

УДК 677.053.292.2(088.8)

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПУЛЕДЕРЖАТЕЛЯ С ЦЕНТРИРУЮЩИМИ КОНИЧЕСКИМИ ДИСКАМИ

А. Ф. ПРОШКОВ

(Московская государственная текстильная академия им. А. Н. Косыгина)

При применении шпуледержателя с центрирующими коническими дисками тело намотки 1 (рис. 1) приводится во вращение с помощью фрикционного цилиндра 2 [1]. Цилиндрический нитеноситель (патрон) 1 (рис. 2-а) в виде тонкостенной трубы фиксируется, центрируется, зажимается и удерживается в заданном рабочем положении с помощью конических дисков 2 и 3. Диск 2 в модернизированном нами шпуледержателе совершает только вращательное движение, а диск 3 — вращательное при наматывании нити и поступательное в осевом направлении при съеме наработанной паковки и смене нитеносителя.

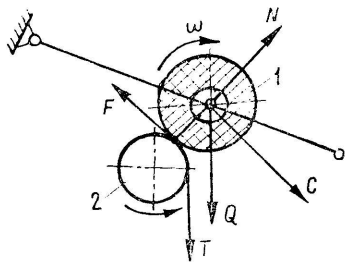


Рис. 1.

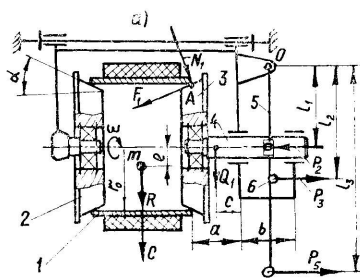
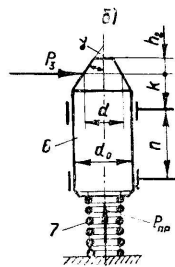


Рис. 2.



Для замены нитеносителя 1 диск 3 вместе с осью 4 с помощью рукоятки 5 вручную отводится вправо, а после установки другого нитеносителя вручную переводится в исходное левое положение. Для удержания нитеносителя в зафиксированном и зажатом положении служит пружиненный фиксатор 6 (рис. 2-б).

Модуль необходимой силы пружины 7 зависит от размеров и массы наработываемой паковки, скорости наматывания, конструктивных параметров шпуледержателя и взаимного расположения нитеносителя и фрикционного цилиндра (рис. 1).

При наличии дисбаланса e у нитеносителя с намотанной нитью массой m и вращении последнего с угловой скоростью ω возникает центробежная сила $C = m\omega^2e$, стремящаяся сдвинуть диск 3 вместе с осью 4 вправо.

На площадке контакта тела намотки с фрикционным цилиндром (рис. 1) действует нормальная сила N и сила трения F . Равнодействующая R собственного веса Q паковки, нормальной силы N и силы трения F способствует смещению диска 3 вправо. При совпадении направлений действия сил R и C в точке контакта A нитеносителя 1 с

диск 3 возникают максимальные условно сосредоточенные силы (рис. 2-а):

нормальная

$$N_1 = (R + C)/2(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) \quad (1)$$

и сила трения скольжения

$$F_1 = N_1 f_1, \quad (2)$$

где α — угол наклона образующей диска 2 или 3 к оси вращения; f_1 — коэффициент трения скольжения между нитеносителем и коническим участком диска 3.

В результате действия сил N_1 и F_1 на диск 3 в опорах скольжения оси 4 возникает осевая сила трения

$$F_2 = f_2 N_1 [(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha)(2a + b) - 2r_0(\sin \alpha - f_1 \cos \alpha)]/b, \quad (3)$$

где f_2 — коэффициент трения скольжения в опорах оси 4;

r_0 — радиус осевого отверстия нитеносителя 1.

Рассматривая равновесие диска 3 с осью 4 без учета силы трения F_2 , находим силу, удерживающую в равновесии диск 3 и нитеноситель 1:

$$P_1 = (R + C)(\sin \alpha - f_1 \cos \alpha)/2(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha). \quad (4)$$

Чтобы нитеноситель во время наматывания нити надежно центрировался, зажимался и удерживался в фиксированном рабочем положении обоими дисками, необходимо к подвижной оси 4 приложить осевую силу

$$P_2 = (R + C)(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)/(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) + F_2, \quad (5)$$

которая является исходной при расчете и проектировании зажимного устройства, состоящего из дисков 2, 3, оси 4, рычага 5, фиксатора 6 и спиральной пружины 7.

Пренебрегая моментом трения в шарнире O , определяем силу P_3 , действующую на конический конец фиксатора 6 со стороны рычага 5 (рис. 2-б):

$$P_3 = P_2 l_1 / l_2, \quad (6)$$

а затем искомую силу пружины 7

$$P_{\text{пр}} = P_3 \{ (f_4 d + n) [\sin \gamma - f_3 \cos \gamma + f_4 (\cos \gamma + f_3 \sin \gamma)] - \\ - 2f_4 [(d + d_0) (\sin \gamma - f_3 \cos \gamma) / 2 - k (\cos \gamma + f_3 \sin \gamma)] \} \times \\ \times \cos \gamma / n = G d_1^4 h_1 / 8 D^3 i. \quad (7)$$

При отводе диска 3 вправо с целью освобождения невращающегося нитеносителя от воздействия дисков 2 и 3 к концу рукоятки 5 необходимо приложить тангенциальную силу (рис. 2-а):

$$P_5 = \frac{P_{\text{пр}} \max(n + f_4 d) l_2}{\{ 2f_4 [(\sin \gamma + f_3 \cos \gamma)(d + d_0) / 2 - k(\cos \gamma - f_3 \sin \gamma)] + \\ + (n + f_4 d) [\sin \gamma + f_3 \cos \gamma - f_4 (\cos \gamma - f_3 \sin \gamma)] \} l_3 \cos \gamma} + \\ + f_2 l_2 [Q(2a + b) / 2 + Q_1(b + 2c)] / b l_3, \quad (8)$$

где $P_{\text{пр max}} = Gd_1^4(h_1 + h_2)/8D^3i$ — максимальная сила сжатия пружины 7;

f_3 — коэффициент трения скольжения между коническим концом фиксатора 6 и рукояткой 5;

f_4 — коэффициент трения скольжения в опорах фиксатора 6;

γ — угол наклона образующей конического конца к оси фиксатора 6;

Q — вес нитеносителя с намотанной нитью;

Q_1 — вес диска 3 с осью 4;

G — модуль сдвига материала пружины 7;

d_1 — диаметр проволоки;

h_1 — осадка пружины 7 под действием силы $P_{\text{пр}}$;

D — диаметр пружины;

i — число рабочих витков пружины;

$h_2 = 2 \dots 2,5$ мм — дополнительная осадка пружины 7.

Остальные обозначения в (3)...(8) показаны на расчетной схеме (рис. 2).

Пренебрегая вследствие малости силами и моментами трения в кинематических парах зажимного устройства, получаем приближенные зависимости, удобные для практического использования:

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= (R + C)/2 \cos \alpha; P_1 = (R + C)/2 \operatorname{tg} \alpha; P_2 = (R + C)/\operatorname{tg} \alpha, \\ P_3 &= (R + C)l_1/l_2 \operatorname{tg} \alpha; P_{\text{пр}} = (R + C)l_1 \sin \gamma \cos \gamma/l_2 \operatorname{tg} \alpha, \\ P_5 &= P_{\text{пр max}}l_2/l_3 \sin \gamma \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Из (4) следует, что сила P_1 , удерживающая диск 3 вместе с осью 4 в рабочем положении, равна нулю при $\alpha = \operatorname{arctg} f_1$. Следовательно, при проектировании дисков 2 и 3 угол α не следует выбирать значительно больше $\operatorname{arctg} f_1$. Заклинивание нитеносителя на конических дисках отсутствует при $\alpha \geq (1,2 \dots 1,3) \operatorname{arctg} f_1$.

Самосторможение фиксатора 6 при отводе рукоятки 5 вправо произойдет при $\gamma < \operatorname{arctg} f_3$, а также при большой длине плеча k и малом расстоянии n между опорами. При проектировании фиксатора 6 угол γ должен быть больше $\operatorname{arctg} f_3$ в 2...2,5 раза, $k = 6 \dots 8$ мм, $n = 18 \dots 20$ мм.

При расположении осей нитеносителя и фрикционного цилиндра в одной горизонтальной плоскости равнодействующая сила $R = \sqrt{Q^2 + N^2}$, а при расположении этих же осей в одной вертикальной плоскости $R_{\text{max}} = Q + N$, когда нитеноситель находится под фрикционным цилиндром и $R_{\text{min}} = Q - N$ при нитеносителе, расположенном сверху цилиндра.

В первом наиболее распространенном случае [2] оптимальное значение

$$N = [Tr + \Theta \epsilon + M_3 + A(Q + C - T)] / (rf - k_1 - A), \quad (10)$$

где T — намоточное натяжение нити, движущейся сверху вниз;

r — радиус тела намотки;

Θ — динамический момент инерции нитеносителя с намотанной нитью;

ε — угловое ускорение нитеносителя;

M_3 — момент от силы сопротивления воздуха;

$A = (1,3 \dots 1,46)(1 + r_2/r_1)k_2$;

r_2 — радиус отверстия наружного кольца шарикоподшипника;

r_1 — радиус шарика;

k_2 — коэффициент трения качения шарика по кольцу;

f — коэффициент трения скольжения между телом намотки и фрикционным цилиндром;

k_1 — коэффициент трения качения тела намотки по фрикционному цилиндру.

В практических расчетах и при проектировании шпуледержателя можно пользоваться приближенной зависимостью

$$N = [Tr + A(Q + C - T)] / (rf - k_1). \quad (11)$$

Когда $R_{\min} = Q - N$, следует рассматривать равновесие диска 3 после отвода тела намотки от фрикционного цилиндра. В этом случае $N = F = O$, а $R = Q$.

При $v = 10$ м/с, $r_0 = 25$ мм, $Q = Q_{\max} = 20$ Н, $G = 85000$ МПа, $d_1 = 1,5$ мм, $D = 9$ мм, $i = 6$, $h_2 = 2$ мм, $T = 0,25$ Н, $25 \leq r \leq 100$ мм, $e = 1$ мм, $k_2 = 0,01$ мм, $k_1 = 2,5$ мм, $f = f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = 0,2$ и $R = \sqrt{Q^2 + N^2}$ имеем $\alpha = 15^\circ$, $\gamma = 35^\circ$, $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 110$ мм, $l_3 = 250$ мм, $C = 20$ Н, $N = 2,35$ Н, $R = 21$ Н, $P_{\text{пр}} = 65$ Н, $h_1 = 5,3$ мм, $P_{\text{пр max}} = 90$ Н и $P_5 = 110$ Н.

ВЫВОДЫ

Модернизированная конструкция шпуледержателя обеспечивает неизменную соосность центрирующих нитеноситель конических дисков; полученные зависимости позволяют проектировать подобные конструкции шпуледержателей с оптимальными параметрами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коротеева Л. И. и др. Технологическое оборудование заводов химических нитей и волокон. М.: Легпромбытиздат, 1987.
2. Прошков А. Ф. Расчет и проектирование машин для производства химических волокон. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

Рекомендована кафедрой проектирования машин для производства химических волокон и красильно-отделочного оборудования. Поступила 04.10.96.