

СИСТЕМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШАРИКОВЫХ ФРИКЦИОННО–ЭПИЦИКЛИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

С.С.Гутыря, доктор технических наук, профессор

Ю.Б. Моргун, инженер

Одесский национальный политехнический университет

Розглянуто основні параметри навантаженого контакту і запропоновано алгоритм проектування механізмів кулькових фрикційно-епіциклічних передач, що забезпечує можливість досягнення сучасного технічного рівня для силового механічного приводу. Наведено приклад конкурентноспроможної конструкції редуктора. Встановлено напрями для подальшого технічного удосконалення відомих конструкцій

Известные достоинства фрикционных передач (высокая надежность, плавность движения, низкая виброактивность и бесшумность, самопредохранение от перегрузки и поломки), в сочетании с компактностью и многопоточностью эпициклических механизмов, теоретически позволяют получить конкурентноспособные конструкции механического привода. В тоже время применение известных конструкций шариковых фрикционно-эпициклических передач (ШФЭП) ограничено маломощными приводами при отсутствии жестких требований к постоянству частоты вращения ведомого вала [1].

Основным недостатком известных конструкций, помимо упругого проскальзывания тел качения, нагрева и износа рабочих поверхностей, является значительное усилие прижатия Q , превышающее окружное усилие полезной нагрузки F_t более чем в 10 раз, пропорционально увеличивающее нагрузки на валы и их опоры.

С учетом требований энергосбережения не менее важным является показатель энергетической эффективности – механический КПД, системно зависящий от всех видов потерь на трение в передаче, значения которого для известных конструкций не установлены. Также не исследованной является задача обеспечения прочности и износостойкости конструкции поводка-сепаратора в условиях пространственного нагружения, что затрудняет прогнозирование надежности силового привода. Устранение отмеченных недостатков для механизмов на основе ШФЭП является актуальной научно-практической задачей, решение которой позволит существенно расширить область их применения.

Постановка задачи

Для режимов эксплуатации большинства технологических, транспортных и энергетических машин характерны переменные нагрузки и частоты вращения, что обусловлено требованиями высокой энергетической эффективности и производительности соответствующих процессов. В та-

ких условиях конструкции фрикционных передач должны обеспечивать жесткую механическую характеристику $F_t/Q = const$ в широком диапазоне нагрузок и автоматическое изменение усилия прижатия Q в соответствии с величиной вращающего момента внешней нагрузки $T = F_t \cdot d_o / 2$ (d_o – диаметр окружности центров тел качения, рис. 1. Стандартные подшипники, применяемые в качестве основных звеньев таких передач, должны обладать необходимыми грузоподъемностью и долговечностью при условии обеспечения необходимого сцепления $M_{mp} > T$ между вращающимися кольцами и телами качения. В противном случае, эксплуатация ШФЭП будет сопровождаться повышенными потерями на трение и градиентом температур между трущимися деталями $\Delta t \geq 20^\circ$, перегрузкой тел качения и подшипников, что приводит к внезапным отказам, либо понижению расчетного ресурса и КПД привода.

Для решения поставленной задачи необходимо:

- разработать методики расчета основных характеристик и конструктивных параметров ШФЭП;
- предложить технические решения, направленные на повышение нагрузочных и эксплуатационных характеристик силовых приводов с ШФЭП;
- усовершенствовать алгоритм проектирования ШФЭП с учетом всех существенных для технического уровня изделия системных взаимосвязей между основными его свойствами.

Кинематика, кинетостатика, кпд и нагрузочная способность ШФЭП

На основании известных из теории расчета подшипников качения кинематических уравнений, для планетарного механизма ШФЭП с радиально-упорным подшипником и неподвижным наружным кольцом (рис. 1, в) при условии отсутствия всех видов проскальзывания получено:

$$n_c = n_g \cdot K_1; n_{c(в)} = -n_g \cdot K_2; n_{н(с)} = -n_g \cdot K_1; n_m = -n_g \cdot 2 \cdot d_o \cdot K_1 \cdot K_2 / D_m, \quad (1)$$

где n_c , $n_{в}$, $n_{т}$ – частоты вращения соответственно сепаратора, внутреннего кольца и тела качения вокруг своей оси;

$n_{с(в)}, n_{н(с)}$ – частоты вращения сепаратора относительно внутреннего кольца и наружного кольца относительно сепаратора;

$K_1 = (d_o - D_{т} \cdot \cos \alpha) / 2 \cdot d_o$ и $K_2 = (d_o + D_{т} \cdot \cos \alpha) / 2 \cdot d_o$ – параметрические комплексы для конструкции примененного в ШФЭП подшипника;

$D_{т}$ – диаметр тела качения;

α – номинальный угол контакта.

Передаточное отношение одноступенчатого редуктора с ШФЭП определяется с учетом неизбежного проскальзывания в контакте тел качения 2 с водилом-сепаратором h и кольцами 1, 3 по зависимости

$$i_{1h} = n_g / n_c = 2 \cdot d_o / [(d_o - D_m \cdot \cos \alpha) \cdot (1 - \xi)], \quad (2)$$

где ξ – коэффициент проскальзывания, значения которого следует устанавливать по результатам натурных испытаний, $\xi = 0,01 \dots 0,025$.

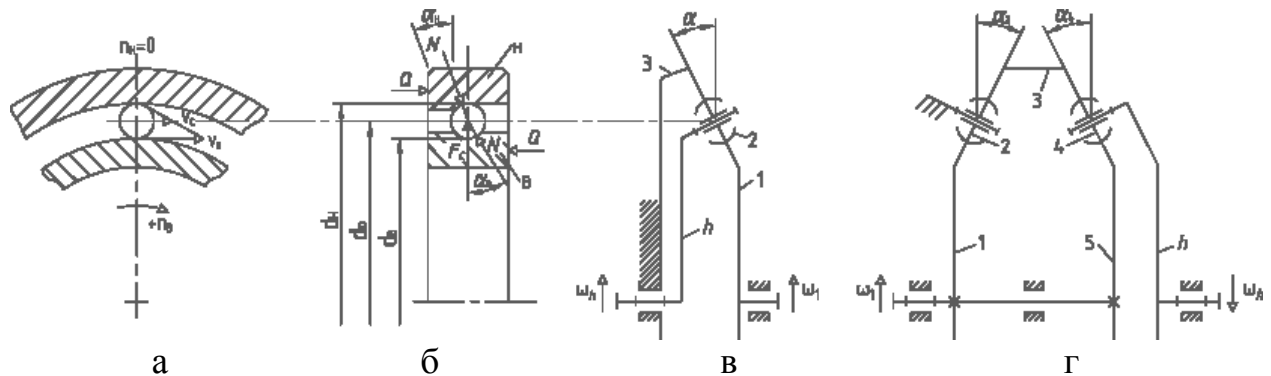


Рис. 1. Схемы расчетных моделей ШФЭП:

а – распределение окружных скоростей; б – нагрузки в контакте тел качения с кольцами; в, г – кинематические модели механизмов планетарного и замкнутого дифференциального

Для одноступенчатых редукторов на основе планетарной ШФЭП, выполненных с применением стандартных радиально-упорных подшипников качения, как показали расчеты, конструктивно достижимый максимум передаточного отношения ограничен величиной $i_{1h} \leq 3,0$.

Высокий уровень концентрации контактной нагрузки вызывает остаточные деформации на поверхностях качения и необратимые изменения их формы. Даже для деталей высокой твердости (HRC 60...62) эти деформации являются ощутимыми уже при нагрузках, соответствующих умеренным значениям максимального давления в контакте (порядка 3 ГПа.) Максимальные напряжения, как правило, возникают в контакте тела качения с внутренним кольцом и определяют предельную статическую грузоподъемность ШФЭП (остаточные деформации не превышают величину $0,0001 \cdot D_T$) по условию

$$\sigma_{max} = 4074 \sqrt[3]{\frac{Q}{z \cdot D_m^2 \cdot \sin \alpha}} \leq [\sigma] = 5000 \text{ МПа}. \quad (3)$$

Расчетное усилие прижатия в фрикционных передачах Q принято определять с учетом приведенного коэффициента трения f' , необходимого запаса сцепления $\beta = 1,25 \dots 2,0$ для предупреждения буксования, неравномерности распределения нагрузки по потокам мощности $K_n = 1,3 \dots 1,5$ и режима работы (динамичности внешней нагрузки) $K_p = 1,0 \dots 1,3$ по формуле [2]

$$Q = F_t \cdot K_n \cdot K_p \cdot \beta / f'. \quad (4)$$

Как показывают результаты многих исследований, основными составляющими потерь на трение при качении в условиях ограниченной смазки упругих тел, рабочие поверхности которых имеют криволинейные образующие, являются гистерезисные потери и потери на дифференциальное проскальзывание [3]. Гистерезисные потери определяются как невоз-

вращенная при разгрузке доля энергии упругой деформации контактирующих тел. Потери от дифференциального проскальзывания являются следствием того, что чистое качение имеет место лишь в двух точках, лежащих на мгновенной оси вращения одного тела относительно другого. Для большинства случаев применения подшипников качения (за исключением высокоскоростных опор) может быть использован приведенный коэффициент трения $f' = 0,06...0,07$ [4]. Существенное повышение коэффициента трения f' можно обеспечить при изготовлении тел качения из металлокерамики, например, марки МК-5.

Предварительный подбор стандартных подшипников-звеньев для механизмов ШФЭП, следует выполнять на основании номинальных каталожных значений их статической грузоподъемности C_0 по условию

$$Q/(z \cdot \sin \alpha) \leq C_0, \quad (5)$$

а расчет долговечности ШФЭП производить исходя из минимальной динамической грузоподъемности C_{\min} подобранных подшипников-звеньев с применением известных зависимостей, рекомендованных ISO [2, 3].

Для шарикового радиально-упорного подшипника, нагруженного преимущественно осевой силой прижатия Q , центробежная сила F_c уменьшает угол контакта α_n шарика с дорожкой качения наружного кольца и увеличивает угол α_b в контакте с внутренним кольцом. В результате линия давления между шариком и желобами колец претерпевает излом ($\alpha_b > \alpha_n$), а трение скольжения повышается. В этом случае точное вычисление нормального усилия N в контакте тела качения с наружным кольцом затруднительно. В условиях действия значительного усилия прижатия Q и при отсутствии зазоров получено

$$N_n = \frac{Q}{z \cdot \sin \alpha} + F_c \cdot \cos \alpha, \quad (6)$$

где $F_c = 2,3 \cdot 10^{-11} D_m^3 \cdot d_0 \cdot n_c^2$; z – число тел качения диаметром D_T .

Одним из важнейших критериев при проектировании механизмов силовых ШФЭП является КПД. В планетарном механизме потери на трение в основном складываются из потерь в контактах основных звеньев: тел качения-сателлитов с кольцами, а также потерь в опорах валов и гидравлических потерь на разбрызгивание масла. Для случаев, когда гидравлическими потерями в передаче можно пренебречь, коэффициент потерь ψ^h равен сумме потерь во фрикционных контактах основных звеньев ψ_3^h и в опорах валов ψ_n^h , т.е.

$$\psi^h = 1 - \eta^h = \Sigma \psi_3^h + \Sigma \psi_n^h. \quad (7)$$

В соответствии с заданными нижними индексами направлением передачи мощности от ведущего звена к ведомому, КПД планетарного механизма ШФЭП определяется по зависимости

$$\eta_{1h} = 1 - \psi^h \cdot \frac{d_n}{d_e} / \left(\frac{d_n}{d_e} + 1 \right) = 0,94 \dots 0,96, \quad (8)$$

при этом потери мощности от упругого скольжения и качения во фрикционных контактах основных звеньев определяются так

$$\begin{aligned} \psi_{зс}^h &\approx 2 \cdot \xi; \\ \psi_{зк}^h &\approx 0,1 \cdot Q \cdot k(n_e + 2 \cdot n_c) / P_1, \end{aligned} \quad (9)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу, Вт;

$k = (5 \dots 10) \cdot 10^{-6}$ м - коэффициент трения качения.

Для ШФЭП на основе планетарного механизма потери на трение в опорах основных звеньев обычно незначительны. Исключением являются высокоскоростные мультипликаторы, для которых эти потери могут оказаться относительно большими [2]. Для редуктора с шариковой фрикционно-дифференциальной замкнутой передачей (см. рис. 1, г) передаточное отношение определяется по зависимости

$$i_{1h} = \frac{(D_{e4} + D_{n4})D_{n2}}{D_{e4} \cdot D_{n2} - D_{e2} \cdot D_{n4}}, \quad (10)$$

где D_{e4} , D_{n4} , D_{n2} , D_{e2} – наружные и внутренние диаметры дорожек качения соответственно шариков 4 и шариков 2.

Для конструкций, выполненных с применением стандартных радиально-упорных подшипников качения при углах контакта $\alpha = 12 \dots 36^\circ$, расчетный диапазон достижимых значений передаточного отношения $i_{1h} \leq 23,0$, что более чем вдвое превышает аналогичную величину для двухступенчатых редукторов на основе планетарной ШФЭП. При этом, вследствие потерь на трение в замыкающей передаче, расчетное значение КПД редуктора с замкнутой дифференциальной ШФЭП существенно ниже и не превышает величины $\eta_{1h} = 0,89 \dots 0,91$.

Алгоритм проектирования механизмов с ШФЭП

На примере схемы с дифференциальным замкнутым механизмом ШФЭП (см. рис. 1, г) применен алгоритм системного квалиметрического проектирования, позволяющий на ранних стадиях разработки учесть основные требования к техническому уровню привода. Квалиметрическая модель редуктора представлена в виде неоднородной системы алгебраических уравнений, разработан итерационный алгоритм для установления наиболее эффективных направлений повышения технического уровня проекта [5]. В результате выполненных расчетов с применением уравнений (1) – (10) и в соответствии с показателями современных требований к компонентам механического привода, усовершенствован типовый проект редуктора с ШФЭП со следующими конструктивными особенностями (рис. 2).

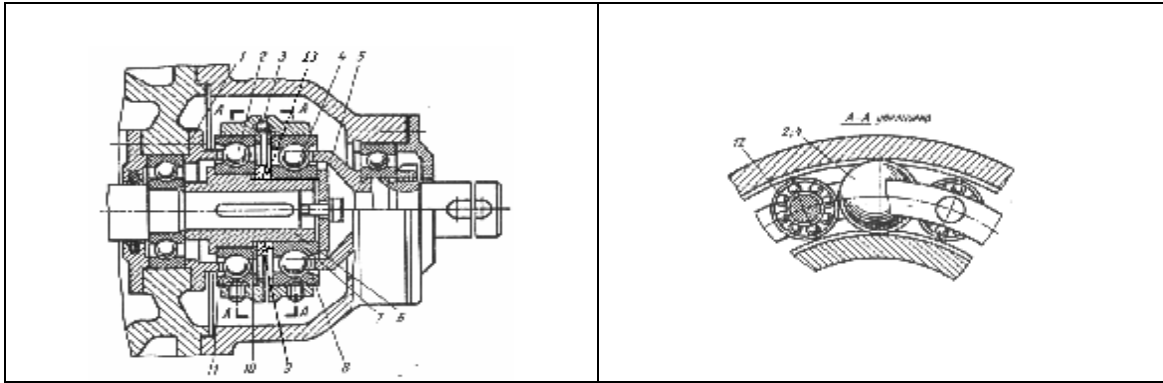


Рис. 2. Чертеж редуктора на основе замкнутой дифференциальной ШФЭП

На ведущем валу двигателя неподвижно закреплены втулка 6 с распорными кольцами 9 и 13, и внутренние кольца 7 и 10 шарикоподшипников. Наружные кольца 8 и 11 подшипников установлены во втулках, между торцами которых расположены в лунках переменной глубины шарики 3, образующие самозатягивающее устройство. При неподвижном поводке 1 тела качения 2 передают движение от внутреннего кольца 10 наружному кольцу 11, образуя при этом замыкающую ступень редуктора – фрикционную передачу с промежуточным звеном. Вращающиеся в разные стороны кольца 7 и 8 второго подшипника приводят в движение сепаратор 5, изготовленный за одно целое с ведомым валом редуктора и являющийся водилом h в дифференциальной ступени. Для повышения прочности массивных сепараторов и снижения потерь на трение между телами качения 2 и 4 установлены малогабаритные шарикоподшипники 12 (см. разрез А-А). Автоматическое поддержание оптимального по условиям трения в контакте тел качения и колец усилия прижатия Q обеспечивается самозатягивающимся устройством 3 и термоупругой конструкцией конических дистанционных втулок 9, материалы которых имеют отличающиеся до 4-х раз значения коэффициента линейного расширения λ_t (пара латунь – молибден).

Выводы

Системное проектирование ШФЭП, включающих стандартные подшипники качения, с учетом кинематических, силовых, энергетических и прочностных параметров нагруженного контакта, обеспечивает достижение современного технического уровня привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. *Механизмы*. – М., 1976.
2. Заблонський К.І. *Деталі машин*. – Одеса., 1999.
3. Ковалев М.П., Народецкий М.З. *Расчет высокоточных шарикоподшипников*. – М., 1980.
4. Jones A.B. *A general Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings // ASME: Journal of Basic Engineering*. – June, 1960.
5. Гутьря С.С. *Управление техническим уровнем передач зацеплением на основе системной квалиметрической модели // Труды Одес. политехн. ун-та: Одесса. - Вып. 2 (14). – 2001.*