

УДК 622.232(043.3)

Д.А. Кузиев, Д.А. Крючев

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И СВОЙСТВА СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА

Выполнен анализ динамических характеристик и свойств системы приводов карьерного комбайна. Установлено, что жесткость трансмиссии привода рабочего органа карьерного комбайна определяется крутильной жесткостью гидроредачи «насос-гидромотор».

Ключевые слова: карьерный комбайн, динамика, момент инерции, жесткость трансмиссии, гидромотор.

Семинар № 22

**D.A. Kuziev, D.A. Kruchev
DYNAMIC CHARACTERISTICS AND
PROPERTIES OF THE SURFACE
MINER SYSTEM DRIVES**

The analysis of dynamic characteristics and properties of the system drives combine career. It was found that the stiffness of the transmission of the service career combines torsion stiffness is determined by hydraulic «pump-hydraulic motor».

Key words: surface miner, dynamics, moment of inertia, stiffness of the drive, hydraulic motor.

Опыт исследования динамики горных машин [1, 2, 3, 4] показывает, что при расчете колебаний и оценке возникающих динамических нагрузок, машина в целом, может быть в большинстве случаев представлена в виде сосредоточенных масс, связанных невесомыми упругими элементами, находящимися под действием внешних нагрузок.

Достоверность исследования характеристик карьерного комбайна в значительной мере определяется полнотой отображения динамической моделью действительных свойств исследуемой системы. Поэтому разработка динамической модели является одним из важнейших этапов исследования характеристик и свойств машины.

Любую машину, в том числе и горную, можно представить как механическую модель, состоящую из отдельно сосредоточенных масс $m_1, m_2 \dots m_i \dots m_n$ или моментов инерции $I_1, I_2 \dots I_i \dots I_n$, соединенных упругими связями. При этом допускается, что упругие связи невесомы и характеризуются постоянными коэффициентами жесткости $K_1, K_2 \dots K_i \dots K_n$. В результате реальная машина заменяется приведенной эквивалентной схемой, которая должна правильно отражать основные динамические характеристики машины. Составление расчетной схемы сводится в этом случае к определению приведенных сосредоточенных масс движущихся поступательно элементов или моментов инерции вращающихся частей машины, а также жесткости основных упругих звеньев и приведенных нагрузок, действующих на систему.

Момент инерции твердого тела относительно оси это мера инерции этого тела при его вращательном движении вокруг этой оси, которая может проходить через указанное тело или располагаться вне него. Определение моментов инерции может производиться аналитически и экспериментально. Аналитически можно

определить моменты инерции однородных тел правильной геометрической формы.

Момент инерции режущих шнеков рабочего органа карьерного комбайна определялся по формуле

$\dot{I} = V_{\Delta} \gamma \frac{D_{cp}}{4} k_3$, V_{Δ} - объем витков режущих шнеков составляет:

$$V_{\Delta} = F_{\Delta} S_{\Delta} z \frac{B}{t}, \text{ м}^3, \quad (1)$$

здесь F_{Δ} - треугольное сечение режущего шнека с вооружением, которое имеет основание - l (м) и высоту

$$\frac{D_{\max} - D_{\min}}{2} \text{ (м)};$$

$$F_{\Delta} = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2} l, \text{ м}^2 \quad (2)$$

S_{Δ} - длина одного витка режущего шнека, равная гипотенузе треугольника, один катет которого равен длине окружности - πD_{cp} шнеко-фрезерного барабана, а другой t - шагу винтовой линии рабочего органа.

$$S_{\Delta} = \frac{\pi D_{cp}}{\cos \alpha}, \text{ м} \quad (3)$$

z - число заходов режущих шнеков, ед. ($z=2$)

$$t = \frac{B}{2}; \quad (4)$$

γ - плотность материала режущих шнеков, $\gamma = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; k_3 - коэффициент, учитывающий неравномерность сечения витка режущего шнека по длине его витка, $k_3 = 0,5$.

Окончательно момент инерции режущих шнеков с учетом (1), (2), (3) и (4) составил величину:

$$\dot{I} = \frac{\pi \cdot l \gamma}{32 \cos \alpha} (D_{\max}^2 - D_{\min}^2) (D_{\max} + D_{\min})^2, \text{ кг м}^2. \quad (5)$$

Момент инерции обечайки, корпуса планетарного редуктора и вала гидромотора определялся по формуле:

$$\dot{I}_i = \gamma \frac{\pi \cdot l_i}{32} (D_{\max i}^4 - D_{\min i}^4), \text{ кг м}^2 \quad (6)$$

При решении динамических задач возникает необходимость в приведении масс, жесткостей и действующих нагрузок к одному из валов эквивалентной схемы. Так, приведенный к валу гидромотора динамический момент инерции составил величину:

$$\dot{I} = \sum_1^n I_i i_i, \text{ кг м}^2, \quad (7)$$

где i_i - передаточное отношение элемента трансмиссии к валу гидромотора.

Коэффициент жесткости представляет собой отношение действующей нагрузки (усилия или момента) к величине деформации, вызванной ею. Измеряется коэффициент жесткости соответственно при линейных деформациях в Н/м (C), при крутильных - в Нм/рад (K). При определении общей жесткости конструкции могут быть выделены наиболее податливые ее элементы, и в тех случаях, когда они могут рассматриваться как типовые элементы, определение их жесткости не встречает затруднений.

Податливость (величина обратная жесткости) элемента трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа определялась по формуле:

$$\frac{1}{K_i} = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l_i}{D_{\max i}^4 - D_{\min i}^4}, \text{ рад/Нм}, \quad (8)$$

где K_i - жесткость i - того элемента трансмиссии, Нм/рад; G - модуль сдвига, Па, равный:

$$G = \frac{E_c}{2(1 + \nu_{II})}, \quad (9)$$

здесь E_c - модуль упругости материала элемента трансмиссии, $E_c = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ [5]; ν_{II} - коэффициент Пуассона, равный для стали $\nu_{II} = 0,3$.

В работе [5] приведены значения податливостей, вычисленных по формуле (8),

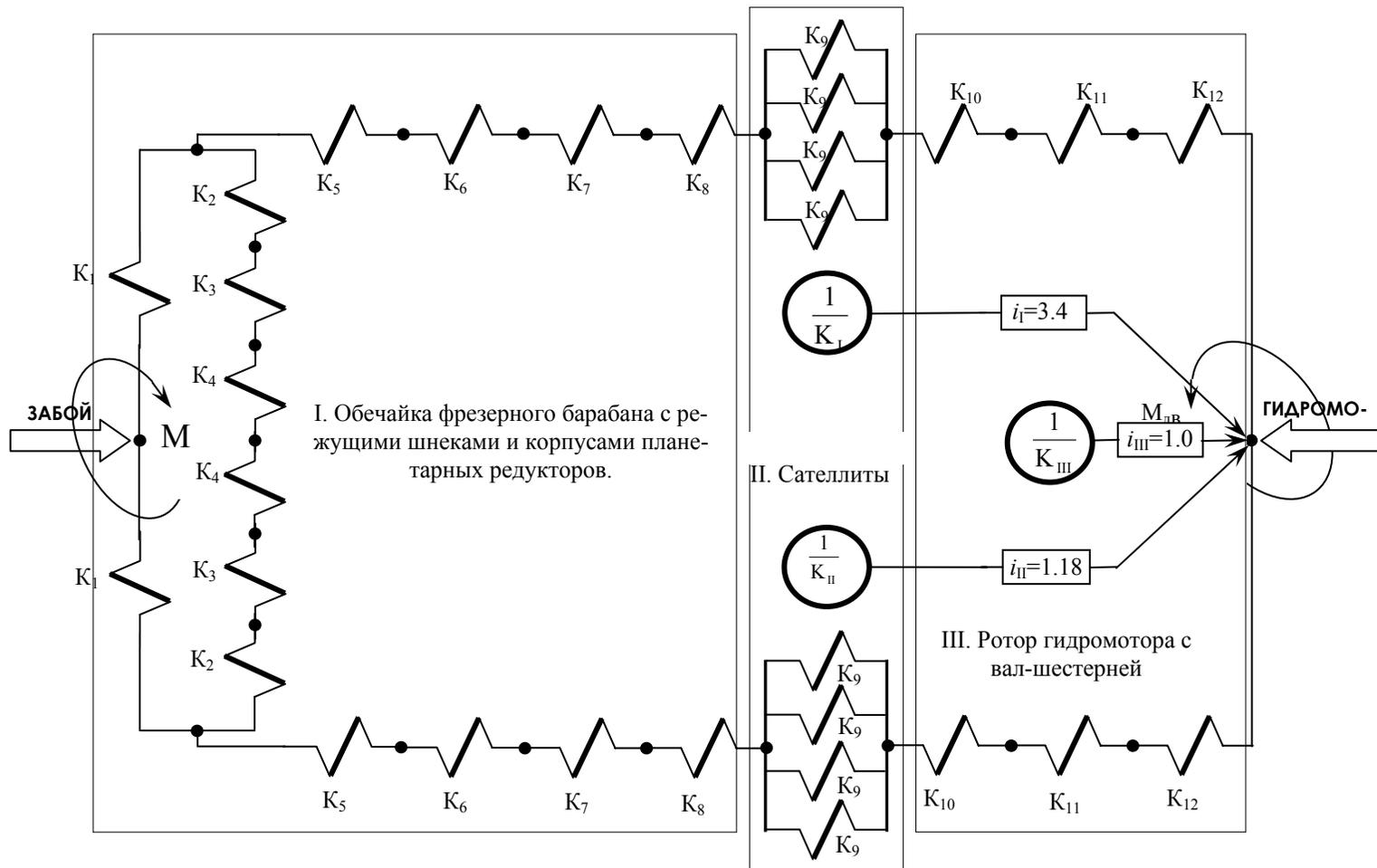


Схема приведения жесткостей элементов механической части трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа к валу гидромотора

при этом величина модуля сдвига G стали принята равной $0,8 \cdot 10^{11}$ Па, а податливость витков режущих шнеков уменьшена на величину коэффициента k_3 , учитывающего неравномерность их сечения по длине. Приведение значений податливостей элементов механической части трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа к валу гидромотора, с учетом передаточных отношений i_i (без учета потерь на трение), осуществлялось по схеме (рис. 1).

Так, податливость трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа приведенная к валу гидромотора определялась по формуле:

$$1/K_{TP} = \sum_i^{III} 1/K_i, \text{ рад/Нм}, \quad (10)$$

где K_{TP} - жесткость трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа приведенная к валу гидромотора, Нм/рад; $1/K_i$ - суммарная приведенная податливость обечайки фрезерного барабана с режущими шнеками

и корпусами планетарных редукторов, рад/Нм; $1/K_{II}$ - суммарная приведенная податливость сателлитов, рад/Нм; $1/K_{III}$ - суммарная приведенная податливость ротора гидромотора с вал шестерней, рад/Нм.

Общая податливость трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа приведенная к валу гидромотора (см. [5]) равна

$$\frac{1}{K_{TP}} = (0,0017 + 0,0261 + 1009,8350) \times 10^{-15} = 1009,8628 \cdot 10^{-15} \text{ рад/Нм}, \quad (11)$$

Жесткость механической части трансмиссии шнеко-фрезерного рабочего органа приведенная к валу гидромотора, составит величину:

$$K_{TP} = 9902 \cdot 10^{12} \text{ КНм/рад}. \quad (12)$$

Таким образом, установлено, что жесткость трансмиссии привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна определяется практически только крутильной жесткостью гидропередачи «насос-гидромотор».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Нечаевский В.М. и др. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. / Под ред. Чл.-кор. АН СССР А.В. Докукина. М, «Недра», 1983, 264 с.
2. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МГГУ, 2007. – 680 с.: ил. (ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ).
3. 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.
4. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. 3-е изд., - М.: Изд-во МГГУ, 2002. - 453 с.
5. Кузиев Д.А. Обоснование и выбор параметров гидроимпульсного привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна Автореф. канд. дисс. М.: МГГУ, 2007, 24 с. **ГИАБ**

Коротко об авторах

Кузиев Д.А. – кандидат технических наук, докторант кафедры ГМО,
Крючев Д.А. – аспирант кафедры ГМО,
Московский государственный горный университет,
Moscow state mining university, Russia, ud@msmu.ru