

МЕХАНИЗМЫ И ДЕТАЛИ МАШИН

УДК 621.914.3

В.И. КЛЕВЗОВИЧ

ОСОБЕННОСТИ СБОРКИ И МОНТАЖА ШАРИКОВЫХ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ СТАНКОВ С ЧПУ

Как известно [1,2], стабильность и точность позиционирования, показатели динамического качества привода подач в большой степени определяются постоянством суммарной осевой жесткости упругой системы привода:

$$j_{\Sigma} = \frac{j_1 j_2 j_3}{j_1 + j_2 + j_3},$$

где j_1, j_2, j_3 — осевая жесткость соответственно передачи винт-гайка, опор винта и тела винта.

В случае использования коротких винтов ($l/d \lesssim 20$) и современных комбинированных роликовых подшипников с созданием предварительного натяга основное влияние на суммарную осевую жесткость привода оказывает деформация резьбового соединения шариковой винтовой передачи. Проведенные ранее исследования [3] показали, что осевая жесткость резьбового соединения шарикового винтового механизма (ШВМ) в значительной степени зависит от погрешностей сборки и монтажа элементов механизма на станке. Эти погрешности приводят к значительному перераспределению осевой нагрузки по виткам и в пределах одного витка, увеличению деформации в зонах контакта тел качения с рабочими поверхностями винта и гаек, что в конечном счете снижает осевую жесткость механизма и привода подачи в целом.

Анализ погрешностей сборки и монтажа ШВМ в узлах металлорежущих станков показывает, что при сборке передачи важно правильно укомплектовать гайки механизма шариками, а при монтаже на станке обеспечить максимальное совпадение осей винта и гайки.

Важнейшим геометрическим параметром резьбового соединения в ШВМ является угол α контакта шарика с рабочими поверхностями резьбы винта и гайки (рис. 1). При отсутствии зазоров в резьбовом соединении и нулевом предварительном натяге угол контакта шариков, по данным работы [3],

$$\cos \alpha = \frac{d_2 - 0,5(d_r - d_B)}{d_2 - d_1},$$

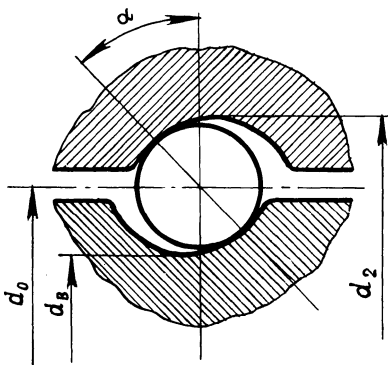


Рис. 1. Контакт шарика с рабочими поверхностями резьбы винта и гайки

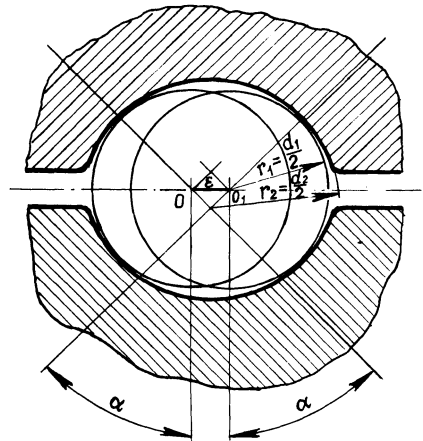


Рис. 2. К определению зависимости между углом контакта и осевым зазором

где d_2 — диаметр резьбовой канавки винта; d_B, d_T — внутренний и наружный диаметр винта и гайки соответственно; d_1 — диаметр шарика.

Изменение угла контакта в одном и том же механизме существенно оказывается прежде всего на осевой жесткости. Согласно [3], изменение угла контакта на 10° вызывает снижение жесткости на 35% (жесткость пропорциональна $\sin^2 \alpha$). В связи с этим для обеспечения одинаковой осевой жесткости в противоположных направлениях ШВМ необходимо комплектовать гайками с одинаковым углом контакта α . Измерить действительный α в гайке ШВМ не представляется возможным. Косвенным показателем угла контакта в собранной паре винт-гайка служит осевой зазор ϵ , который с углом контакта связан соотношением (рис.2)

$$\alpha = \arcsin \frac{\epsilon}{2(r_2 - r_1)},$$

где r_1, r_2 — радиус шарика и резьбовой канавки винта и гайки соответственно.

Величина осевого зазора не регламентируется техническими условиями на ШВМ. Как показали исследования, для передачи с параметрами $d_0 = 50$ мм, $d_1^H = 5$ мм, $P = 8$ мм осевой зазор пары винт-гайка в комплекте с шариками номинального диаметра может составлять 180...240 мкм, а угол контакта $\alpha = 47...53^\circ$. Таким образом, если комплектовать гайки ШВМ шариками номинального диаметра, можно получить различные углы контакта, а следовательно, и различную осевую жесткость передачи. Это недопустимо, особенно для станков с ЧПУ с разомкнутым приводом подачи. Для обеспечения одинаковой жесткости в противоположных направлениях гайки ШВМ должны комплектоваться шариками, подобранными по диаметру в зависимости от осевого зазора ϵ_0 пары винт-гайка. Диаметр шариков для конкретной гайки

$$d_1 = d_2 - \epsilon_0 / \sin \alpha,$$

где d_2 — диаметр резьбовой канавки на гайке; α — номинальный угол контакта (чаще всего 45°).

Важнейшим условием нормальной работы ШВМ является максимальное совпадение осей винта и гайки. Нарушение соосности при монтаже механизма на станке может привести, согласно данным работы [1], к двукратному снижению жесткости и долговечности передачи.

В качестве параметра, позволяющего косвенно оценить несоосность винта и гайки, может служить действительный осевой зазор ϵ_d в передаче. При максимальном совпадении осей осевой зазор будет максимальным, соответствующим типоразмеру ШВМ. Действительное значение несоосности Δe связано с осевым зазором следующим соотношением:

$$\Delta e = \sqrt{2}(1 - \sin \alpha) (\epsilon_{\max} - \epsilon_d),$$

где ϵ_{\max} — максимальный осевой зазор.

Для оценки погрешностей монтажа опор винта и посадочных мест гайки можно использовать момент холостого хода $T_{x,x}$ на винте. Его минимальное значение соответствует максимально возможному совпадению осей винта и гайки, которое может быть определено непосредственно на станке при незакрепленных опорах винта. При закрепленных опорах винта измеряется момент холостого хода на всей длине винта и определяется разность $T_{x,x}$ и $T_{x,x \min}$, которая не должна превышать 15...20 % $T_{x,x \min}$.

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования показали, что в качестве комплексного показателя, оценивающего конструктивно-кинематические особенности привода подач и качество его сборки и монтажа, можно использовать критическую скорость рабочего органа [4]

$$v_{кр} = \frac{\Delta F_{тр}^H + \Delta F_{тр}^M + \Delta F_{тр}^0}{\sqrt{\psi_\Sigma j_\Sigma m}},$$

где $\Delta F_{тр}^H$, $\Delta F_{тр}^M$, $\Delta F_{тр}^0$ — разность сил трения покоя и движения соответственно в направляющих, исполнительном механизме и его опорах; ψ_Σ — относительное рассеяние энергии в приводе подач; m — масса перемещаемого узла.

Критическая скорость — это минимальная скорость, с которой может перемещаться исполнительный орган станка без скачков и остановок. Как видно из приведенной выше зависимости, при расчете критической скорости учитываются не только потери на трение в элементах привода подач, но и характеристики упругой системы (j_Σ, ψ_Σ).

Совершенствование методов сборки и монтажа элементов упругой системы привода подач станков с ЧПУ, в том числе и ШВМ, способствует повышению точности перемещения исполнительного органа станка, улучшению

показателей динамического качества станков и обеспечивает сохранение этих показателей в процессе длительной эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шардыко П.П. Влияние несоосности винта и гайки на деформацию резьбового соединения шариковых механизмов // Машиностроение. — Мн., 1978. — Вып. 1. — С. 17–20. 2. Клевзович В.И. Повышение устойчивости процесса резания на станках с ЧПУ // Машиностроение. — Мн., 1987. — Вып. 12. — С. 92–95. 3. Беляев В.Г., Коган А.И. Влияние погрешностей геометрических параметров на угол контакта шариков в передачах винт–гайка качения // Станки и инструмент. — 1973. — № 5. — С. 18–20. 4. Клевзович В.И. Сравнительные исследования критериев работоспособности и совершенствование конструкций винтовых механизмов, используемых в приводах подач металлорежущих станков: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Мн., 1982. — 18 с.

УДК 621.852.01:539

А.Н. НАТАЛЕВИЧ, А.Т. СКОЙБЕДА

УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Нагруженность зубьев ремня, являющаяся основным критерием, определяющим долговечность передачи, зависит от его ширины $B = F_p / F_y$, где F_p — расчетное передаваемое усилие; F_y — удельное расчетное усилие [1,2]:

$$F_y = [F_0] c_u c_{z_0} c_n, \quad (1)$$

$[F_0]$ — допускаемое удельное усилие; c_u, c_{z_0}, c_n — коэффициент, учитывающий соответственно передаточное число u , число зубьев z_0 на дуге обхвата (меньше единицы для $z_0 > 6$) и наличие натяжного ролика.

Согласно уравнению (1), нагрузка F_y равна допускаемой $[F_0]$ независимо от z_0 , числа зубьев меньшего шкива и длины ремня. Это является причиной различной нагруженности и частоты нагружения зубьев, рассеяния долговечности передачи, значения которой различаются на порядок и больше [3–5].

В работе [3] предлагалось нагрузку рассчитывать в зависимости от z_0 , когда усилие F_y равно произведению допускаемой силы на одном зубе на число зубьев. В этом случае наибольшая нагрузка соответствует максимальному z_0 и ограничивается прочностью ремня на разрыв. Однако приведенные в [3] значения допускаемой на одном зубе силы рекомендуются для ремней иностранных фирм и неприменимы для расчета передач, в которых используются ремни отечественного производства.

Расчет нагрузки, обеспечивающей, согласно ресурсным испытаниям, долговечность передачи 3...5 тыс. ч, с учетом всех влияющих факторов предложен в [4]:

$$F_y = [F_0] c_u c_{z_0} c_n c_{z_m} c_a c_v. \quad (2)$$