

СБОРКА



В МАШИНОСТРОЕНИИ,
ПРИБОРОСТРОЕНИИ

5

2013

ASSEMBLING

IN MECHANICAL ENGINEERING,
INSTRUMENT-MAKING

УДК 621.83(075)

И.В. Шинаков, А.В. Жданов, канд-ты техн. наук
 (Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича
 и Николая Григорьевича Столетовых)
 E-mail.: zhdanov@vlsu.ru

Создание предварительного натяга в роликовинтовых механизмах при сборке

Представлены методы создания предварительного натяга в роликовинтовых механизмах с использованием пружин и дополнительных прокладок. Предложены аналитические зависимости для определения толщины прокладок. Приведены экспериментальные и теоретические данные по влиянию предварительного натяга на кинематическую погрешность и жесткость роликовинтовых механизмов.

This paper presents methods for creating a preliminary tightness in roller screw mechanisms with use of springs and extra pads. Proposed analytical expressions for determining the thickness of pads. Are presented experimental and theoretical grounds on influence of a preliminary tightness on a kinematic error and stiffness roller screw mechanisms.

Ключевые слова: роликовинтовой механизм, предварительный натяг, жесткость, кинематическая погрешность.

Keywords: roller screw mechanism, preliminary tightness, stiffness, kinematic error.

Высокие нагрузочные показатели роликовинтовых механизмов (РВМ) обусловлены многопарностью контакта, передачей мощности по нескольким потокам, рациональной геометрией элементарных сопряжений и высокими характеристиками материалов контактирующих тел [1–5]. Вследствие погрешностей изготовления, а также изнашивания профилей во время работы в сопряжениях механизма возникают осевые зазоры, влияющие на его эксплуатационные показатели. Надежная работа РВМ (рис. 1) возможна лишь при создании предварительного натяга в резьбовых элементах, с помощью которого выбираются возникающие зазоры и вводятся в контакт все возможные точки [5]. Это позволяет избежать динамических ударов при реверсировании, влияет на равномерность закона распределения нагрузки по виткам резьбы, а также выводит механизм из зоны нечувствительности при отработке малых перемещений.

Взаимодействие элементов в РВМ под действием предварительного натяга можно рассмотреть в осевом

сечении (рис. 2). В элементарных сопряжениях механизма возникают зазоры, которые выражаются формулами в сопряжениях винт–ролики S_i^{BP} и ролики–гайка S_j^{PG} [1]:

$$\begin{aligned} S_i^{BP} &= [\Delta\Omega_{\gamma(\beta)} + \Delta\Omega_{\beta(\gamma)}^P] l_i; \\ S_j^{PG} &= [\Delta\Omega_{\gamma(\beta)}^P + \Delta\Omega_{\beta(\gamma)}^P] l_j, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\Delta\Omega_{\gamma(\beta)}$, $\Delta\Omega_{\gamma(\beta)}^P$, $\Delta\Omega_{\beta(\gamma)}^P$ — погрешности осевого положения элементов РВМ (винта, роликов и гайки соответственно);

β и γ — образующие осевого профиля резьбового элемента (в скобках указаны образующие при обратном приложении нагрузки).

Погрешности элементов РВМ рассматривают в функции двух переменных U_1 и Δr , где первая определяет закономерность движения образующей резьбовой поверхности, а вторая — закономерность изменения ее формы [1].

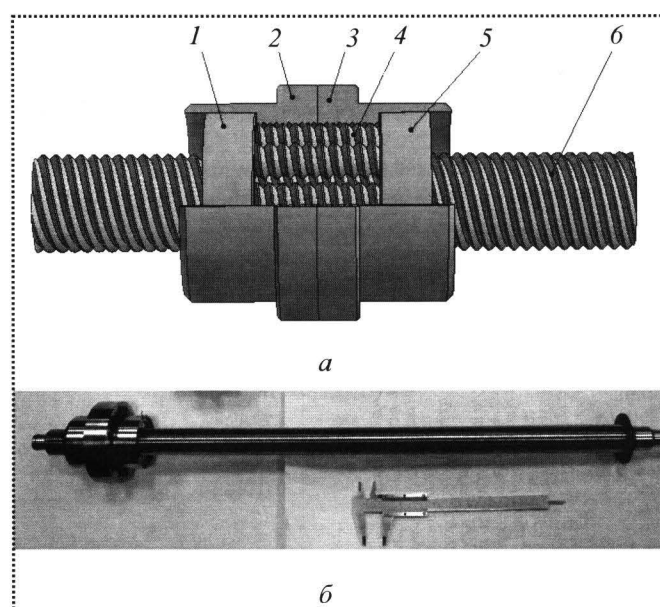


Рис. 1. Схема (а) и внешний вид (б) твердотельной модели РВМ:

1, 5 — зубчатые венцы; 2, 3 — полугайки; 4 — ролик; 6 — винт

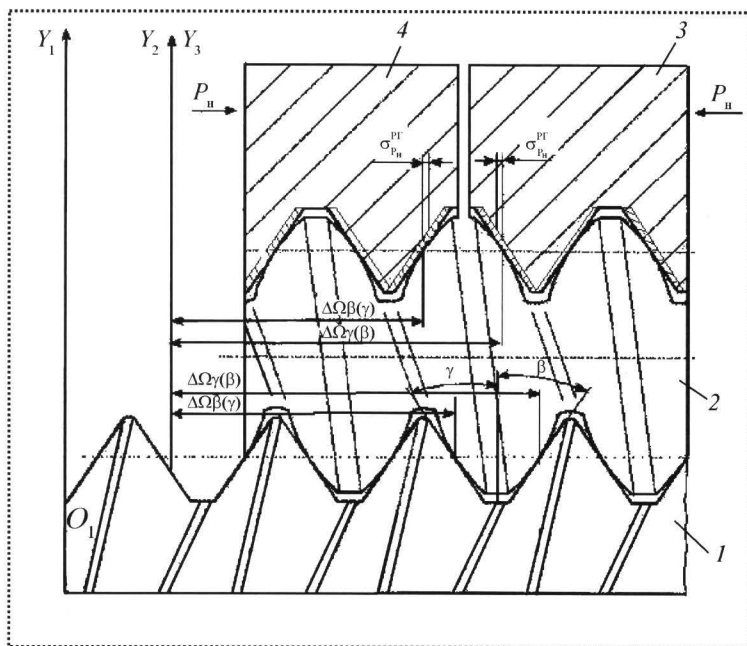


Рис. 2. Модель взаимодействия резьбовых элементов РВМ в осевом сечении при создании предварительного натяга:

OY_i – оси координат элементов РВМ ($i = 1$ – винт, $i = 2$ – ролик; $i = 3$ – гайка); $p(x)$ – шаг резьбы; β и γ – образующие осевого профиля резьбового элемента; $\Delta\Omega_{\gamma(\beta)}$ – погрешность осевого положения элементов; P_n – сила предварительного натяга; I – винт; 2 – ролики; 3, 4 – полугайки

Диаграмма деформаций РВМ состоит из нелинейного ($0; F_{\min}$) и линейного ($F_{\min}; F_{\max}$) участков. Целью создания предварительного натяга в передаче является вывод рабочей точки деформирования на линейный участок, на котором обеспечивается стабильность выходных параметров. Это возможно двумя способами:

- предварительным нагружением силой $F \geq F_{\min}$ (применяется для передач, воспринимающих одностороннюю нагрузку);
- введением дополнительных конструктивных элементов (применяется для реверсивных механизмов).

Под действием силы предварительно натяга P_n в механизме с двумя полугайками в сопряжении ролик-гайка полугайки смещаются в осевом направлении. Причем одна из них работает одной стороной профиля γ , вторая – другой стороной β . Текущее значение натяга в сопряжении ролик-гайка по образующей γ и β определяется:

$$\sigma_{p_{\mu} \gamma_i}^{\text{P}\Gamma} = \sigma_{p_{\mu}}^{\text{P}\Gamma} - (\Delta_{\gamma_i}^{\text{P}\Gamma} - \Delta_{\min \gamma}^{\text{P}\Gamma});$$

$$\sigma_{p_{\beta i}}^{\text{PG}} = \sigma_{p_{\beta}}^{\text{PG}} - (\Delta_{\beta i}^{\text{PG}} - \Delta_{\min \beta}^{\text{PG}}),$$

где $\sigma_{\rho_n}^{\text{РГ}}$ – контактная деформация под действием силы предварительного натяга;

$\Delta_{\gamma i}^{\text{РГ}}$, $\Delta_{\beta i}^{\text{РГ}}$ – текущие значения зазора по длине со-
пряжения ролик–гайка по образующим γ и β ;

$\Delta_{\min \gamma}^{\text{pr}}$, $\Delta_{\min \beta}^{\text{pr}}$ — наименьшие зазоры по длине сопряжения ролик—гайка по образующим γ и β .

Проведено исследование влияния предварительного натяга на кинематическую погрешность механизма. На рис. 3, *a* показана кинематическая погрешность механизма с семью роликами на длине хода гайки 80 мм без натяга (момент холостого хода $M_{x,x} = 0$ Н·м) и с предварительным натягом ($M_{x,x} = 1,7$ Н·м).

Анализ проведенных экспериментов показывает, что создание предварительного натяга величиной до 250 Н (соответствует $0,1...0,2 P$, где P – статическая грузоподъемность) значительно уменьшает кинематическую погрешность (в среднем в два раза). Это соответствует результатам, полученным в теоретическом исследовании с точностью до 3 %.

На рис. 3, б показаны зависимости осевой жесткости передачи от числа роликов при создании натяга и без него. Создание предварительного натяга в передаче увеличивает также жесткость — на 40...50 %. Таким образом, определен коэффициент влияния натяга: $K_2 = 1,0...1,5$.

При создании предварительного натяга в РВМ происходит упругое смещение винта 1 (см. рис. 2) относительно гайки 3, которое можно представить следующим образом:

$$\delta_{13} = \sum \delta_F - \sum \Delta_{\min}, \quad (2)$$

где $\Sigma \delta_F$ — контактная деформация витков под действием нагружающей силы F , состоящая из деформаций сопряжений винт—ролика δ_F^{BP} и ролика—гайка $\delta_F^{\text{ПГ}}$:

$$\Sigma \delta_F = \delta_F^{\text{BP}} + \delta_F^{\text{PF}} ;$$

$\Sigma\Delta_{\min}$ — суммарный зазор в РВМ, состоящий из зазоров в зацеплениях винт—ролика и ролика—гайка при фиксированном значении U :

$$\Delta_{\min} = \Delta_{\min}^{\text{BP}} + \Delta_{\min}^{\text{PF}}.$$

Относительное смещение δ_{13} должно быть больше значения δ_0 , соответствующего $F_{\min}$:

$$\delta_{13} \geq \delta_0 \text{ .}$$

Величину δ_0 можно представить следующим образом:

$$\delta_0 = h - \delta_{\Pi} , \quad (3)$$

где h — толщина прокладки;

$\delta_{\text{п}}$ – упругая деформация прокладки, которую можно найти из выражения

$$\delta_n = \frac{F h}{E \pi D_{cpn} b} = C_2 h F. \quad (4)$$

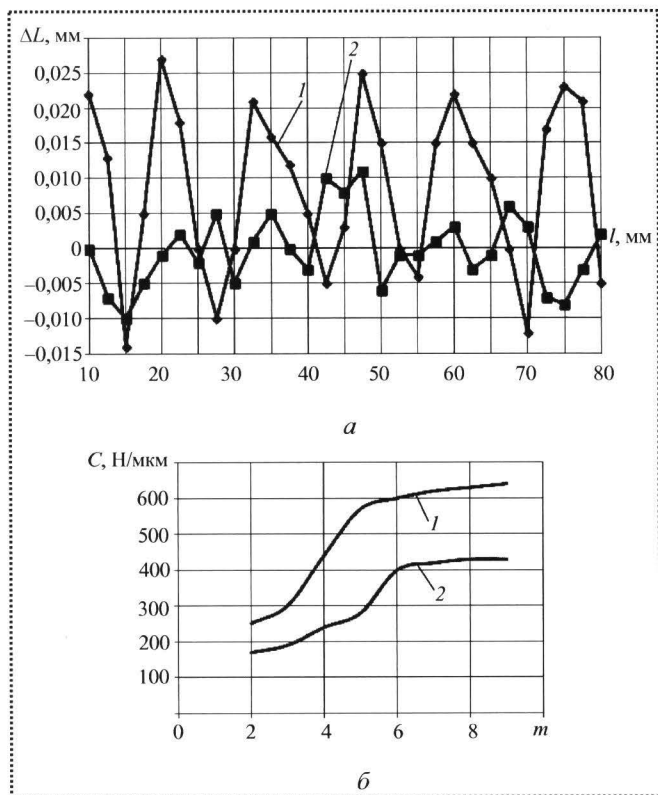


Рис. 3. Влияние предварительного натяга:

a — на кинематическую погрешность ΔL ; 1 — зависимость кинематической погрешности механизма без натяга ($M_{x,x} = 0$ Н·м); 2 — зависимость кинематической погрешности механизма с натягом ($M_{x,x} = 1,7$ Н·м; l — длина хода; *b* — на осевую жесткость передачи C ; 1 — без натяга ($P_n = 0$ Н); 2 — с натягом ($P_n = 500$ Н); m — число роликов; P_n — сила предварительного натяга

Здесь E — модуль упругости; $D_{ср.п}$ — средний диаметр прокладки (кольца); b — ширина прокладки; $C_2 = \frac{1}{E} \pi D_{ср.п} b$; F — сила, приложенная к прокладке.

Подставляя значение δ_n из формулы (4) в формулу (3) с учетом выражения (2), получаем:

$$h \geq \frac{C_1 F^{2/3} - \Sigma \Delta_{\min} + S}{1 - C_2 F}, \quad (5)$$

где $C_1 = C_{вр} + C_{рг}$ — жесткость передачи, определяемая как сумма жесткостей сопряжений винт—ролик и ролик—гайка [2];

S — норма максимального осевого зазора [5].

Верхняя граница значения h ограничивается величиной упругой деформации $h_{пред}$, соответствующей силе P_n :

$$h < h_{пред}, \quad (6)$$

$$\text{где } h_{пред} = \frac{C_1 P_n + S}{1 - C_2 P_n}.$$

Значение P_n ограничивается максимальным усилием, применяемым при сборке механизма.

В ряде случаев предварительный натяг в РВМ осуществляется пружиной. Тогда уравнение (3) можно представить в виде:

$$\delta_0 = L - l_1 = L - C_2' P, \quad (7)$$

где L — длина пружины в свободном состоянии;

l_1 — предварительная деформация пружины, $l_1 = P / K$;

C_2' — коэффициент податливости, $C_2' = \frac{1}{K}$;

K — жесткость пружины.

С учетом выражений (5) и (7) получаем:

$$L = (C_1 P^{2/3} + C_2' F) - \Delta_{\min} + S, \quad (8)$$

значения которого находятся в тех же пределах.

В данном случае величину L можно варьировать не только изменением P_n , но и жесткостью пружины K . Зависимости (2)–(8) сохраняются и в случае создания предварительного натяга в винте. Вследствие недостаточной жесткости пружины ($l_1 \gg \delta_n$) при реверсировании механизма могут возникать нежелательные колебания, приводящие к динамическим ударам, поэтому наиболее предпочтительным способом создания предварительного натяга в РВМ является установка кольца.

Конструктивные способы создания предварительного осевого усилия в РВМ можно разделить на две группы:

а) в механизмах первой группы контактируют β -образующие верхней полулайки и γ -образующие нижней. При действии осевой силы P , направленной вниз, работают витки только верхней полулайки, а при противоположном направлении силы P — витки нижней полулайки;

б) в механизмах второй группы контактируют γ -образующие верхней полулайки и β -образующие нижней. В первом случае работает нижняя полулайка, а во втором — верхняя.

Библиографический список

1. Жданов А.В. Повышение надежности и долговечности РВМ: дис. ... канд. техн. наук. Владимир. 1998. 16 с.
2. Зуева Е.В. Разработка методики расчета и проектирования РВП с заданными точностью, жесткостью и стабильностью кинематических передаточных функций: дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 1993. 148 с.
3. Козырев В.В. Конструкции, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт—гайка с резьбовыми роликами и мехатронных модулей на их базе. Владимир: Изд-во Владимирского гос. университета, 2011. 238 с.
4. Морозов В.В. Роликовинтовые механизмы. Кинематические характеристики. Владимир: Изд-во Владимирского гос. университета, 2005. 78 с.
5. Жданов А.В. Обеспечение качества сборки роликовинтовых механизмов фрикционного типа // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 5. С. 30–35.