УДК 621.833.6

УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ШАРИКОВЫХ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНЫХ РЕДУКТОРОВ

А.М. ПАШКЕВИЧ
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета
http://e.biblio.bru.by/

Разработанная ранее методика расчета шариковых радиально-плунжерных редукторов не всегда обеспечивала их высокий технический уровень, высокую нагрузочную способность и достаточную долговечность. Однако компьютерное моделирование работы таких редукторов, их широкая и длительная эксплуатация в производственных условиях, а также лабораторные испытания позволили усовершенствовать эту методику и представить ее в наиболее предпочтительном виде. Данный доклад посвящен особенностям этой методики применительно к радиально-плунжерному редуктору, выполненному в соответствии с 6 кинематической схемой шарикового планетарного механизма.

Известно, что геометрия шариковых зацеплений играет определяющую роль в обеспечении высокого технического уровня шариковых радиально-плунжерных редукторов. Выбор геометрических параметров ранее связывали с компьютерным моделированием работы шарикового зацепления, и это моделирование требовалось проводить каждый раз при конструировании нового типоразмера редуктора, а обобщенные сведения о геометрии центрального колеса не всегда позволяли получить желаемый результат. Часто случалось, что их использование приводило либо к неоправданному завышению диаметра шарикового зацепления, либо к его занижению. В обоих случаях это вызывало возрастание пассивных участков перемещения плунжеров (когда плунжер не передает вращающий момент) и свидетельствовало о несовершенстве используемой методики.

На основе моделирования и анализа его результатов получены математические соотношения, позволяющие на стадии конструирования шариковых радиально-плунжерных редукторов определять рациональные численные значения геометрических параметров шариковых зацеплений, не прибегая каждый раз к компьютерному моделированию.

Определяющим размером шарикового зацепления является диаметр вершин зубьев центрального колеса (минимальный диаметр D_{min}), численно равный наибольшему диаметру сепаратора D_{maxc}. Наиболее рациональным значением этого диаметра является его наименьшая величина, исключающая, однако, петлеобразное перемещение центров плунжеров при их переходе с одной стороны профиля зуба на другую. Этому требованию удовлетворяет равенство

$$\pi D_{\min} = 2D_{ш} n ,$$

где $D_{ш}$ – диаметр шарового плунжера.

Из этого равенства следует, что

$$D_{min} = 2D_{ш}n / p = 0,6366D_{ш}n,$$

или $D_{min} = 2(R_э + D_ш / 4 + D_ш / 2)$,

или $D_э = D_{min} - 1,5\, D_ш$.

Подставив значение D_{min}, найдем:

$$D_э = 0,6366D_ш n - 1,5\ D_ш = 0,6366D_ш (n-2,3563).$$

Положив $n = z + 1$, получим

$$D_э = 0,6366D_ш (z+1-2,3563) = 0,6366D_ш (z-1,3563).$$

Теперь на основе $D_э$ можно определить величины всех других геометрических параметров шарикового зацепления

$$D_{min} = D_э + 1,5\ D_ш;$$
$$D_{max} = D_э + 2,5\ D_ш;$$
$$e = D_ш / 4;$$
$$D_{c\,max} = D_э + 1,5\ D_ш;$$
$$D_{c\,min} = D_э + 0,5\ D_ш.$$

Радиусы впадин между зубьями центрального колеса независимо от прочих параметров равны диаметру шаровых плунжеров, т.е. $R_{вп} = D_ш$, а угол профиля впадины 2β с высокой точностью (достоверность аппроксимации $R^2 = 0,96$) определяется полиномом

$$2\beta = 0,002\ z^3 - 0,1972z^2 + 5,9557z + 45,846.$$

Наибольшие моменты в радиально-плунжерном редукторе, приходящиеся на один плунжер, составляют

$$\overline{M}_{1\max} = F_{1\max} R_1 = M_1 / 0,32\, n;$$
$$\overline{M}_{2\max} = F_{2\max} R_2 = M_2 / 0,32\ n,$$

откуда получим

$$F_{1N\max} = M_1 / 0,32\, n R_1 \sin\alpha_1;$$
$$F_{2N\max} = M_2 / 0,32\, n R_2 \sin\alpha_2.$$

Диаметр шаровых плунжеров $D_ш$ определяется из условия контактной прочности боковой поверхности зуба центрального колеса. Наиболее высокие значения контактные напряжения достигают именно на этой поверхности контакта, так как плунжеры являются шарами, а боковые поверхности зубьев – плоскостями. Условие контактной прочности в этом случае можно представить в известном виде

$$\sigma_{H\max} = 0,918 \sqrt[3]{\frac{F_{2N\max}}{D_ш^2 (\theta_1 + \theta_2)^2}} \le [\sigma_H],$$

откуда $D_ш = 9,7 \cdot 10^{10} \sqrt{\frac{F_{2Nmax}}{[\sigma_H]^3}}$.

Полученные значения $D_ш$ необходимо сравнить с первоначально принятыми и, если требуется, следует ввести коррективы.

Выполненные на основе изложенного подхода расчеты позволили при конструировании радиально-плунжерных редукторов получить наиболее оптимальные их параметры, обеспечивающие требуемую нагрузочную способность и высокую долговечность. На основе этих расчетов созданы высокотехнологичные образцы радиально-плунжерных редукторов, и некоторые из них уже выпускаются серийно.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета
http://e.biblio.bru.by/