

УДК 621.833.6

М. Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., С. А. Жигунов, А. М. Пашкевич

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ШАРИКОВЫХ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНЫХ РЕДУКТОРОВ

Рассмотрены вопросы расчета и проектирования двухступенчатых шариковых радиально-плунжерных редукторов. Результаты исследований показывают, что применение этих передач приведет к сокращению затрат на проектирование и производство механических приводов.

Благодаря ряду достоинств, включая низкие материалоемкость и трудоемкость изготовления по сравнению с зубчатыми планетарными редукторами, шариковые кулачково-плунжерные редукторы уже серийно выпускаются в Японии и США [1, 2]. Они имеют перспективу широкого внедрения и в отечественном машиностроении ввиду выбранного в стране курса на ресурсосбережение.

В Беларуси созданию малогабаритных шариковых редукторов, разработке основ их проектирования, систематизации кинематических и конструктивных схем, исследованию работоспособности и эксплуатационных свойств таких передач уделяется пристальное внимание, и по результатам выполненных исследований опубликован ряд научных статей и монографий [3, 4]. Однако инженерной методики расчета и проектирования двухступенчатых шариковых кулачково-плунжерных редукторов пока нет. Поэтому данная статья, по нашему мнению, должна восполнить указанный пробел.

Шариковые кулачково-плунжерные редукторы, выполненные в соответствии с шестой кинематической схемой [4], являются наиболее предпочтительными с точки зрения диапазона передаточных отношений и простоты конструкции. Кроме того, шестая кинематическая схема шариковых передач позволяет максимально просто построить многоступенчатые редукторы последовательным соединением

планетарных ступеней, одинаковых по конструктивному исполнению, и, таким образом, обеспечить практически любое передаточное отношение.

Объектом данного исследования является двухступенчатый шариковый кулачково-плунжерный редуктор, каждая ступень которого выполнена с заторможенным центральным колесом, ведущим эксцентриком и водилом, передающим на ведомый вал редуцированное движение (шестая кинематическая схема). На рис. 1 приведена кинематическая схема такого кулачково-плунжерного редуктора, на которой ведущий вал обозначен буквой А, а ведомый вал – буквой В.

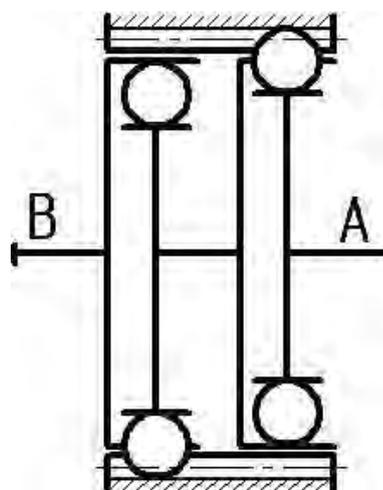


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора

Как видно из рис. 1, ведомое звено первой ступени редуктора жестко связано с ведущим звеном второй ступени. Центральное колесо является общим для двух ступеней. Это возможно в том случае, когда передаточные числа каждой из ступеней редуктора одинаковы, как и количество шаров-сателлитов в каждой ступени.

Наиболее рациональное (с позиции уравновешенности и обеспечения наиболее высокой нагрузочной способности) конструктивное исполнение одной ступени шарикового радиально-плунжерного редуктора представлено на рис. 2. Ступень редуктора является двухрядной. Она состоит из двух ведущих звеньев 1, выполненных с одинаковым эксцентриситетом e и уравновешивающих друг друга. Эти звенья при вращении ведущего вала 4 воздействуют на шары 3, поочередно перемещая их в радиальном направлении и

утапливая во впадины периодического профиля центрального колеса 2. Количество шаров n в каждом ряду на единицу больше, чем количество периодов m центрального колеса 2, поэтому за один оборот ведущего вала 4 система шаров поворачивается совместно с сепаратором-водилом, выполненным за одно целое с ведомым валом 5, на один угловой шаг (период) неподвижного центрального колеса 2. При этом в одной ступени обеспечивается передаточное отношение $u = m + 1$, а потому передаточное отношение двухступенчатого редуктора определяется по формуле

$$U = u_1 \cdot u_2,$$

где u_1 и u_2 – передаточные отношения первой и второй ступеней соответственно.

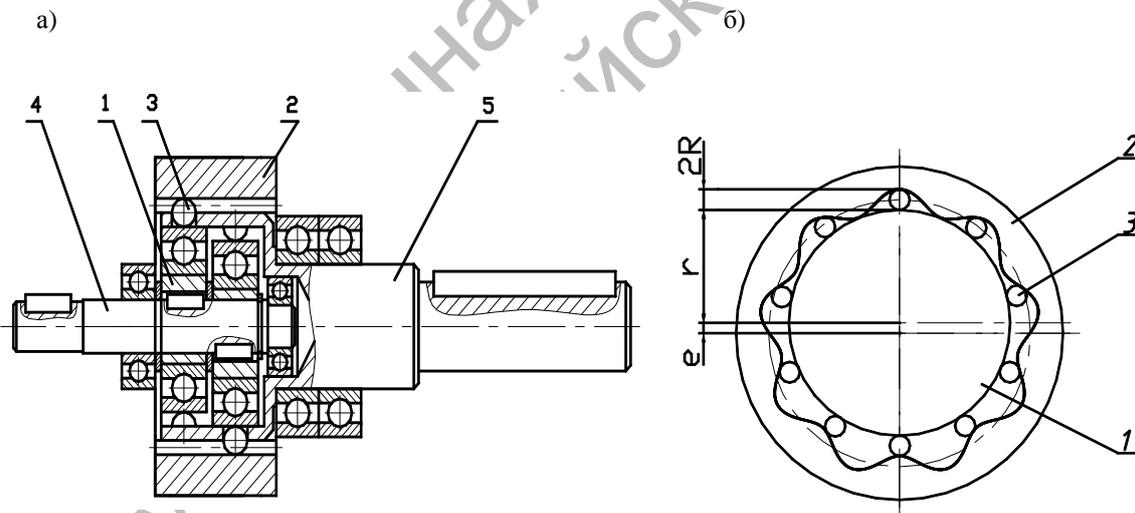


Рис. 2. Конструктивная схема (а) и схема зацепления (б) шарикового радиально-плунжерного редуктора

Как показывает практика, наиболее технологичной компоновкой кулачково-плунжерного редуктора является такая, при которой две ступени выполняются при одинаковых значениях радиуса r экс-

центрика, радиуса R шаров, эксцентриситета e , количества m периодов центрального колеса, количества n шаров и, следовательно, при одинаковых передаточных отношениях u первой и второй

ступеней. В этом случае передаточное отношение кулачково-плунжерного редуктора определяется соотношением $U = u^2$. Ступень кулачково-плунжерного редуктора, имея двухрядное исполнение, предо-пределяет повышение ее нагрузочной способности, а за счет смещения эксцентриков на 180 градусов – уравнивание планетарных рядов.

Периодический профиль центрально-



Рис. 3. 3D-вид центрального колеса редуктора

Формообразование периодического профиля центрального колеса возможно и на универсальном вертикально-фрезерном станке, т. к. каждый его выступ можно с достаточно высокой точностью очертить двумя отрезками прямых линий, а впадину между смежными выступами – дугой окружности.

На рис. 4 приведена схема компьютерного моделирования периодического профиля. На схеме показан ряд положений плунжера со сферическим концом. Эти положения плунжер занимает при вращении эксцентрика. Огибающая линия этих положений плунжера представляет собой периодический профиль центрального колеса, который аппроксимирован

го колеса образуется фрезерованием концевой фрезой на станке с ЧПУ. При фрезеровании ось фрезы перемещается по периодической кривой (рис. 2, б), описываемой уравнением

$$\rho(\varphi) = \sqrt{(r + R)^2 - e^2 \sin^2(m\varphi)} + e \cos(m\varphi).$$

Общий 3D-вид центрального колеса представлен на рис. 3.

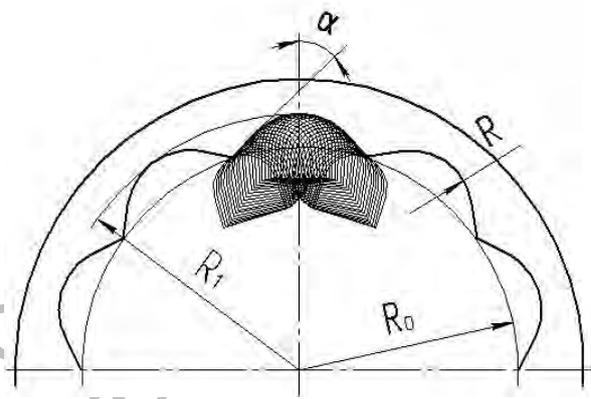


Рис. 4. Размеры периодического профиля, полученные в результате моделирования работы зацепления

отрезками прямых и дугами окружности.

Моделирование шарикового зацепления проводилось в среде AutoCad, и при помощи графических средств велось построение огибающей периодического профиля, а также определение численных значений параметров этого профиля R , R_0 , R_1 и α , достаточных для его формообразования как на станках с ЧПУ, так и на универсальных станках.

Расчет контактной прочности деталей зацепления двухступенчатых шариковых кулачково-плунжерных редукторов следует проводить для последней ступени, передающей вращение непосредственно рабочему органу механизма

и являющейся наиболее нагруженной, с использованием известных методик [4–6]. Расчет первой ступени не требуется. Это обусловлено тем, что две ступени выполняются с одинаковыми геометрическими параметрами, и первая ступень, как известно, меньше нагружена, чем вторая.

Крутящий момент на ведомом валу первой ступени можно определить по формуле

$$M_{e1} = M_{A2} = \frac{M_{e2}}{(\eta u - 1)},$$

где M_{e1} , M_{e2} – крутящие моменты на ведомых валах первой и второй ступеней соответственно; M_{A2} – крутящий момент на ведущем валу второй ступени; M_{e1} – крутящий момент на выходном валу первой ступени; u – передаточное отношение одной ступени; η – КПД передачи, значение которого следует принимать равным 0,6 при проектировании двухступенчатого редуктора с передаточным отношением 100 и более.

Из последней формулы видно, что вторая ступень передачи оказывается нагруженной в $(\eta u - 1)$ раз больше первой, следовательно, при обеспечении контактной прочности второй ступени условие контактной прочности первой ступени будет заведомо выполняться.

Из условия контактной прочности деталей зацепления последней ступени можно определить диаметр шарового плунжера по соотношению

$$D = 9,7 \cdot 10^{10} \sqrt{N_{\max} / [\sigma_H]^3},$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; N_{\max} – наибольшая нормальная сила, действующая на плунжер со стороны заторможенного звена. Эта сила определяется по формуле [4]

$$N_{\max} = M_{e2} / 0,16nd \sin \alpha_{\max},$$

где n – количество плунжеров; α_{\max} – максимальный угол подъема профиля центрального колеса.

Значение крутящего момента M_{e2} определяется по соотношению

$$M_{e2} = M_{A1} (\eta U - 1),$$

где M_{A1} – момент на ведущем валу первой ступени, определяемый соотношением $M_{A1} = P / \omega$; P – передаваемая мощность; ω – частота вращения вала электродвигателя.

Количество шаров в одном ряду принимается равным $m + 1$, т. е. на единицу больше числа периодов центрального колеса.

Максимальный угол подъема профиля центрального колеса α_{\max} можно определить по соотношению

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \operatorname{tg} \alpha_{\varepsilon \max} \cdot m,$$

где $\alpha_{\varepsilon \max}$ – максимальный угол подъема профиля эксцентрика, определяемый зависимостью

$$\alpha_{\varepsilon \max} = \operatorname{arctg} (e / \sqrt{r^2 - e^2}).$$

В этой зависимости $e = D/4$ – величина эксцентриситета.

При расчете кулачково-плунжерных редукторов необходимо обеспечить отсутствие подрезания периодического профиля. Дело в том, что при формообразовании этого профиля фреза может срезать его некоторую часть. Это отрицательно скажется на работе редуктора: произойдут удары у вершин периодического профиля, сопровождающиеся повышенным шумом, а также снизится нагрузочная способность редуктора.

Величину подрезания или его отсутствие легко установить на основе моделирования шарикового зацепления и его визуализации (см. рис. 4). Наиболее эффективными путями устранения подрезания при проектировании редуктора

являются уменьшение диаметра шаров, если это не приводит к значительному увеличению контактных напряжений, или увеличение диаметра ведущего звена – эксцентрика. Изменением этих параметров всегда можно устранить подрезание периодического профиля.

Был также проведен анализ материалоемкости двухступенчатых шариковых редукторов. Для этого был автоматизи-

зирован их расчет: составлена программа на языке программирования VBA в среде Excel и рассчитаны значения удельной материалоемкости. Расчеты проводились для большого количества шариковых радиально-плунжерных редукторов, рассчитанных на моменты от 50 до 3500 Н·м. В качестве типовой была взята конструкция редуктора, представленная на рис. 5.

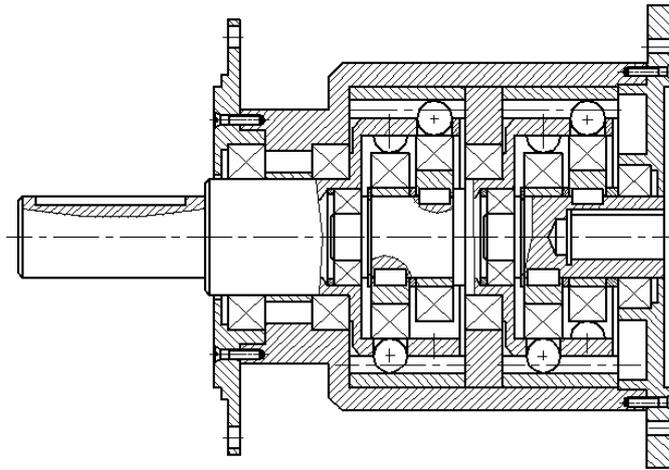


Рис. 5. Шариковый радиально-плунжерный редуктор

Такой двухступенчатый шариковый редуктор с передаточным отношением $U = 121$ уже длительное время используется в приводе ленточного конвейера на одном из агропромышленных предприятий Республики, и его конструкция была принята в качестве типовой.

На основе расчетов материалоемкости были получены зависимости удельной массы редуктора от крутящего момента на его выходном валу. Эти зависимости сравнивались с аналогичными зависимостями для других редукторов, в частности, для червячных редукторов, которые относятся к наименее материалоемким.

На рис. 6 представлены графики зависимости удельных масс M от нагрузки на выходном валу T для червячных двух-

ступенчатых редукторов (рис. 6, верхний график) и двухступенчатых шариковых кулачково-плунжерных редукторов (рис. 6, нижний график) [5]. Графики соответствуют передаточным отношениям в диапазоне $U = 100-500$.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что кулачково-плунжерные редукторы в рассматриваемом диапазоне нагрузок предпочтительнее стандартных червячных редукторов с точки зрения наименьшей удельной массы (материалоемкости). Их можно эффективно использовать в приводах различных машин, механизмов и технологического оборудования, если там требуются высокие передаточные отношения и малые габариты.

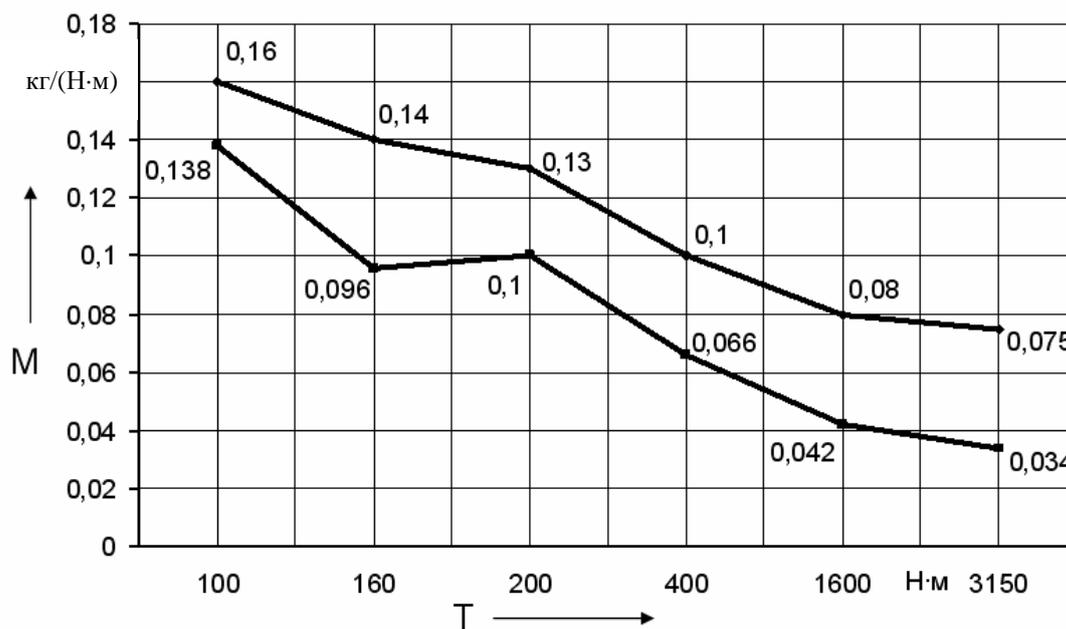


Рис. 6. Графики удельной массы червячных и шариковых радиально-плунжерных редукторов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Terada Hidetsugu.** Исследование шарикового редуктора / Terada Hidetsugu, Makino Hiroshi, Imase Kenji // Сэймицу Кюгаку Кайси. – 1990. – 56, № 4. – С. 751–756.
2. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
3. Планетарные кулачково-плунжерные пе-

редачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.

4. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 703 с.

5. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Методика выбора в зависимости от режимов нагружения / Под ред. Л. С. Бойко. – М. : ВНИИТЭМР, 1986. – 48 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.10.2007

M. F. Pashkevich, S. A. Zhigunov, A. M. Pashkevich
The foundations of two-stage ball radial-plunger transmission designing
Belarusian-Russian University

The questions of the calculation and designing of two-stage ball radial - plunger transmission are considered. The results of research show that the transmission using brings reduction expenses of mechanical drive designing and production.