

**А.М. Мухаметшин, А.В. Конюшевский, А.А. Поляков,
А.А. Поляков**

МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ШАРНИРНЫХ СИСТЕМ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Рассмотрена динамика пространственной шарнирной передачи. Подобные трансмиссии используются в целом ряде устройств вспомогательных процессов горно-технического производства. Это оборудование для ремонтно-монтажных работ на различного рода трубопроводах; для устранения прихватов в буровых скважинах; для чистки грохотов, смесителей и отстойников на обогатительных фабриках и т.д. Исследовано влияние виброударного технологического механизма на динамику карданной передачи, для чего разработаны динамическая и математическая модели шарнирной системы, проведены расчеты. По результатам расчетов введен показатель надежности системы – коэффициент динамичности, зависящий от параметров технологического механизма и системы в целом (жесткости, инерционных масс, угловой скорости, и др.). С помощью коэффициента, варьируя указанными параметрами, можно выявлять резонансные зоны и выбирать рациональные режимы работы подобных устройств с точки зрения эффективности выполняемого процесса и надежности самих устройств.

Ключевые слова: карданная передача, шарнирная система, технологический механизм, динамика, дифференциальные уравнения, принцип Даламбера, метод Рунге-Кутты.

Приведены материалы исследований механических шарнирных передач, которые находят широкое применение в технике различных отраслей. В горнодобывающей промышленности они широко используются в буровом и очистном оборудовании; в транспортной – в судостроении, автомобилестроении, авиатехнике; в металлургической промышленности – в прокатных и иных станах [1, 2, 5]. Как правило, карданные передачи в своем составе имеют звенья (валы) с пересекающимися осями. По количеству шарниров передачи могут быть одношарнирными, двухшарнирными и полишарнирными; по способу расположения звеньев – последовательными, параллельными, разветвленными. В существующих конструкциях универсальные шарниры передают мощности от 10 Вт (медицинское оборудование) до 7500 кВт (прокатные станы). В данной статье рассмотрена работа шарнирной передачи очистной машины [2], которая предназначена для очистки труб от изоляции. Динамическая модель шарнирной передачи очистной машины представлена на рис. 1. В состав передачи входит ведущее звено 1, промежуточное звено 2 и виброударный механизм, состоящий из звена 3 и технологического зубчатого колеса-инструмента 4. Основные параметры, влияющие на динамический процесс приведены ниже: F_1 и F_2 – кинематические функции, в которых выражена нелинейная кинематическая связь между звеньями; φ_i – углы поворота инерционных масс; I_i – приведенные моменты инерции масс; S_{ij} – приведенные жесткости звеньев; $M_{тр}$ – моменты трения в

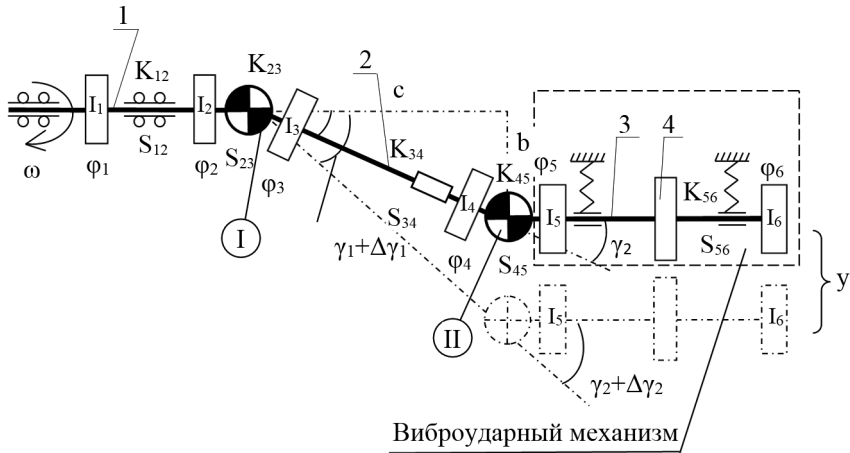


Рис. 1. Динамическая модель для двойной карданной передачи с учетом движения зубчатого колеса-инструмента: 1, 2, 3 – звенья; 4 – зубчатое колесо-инструмент; I, II – универсальные шарниры

шарнирах; M_1 и M_T – моменты на ведущем и ведомом звеньях; K_{ij} – коэффициенты упруго-вязкого демпфирования; y – перемещение колеса инструмента во фронтальной плоскости; γ_1, γ_2 – углы наклона осей валов; β_1, β_2 – углы наклона осей валов в плоскости перпендикулярной, изображенной на рисунке (не указаны); $\Delta\gamma_1, \Delta\gamma_2$ – изменяющаяся во времени поправка к углам γ_1, γ_2 , возникающая при движении колеса инструмента; c, b – геометрические параметры системы; ω – угловая скорость на входном валу. Особенностью карданной передачи является то, что при несоосном расположении валов (звеньев 1 и 2) и равномерной угловой скорости входного вала (звено 1), выходной вал (звено 2) вращается неравномерно, что приводит к крутильным колебаниям шарнирной системы [3].

Наряду с собственной кинематической неравномерностью вращения звеньев шарнирных передач, на них действуют технологические нагрузки, имеющие периодический характер. Такие нагрузки ранее не рассматривались, однако их необходимо учитывать, поскольку они вызывают дополнительные динамические моменты и связанные с ними многопараметрические резонансы, влияющие на стабильность системы в целом. Кинематические неравномерности описываются функциями F_1 и F_2 (2). Динамическая модель, полученная на основе принципа Даламбера [4], [5], имеет вид:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\phi}_1 + S_{12} (\phi_1 - \phi_2) + K_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) &= M_1 \\
 I_2 \ddot{\phi}_2 - S_{12} (\phi_1 - \phi_2) - K_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + S_{23} (\phi_2 - \phi_3) F_1 &= -M_{тp,1} \\
 I_3 \ddot{\phi}_3 - S_{23} (\phi_2 - \phi_3) + S_{34} (\phi_3 - \phi_4) + K_{34} (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) &= 0 \\
 I_4 \ddot{\phi}_4 - S_{34} (\phi_3 - \phi_4) - K_{34} (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) + S_{45} (\phi_4 - \phi_5) F_2 &= -M_{тp,2} \\
 I_5 \ddot{\phi}_5 - S_{45} (\phi_4 - \phi_5) + S_{56} (\phi_5 - \phi_6) + K_{56} (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) &= 0 \\
 I_6 \ddot{\phi}_6 - S_{56} (\phi_5 - \phi_6) - K_{56} (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) &= -M_T
 \end{aligned} \tag{1}$$

В приведенных уравнениях точкой обозначено дифференцирование по времени t .

Кинематические функции для общего случая расположения осей валов определяются по [3] и зависят от следующих параметров:

$$\begin{aligned} F_1 &= f(\beta_1, \gamma_1, \varphi_2); \\ F_2 &= f(\beta_2, \gamma_2, \varphi_4); \end{aligned} \quad (2)$$

Особенность очистного технологического механизма состоит в том, что угловая скорость ведомого звена 3 (рис. 1) передается на подпружиненный инструмент, имеющий форму зубчатого колеса с чередующимися по высоте зубьями (резцами). Вследствие этого происходит перемещение инструмента в радиальном направлении – y (рис. 1) и по боковой поверхности трубопровода проходят пульсирующие ударные нагрузки. При этом происходит изменение углов перекося γ_1, γ_2 и соответственно изменение угловой скорости звеньев шарнирной передачи. Учет дополнительного изменения угловых скоростей 2-го и 3-го звеньев, вносимых изменением этих углов производится на основе ниже приведенных материалов. Для представленной на рис. 1 схемы принято, что углы γ_1 и γ_2 , $(\gamma_1 + \Delta\gamma_1)$ и $(\gamma_2 + \Delta\gamma_2)$ соответственно равны друг другу. Из геометрии передачи следует, что

$$\begin{aligned} \frac{b+y}{c} &= \operatorname{tg}(\gamma_2 + \Delta\gamma_2) \\ (\gamma_2 + \Delta\gamma_2) &= \operatorname{arctg}\left(\frac{b+y}{c}\right) \end{aligned} \quad (3)$$

На рис. 2 представлена упрощенная схема движения зубчатого колеса-инструмента по цилиндрической поверхности трубопровода. Прямая AB рассматривается как зуб колеса (B – центр зубчатого колеса), находящийся в крайнем нижнем положении в начальной точке касания цилиндрической поверхности.

Из анализа геометрии (рис. 2) следует

$$\begin{aligned} y &= l - BD; \quad BD = BE - h; \quad BE = l \cos \varphi; \\ h &= r - EO = r(1 - \cos \psi); \quad \sin \psi = \frac{l}{r} \sin \varphi; \end{aligned}$$

С учетом $\cos \psi$ получаем

$$\begin{aligned} h &= (r - \sqrt{r^2 - l^2 \sin^2 \varphi}); \\ y &= l(1 - \cos \varphi) + \sqrt{r^2 - l^2 \sin^2 \varphi} - r; \end{aligned} \quad (4)$$

Перемещение из начального положения в вертикальное описывается периодической функцией

$$y = A \cdot \sqrt{\cos^2 \omega \frac{Z}{2} t}, \quad (5)$$

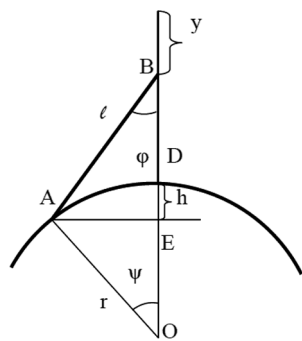


Рис. 2. Кинематическая схема движения зубчатого колеса-инструмента по цилиндрической поверхности трубопровода

где A – амплитуда колебаний, равная максимальному значению хода y , определяемому по формуле (4); z – количество зубьев колеса инструмента; t – время; ω – угловая скорость вращения вала.

В нашем случае $(\gamma_2 + \Delta\gamma_2) = (\gamma_1 + \Delta\gamma_1)$, тогда из (3) следует

$$(\gamma_2 + \Delta\gamma_2) = (\gamma_1 + \Delta\gamma_1) = \text{arctg}\left(\frac{b + A \cdot \sqrt{\cos^2 \omega \frac{z}{2} t}}{c}\right) = \theta, \quad (6)$$

где θ – новая переменная.

Применительно к рассматриваемому нами частному случаю оси звеньев лежат в одной плоскости ($\beta_1 = 0$; $\beta_2 = 0$; $\gamma_1 \neq 0$; $\gamma_2 \neq 0$). Исходя из этого и с учетом (6) уравнения (2) можно представить в виде:

$$F_1 = \frac{\cos(\theta)}{1 - \sin^2(\theta) \cos^2 \varphi_2}; \quad F_2 = \frac{\cos(\theta)}{1 - \sin^2(\theta) \cos^2 \varphi_4}. \quad (7)$$

В формуле (6) параметры A , b , c зависят от геометрических размеров элементов системы (рис. 1). Таким образом, уравнения (1) с учетом (7) представляют собой дифференциальные уравнения, описывающие динамический процесс пространственной карданной передачи с учетом кинематических особенностей самой передачи и исполнительного механизма. Приведем уравнения (1) к виду, удобному для программной реализации, перейдя к новым переменным. Введем относительный угол поворота масс ψ_i , тогда углы поворота масс будут равны $\varphi_i = \varphi + \psi_i$. С учетом изложенного система (1) принимает вид

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_1 &= \frac{S_{12}}{I_1}(\psi_1 - \psi_2) + \frac{K_{12}}{I_1}(\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2) - \frac{M_1}{I_1} \\ \ddot{\psi}_2 &= \frac{S_{12}}{I_1}(\psi_1 - \psi_2) + \frac{K_{12}}{I_1}(\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2) - \frac{S_{23}}{I_2}(\psi_2 - \psi_3)F_1 - \frac{M_{тп1}}{I_2} \\ \ddot{\psi}_3 &= \frac{S_{23}}{I_3}(\psi_2 - \psi_3) + \frac{K_{34}}{I_3}(\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_4) - \frac{S_{34}}{I_3}(\psi_3 - \psi_4) \\ \ddot{\psi}_4 &= \frac{S_{34}}{I_4}(\psi_3 - \psi_4) + \frac{K_{34}}{I_4}(\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_4) - \frac{S_{45}}{I_4}(\psi_4 - \psi_5)F_2 - \frac{M_{тп2}}{I_4} \\ \ddot{\psi}_5 &= \frac{S_{45}}{I_5}(\psi_4 - \psi_5) + \frac{S_{56}}{I_5}(\psi_5 - \psi_6) - \frac{K_{56}}{I_5}(\dot{\psi}_5 - \dot{\psi}_6) \\ \ddot{\psi}_6 &= \frac{S_{56}}{I_6}(\psi_5 - \psi_6) + \frac{K_{56}}{I_6}(\dot{\psi}_5 - \dot{\psi}_6) - \frac{M_{тп}}{I_6} \end{aligned} \quad (8)$$

Далее осуществляется решение полученных систем дифференциальных уравнений (8) с помощью программ, написанных на «С++», с использованием численного метода Рунге-Кутты 4-го порядка. Динамические моменты вычисляются по полученным в ходе решения углам ψ_i :

$$M_{ij} = S_{ij}(\psi_i - \psi_j), \quad i = \overline{1,6}; \quad j = \overline{1,6}$$

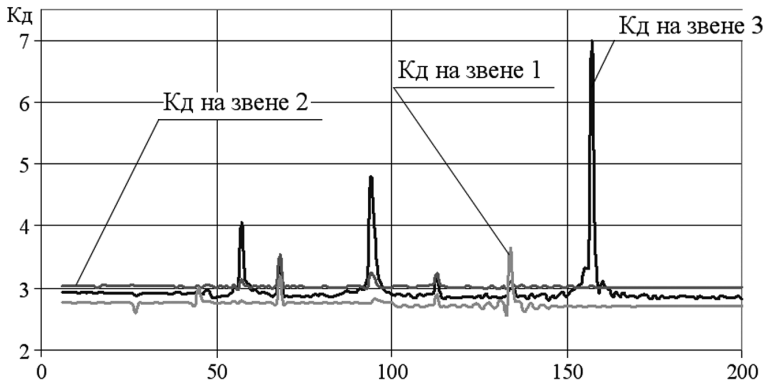


Рис. 3. Изменение коэффициента динамичности относительно угловой скорости

В качестве основного параметра вибрационной надежности механизма выбран коэффициент динамичности K_d , равный $\frac{M_T + M_{звена}}{M_T}$. С помощью него

определяются резонансные зоны системы. Анализ результатов динамических расчетов показывает, что в шарнирной передаче возникают как основные, так и дробные резонансы.

В частности, это хорошо наблюдается на рис. 3, где приведен график изменения динамического коэффициента K_d в зависимости от угловой скорости звеньев при следующем сочетании параметров системы: $z = 10$; $\omega = 150$ рад/с; $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$; $M_1 = M_T = 10$ Нм; $I_1 = 0,3$ Нм²; $I_6 = 0,09$ Нм²; $I_2 = I_5 = 0,05$ Нм²; $I_3 = I_4 = 0,02$ Нм²; $S_{12} = S_{56} = 9000$ Нм/рад; $S_{34} = 1450$ Нм/рад.

Выявлено, что незначительное изменение таких статических и динамических параметров, как угловая скорость звеньев ω , жесткости S , моменты инерции I , углы перекаса осей звеньев γ и β , оказывает существенное влияние на динамические нагрузки в системе. Например, при изменении угловой скорости с 50 с⁻¹ до 200 с⁻¹ динамический коэффициент возрастает в 7 и более раз.

Результаты анализа показывают, что для обеспечения надежной работы с минимальным уровнем динамических нагрузок необходимы определенные сочетания параметров как системы в целом, так и технологического виброударного механизма. Проведенное исследование позволяет устанавливать рациональные сочетания параметров, что дает возможность оптимизировать работу шарнирной системы с точки зрения выполняемого процесса и надежности технологического механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П. Динамика и прочность прокатного оборудования. – М.: Металлургия, 1970. – 488 с.

2. Поляков А.А., Артемкин А.А., Батюшев Э.С. Устройство для очистки наружной поверхности трубопроводов. Авт. свид. № 1814934 Б.И., 1993, № 18.

3. Поляков Ал.Аф., Поляков Ар.Ал. Динамика полишарнирных механических

систем // Вестник Южно-Уральского Государственного Университета. Серия «Строительство и архитектура». – 2007. – Вып. 5. – С. 42–45.

4. Иванченко Ф.К., Красношапка Б.А. Динамика металлургических машин. – М.: Металлургия, 1983. – 295 с.

5. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. **ПИАБ**

Конюшевский Андрей Валерьевич – аспирант, e-mail: Alias-free@ya.ru, Уральский федеральный университет,
Мухаметшин Анатолий Матвеевич – доктор геолого-минералогических наук, профессор, действительный член Академии горных наук, главный научный сотрудник Горного Института УроРАН, e-mail: amik-it@e1.ru,
Поляков Алексей Афанасьевич – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, Уральский федеральный университет, e-mail: a.a.polyakov@urfu.ru,
Поляков Артем Алексеевич – кандидат технических наук, директор инженерного центра газового оборудования ПГ «Генерация».

UDC 621.083:622

THE MULTIPARAMETER OPTIMIZATION OF JOINT SYSTEMS OF SUPPORT EQUIPMENT FOR IMPROVEMENT OF EFFICIENCY OF MINING PROCESSES

Konyushevskiy A.V., Graduate Student, e-mail: Alias-free@ya.ru, Ural Federal University, Mukhametshin A.M., Doctor of Geological and Mineralogical Sciences, Professor, Full Member of Academy of Mining Sciences, Chief Researcher of Mining Institute of Ural Branch of Russian Academy of Sciences, e-mail: amik-it@e1.ru, Polyakov A.A., Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Chair, Ural Federal University, e-mail: a.a.polyakov@urfu.ru, Polyakov A.A., Candidate of Technical Sciences, Director of Gas Equipment Engineering Department at Product Group «Generation».

The dynamics of spatial gimbal transmission is considered. Similar types of transmissions have wide range of applications, especially in mining: repair and mounting works at different pipelines; jamming eliminations in boreholes; jiggers, mixers and separating tanks cleaning at dressing plants etc. The influence of perturbations by vibration and impacts of technological equipment is studied. The mathematical model of joint system is developed and calculations are performed. The reliability parameter (the dynamic factor) is introduced in order to evaluate the work of the system. The dynamic factor depends on technological equipment parameters and transmission parameters: inertial masses, stiffness, angular speed, etc. Resonance frequencies may be determined using the dynamic factor. Thus, it is possible to select rational operating modes of similar devices in order to improve work process and reliability of these devices.

Key words: gimbal transmission, joint system, technological mechanism, dynamics, differential equations, the principle of D'Alembert, Runge-Kutta method.

REFERENCES

1. Ivanchenko F.K., Polukhin P.I., Tylkin M.A., Polukhin V.P. *Dinamika i prochnost' prokatnogo oborudovaniya* (Dynamics and strength of rolling equipment), Moscow, Metallurgiya, 1970, 488 p.
2. Polyakov A.A., Artemkin A.A., Batyushev E.S. *Ustroistvo dlya ochistki naruzhnoi poverkhnosti truboprovodov. Avtorskoe svidetel'stvo no 1814934 B.I.* (Pipeline external surface cleaning device. Copyright certificate no 1814934 B.I.), 1993.
3. Polyakov A.A., Polyakov A.A. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya «Stroitel'stvo i arkhitektura»*, 2007, issue 5, pp. 42–45.
4. Ivanchenko F.K., Krasnoshapko B.A. *Dinamika metallurgicheskikh mashin* (The dynamics of metallurgical machines), Moscow, Metallurgiya, 1983, 295 p.
5. Kozhevnikov S.N. *Teoriya mekhanizmov i mashin* (Theory of mechanisms and machines), Moscow, Mashinostroenie, 1973.

