

внедрен на кафедре ТММ Мосстанкина, что повышает производительность и качество курсового проектирования эвольвентных зацеплений.

### Список литературы

1. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. — М.: Машиностроение, 1969. — 432 с.
2. Коростелев Л. В. Эвольвентное зацепление / Под ред. М. А. Скуридина. — М.: Мосстанкин, 1969. — 46 с.
3. Ерофеев А. Ф. Эвольвентное зацепление: Метод. руководство к курсовому проектированию. — М.: Мосстанкин, 1982. — 68 с.

4. Скворцова Н. А., Тимофеев Г. А., Каганова В. В., Никаноров В. А. Проектирование зубчатых зацеплений и передач с использованием ЭЦВМ: Учеб. пособие для курсового проектирования. — М.: МВТУ, 1983. — 68 с.

5. Геометрический расчет и профилирование эвольвентного зацепления в автоматизированной системе: Метод. указ. к курсовому проектированию по ТММ / Сост. В. Д. Борисов. — М.: Мосстанки, 1990. — 34 с.

6. Система управления отображениями "Панель": Метод. указ. программисту / Сост. В. И. Колпаков. — М.: Мосстанкин, 1988. — 18 с.

УДК 62-229.31

А. И. Россол, В. М. Кенько, В. И. Мовчан

## Механизм углового позиционирования

Разрешающая способность поворотных делительных устройств (ПДУ) непосредственного деления с механической системой отсчета определяется конструкцией механизма позиционирования (МП) рабочего органа ПДУ.

В поворотном столе [1] используется МП, состоящий из зубчатого колеса и фиксаторов, имеющих зубчатые элементы. Последние выполнены из двух частей, смещенных одна относительно другой на величину, кратную шагу зацепления. Недостаток такого механизма — ограниченное число индексированных позиций планшайбы, что снижает технологические возможности ПДУ.

МП поворотного стола [2] имеет корпус, на наружной цилиндрической поверхности которого выполнены радиальные отверстия под сменные зубчатые фиксаторы, и планшайбу с жестко соединенным с ней зубчатым колесом, взаимодействующим с фиксаторами. Зубчатая часть фиксатора представляет собой рейку, выполненную с теми же модулем и шагом, что и зубчатое колесо. Движение от электродвигателя через червячную пару передается планшайбе с зубчатым колесом. Величина минимального угла поворота планшайбы определяется величиной смещения зубьев фиксатора относительно его продольной оси.

В таком МП можно увеличить число индексированных позиций планшайбы путем увеличения числа фиксаторов, а также путем установки соосно планшайбе дополнительных зубчатых колес, имеющих то же число зубьев, что и основное колесо, а также возможность относительного поворота. Однако повышение разрешающей способности ПДУ путем увеличения числа фиксаторов не всегда оправдано и часто создает неудобство при его эксплуатации. Так, если поворот планшайбы с точностью 1' МП обеспечивает при наличии 120 фиксаторов, то для точности 30" требуется 240 фиксаторов, работающих попарно, и т. д.

Для повышения разрешающей способности описанного выше МП предлагается выполнять радиальные отверстия так, чтобы расстояния между их осями изменялись монотонно. В общем случае число радиальных отверстий в корпусе

$$n = \frac{360}{z} \cdot \frac{60}{p} \cdot \frac{\Delta}{\beta}, \quad (1)$$

где  $z$  — число зубьев колеса, выбираемое из ряда 360, 180, 120, 90 и т. д.;  $p$  — число фиксаторов в комплекте;  $\Delta$  — минимальный угол смещения зубьев фиксатора относительно его продольной оси;  $\beta$  — минимальный угол поворота планшайбы.

Если  $z = 360$ ,  $p = 60$ ,  $\Delta = 1'$  и  $\beta = 1'$ , то из формулы (1) получаем  $n = 1$ , т. е. достаточно одного отверстия в корпусе и 60 фиксаторов в комплекте, у каждого из которых (кроме "нулевого") зубья смещены относительно продольной оси на угол 1'. При уменьшении числа фиксаторов в 2 раза ( $p = 30$ ) в корпусе требуется выполнить два отверстия, причем первое отверстие должно быть размещено произвольно, а ось второго отверстия должна составлять с осью первого угол  $\alpha + \delta$ , где  $\alpha = \arcsin(2d_k/D_k)$ ;  $d_k$  — диаметр отверстия в корпусе под фиксатор;  $D_k$  — диаметр полости в корпусе для расположения зубчатого колеса;  $\delta = 30'$ . Расположение отверстий можно представить в виде записи  $1(0^\circ) \rightarrow 2(\alpha + 30')$ .

Теперь, имея 30 фиксаторов в комплекте (причем зубья каждого последующего фиксатора смещены на угол 1' относительно зубьев предыдущего), можно обеспечить поворот планшайбы на любое число градусов и минут.

Для МП с  $z = 360$ ,  $p = 20$ ,  $\Delta = 1'$  и  $\beta = 30''$  требуется шесть отверстий, расположенных в указанной ниже последовательности:

$$1(0^\circ) \rightarrow 2(\alpha + 30'') \rightarrow 3(2\alpha + 20') \rightarrow 4(3\alpha + 20'30'') \rightarrow 5(4\alpha + 40') \rightarrow 6(5\alpha + 40'30'').$$

Из записи следует, что для поворота планшайбы на угол с любым числом градусов и минут плюс 30" требуется 20 фиксаторов, зубья каждого из которых (кроме "нулевого") смещены относительно продольной оси соответственно на угол 1', 2', 3', ..., 19', а оси пяти радиальных отверстий в корпусе должны быть смещены относительно оси первого отверстия соответственно на угол 30"; 20'; 20'30"; 40' и 40'30".

Если  $z = 360$ , модуль колеса  $m = 1$  мм,  $d_k \geq 3\pi m = 9,42$  мм (принимаем  $d_k = 12$  мм) и  $D_k = m(z + 2) + 1 = 363$  мм, то получаем  $\alpha \geq \arcsin(2 \cdot 12/363) \geq 3,79^\circ$  (принимаем  $\alpha = 5^\circ$ ). Тогда запись размещения отверстий имеет вид

$$1(0^\circ) \rightarrow 2(5^\circ 30'') \rightarrow 3(10^\circ 20') \rightarrow 4(15^\circ 20' 30'') \rightarrow 5(20^\circ 40') \rightarrow 6(25^\circ 40' 30'').$$

При изготовлении корпуса и сборке МП необходимо соблюдать следующие требования: направление смещения оси каждого последующего радиального отверстия и направление смещения зубьев фиксаторов должны совпадать с направлением поворота планшайбы; отношение  $360/z$  должно быть кратным величине угла  $\alpha$ .

Если МП имеет колесо с  $z = 180$ , то величина угла  $\alpha$  должна быть кратна 2. Если по условиям эксплуатации ПДУ требуется уменьшить габарит МП, то используют колесо с  $z = 120$  (или 90). В этом случае величина угла  $\alpha$  должна быть кратна 3 (или 4).

В эксплуатации наиболее удобен фиксатор цилиндрической формы с зубьями на торце, расположенными по вогнутой дуге окружности, диаметр которой  $D = m(z - 2)$ . Диаметр фиксатора должен быть равен или больше, чем  $3\pi m$ , но не превышать длины общей нормали зубчатого колеса. Такое условие гарантирует наличие на торце фиксатора как минимум трех зубьев, смещенных относительно его оси. Для изготовления комплекта фиксаторов со смещенными зубьями используют специальное приспособление [3].

Такая конструкция фиксатора существенно повышает точность и надежность позиционирования планшайбы, поскольку все его зубья, взаимодействуя с зубчатым колесом, усредняют погрешности, возникшие при их изготовлении. Кроме того, повышается износостойкость самих фиксаторов, так как в процессе работы все зубья фиксатора одновременно воспринимают нагрузку.

На рисунке представлен МП, в который входят корпус 1 с радиальными отверстиями 2 для размещения сменных фиксаторов 3 и планшайба 5 с жестко соединенным с ней зубчатым колесом 4,

взаимодействующим с зубьями фиксатора. На корпусе может быть выполнен нониус.

Предлагаемый МП работает следующим образом. Предварительный поворот планшайбы на требуемый угол осуществляют вручную или от электродвигателя (на рисунке не показан). Величину угла поворота контролируют по совмещению рисок планшайбы и нониуса или с помощью датчика. Доворот планшайбы и ее позиционирование осуществляет фиксатор в момент зацепления с колесом. Величина хода при довороте зависит не только от величины  $\Delta$  смещения зубьев на торце фиксатора относительно его оси, но и от смещения  $\delta_i$  осей радиальных отверстий, выполненных в корпусе. При значительной нагрузке планшайбы после доворота ее фиксируют тормозом (на рисунке не показан), а при незначительной нагрузке — фиксатором.

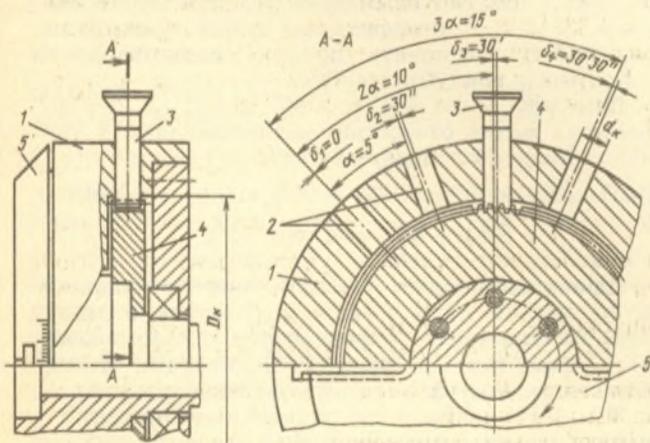
Если МП с  $z = 360$ ,  $\Delta = 1'$ ,  $\beta = 30''$  должен обеспечить минимальный поворот планшайбы на угол  $30''$ , имея в комплекте  $p = 30$  фиксаторов со смещением зубьев относительно оси фиксатора соответственно  $0; 1'; 2'; 3'; \dots; 29'$ , то требуется выполнить четыре радиальных отверстия, расположенных в следующем порядке:  $1(0^\circ) \rightarrow 2(\alpha + 30'') \rightarrow 3(2\alpha + 30'') \rightarrow 4(3\alpha + 30' 30'')$ . При  $d_k = 12$  мм и  $D_k = 363$  мм угол  $\alpha \geq 3,79^\circ$ . Если принять  $\alpha = 5^\circ$ , то эта запись имеет вид (см. рисунок)  $1(0^\circ) \rightarrow 2(5^\circ 30'') \rightarrow 3(10^\circ 30') \rightarrow 4(15^\circ 30' 30'')$ .

Если "нулевой" фиксатор поместить в первое отверстие ( $\delta_1 = 0^\circ$ ), то нулевые метки планшайбы и нониуса совместятся. При установке этого же фиксатора во второе отверстие ( $\delta_2 = 30''$ ) до зацепления с ним зубчатое колесо вместе с планшайбой довернется на угол  $30''$  и будет зафиксирован угол поворота  $0^\circ 30''$ . При установке фиксатора в третье и четвертое отверстия планшайба повернется на угол  $0^\circ 30'$  и  $0^\circ 30' 30''$  соответственно. Используя тот или иной фиксатор из комплекта, можно поворачивать планшайбу на любое число градусов и минут плюс  $30''$ .

Имеют аналогичную конструкцию и так же работают МП с  $z = 180, 120$  и  $90$ . Использование зубчатых колес с различным числом зубьев при наличии радиальных отверстий в корпусе с монотонно изменяющимся расстоянием между их осями позволяет не только уменьшить габарит МП, но и повысить его разрешающую способность при одном и том же комплекте фиксаторов. Если этот комплект может обеспечить минимальный угол поворота планшайбы  $\Delta = 1'$ , то при  $\delta = 30'', 15''$  и т. д. разрешающая способность МП увеличится на соответствующее число угловых секунд.

Описанный МП установлен в универсальных ПДУ непосредственного деления типа "Дивитон" [4]. Опытные образцы таких устройств с диаметром планшайбы 150 и 220 мм изготовлены Гомельским заводом станочных узлов и испытаны на фрезерных и сверльно-расточных операциях.

При растачивании 65 радиальных отверстий (расстояние между их осями составляет  $12^\circ 1' \pm 30''$ ) на образцах из стали 45 с помощью указанного ПДУ погрешность углового деления не превышала  $\pm 30''$ . Это подтвердили результаты измерения образцов, выполненного при помощи



Принципиальная конструкция механизма позиционирования

оптической делительной головки ОДГЭ-20 и трехкоординатной измерительной машины мод. ВЕТА AUTO-2 фирмы DEА (Италия). Статистическая обработка данных измерений показала, что указанная погрешность находилась в пределах от + 28" до - 23". Установочные партии подобных устройств изготовлены на заводе "Карпаты" (г. Мукачево).

Описанный МП может быть использован в ПДУ фрезерных, вертикальных и радиально-сверлильных, шлифовальных, универсально-заточных и других станков или самостоятельно при обработке отверстий, пазов и граней в условиях инструментальных, ремонтных и экспериментальных цехов, при выполнении разметочных операций, а также в

других устройствах с дискретным поворотом рабочего органа.

#### Список литературы

1. А. с. 759293 СССР, МКИ В 23 Q 17/02. Поворотный стол.
2. А. с. 1144848 СССР, МКИ В 23 Q 16/02. Поворотный стол.
3. А. с. 1287986 СССР, МКИ В 23 С 3/00. Способ изготовления комплекта зубчатых изделий.
4. Поворотно-делительное устройство непосредственного деления / В. М. Кенько, А. И. Россол, В. И. Мовчан, А. В. Терехов // Станки и инструмент. - 1992. - № 3. - С. 8-10.

УДК [621.833+621.852].001.24

А. А. Овчинников, В. Д. Рудышин, В. Н. Гладкова

## Расчет ременной передачи с полукруглым профилем зубьев

В настоящее время ременные передачи с трапецеидальным и полукруглым профилем зубьев получили широкое распространение. Однако существующие методики [1-3] прочностного расчета передач требуют определенной коррекции. Например, в методиках фирм Rubber и Mulco (США) используются экспериментально полученные коэффициенты, учитывающие влияние характера нагружения, передаточное число, число зубьев ремня, находящихся в зацеплении, и продолжительность работы передачи.

В данной статье предложены математические зависимости, позволяющие произвести прочностной расчет передачи с полукруглым профилем зубьев. Для получения коэффициентов, характеризующих прочность зубьев и входящих в эти зависимости, использовали поляризационно-оптический метод исследований. Работу передачи моделировали с учетом теорий подобия и размерностей. С помощью модели зубьев полукруглого профиля, изготовленной из оптически активного материала [4], по интерференционной картине полос при нагружении были определены места концентраций напряжений и эмпирические коэффициенты. Последние использовали при расчете напряжений сдвига и смятия зубьев ремня.

В зубе ремня трапецеидального профиля действуют напряжения сдвига [1 и 3]

$$\sigma_{сд} = Fk_{д} / (z_0 S b k), \quad (1)$$

где  $F$  — окружная сила, передаваемая ремнем, Н;  $k_{д}$  — коэффициент динамичности нагрузки;  $z_0$  — число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом;  $S$  — длина участка сдвига зуба, мм;  $b$  — ширина ремня, мм;  $k$  — коэффициент, учитывающий конструктивные параметры передачи.

С учетом режима работы передачи с зубьями трапецеидального профиля допустимое напряжение сдвига (в МПа)  $[\sigma_{сд,р}] = [\sigma_{сд}] / k_p$ , где  $[\sigma_{сд}] = 0,8\sigma'_B$  — допустимое напряжение сдвига, МПа;  $\sigma'_B = 5 \div 7$  МПа — предел прочности резины при

сдвиге, МПа;  $k_p$  — коэффициент, учитывающий срок службы ремня.

При расчете учитывали, что работоспособность передач с полукруглым профилем зубьев выше, чем с трапецеидальным, так как у первых концентрация напряжений в области ножки зуба меньше. Поэтому передача с полукруглым профилем зуба позволяет передавать большие окружные усилия или одно и то же окружное усилие, но при меньшей ширине ремня, чем передача с трапецеидальным профилем зубьев.

С учетом сказанного выше, конструктивных параметров передач с полукруглым профилем и найденных эмпирических коэффициентов выражение (1) принимает вид

$$\sigma_{сд} = Fk_{д} c / (2z_0 R b) \leq [\sigma_{сд,р}], \quad (2)$$

где  $c = k_1 k_2 / (k_0 k_3)$ ;  $k_1 = 1,3 \div 1,5$  — коэффициент, характеризующий нагрузку (большие значения принимаются при меньшей частоте вращения шкива);  $k_2 = 1,1 \div 1,2$  — коэффициент, учитывающий ширину ремня;  $k_0 = 3,15$  — коэффициент, учитывающий конструктивные параметры передачи с полукруглым профилем зубьев;  $k_3 = 1,33 \div 1,59$  — коэффициент концентрации напряжений сдвига;  $R$  — радиус профиля зуба.

Напряжение на смятие зубьев трапецеидального профиля рассчитывают по формуле

$$\sigma_{см} = Fk_{д} / (z_0 h b k) \leq [\sigma_{см,р}], \quad (3)$$

где  $[\sigma_{см,р}] = [\sigma_{см}] / k_p$  — допустимое напряжение на смятие зубьев ремня с учетом режима работы передачи, МПа;  $[\sigma_{см}] = 0,75\sigma_B$  — допустимое напряжение на смятие зубьев ремня, МПа;  $\sigma_B = 9 \div 12$  МПа — предел прочности резины при растяжении;  $h$  — рабочая высота зуба с трапецеидальным профилем.

Преобразуем выражение (3) для расчета напряжения смятия зубьев с полукруглым профилем: