

В.П. Кондрахин /д.т.н./, Д.А. Демёшин
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ПРИВОДА МАШИНЫ ПРИ СРАБАТЫВАНИИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ С РАДИАЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ШАРИКОВ

Разработана математическая модель для имитационного моделирования процесса срабатывания предохранительной муфты с радиальным движением шариков в приводе машины при упруго-вязком стопорении ее исполнительного органа.

Ключевые слова: математическая модель, динамика, привод, предохранительная муфта, шарик, радиальное движение.

Постановка проблемы

При внезапном стопорении исполнительных органов горных, транспортных, дорожно-строительных, дробильных машин возникают экстренные перегрузки, для защиты от которых используются различные типы предохранительных устройств. В том числе широкое применение находят шариковые предохранительные муфты. Процесс срабатывания таких муфт сопровождается повторяющимися ударами шариков одной полумуфты о шарики или пазы другой, что приводит к формированию динамических нагрузок в трансмиссии привода машины. Как показывает опыт эксплуатации дробилок, эти нагрузки могут существенно превышать номинальное значение момента срабатывания муфты [1,2].

Анализ последних исследований и публикаций

Вопросы динамики привода машин с шариковыми и кулачковыми предохранительными муфтами рассмотрены в работах [3...7]. Однако в указанных работах отсутствуют расчетные схемы и математические модели, позволяющие в вычислительном эксперименте адекватно воспроизводить процесс срабатывания перспективных шариковых муфт с радиальным движением шариков [8].

Особенность муфт с радиальным движением шариков, которая не учитывается в известных работах, заключается в том, что на шарики, кроме силы сжатия пружины, действуют силы инерции, которые увеличивают силу прижатия шариков при вращении ведомого звена и исчезают при его стопорении. За счет этого существенно уменьшаются ударные нагрузки в приводе при срабатывании предохранительной муфты, вызванном стопорением исполнительного органа.

Цель (задачи) исследования

Целью исследования является разработка математической модели процесса срабатывания предохранительной муфты с радиальным движением шариков в составе привода машины при экстренном стопорении ее исполнительного органа.

Основной материал исследования

Для составления расчетных схем шариковой предохранительной муфты с радиальным движением шариков приняты следующие допущения: нагрузка на все шарики распределяется равномерно; шарики рассматриваются как абсолютно твердые материальные точки с одинаковым законом движения; упругие элементы муфт и трансмиссии рассматриваются как линейные; трение шариков – кулоново.

На рис. 1 представлена расчетная динамическая схема для моделирования динамических процессов в трансмиссии машины с шариковой предохранительной муфтой, в конструкции которой предусматривается движение шариков в радиальном направлении.

На рис. 1 приняты следующие обозначения: I_{1u} , I_{2u} – массовые моменты инерции полумуфт с присоединенными к ним массами трансмиссии и приводного двигателя; I_3 – момент инерции исполнительного органа машины с присоединенными массами; y_u – перемещение шарика в радиальном направлении; C_{kp} , β_{kp} – коэффициенты жесткости и сопротивления участка трансмиссии от предохранительной муфты до заклиниченного вала; δ – зазор в трансмиссии привода машины; c , β – коэффициенты жесткости и сопротивления пружины предохранительной муфты; c_{np} , β_{np} – коэффициенты жесткости и сопротивления препятствия, вызвавшего аварийное стопорение исполнительного органа машины.

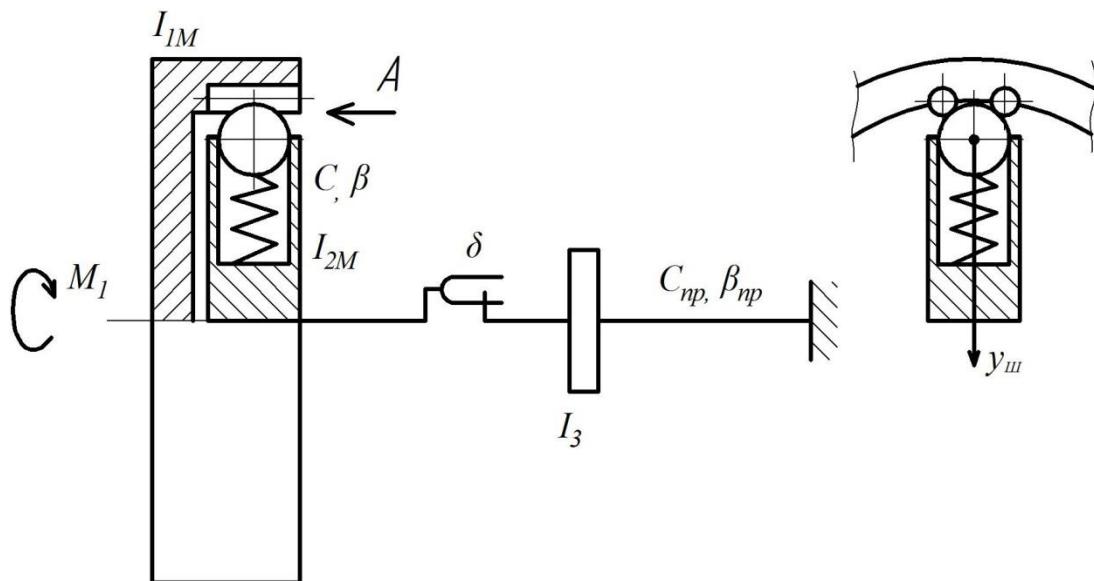


Рис. 1. Расчетная схема для моделирования процесса срабатывания муфты с радиальным движением шариков

Движение рассматриваемых масс муфты в общем случае описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} I_{1M}\ddot{\phi}_{1M} + Q_x R_m = M_1, \\ I_{2M}\ddot{\phi}_{2M} - Q_x R_m = M_2, \\ (m_1 + m_2)\ddot{y}_{uu} + [m_1(R_m - y_{uu}) + m_2(R_2 - y_{uu})] \times \\ \times \dot{\phi}_{2M}^2 + |Q_x|f_{np} \operatorname{sign} \dot{y}_{uu} + \beta \dot{y}_{uu} + Cy_{uu} + F_{nn} = Q_y, \\ I_3\ddot{\phi}_3 + \beta_{np}\dot{\phi}_3 + C_{np}\phi_3 = -M_2, \end{cases} \quad (1)$$

где M_1, M_2 – крутящие моменты, действующие на полумуфты;

$$M_2 = \begin{cases} C_{np}(\phi_3 - \phi_{2M}) + \beta_{np}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_{2M}), \\ \text{при } (\phi_3 - \phi_{2M}) > 0, \\ 0, \text{ при } -\delta \leq (\phi_3 - \phi_{2M}) \leq 0, \\ C_{np}(\phi_3 - \phi_{2M} + \delta) + \beta_{np}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_{2M}), \\ \text{при } (\phi_3 - \phi_{2M}) < -\delta. \end{cases}$$

Q_x и Q_y – окружная и радиальная составляющие результирующей реакции Q , возникающей при взаимодействии шариков с цилиндрическими армирующими вставками; R_m – радиус окружности, на которой расположены центры шариков; f_{np} – приведенный коэффициент трения шарика при его радиальном перемещении; $\phi_{1M}, \phi_{2M}, \phi_{3M}$ – углы поворота соответствующих масс; m_1 – масса шариков; m_2 – масса пружин и дополнительных грузов; R_2 – расстояние от оси вращения до центра масс системы «дополнительный груз – пружина»; F_{nn} – усилие предварительного сжатия пружины.

Все рассмотренные параметры приведены к валу, на котором расположена предохранительная муфта.

При моделировании процесса срабатывания предохранительной муфты можно в первом приближении не учитывать момент M_1 , действующий на большой шкив со стороны приводного электродвигателя, так как в большинстве машин после экстренного стопорения исполнительного органа электродвигатель автоматически отключается.

Начальные условия для решения системы (1): $t=0; y_{uu}=\dot{y}_{uu}=0; \phi_{1M}=\phi_{2M}=\phi_{3M}=0; \dot{\phi}_{1M}=\dot{\phi}_{2M}=\dot{\phi}_3=\omega_0$, где ω_0 – номинальная частота вращения вала, на котором размещена муфта.

При стопорении исполнительного органа машины происходит закручивание валопровода трансмиссии и рост крутящего момента, при этом полумуфты движутся на 1-м этапе совместно ($\phi_{1M}=\phi_{2M}; y_{uu}=0$). Поэтому в системе (1) для 1-го этапа вместо первых трех уравнений используется одно:

$$(I_{1M} + I_{2M}) \cdot \ddot{\phi}_{2M} = M_1 + M_2. \quad (2)$$

Усилия Q_x и Q_y для 1-го этапа определяются по выражениям:

$$Q_x = (I_{2M}\ddot{\phi}_{2M} - M_2)R_m^{-1},$$

$$Q_y = Q_x \operatorname{tg}(\alpha_H - \rho), \quad (3)$$

где ρ – угол трения шариков о цилиндрические поверхности контакта; α_H – начальный угол контакта (рис. 2).

Условие существования 1-го этапа:

$$Q_y \leq F_{\text{пп}} + \dot{\phi}_{2M}^2 [m_1(R_m - y_{\text{пп}}) + m_2(R_2 - y_{\text{пп}})] + Q_x f_{np}. \quad (4)$$

Когда условие (4) не выполняется, начинается взаимное проскальзывание шариков.

Траектория движения центра шарика при его скольжении по профилю ведущей полумуфты (2-й этап) для наиболее простого и практически целесообразного случая, когда количество шариков равно 2, а форма поверхности контакта цилиндрическая, приведена на рис. 2 (линия AGHB).

При отсутствии разрыва контакта между шариками и цилиндрической поверхностью ведущей полумуфты траектория движения центра шарика определяется выражением:

$$y_{np} = \begin{cases} \sqrt{R^2 - (x_{\text{пп}} - b - x_0)^2} - a, & \text{при } x_0 < x_{\text{пп}} \leq x_1, \\ R - a - p, & \text{при } x_1 < x_{\text{пп}} \leq x_2, \\ \sqrt{R^2 - (x_{\text{пп}} - b - 2b_1 - l - x_0)^2} - a, & \text{при } x_2 < x_{\text{пп}} \leq \pi R_m K_n. \end{cases} \quad (5)$$

где $x_1 = x_0 + b + b_1$; $x_2 = x_1 + l$; $R = R_{\text{ш}} + R_{\text{u}}$; $x_0 = \pi R_m (K_n - 1)$; $l = \pi R_m - 2(b + b_1)$; $b_1 = [R^2 - (R - p)^2]^{1/2}$; $R_{\text{ш}}$, R_{u} – радиусы шарика и цилиндрической поверхности контакта; K_n – порядковый номер повторяющихся участков профиля длиной πR_m .

Параметр p представляет собой размер выступающей части цилиндрической поверхности, с которой контактирует шарик (рис. 2). Величина этого параметра оказывает существенное влияние на величину динамических нагрузок при срабатывании муфты, и его оптимальное значение должно определяться с использованием раз-

работанной математической модели.

При рассмотрении 2-го этапа (скольжение по профилю без потери контакта) следует иметь в виду, что удар шарика о профиль происходит не только в конце профиля (точка В на рис. 2), но также в точках Г и Н, в которых происходит мгновенное изменение скорости центра шарика.

Составляющая Q_y усилия взаимодействия шарика с профилем в данном случае запишется в виде:

$$Q_y = ((m_1 + m_2) \ddot{y}_{\text{пп}} + (m_1(R_m - y_{\text{пп}}) + m_2(R_2 - y_{\text{пп}})) \dot{\phi}_{2M}^2 + C y_{\text{пп}} + \beta \dot{y}_{\text{пп}} + F_{\text{пп}}) \times (1 - f_{np} \text{sign } \dot{y}_{\text{пп}} \cdot \text{ctg}(\alpha - \rho))^{-1}, \quad (6)$$

где

$$\alpha = \begin{cases} \arccos\left(\frac{x_0 + b - x_{\text{пп}}}{R}\right), & \text{при } x_0 < x_{\text{пп}} \leq x_1, \\ \frac{\pi}{2}, & \text{при } x_1 < x \leq x_2, \\ \arccos\left(\frac{x_{\text{пп}} - x_2 - b_1}{R}\right), & \text{при } x_2 < x_{\text{пп}} \leq \pi R_m K_n. \end{cases}$$

Условие существование режима скольжения без потери контакта между шариками:

$$N = Q_y \sin \alpha + Q_x \cos \alpha \geq 0. \quad (7)$$

В случае, если в процессе проскальзывания выполняется условие $x_{\text{пп}} = 2K_n b$, происходит удар шарика одной полумуфты по следующему по порядку армирующему цилиндрическому элементу (точка В на рис. 2). В случае невыполнения условия (7) происходит отрыв шарика от армирующего цилиндрического элемента.

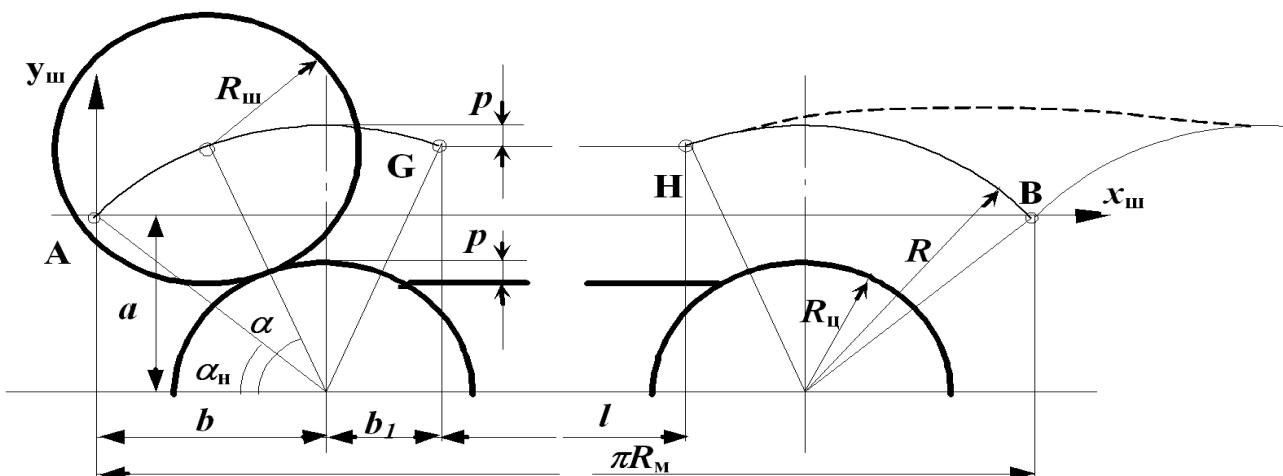


Рис. 2. Развёртка траектории движения шарика предохранительной муфты с радиальным перемещением шарика

В системе (1) в этом случае следует положить $Q_x=Q_y=0$. Независимое движение рассматриваемых масс будет продолжаться до тех пор, пока соблюдается условие $y_{u\downarrow} \geq y_{np}$. После потери контакта шариков его восстановление сопровождается ударом.

Угловая скорость ведущей полумуфты, которая связана с приводным электродвигателем или большим шкивом ременной передачи, при ударах изменяется незначительно, так как $I_{1m} > I_{2m}$, и этими изменениями можно пренебречь.

Задача определения скоростей соударяющихся тел применительно к шариковой предохранительной муфте с осевым перемещением шариков подробно рассмотрена в работе [7]. Полученные формулы применимы и к рассматриваемой задаче. Найденные значения скоростей служат начальными условиями для решения системы уравнений (1) на следующем этапе движения.

При моделировании процесса выбега ведущей полумуфты совместно с приводным двигателем и трансмиссией закон движения массы I_{1m} принимается равнозамедленным, то есть $\dot{\phi}_{1m} = \dot{\phi}_{10} - \varepsilon_y t$, где $\varepsilon_y < 0$ – постоянное угловое ускорение (замедление) ведущей полумуфты; $\dot{\phi}_{10}$ – номинальная угловая скорость ведущей полумуфты.

Выводы

Уравнения (1)...(7) в совокупности представляют собой математическую модель, позволяющую в процессе вычислительного эксперимента моделировать процесс срабатывания предохранительной муфты с радиальным движением шариков, оценивать эффективность муфты рассматриваемого типа и определять оптимальные значения ее параметров.

Список литературы

1. Кондрахин, В.П. Экспериментальные исследования двухвалковой зубчатой дробилки ДДЗ-6А / В.П. Кондрахин, Ф.Л. Лаевский,

V.P. Kondrakhin /Dr. Sci. (Eng.)/, D.A. Demeshin
Donetsk National Technical University (Donetsk)

2. Клендий, А.Н. Результаты экспериментальных исследований винтового конвейера с предохранительной муфтой // Евразийский союз ученых. – 2016. – №3-3(24). – С. 32-35.
3. Исследование процессов срабатывания низкодинамичных шариковых предохранительных муфт с замкнутыми круговыми профильями элементов зацепления (укр.) / Р.Б. Гевко [и др.] // Вестник ХНТУ. – 2018. – №1(64). – С. 23-33.
4. Hevko, R.B. The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation / R.B. Hevko, O.M. Klendiy // INMATEH: Agricultural engineering. – 2014. – No.1. Vol.42. – P. 55-60.
5. Hevko, R.B. Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors / R.B. Hevko, R.I. Rozum, O.M. Klendii // INMATEH: Agricultural engineering. – 2016. – No.3. Vol.50. – P. 89-94.
6. Popa, S. Torque transmitted by safety clutches with balls and spherical rabbets radial disposed / S. Popa, G. Moldovean, E. Eftimie // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2014. – No.1. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.imtuoradea.ro/auo.fmte/>
7. Кондрахин, В.П. Математическая модель процесса формирования динамических нагрузок в приводе машины при срабатывании шариковой предохранительной муфты / В.П. Кондрахин, М.С. Хурчак // Инновационные перспективы Донбасса: материалы 3-й Межд. науч.-практ. конф., 24-25 мая 2017 г., Донецк. В 9 т. Т.3. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов. – Донецк: ДонНТУ, 2017. – С. 54-58.
8. Патент Украины №34616 А. Предохранительное устройство дробилки / В.П. Кондрахин, В.И. Трубчанин, В.В. Трубчанин. – Приоритет от 4.08.1998; опубл. 15.03.2001; бюл. №2.

MATHEMATICAL MODEL OF THE MACHINE DRIVE DYNAMICS DURING THE OPERATION OF THE SAFETY CLUTCH WITH THE RADIAL MOTION OF THE BALLS

Background. In case of sudden blocking of working bodies of mining, transport, road-building, agricultural, crushing machines, there are emergency overloads. Various types of safety devices including ball-type safety clutch are used to protect against these overloads. The process of actuation of such clutches accompanied by repeated blows of the balls of one clutch half on the balls or grooves of the other, which leads to the formation of dynamic loads in the drive of the machine.

Materials and/or methods. Reasonable assumptions formulated and the calculation of the dynamic driving scheme of the machine with a ball safety clutch developed. A clutch with a radial movement of the balls is used, which provides a reduction in shock loads when triggered. The prospective variant of the clutch design considered in which the balls interact with the contact surface of a cylindrical shape. The design scheme takes into account in a linear setting the elastic-dissipative properties of the transmission and stopping obstacles, and the presence of a gap in the transmission. Differential equations presented of drive elements and balls motion in the process of clutch actuation at sudden stop of the working body and free running of the drive when the engine is disengaged. Centrifugal forces of inertia acting on balls and springs accounted for the first time. The stage of sliding the balls on the contact surfaces and the stage of separation of the balls from the contact surface, which ends with a blow when the contact restored, are considered.

Results. A mathematical model of the dynamics of a machine equipped with a safety clutch with the radial motion of balls obtained in the form of systems of nonlinear differential equations of the 2nd order and logical conditions of transition from one system to another in the process of the numerical solution.

Conclusion. The obtained mathematical model used in the design and optimization of parameters of ball safety clutches of prospective design with the radial movement of balls as a part of mining, transport, earthmoving and other types of machines.

Keywords: mathematical model, dynamics, drive, safety clutch, ball, radial motion.

Сведения об авторах

В.П. Кондрахин

SPIN-код: 9628-3575
Author ID: 6506839592
Телефон: +380 (71) 334-90-07
Эл. почта: vkondrakhin52@mail.ru

Д.А. Демёшин

Телефон: +380 (71) 451-90-11
Эл. почта: demeshin.dmitriy@gmail.com

Статья поступила 23.04.2019 г.

© В.П. Кондрахин, Д.А. Демёшин, 2019
Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабаев

