

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОЙ ПАРЫ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ПОДАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА КАМНЕОБРАБАТЫВАЮЩЕГО СТАНКА**АЖИБАЕВ Э.К., ТРЕГУБОВ А.В.***Кыргызский государственный технический университет им. И.Раззакова,
г.Бишкек, Кыргызская Республика*izvestiya@ktu.aknet.kg

Рассмотрены вопросы связанные с выбором основных параметров шариковинтовых передач для подающих механизмов камнеобрабатывающих станков

Винтовые подающие механизмы с винтовой парой скольжения нашли широкое применение в металлорежущих станках, горных машинах и камнеобрабатывающих станках.

Для винтовых передач с трением скольжения в камнеобрабатывающих станках существенными недостатками являются невысокое значение КПД и повышенное трение (повышенное изнашивание) из-за попадания на поверхность винта абразивной суспензии, которая образуется в процессе обработки камня. В отличие от винтовых пар с трением скольжения рабочие поверхности в парах с трением качения между собой не соприкасаются. Резьба винта и гайки выполнена в виде канавок, по которым перекачиваются шарики, являющиеся промежуточными телами, соединяющими винт с гайкой.

Проектирование передач винт-гайка качения имеет целый ряд особенностей. В передачах такого типа снижение трения достигается применением шариков или роликов в качестве промежуточных тел качения между винтом и гайкой [1,2]. Для нормального движения шариков между винтовыми поверхностями винта и гайкой необходимо цепочку шариков сформировать в замкнутый контур. Для этой цели предназначены различные обводные (рециркуляционные) каналы, которые выполняют либо в теле гайки (это встречается часто), либо в теле винта. В последнем случае передача заметно выигрывает в габарите, но гайку приходится делать значительно длиннее обычной, так как ход механизма будет определяться ее длиной. Выполнение внутренней винтовой нарезки более трудоемко, и это в значительной мере сдерживает распространение таких конструкций. Обводной канал в теле гайки выполняют в виде специально изогнутой трубки, в виде фрезерованного канала в теле гайки, в виде специального вкладыша, соединяющего две соседние канавки винтовой резьбы (рис.1).

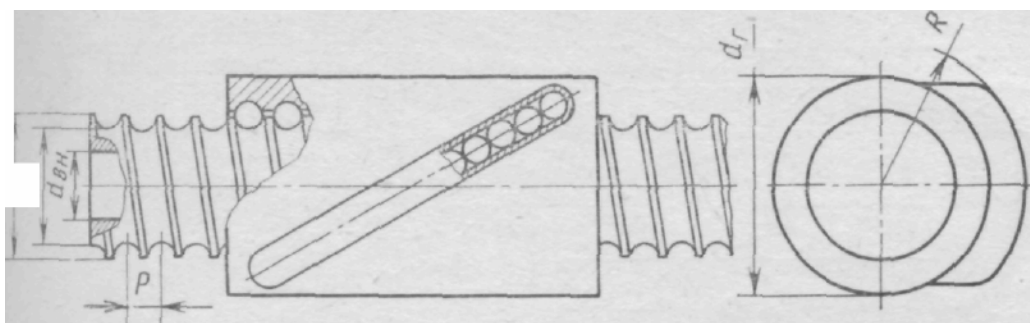


Рис.1. Конструктивная схема винтовой пары качения подающего механизма.

В общем случае шариковинтовая пара не должна иметь больше 3-4 рабочих витков, так как последующие витки практически на нагрузку уже не воспринимают, а лишь увеличивают трение, размер гайки и т.п. Иногда рабочие витки конструируют так, что замкнутых цепочек бывает две и даже три. Соответственно увеличивается и число каналов перепуска. С целью уменьшения радиальных размеров и упрощения конструкции иногда используют

передачи без обводного канала и без замкнутой цепочки шариков. Прежде всего, это относится к передачам с малым ходом и особо высокой плавностью движения. В этом случае удлиняют гайку настолько, чтобы в крайних положениях шарики не выпадали. При конструировании такой передачи по концам гайки следует ставить ограничители, предотвращающие выпадение шариков.

Другие варианты конструкции винтовых пар без каналов возврата: винт выполняется двух -или трехзаходным, и тогда в сечении плоскости гайки располагаются симметрично 2-3 шарика, удерживаемые сепаратором. Чтобы улучшить характеристики винтовой пары (увеличить грузоподъемность, уменьшить осевой люфт), можно собрать пакет, соединив его болтами. Более дорогостоящие и качественные механизмы выполняют с использованием наружных колец от радиально-упорных шарикоподшипников. Это передача планетарно-фрикционного типа. Если винт передачи выполнять многозаходным, то в каждом сечении, перпендикулярном оси винта, шарики будут располагаться в количестве, равном числу заходов винта. Охватив шарики обоймой, т.е. кольцом шарикоподшипника, получим передачу без возврата шариков. Недостатком таких передач является низкая нагрузочная

способность (из-за малого числа рабочих шариков) и низкая кинематическая точность (из-за проскальзывания шариков в зонах контакта). При наличии натяга кинематическая точность увеличивается. Если же сделать чувствительный к малейшему изменению нагрузки механизм. Недостатками его будут являться небольшая грузоподъемность из-за значительных контактных напряжений между шариками, а также высокие требования к качеству изготовления и сборки деталей гайки,

обеспечивающих контакт шариков с винтом. При сборке винтового механизма требуется точная регулировка крышками с последующей их фиксацией и стопорением винтами. Механизм без циркуляции шариков, расположенных в винтовых канавках ходового винта и в отверстиях втулки, которая неподвижна и выполняет роль сепаратора. Наружная обойма при работе передачи вращается в противоположную винту сторону за счет трения о шарики, которые

расположены по окружности и поддерживают ее в осевом направлении. Недостатком конструкции является неизбежное трение рабочих шариков о втулку-сепаратор. Проектирование каналов возврата шариков в передачах винт-гайка в теле специального вкладыша является одним из самых распространенных конструктивных решений. Среди различных вариантов конструкций наиболее прост и технологичен канал, соединяющий соседние витки резьбы в одну замкнутую цепочку. Канал выполняется в двух конструктивных вариантах - круглым или овальным. Круглые вкладыши более технологичны, они получают развитие в последние годы.

Профилирование самого канала возврата шариков внутри вкладыша - ответственная задача, так как по опыту эксплуатации ШВМ канал возврата часто подвергается сильному изнашиванию. Можно криволинейные участки канала в проекции на плоскость, параллельную оси винта, выполнять по дугам окружностей. Так как сопряжение дуг окружностей с прямыми линиями осуществляется без плавного перехода, то при движении шарика резко возникает центробежная сила, действующая на стенки канала

$F_{ц} = -m_{ш}k v_{ш}^2$, где $m_{ш}$ - масса шарика, $v_{ш}$ - линейная скорость центра шарика, $k = 1/R$ - кривизна траектории. Увеличить срок работы вкладыша можно, если исключить ударные нагрузки (либо значительно их уменьшить). Ударные нагрузки отсутствуют, если в точках сопряжения кривизна равна нулю и лишь затем плавно изменяется. Возможно применение кривых третьего и более высоких порядков. Исследуем кубическую параболу $y=ax^3$. Кривизна в прямоугольных координатах

$$k = y'' / \sqrt{(1 + y'^2)^3} \quad (1)$$

Для кубической параболы $y'=3ax^2$ и $y''=6ax$. При $x=0$ $y''=0$. В начальный момент $k=0$ и вход шарика в криволинейную часть канала будет абсолютно плавным. Затем кривизна постепенно нарастает и превосходит кривизну окружности. Хотя центробежная сила и будет превосходить ту силу, которая действовала бы на участках канала, выполненных по дуге окружности, на долговечность деталей это влияет гораздо

слабее, чем ударная нагрузка. В точке О перегиба профиля канала кривизна кубической параболы в несколько раз меньше кривизны окружности, т.е. ударные нагрузки в точке О

1) Из расчета на прочность определяем внутренний диаметр винта:

$$d_I = \sqrt{\frac{4P_p}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 * 2350 * 10^3}{3,14 * 4,2 * 10^6}} = 0,226 \text{ мм}, \quad (2)$$

где $P_p = 1,3P$ - расчетная нагрузка, учитывающая совместное действие напряжения сжатия и кручения, Н;

P - осевая нагрузка, Н;

$[\sigma]$ - допускаемое для материала винта напряжение растяжения, Па.

2) Выбираем шарики стандартного диаметра, мм (ГОСТ 3722-60) из соотношения

$$d_{ш} \approx (0,08...0,15)d_I = 31,75 \text{ мм} \quad (3)$$

3) Задаемся шагом винта $S = 52$ мм.

4) Определяем средний диаметр резьбы

$$d_{cp} = d_I + d_{ш} = 226 + 31,75 = 257,75 \text{ мм} \quad (4)$$

5) Определяем тангенс угла подъема винтовой линии

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi d_{cp}} = \frac{52}{3,14 * 257,75} = 0,062 \quad (5)$$

6) Определяем КПД шариковой винтовой передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = \frac{0,06199}{0,06902} = 89\% \quad (6)$$

где ρ - приведенный угол трения.

$$\rho = \operatorname{arctg} f,$$

где $f = 0,007$ - коэффициент трения.

7) Определяем число шариков в рабочей части витка

$$z_{ш} = \frac{\pi d_{cp} k}{d_{ш}} - 1 = \frac{3,14 * 257,75 * 2}{31,75} - 1 = 49 \text{ шт}, \quad (7)$$

где k - число витков в одной замкнутой рабочей цепочке.

Находим удельную осевую нагрузку,

$$p = \frac{P}{z_{ш} d_{ш}^2 \mu} = \frac{2350 * 10^3}{49 * 31,75^2 * 0,8 * 3} = 19 \text{ Па}, \quad (8)$$

где $d_{ш}$ - диаметр шарика, м;

μ - коэффициент неравномерности нагрузки шариков, обычно

$$\mu \approx 0,8;$$

u - число замкнутых рабочих цепочек.

Выбираем радиальный зазор, мм

$$\Delta = 0,1.$$

Тогда осевой зазор в передаче:

$$c = \sqrt{2(2r_{жс} - d_{ш})\Delta} = \sqrt{2(2 * 16,19 - 31,75) * 0,1} = 0,35 \text{ мм}, \quad (9)$$

а относительный радиальный зазор

$$\psi = \frac{\Delta}{d_{ш}} = \frac{0,1}{31,75} = 0,003$$

Число рабочих витков гайки = 3. Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ определена исходя из контактного напряжения $\sigma_{конт}=2500$ МПа при твердости рабочих поверхностей HRC 60.

Предельно допустимая статическая нагрузка на один шарик $P_{доп. ст}$ при допустимом контактном напряжении $\sigma_{доп}=250$ МПа и твердости HRC 60, приближенно равна:

$$P_{доп.ст} = 20d_{ш}^3 = 20 * 31,75^3 = 6,44 * 10^5 \text{ Н}, \quad (10)$$

где $d_{ш}$ - диаметр шарика в мм.

Допустимая осевая нагрузка на винт $Q_{доп. ст}$ при отсутствии предварительного натяга рана:

$$Q_{доп.ст}=z_{расч}P_{доп.ст}\sin\alpha_k=34*6,44*10^5*0,707=1,55*10^7 \text{ Н}, \quad (11)$$

где $z_{расч}$ - расчетное число шариков в одной гайке.

Для передач со шлифованной резьбой и высокой точностью изготовления $z_{расч}=(0,65-0,7)z_{раб}=0,7*49=34$ шт,
где $z_{расч}$ - число рабочих шариков в гайке.

Расчет усталостной долговечности

Расчет выносливости поверхностных слоев сводится к вычислению коэффициента долговечности k по формуле

$$k = 10^{-2} k_Q \sqrt[3]{6Tnc_i} = 10^{-2} 0,9 \sqrt[3]{6 * 5000 * 47,5 * 27} = 2,87 \quad (12)$$

Здесь k_Q - коэффициент переменности нагрузки. При отсутствии предварительного натяга $k_Q=0,6+0,4Q_{min}/Q_{max}$, где Q_{min} и Q_{max} - минимальная и максимальная осевые нагрузки на винт, без наличия предварительного натяга можно принимать $k_Q=0,9$; T - расчетный срок службы передачи в часах; v

машиностроении обычно $T=5000$ ч; n - средняя частота вращения винта (или гайки) в минуту $n=0,5(n_{max}+n_{min})$, где n_{max} и n_{min} - максимальная и минимальная частота вращения; c_i - число циклов нагружения за один оборот винта (или гайки):

$$c_i \approx 0,5z_{раб}\left(1 + \frac{r_{ш}}{r_o} \cos \alpha_k\right) = 0,5 * 49\left(1 + \frac{31,75}{230} * 0,707\right) = 27, \quad (13)$$

где $z_{раб}$ - число рабочих шариков в одной гайке

r_o - средний радиус винта.

Так как $k>1$, то $Q_{доп}=Q_{доп.ст}/k$, $P_{доп}=P_{доп.ст}/k$.

Здесь $Q_{доп}$ - допустимая нагрузка при расчетной усталостной долговечности передачи, собранной без предварительного натяга. Это значит, что при $k>1$ ее надо уменьшить в k раз.

$$Q_{доп}=Q_{доп.ст}/k=1,55*10^7/2,87=5,4*10^6 \text{ Н}$$

$$P_{доп}=P_{доп.ст}/k=6,44*10^5 \text{ Н}/2,87=2,24*10^5 \text{ Н}.$$

Предлагаемая замена трапецеидальной резьбы, входящей в подающий механизм камнеобрабатывающего станка на шариковинтовую передачу позволит увеличить усилие подачи и скорость перемещения шпиндельного модуля в 1,5 раза, повысить на 30% долговечность винтовой пары и надежность станка.

Литература

1. А.И. Турпаев. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982, 223 с.
2. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. 448 с.