

С.А.СЕРГЕЕВ, Д.В.МОСКАЛЕВ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования«КУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Курск, Россия

Необходимость исследования привода с цепными муфтами заключается в определении его кинематических параметров: перемещений, скоростей и ускорений полумуфт и звеньев, угловых скоростей и ускорений ведомого вала при радиальных Δ и угловых δ смещениях осей соединяемых валов.

В качестве объекта были выбраны следующие разновидности цепных муфт: МЦО – муфта с однорядной роликовой цепью по ГОСТ 20742-81; МЦД – муфта с двухрядной цепью [1]; МЦПр – муфта с промежуточным валом.

Абсолютное движение ведомой полумуфты можно представить как сумму переносного (вместе с ведущей полумуфтой) и относительного движений. Представляет интерес прежде всего относительные перемещения деталей, поскольку они определяют потери мощности в муфте (ее КПД), износ цепи и зубьев звездочек.

Относительные движения могут быть вызваны крутильными колебаниями и смещениями осей валов. В системе координат, связанной с ведущей полумуфтой, рассматриваем лишь относительное движение. При радиальном смещении осей валов движение одной полумуфты относительно другой будет круговым (если считать цепь идеально упругой, то траектория любой точки ведомой полумуфты представляет собой окружность радиуса Δ).

На рис. 1 показано правое крайнее положение полумуфты 2, причем число звеньев (шарниров) цепи $m=12$. В плоскости $X-X$ радиального смещения полумуфт шарниры 4, 10 находятся во впадине зубьев и у муфты МЦО они контактируют лишь с одной звездочкой. В плоскости $Y-Y$ шарниры 1, 7 одновременно соприкасаются с зубьями обеих звездочек. Остальные шарниры занимают промежуточные положения. Шарнир 4 сместился в радиальном направлении на величину $\Delta_{r4} = 0,5\Delta$.

Найдем радиальные перемещения Δ_{r1} , Δ_{r2} , Δ_{r3} шарниров 1, 2, 3, обратившись к рис. 2, где O_1 и O_2 – первоначальное и конечное положение шарнира 1, $BC = 0,5\Delta$ и γ – угол впадины зубьев [2]. Так как $\Delta_{r1} = O_1O_2 = CD$, то $\Delta_{r1} = 0,5\text{ctg } \gamma$.

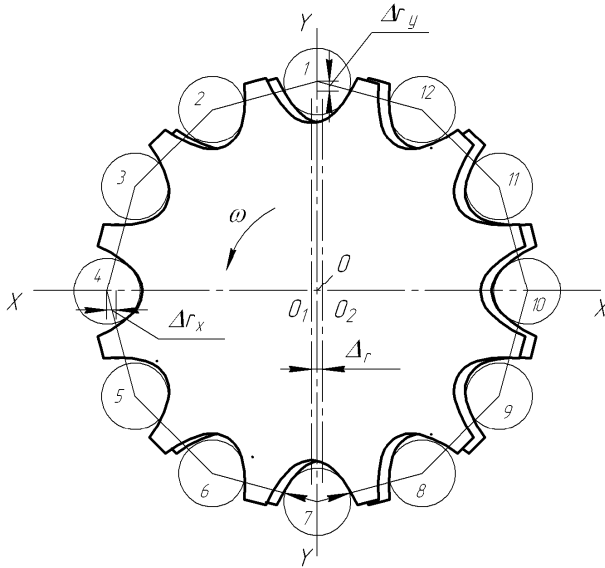


Рис. 1. Перемещение цепи при радиальном смещении полушаров

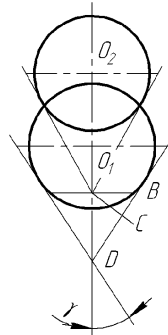


Рис. 2. Первоначальное и конечное положение шарнира

При известных радиальных перемещениях двух шарниров найдем перемещения остальных. Например, принимая $\gamma = 30^\circ$ (для зубьев с прямолинейным профилем), $m = 12$, можно записать $\Delta_{r1} : \Delta_{r2} : \Delta_{r3} : \Delta_{r4} = 1,73 : 1,49 : 1,24 : 1,00$, а при $m = 16$ имеем $\Delta_{r1} : \Delta_{r2} : \Delta_{r3} : \Delta_{r4} : \Delta_{r5} = 1,73 : 1,55 : 1,37 : 1,18 : 1,00$.

В соответствии с полученным результатом на рис. 3 показано расположение шарниров цепи в муфте. Особенность в том, что за счет радиального смещения осей соединяемых валов, ее звенья (и шарниры) совершают колебательное движение с определенной амплитудой. При этом угол меж-

ду соседними звеньями в течение одного цикла (время одного оборота муфты) меняется в пределах:

$$\left(180^\circ - \frac{360^\circ}{m}\right) - \beta \dots \left(180^\circ - \frac{360^\circ}{m}\right) + \beta$$

а их суммарное угловое перемещение равно 8β . Угол β находим следующим образом: $\beta = \left(180^\circ - \frac{360^\circ}{m}\right) - 2\alpha$, причем α определим из решения треугольника BAO (рис. 3), у которого известны все стороны: $AO = r + \Delta_{r1}$, $BO = r + \Delta_{r2}$ и $AB = P$, где r – делительный радиус звездочек; P – шаг цепи. Приблизненно $\Delta_{r1} = mP / 2\pi$.

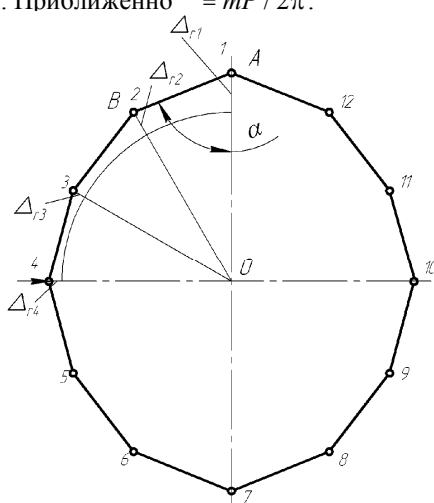


Рис. 3. Расположение шарниров цепи в муфте
Результаты расчета приведены в табл.

Табл. Относительное смещение (мм) элементов цепи с шагом 25,4 мм

Число звеньев m	Делительный радиус r	Радиальное смещение Δ_r	Радиальное смещение шарниров		Угол β
			Δ_{r1}	Δ_{r2}	
12	98,14	0,6	1,04	0,89	$0^\circ 45'$
		1,2	2,08	1,79	$1^\circ 20'$
16	130,20	0,6	1,04	0,93	$0^\circ 38'$
		1,2	2,08	1,86	$1^\circ 12'$

Цепные муфты можно отнести к полукарданами, не имеющим конструктивно выполненных осей качания, однако допускающим поворот осей валов в пределах небольшого угла. При угловом смещении осей валов движение одной полумуфты относительно другой будет возвратно-поступательным. Оно вызывает дополнительные потери энергии, износ зубьев полумуфт, роликов и втулок цепи. Линейное перемещение полу-

муфты относительно цепи за один цикл $S_\delta = 2\delta r$, а средняя скорость скольжения зубьев по роликам (или зубьев вместе с роликами по втулкам) $v_s = \delta\omega_1 r / \pi$, где ω_1 – угловая скорость ведущей полумуфты.

Как и у полукардана, ведомый вал цепной муфты, если он не соосен с ведущим, вращается с переменной угловой скоростью ω_2 при $\omega_1 = const$.

Мгновенное передаточное отношение

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = (1 - \sin^2 \delta \cos \varphi_1) / \cos \delta,$$

где φ_1 – переменный угол поворота ведущего вала, отсчитываемый от некоторого исходного положения.

Непостоянство ω_2 оценивают коэффициентом неравномерности [3]:

$$K = \omega_{a_2} / \omega_{m_2},$$

где $\omega_{a_2} = 0,5(\omega_{2_{\max}} - \omega_{2_{\min}})$ – амплитуда изменения ω_2 ; $\omega_{m_2} = \omega_1$ – средняя скорость.

С учетом выражений для $\omega_{2_{\max}}$ и $\omega_{2_{\min}}$, $K = 0,5 \sin \delta \operatorname{tg} \delta$ или приближенно (так как угловое смещение незначительно) $K = 0,5 \delta^2$.

Угловое ускорение ведомого вала [4]

$$\varepsilon_2 = d\omega_2 / dt = \varepsilon_1 i_{21} + \omega_1^2 i'_{21},$$

где ε_1 – угловое ускорение ведущего вала; $i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = 1 / i_{12}$; $i'_{21} = -i'_{21} \sin \delta \operatorname{tg} \delta \sin 2\varphi_1$.

Следовательно, муфты МЦО и МЦД являются асинхронными. Переменность i_{12} обуславливает дополнительные динамические нагрузки на их звенья.

Муфта МЦПр является сдвоенной. Вторая муфта должна компенсировать неравномерность вращения, создаваемую первой. При этом $\omega_1 = \omega_2$, т. е. муфта синхронная, что обеспечивает в случае, когда оси валов лежат в одной плоскости и $\delta_1 = \delta_2$ (ведущий и ведомый валы параллельны). Хотя $i_{12} = const$, однако, на валы будут действовать дополнительные динамические нагрузки, обусловленные инерционностью и неравномерным вращением промежуточного вала.

Таким образом, выполнен анализ работы цепных муфт различных видов, получены исходные данные для оценки потерь энергии в них (КПД) и определения нагрузки, действующей на детали муфт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков, В. С. Справочник по муфтам: справ. / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
2. Тарабасов, Н. Д. Цепные муфты. Проектирование, изготовление и эксплуатация: справ. / Н. Д. Тарабасов, П. Н. Учаев. – М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
3. Учаев, П. Н. Разработка методов расчета и оптимального проектирования скоростных цепных передач и муфт : дис. ... д-р техн. наук / Учаев Петр Николаевич. – Харьков, ХПИ, 1992. – 398 с.
4. Кожевников, С. Н. Карданные передачи: учеб. пособие / С. Н. Кожевников, П. Д. Перфилов. – Киев: Техника, 1978. – 254 с.