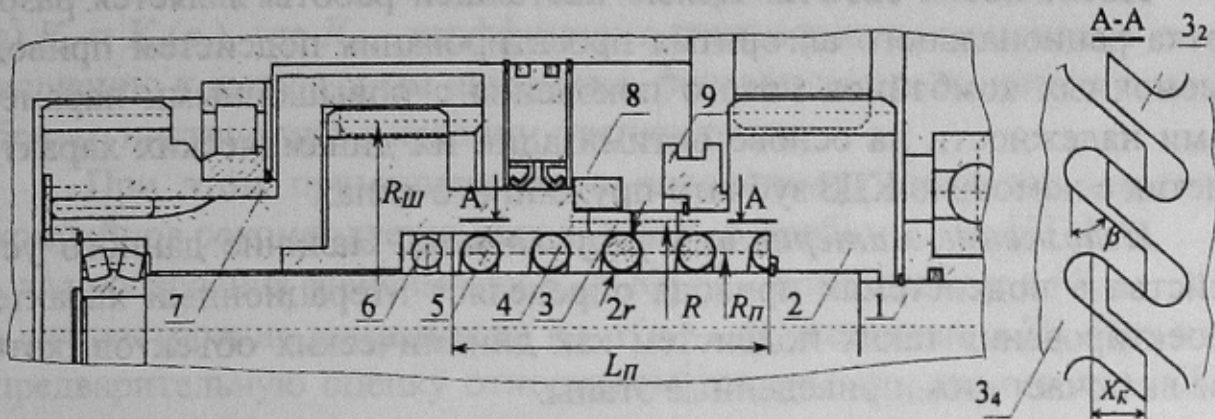


Рисунок 1 – Конструктивная схема КДЗ зубчато-пружинного типа

Данное устройство состоит из оси 1, на опоре скольжения которой установлена шестерня 2, связанная винтовыми зубьями 3₂ (с углом подъема винтовых поверхностей β и высотой X_k) с винтовыми зубьями 3₄ втулки 4, которая может перемещаться в осевом направлении по оси 1. Между шестерней 2 и втулкой 4 размещается цилиндрическая пружина 5 и упорный шарикоподшипник 6. Устройство может также выполнять функции размыкания кинематической цепи, при этом соединение или рассоединение этой цепи осуществляется перемещением направляющей 9 соответственно влево или вправо с помощью отключающего механизма (на рис.1 не показан). При соединенной кинематической цепи крутящий момент M от колеса 7 передается шлицевой втулке 4, от которой посредством косых зубьев передается шестерне 2. При соответствующем направлении вращения втулка 4 при увеличении M под воздействием усилий, возникающих в винтовом сопряжении, будет перемещаться по направлению к шестерне, сжимая пружину, а при снижении M – наоборот. Между элементами 4 и 9 установлена дистанционная втулка 8, обеспечивающая запираение КДЗ. При перемещении втулки 4 формируется демпфирующий момент M_T за счет нелинейного трения типа "рессорного" в парах трения. В качестве основных пар трения выступают шлицевое соединение с радиусом $R_{ш}$ и винтовое сопряжение с радиусом R .

В работах [1, 2] приведены зависимости, позволяющие установить рациональные значения некоторых конструктивных и динамических характеристик устройства. Вместе с тем, до настоящего времени отсутствовали системные разработки в области оптимального проек-

тирования подсистем приводов с универсальными КДЗ зубчато-пружинного типа, обеспечивающими кардинальное улучшение динамических свойств этой подсистемы.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является разработка рационального алгоритма проектирования подсистем привода выемочных комбайнов нового поколения с повышенными параметрами надежности на основе оптимизации их динамических характеристик с помощью КДЗ зубчато-пружинного типа.

Изложение материала и результаты. Наличие данного устройства в подсистемах привода определяет итерационный характер проектирования таких подсистем как динамических объектов, которое включает нижеприведенные этапы.

Этап 1. Разработка проектно-конструкторских решений подсистем привода без КДЗ.

При выполнении этого традиционного этапа должно быть также предусмотрено резервирование необходимого (по результатам предварительной эскизной проработки) объема свободного пространства для последующей встройки КДЗ на участках кинематической цепи редуктора подсистемы привода, где имеются такие возможности.

Этап 2. Определение динамических характеристик подсистемы привода без КДЗ.

На этом этапе с использованием известных методов и зависимостей для подсистем без КДЗ:

- определяют инерционные и упругие параметры;
- строят исходную эквивалентную динамическую схему механической части подсистемы и затем ее упрощают; для рассматриваемых комбайнов нового поколения достаточно корректным является упрощение схемы до уровня двухмассовой;
- определяют собственные частоты крутильных колебаний парциальных участков подсистемы – механической части и электромагнитных элементов электродвигателя (на основе механических моделей - аналогов, отражающих электромагнитную связь ротора с полем статора);
- строят амплитудно-частотные характеристики для обоих участков подсистемы; значения оценки относительного демпфирования для механической части подсистемы на основе исследований ДонНТУ рекомендуется принимать в диапазоне $\psi_p = 0.11 - 0.14$.

Этап 3. Установление рациональных динамических параметров подсистемы привода с КДЗ.

Для установления рациональной области значений коэффициен-

та податливості КДЗ e_y , необхідно побудувати оціночні залежності від e_y , рис. 2а:

а) $\nu = \nu(e_y)$, где ν – коефіцієнт варіації крутячого моменту M при стаціонарних режимах навантаження підсистеми;

а) $K_\delta = K_\delta(e_y)$, где K_δ – коефіцієнт динамічності моменту M по отношению к імпульсним навантаженням, формуючимся при зустрічі робочого інструменту с кріпким препятствием.

При цьому применительно к підсистемам приводов очистних комбайнов рекомендується використовувати розробки ДонНТУ:

- для побудови залежності $K_\delta = K_\delta(e_y)$ – приведенные в [4];
- для побудови залежності $\nu = \nu(e_y)$ – приведенные в [3]. При цьому попередню оцінку відносительного демпфування для КДЗ с лінеаризованим трінням пропонується приймати рівній $\psi_y = 0.25$. Эта гіпотетическая оцінка відповідає раціональній області значень розглянутого дисипативного параметру, що встановлено в результаті досліджень віброзахисних пристроїв с другими конструктивними рішеннями, но с аналогічним нелінійним трінням типа "ресорного".

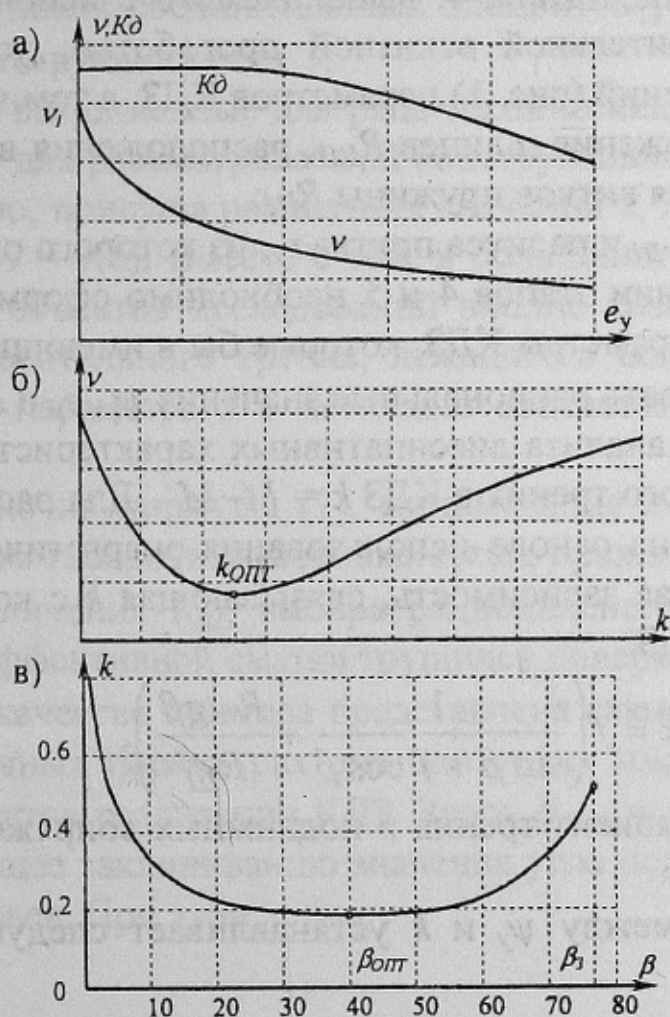


Рисунок 2 – Залежності для параметрів підсистем приводов с КДЗ

Далее, рассматривая приведенные на рис. 2а зависимости как функции цели, на основе компромиссного подхода устанавливаются рациональную область значений e_y для последующих этапов проектирования.

Требуемое значение момента запирающего устройства M_3 определяется по формуле:

$$M_3 \geq \bar{M}(1 + 2\nu_1), \quad (1)$$

где \bar{M} - представительное значение среднего уровня крутящего момента M в редукторе на участке валопровода, где размещено КДЗ; ν_1 - коэффициент вариации момента M при отсутствии КДЗ, т.е. при $e_y = 0$ (рис. 2а).

Этап 4. Конструктивная проработка КДЗ в составе подсистемы привода.

Этап 5. Формирование рациональных конструктивных параметров КДЗ.

Выполнение тесно взаимосвязанных этапов 4 и 5 осуществляется на основе процедур итерационного характера. Например, в результате первого подэтапа этапа 4, выполняемого с использованием результатов предварительной эскизной проработки, устанавливается первый пакет значений (рис. 1) параметров КДЗ, в том числе:

- радиусов расположения шлицев $R_{ШЛ}$, расположения винтовых зубьев R_1 , расположения витков пружины $R_{П}$;
- длины пружины $L_{П}$ и радиуса прутка r_1 , из которого она выполнена.

При выполнении этапов 4 и 5 необходимо сформировать такие конструктивные параметры КДЗ, которые бы в имеющихся габаритах позволили реализовать рациональные значения ψ_y , e_y и M_3 .

Для удобства анализа диссипативных характеристик введем понятие относительного трения в КДЗ $k = M_T \cdot M^{-1}$. Для рассматриваемой схемы устройства на основе использования энергетического метода получена следующая зависимость, связывающая k с конструктивными параметрами КДЗ:

$$k = f \left(\frac{1}{\sin \beta + f \cos \beta} + \frac{R \cdot \operatorname{tg} \beta}{R_{ШЛ}} \right), \quad (2)$$

где f - коэффициент трения в подвижных сопряжениях элементов устройства.

Взаимосвязь между ψ_y и k устанавливает следующая зависимость [2]:

$$\psi_y = \frac{1}{2\pi} \ln \left[4 \cdot \left[\frac{\sqrt{2\nu}(1-k^2)}{\sqrt{2\nu-k}} - 1 \right] + \sqrt{4 \cdot \left[\frac{\sqrt{2\nu}(1-k^2)}{\sqrt{2\nu-k}} - 1 \right]^2 + 1} \right]. \quad (3)$$

В результате анализа закономерностей формирования случайного процесса $M = M(t)$ в подсистеме привода с КДЗ рассматриваемого типа на основе "рессорного" трения с этапами относительного перемещения и относительного покоя соединяемых элементов, полученных при имитационном моделировании динамического функционирования систем "комбайн – горный массив", установлено, что при фиксированных конкретных значениях e_y зависимость между ν и k на качественном уровне выглядит следующим образом, см. рис. 2б. Здесь $k_{\text{опт}}$ – оптимальное с позиции ν значение относительного трения в устройстве.

Такой характер кривой объясняется тем, что с увеличением k до $k_{\text{опт}}$ происходит снижение ν за счет повышения трения в КДЗ и, следовательно, более эффективного рассеивания энергии колебаний, однако дальнейшее увеличение k приводит к преобладанию этапов относительного покоя соединительных элементов устройства, что вызывает соответствующий рост ν .

Расчеты, выполненные для ряда технических решений КДЗ, показывают, что для рассматриваемой конструктивной схемы устройства, как правило, присуща реализация значений k , лежащих на правой ветви кривой $\nu = \nu(k)$. Вместе с тем, в большинстве случаев для вышеуказанных объектов исследований вполне возможно достижение значений относительного трения, лежащих в области $k_{\text{опт}}$, за счет минимизации параметра k с помощью соответствующих конструктивных мер.

Как видно из формулы (2), минимизация k должна осуществляться с учетом габаритных возможностей, прежде всего за счет снижения R , увеличения $R_{\text{ш}}$, выбора рационального значения угла β , применения эффективной смазки трущихся поверхностей устройства. На рис. 2в в качестве примера представлена зависимость $k=k(\beta)$ при остальных равных параметрах для одного из конкретных конструктивных вариантов реализации КДЗ. Здесь $\beta_{\text{опт}}$ и β_3 – оптимальное и соответствующее заклиниванию значения угла подъема винтовой поверхности зубьев. При этом:

$$\beta_3 = \operatorname{arctg} \left[\frac{R_{III} - f^2 R}{f(R_{III} + R)} \right]. \quad (4)$$

Как видно из рис. 2а, для получения наибольшего эффекта по снижению динамичности крутящего момента M следует стремиться к повышению податливости КДЗ e_y . С этой целью для рассматриваемой конструктивной схемы необходимо, с учетом имеющихся возможностей, увеличивать длину пружины L_p , уменьшать радиус прутка r и угол поднятия витка пружины.

Для определения момента запирания устройства M_3 предлагается использовать зависимость (1).

Безусловно, должны быть выполнены соответствующие расчеты, подтверждающие достаточные прочностные свойства пружины и винтовых зубьев, находящихся в сложном напряженном состоянии.

Сценарий выполнения взаимосвязанных этапов 4 и 5 до достижения положительного результата предусматривает ряд последовательных подэтапов или процедур итерационного характера с использованием метода компромиссных решений.

Выводы и направление дальнейших исследований. Выполненные разработки в области установления рациональных динамических характеристик подсистем приводов и обеспечивающих эти характеристики конструктивных параметров КДЗ могут служить научной базой для оптимального проектирования рассматриваемых подсистем современных выемочных комбайнов. В дальнейшем предусматривается экспериментальная проверка предложенных в настоящей работе зависимостей и рекомендаций.

Список источников.

1. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Укрепин С.А. Установление рациональных параметров виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа // Труды Донецкого государственного технического университета. Выпуск 7, серия горно-электромеханическая. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – С. 45 – 50.
2. Воробьев Е.А., Горбатов П.А., Андыбор А.М. Диссипативные параметры виброзащитных устройств зубчато-пружинного типа // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. - №3 (19). – С. 52-55.
3. Методика установления рациональных параметров виброзащитных устройств в подсистемах привода очистных комбайнов // Горбатов П.А., Гуляев В.Г., Кривченко Ю.А., Юргилевич В.А. // Уголь Украины. – 1991. - №5. – С.38 – 41.
4. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Определение максимальных нагрузок в подсистемах приводов комбайнов с виброзащитными устройствами // Уголь Украины. – 1995. - №12. – С.47 – 48.