

УДК 677.052.952

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
БОБИНОДЕРЖАТЕЛЯ С ОСЕВЫМ ПРИВОДОМ**

A HIGH-SPEED BOBBIN HOLDER OF AXIAL TYPE

П. А. БАШАШИН
P.A. BASHASHIN

(Московский государственный текстильный университет им. А. Н. Косыгина)
(Moscow State Textile University "A.N. Kosygin")
E-mail: pavelbashashin@yandex.ru

При использовании высокоскоростного бобинодержателя бесфрикционного типа возможно на стадии проектирования обеспечить его надежность и точность центрирования бобины.

В статье рассмотрены основные требования, предъявляемые к высокоскоростным бобинодержателям, описание конструкции и принцип работы разработанного высокоскоростного бобинодержателя бесфрикционного типа.

Разработанный бобинодержатель можно применять на высокоскоростных формовочных, мотальных, перемоточных и текстурирующих нить машинах, на которых тело намотки приводится во вращение осевым приводом.

It is possible to provide reliability and accuracy of the bobbin centering in a designing stage using a high-speed bobbin holder of axial type. The article contains the review of the primary requirements for high-speed bobbin holders, description of the structure and the principle of work of developed high-speed bobbin holder of axial type. The developed bobbin holder can be used on high-speed forming, winding and texturing machines, where a winding bode is rotated by an axial drive.

Ключевые слова: бобинодержатель, зажимающий кулачок, бобина, кулачковый диск, бесфрикционный привод, фиксация, точность центрирования.

Keywords: a bobbin holder, a clamping droplet, a bobbin, a cam plate, an axial drive, fixation, accuracy of centering.

При наматывании стеклянных и базальтовых нитей, отличающихся от синтетических высокой хрупкостью, бобинодержатели с фрикционным приводом [1]

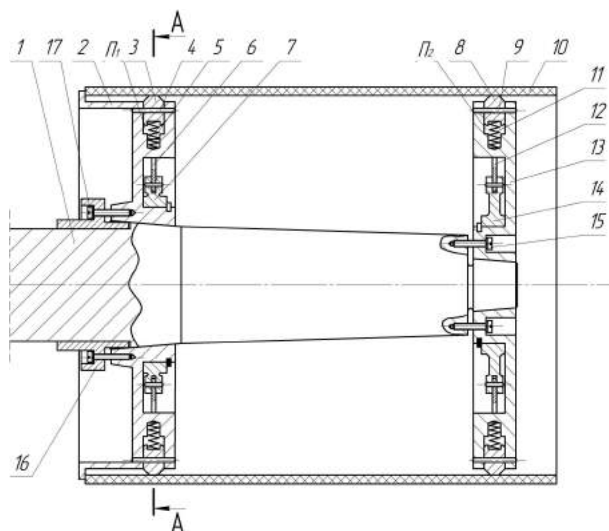


Рис. 1

не применяются. В этом случае используется осевой привод, в котором ведущие звенья бобинодержателя жестко крепятся на приводном валу.

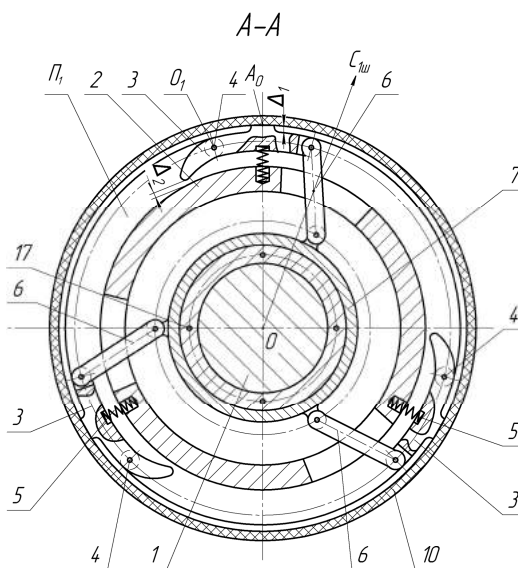


Рис. 2

В разработанном нами бобинодержателе с осевым приводом (рис. 1 – схема высокоскоростного бобинодержателя с бесфрикционным приводом: 1 – ведущий вал; 2 и 13 – кулачковые диски; 3 и 8 – зажимающие кулачки; 4 и 9 – оси кулачков; 5 и 11 – пружины сжатия; 6 и 12 – шатуны; 7 и 14 – кривошипные диски; 10 – сменная бобина; 15 и 17 – винты; 16 – установочное кольцо; Π_1 и Π_2 – кольцевые пазы; Δ_1 и Δ_2 – радиальные зазоры (см. рис. 2); рис. 2 – схема высокоскоростного бобинодержателя с бесфрикционным приводом (поперечный разрез по А-А, см. рис. 1); расшифровка позиций дана на рис. 1) ведущие кулачковые диски 2 и 13 жестко крепятся на конических участках вала 1, получающего вращение от индивидуального электродвигателя, а бобина 10 приводится во вращение с помощью шести зажимающих кулачков 3 и 8, подвижно закрепленных соответственно на дисках 2 и 13, при этом кулачки 3 имеют между собой жесткую кинематическую связь в виде кривошипно-шатунного устройства, состоящего из кривошипного диска 7, трех шатунов 6

и трех кулачков 3. Аналогичную кинематическую связь имеют и кулачки 8, состоящую из кривошипного диска 14, трех шатунов 12 и трех кулачков 8.

Исследования разработанного бобинодержателя показали, что расчетное значение силы трения $F_{б.к}$ между бобиной 10 и зажимающими кулачками в бобинодержателе с осевым приводом (при прочих равных условиях) в несколько раз меньше, чем в бобинодержателе с фрикционным приводом. Поэтому при применении бобинодержателя с осевым приводом съем наработанной паковки и установку сменной бобины можно осуществлять без предварительного отвода зажимающих кулачков от бобины (без предварительного утопления кулачков в кольцеобразные канавки Π_1 и Π_2 , выполненные соответственно в дисках 2 и 13). В этом случае отпадает надобность в применении управляемого зажимающего бобину устройства, но сохраняется необходимость в точной фиксации исходного положения зажимающих кулачков перед установкой сменной бобины.

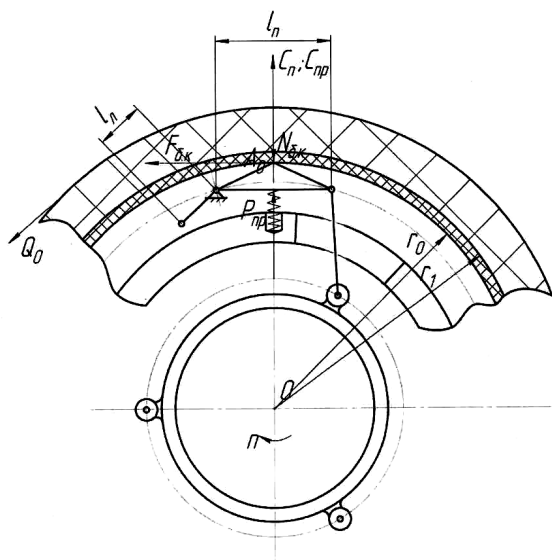


Рис. 3

В разработанном бобинодержателе (рис. 3 – схема к проектированию бобинодержателя с осевым приводом) эта задача решена путем применения двуплечих зажимающих кулачков. Левое плечо каждого кулачка выполняет две функции: фиксирует кулачок в заданном исходном положении перед установкой сменной бобины и снижает влияние центробежной силы $C_{\text{п}}$ правого плеча зажимающего кулачка на расчетную силу трения $F_{\text{б.к.}}$.

$$N_{\text{б.к. макс пуск}} = P_{\text{пр}} + C_{\text{пр}} + C_{\text{п}} + 2C_{\text{ш}} \cos\gamma - C_{\text{л}} \ell_{\text{л}} / \ell_{\text{п}} \geq \frac{\Theta_{\text{б}} \varepsilon_{\text{max}} + Q_0 r_1 + M_{\text{возд}}}{r_0 f_{\text{б.к}}} \approx \frac{\Theta_{\text{б}} \varepsilon_{\text{max}}}{r_0 f_{\text{б.к}}}, \quad (2)$$

где $P_{\text{пр}}$ и $C_{\text{пр}}$ – суммарная сила упругости и суммарная центробежная сила предварительно сжатых пружин 5 и 11; $C_{\text{п}}$ и $C_{\text{л}}$ – суммарные центробежные силы правых и левых плеч зажимающих кулачков 3 и 8; $C_{\text{ш}}$ – суммарная центробежная сила шатунов 6, γ – угол между направлением центробежной силы $C_{\text{ш}}$ одного шатуна и прямой OA_0 (рис. 2); $\Theta_{\text{б}}$ и ε_{max} – динамический момент инерции и максимальное угловое ускорение бобины; Q_0 и r_1 – намоточное натяжение нити и наружный радиус цилиндрической бобины; $M_{\text{возд}}$ – момент силы трения между бобиной и воздухом; r_0 и $f_{\text{б.к.}}$ – радиус осевого отверстия бобины и коэффициент трения скольжения между бобиной и зажимающими кулачками.

Расчетное значение $F_{\text{б.к.}}$ в бобинодержателе с осевым приводом обеспечивается шестью винтовыми цилиндрическими пружинами сжатия 5 и 11, установленными по одной под серединой правого плеча каждого зажимающего кулачка. Один конец пружины располагается в глухом радиальном отверстии, выполненном в доннышке кольцевого канала Π_1 или Π_2 , а второй конец – в аналогичном отверстии, выполненном в правом плече кулачка, причем глубина последнего отверстия не должна превышать $2 d_1$ (d_1 – толщина проволоки винтовой пружины).

При пуске бобинодержателя с осевым приводом максимальный момент $M_{\text{д.с. макс}}$ движущей силы $F_{\text{б.к. макс пуск}}$ должен удовлетворять неравенство:

$$M_{\text{д.с. макс пуск}} = F_{\text{б.к. макс пуск}} r_0 \geq \Theta_{\text{б}} \varepsilon_{\text{max}} + Q_0 r_1 + M_{\text{возд}},$$

из которого находим искомую силу трения между бобиной и зажимающими кулачками:

$$F_{\text{б.к. макс пуск}} \geq \frac{\Theta_{\text{б}} \varepsilon_{\text{max}} + Q_0 r_1 + M_{\text{возд}}}{r_0} \approx \frac{\Theta_{\text{б}} \varepsilon_{\text{max}}}{r_0}, \quad (1)$$

и нормальную силу между этими звеньями [2]:

Центробежные силы в формуле (2) соответствуют угловой скорости $\omega = \omega_{\text{раб}}/2$, а намоточное натяжение $Q_0 \approx (1,25 \dots 1,5) T \nu$ (T – линейная плотность; ν – продольная скорость наматываемой нити; $\omega_{\text{раб}}$ – рабочая угловая скорость бобинодержателя).

При разгоне бобинодержателя нормальная сила $N_{\text{б.к.}}$ увеличивается за счет увеличения центробежных сил $C_{\text{пр}}$, $C_{\text{п}}$ и $C_{\text{ш}}$, значения которых велики при высокоскоростном наматывании. Применение двуплечих зажимающих кулачков и уменьшение силы $P_{\text{пр}}$ пружин позволяет снизить влияние центробежных сил на $N_{\text{б.к.}}$ до расчетного значения.

При горизонтальном расположении оси вращения бобинодержателя с неуправляемыми кривошипно-шатунными зажимаю-

$$N_{б.к} = P_{пр.мин} + C_{пр} + C_{п} + C_{ш} \cos \gamma - C_{л} \ell_{л} / \ell_{п} \geq (m_{б} + m_{т.н}), \quad (3)$$

где $0 \leq m_{т.н} \leq m_{пак}$; $m_{т.н}$ и $m_{пак}$ – масса тела намотки (намотанной нити) и масса выходной паковки; $m_{б}$ – масса бобины.

Значения центробежных сил в формуле (3) соответствуют $\omega = \omega_{раб}$.

На высокоскоростных формовочных машинах и агрегатах заправку свежесформованной непрерывно движущейся нити на бобину осуществляют при $\omega > 0$, поэтому суммарная сила $P_{пр. мин}$ пружин 5 и 11 должна обеспечивать зажатие бобины с расчетной силой $N_{б.к. макс}$ и преодолевать момент трения скольжения во всех кинематических парах зажимающего устройства. Следовательно, перед пуском высокоскоростного бобинодержателя имеем $Q_0 = 0$; $m_{т.н} = 0$, а искомая сила:

$$N_{б.к. мин} = P_{пр. мин} > m_{б} g. \quad (4)$$

$$Q_{б. уст} = \frac{(0,5P_{пр. мин} + 2m_7 g r_{2ст} f_{кр} / r_{кр})(\sin \lambda + f_{б.к} \cos \lambda)}{(1 - f_{б.к} f_{д.к}) \cos \lambda - (f_{б.к} f_{д.к}) \sin \lambda} + (0,5P_{пр. мин} + m_{10} g) f_{б.к}, \quad (7)$$

где $m_7 g$ и $m_{10} g$ – силы тяжести кривошипного диска 7 и бобины 10; $r_{2ст}$ и $r_{кр}$ – наружный радиус цилиндрической ступицы диска 2 и радиус отверстия кривошипа 7; $f_{д.к}$ – коэффициент трения скольжения между диском 2 и кулачками 3; λ – угол скола (фаска $2 \times 45^\circ$) на зажимающих кулачках со стороны установки сменной бобины.

При $m_{пак} = 10$, $m_{10} = 1$, $m_7 = 0,5$ кг, $\lambda = 45^\circ$, $f_{б.к} = 0,23$, $f_{д.к} = 0,2$, $r_{2ст} = 22,5$ и $r_{кр} = 44$ мм расчетное значений $Q_{б. уст} = 24$ Н. При съеме намотанной паковки к ней необходимо приложить осевое усилие:

$$Q_{б.сн} = (m_{б} + m_{пак}) g f_{б.к} = 25 \text{ Н.}$$

щими бобину устройствами должно выполняться основное условие:

При проектировании пружин сжатия 5 и 11 можно принимать:

$$N_{б.к. мин} = P_{пр. мин} \approx 2m_{б} g. \quad (5)$$

В этом случае в конце наработки паковки искомое расчетное значение:

$$C_{л} \ell_{л} / \ell_{п} \leq C_{пр} + C_{п} + C_{ш} \cos \gamma - (m_{пак} - m_{б}) g, \quad (6)$$

где $0 \leq \ell_{л} \leq \ell_{п}$; $\ell_{л}$ и $\ell_{п}$ – кинематические длины плеч зажимающего кулачка.

При установке на бобинодержатель сменной бобины к ней необходимо приложить осевое усилие:

ВЫВОДЫ

1. При применении бобинодержателя с осевым приводом и с индивидуальными кривошипно-шатунными зажимающими бобину устройствами съём намотанной паковки и установку сменной бобины можно осуществлять вручную без предварительного принудительного отвода зажимающих кулачков от бобины.

2. Применение двуплечих зажимающих кулачков обеспечивает высокую точность фиксации зажимающих устройств в исходном положении перед установкой сменной бобины и снижает силовое воздействие на бобину со стороны центробежных сил шатунов и правых плеч кулачков.

3. Бобинодержатель с осевым приводом и с индивидуальными кривошипно-шатунными зажимающими устройствами на каждом кулачковом диске обеспечивает высокую точность центрирования и надежное зажатие кулачками сменной бобины.

При расположении пружины сжатия под серединой правого плеча каждого зажимающего кулачка кинематическую длину $l_{п}$ этого плеча следует брать минимально возможной.

4. Если расчетное значение силы $N_{б. к. пуск}$ не превышает 200 Н, то бобинодержатель с осевым приводом можно приводить

во вращение и с помощью фрикционного цилиндра.

ЛИТЕРАТУРА

1. SU, авт. свид. № 962164, В65Н, 54/54, Прошков А. Ф., Мельникова О. А. Бобинодержатель, 1982.

2. Прошков А. Ф. Расчет и проектирование машин для производства химических нитей и волокон: Учебник для вузов. – М.: РИО МГТУ им. А. Н. Косыгина, 2001.

Рекомендована кафедрой технологических машин и оборудования. Поступила 06.04.12.