

Основными недостатками цепных передач является то, что во время работы рабочий вал привода при увеличении наружной нагрузки за счет зацепления продолжает вращаться с нагрузкой. Это приводит к тому, что шарниры цепи растягиваются. Работа цепной передачи при растянутой цепи приводит к тому, что расстояние между шарнирами увеличивается. В этом случае долговечность цепной передачи резко снижается. Существующие цепные передачи не обеспечивают останов ведомой звездочки при повышенных внешних нагрузках.

Для решения этой задачи предлагается новая усовершенствованная конструкция ведомой звездочки цепной передачи. Новая конструкция цепной передачи (рисунок 2) включает ведущую 1 и ведомую 2 звездочки, охватывающую их цепь 3, натяжное устройство 4. Ведомая звездочка 2 выполнена составным способом. Ведомая звездочка 2 состоит из основания 5, жестко связанного с валом 6, надетый на него упругой втулки 7 и наружной втулки 8, наружная поверхность которой выполнена синусоидальной формы. При этом радиусы впадин и выступов синусоиды совпадают с размерами цепи.

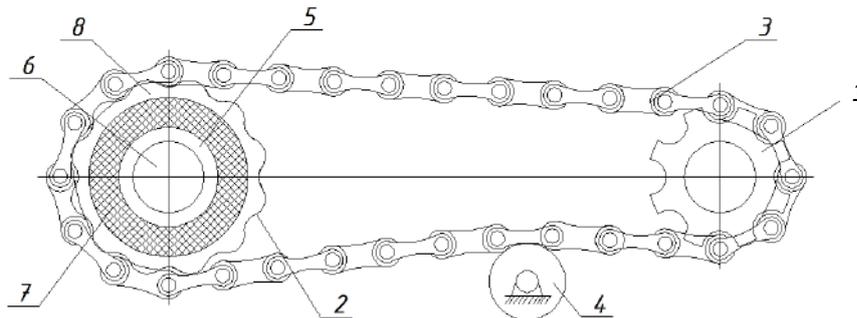


Рисунок 2 – Новая цепная передача

Передача работает следующим образом. Вращательное движение от ведущей звездочки 1 передается к ведомой звездочке 2 через цепь 3. В процессе работы, если увеличивается нагрузка на рабочий вал 6, упругая втулка 7 деформируется в достаточной степени по оси звездочки, в свою очередь уменьшается натяжение. Это приводит к тому, что между цепью 3 и ведомой (рабочей) звездочкой 2 не происходит зацепления. Фактически процесс вращения рабочего вала останавливается. Цепь 3 начинает проскальзывать по синусоидальным зубьям звездочки 2 за счет деформации упругой втулки 7, т. е. нагрузка через цепь 3 на ведущую звездочку 1 не передается. При уменьшении нагрузки передача опять будет работать в нормальном режиме. Таким образом, можно преодолеть от нагрузки на конструкцию, в частности, на цепь 3 и на двигатель привода. Уменьшение диаметра вершин звездочки 2 зависит от передаваемой мощности и скорости вращения вала привода, при этом увеличивается надежность цепной передачи и обеспечение необходимых остановок ведомой звездочки при значительном увеличении внешних нагрузок. Данную конструкцию цепной передачи рекомендуется использовать в тихоходных приводах технологических машин.

#### Список литературы

- 1 Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1982. – С. 121–137.
- 2 Воробьев, Н. В. Цепные передачи / Н. В. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1968. – С. 39–42.

УДК 67.05

## ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ДИНАМИКУ ТРЕХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ

С. З. ЮНУСОВ, Ш. А. МАХМУДОВА, С. Н. КЕНЖАЕВ

*Ташкентский государственный транспортный университет, Республика Узбекистан*

Рассмотрим трехмассовую систему, где требуется обеспечение крутильных колебаний третьей массы (рисунок 1) с необходимой амплитудой и частотой при воздействии технологического сопротивления. При этом колебания угловой скорости и момента первой и второй массы должны быть минимальными.

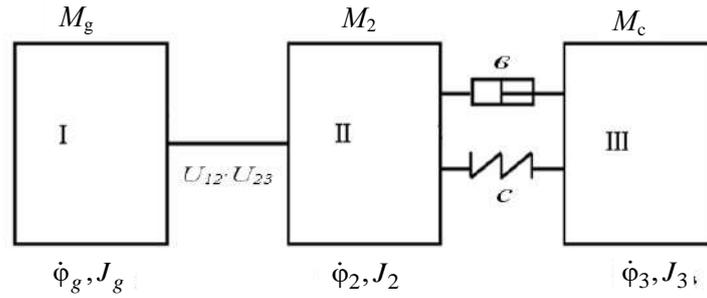


Рисунок 1 – Расчетная схема трехмассовой системы с ременной передачей

Для обеспечения вышеуказанных режимов работы системы решена задача динамики в виде машинного агрегата. При этом следует обосновать и рекомендовать инерционные, а также упруго-диссипативные параметры системы. Система дифференциальных уравнений, описывающие движение трехмассовой системы ускорителя сырцового валика пильного джина, имеет вид

$$\begin{aligned} \dot{M}_g &= 2M_k\omega_c - 2M_k p\dot{\phi}_g - \omega_c S_k M_g; \\ J_g \ddot{\phi}_g &= M_g - U_{12}^{-1} M_{12}; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 &= M_{12} - c(\phi_2 - U_{23}\phi_3) - b(\dot{\phi}_2 - U_{23}\dot{\phi}_3); \\ J_3 \ddot{\phi}_3 &= U_{23}^{-1} c(\phi_2 - U_{23}\phi_3) + U_{23}^{-1} b(\dot{\phi}_2 - U_{23}\dot{\phi}_3) - M_c; \\ M_c &= M_1 - M_0 \sin \omega t, \end{aligned}$$

где  $M_g, M_k$  – движущий и критический моменты двигателя;  $\omega_c$  – угловая частота сети;  $\dot{\phi}_g, \dot{\phi}_2, \dot{\phi}_3$  – угловые скорости ротора двигателя, промежуточного и вала ускорителя,  $c^{-1}$ ;  $U_{12}, U_{23}$  – передаточные отношения редуктора и упругой передачи;  $S_k$  – критическое скольжение двигателя;  $M_c$  – момент сопротивления от технологической нагрузки, Н·м;  $\omega$  – частота изменения сопротивления;  $M_1, M_0$  – постоянное и амплитудное составляющие момента технологического сопротивления;  $M_{12}$  – взаимодействующий момент между первой и второй массой.

На основе полученных решений построены графики, характеризующие движение машинного агрегата, определен максимальный размах колебаний угловой скорости рабочего вала, неравномерность вращения валов привода  $\dot{\phi}_g, \dot{\phi}_2, \dot{\phi}_3$  и крутящий момент на валу электродвигателя  $M_g$ . Известно, что математическая модель машинного агрегата позволяет изучать переходной процесс пуска системы. Из полученного решения задачи видно, что при расчетных значениях параметров система в основном выходит на установившийся режим за 0,1–0,15 с, а с учетом дополнительных угловых колебаний вращающихся масс за счет упруго-диссипативных свойств в системе переходной процесс пуска затягивается до 2,2–2,6 с. Следует отметить, что для уменьшения времени переходного пуска машинного агрегата целесообразным считается уменьшение суммарного момента инерции вращающихся масс, увеличение коэффициента диссипации упругого элемента (резины). При этом для увеличения неравномерности  $\delta_g, \delta_2, \delta_3$  эффективным является уменьшение момента инерции рабочего вала. Это объясняется тем, что возмущение, приводящее к неравномерности угловых скоростей системы, приложено к третьей массе [2].

На рисунке 2 представлены графические зависимости изменения движущего момента двигателя и размаха угловых скоростей. Анализ зависимостей показывает, что увеличение нагрузки  $M_c$  приводит не только к возрастанию нагрузки на электродвигатель, но и к увеличению размаха колебаний угловых скоростей вращающихся масс системы. Так, при увеличении  $M_c$  от 30 Н·м до 95 Н·м, нагрузка на двигатель возрастает до 20–21 Н·м, размах угловой скорости выходного вала повышается до 4,6 рад/с. Кроме того, при возрастании  $M_c$  до 95 Н·м, средние значения угловых скоростей уменьшаются по нелинейной закономерности. Так,  $\dot{\phi}_g$  уменьшается с 151,7 до 144,9 рад/с, а  $\dot{\phi}_3$  – с 29,8 до 25,7 рад/с.

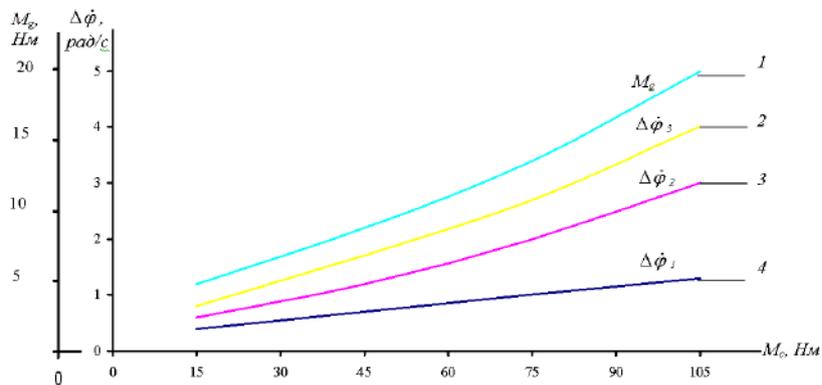


Рисунок 2 – Зависимости изменения движущего момента двигателя, размаха угловых скоростей масс машинного агрегата от изменения технологического сопротивления:

$$1 - M_g = f(M_c); 2 - \Delta\dot{\varphi}_3 = f(M_c); 3 - \Delta\dot{\varphi}_2 = f(M_c); 4 - \Delta\dot{\varphi}_1 = f(M_c)$$

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением жесткости от 13,5 до 54 Н·м/рад размах угловой скорости ускорителя сырцового валика уменьшается с 4,6 до 1,4 рад/с, а  $\Delta\dot{\varphi}_g$  с 3,1 рад/с до 1,2 рад/с. При этом размах  $\Delta M_g$  уменьшается с 2,85 до 0,35 Н·м. Это объясняется тем, что с увеличением круговой жесткости упругой втулки система становится «единой» (ближе к одномассовой) или передаточные отношения между массами, приближаются к постоянному значению. При увеличении массы системы пропорционально уменьшается неравномерность угловой скорости масс системы. Учитывая, что для обеспечения необходимых (из условий технологического процесса) значений неравномерности  $\delta_3 = 0,11 \dots 0,15$ , наиболее рациональными значениями коэффициента круговой жесткости упругой передачи являются 36–54 Н·м/рад. Для уменьшения времени переходных процессов в машинном агрегате целесообразным считается увеличение коэффициента диссипации упругого элемента. Для обеспечения времени пуска системы до 0,8–1,5 с. и значительного снижения переходных процессов в установившемся режиме движения машинного агрегата рекомендуемые значения коэффициента диссипации  $b = 3,5 \dots 4,0$  Н·м/рад.

Анализ графических зависимостей изменения движущего момента двигателя и размаха угловых скоростей показывает, что увеличение нагрузки  $M_c$  приводит не только к возрастанию нагрузки на электродвигатель, но и к увеличению размаха колебаний угловых скоростей вращающихся масс системы. На основе динамического анализа трехмассовой системы с учетом технологического сопротивления построены графики, характеризующие движение машинного агрегата, определены максимальный размах колебаний угловой скорости рабочего вала, неравномерность вращения валов привода  $\dot{\varphi}_g, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$  и крутящий момент на валу электродвигателя  $M_g$ .

#### Список литературы

- 1 Асинхронные двигатели серии 4А / А. Э. Кравчик [и др.]. – М. : Энергоиздат, 1982. – 504 с.
- 2 Задгенизов, В. Г. Исследование влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики / В. Г. Задгенизов, С. Х. Файзов // Polytech Journal. – 2022. – Т. 26, № 2. – С. 164–172. – DOI :10.21285/1814-3520-2022-2-164-172.