

РАСЧЕТ СМЕННЫХ МОТАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ДЛЯ КОЛЬЦЕПРЯДИЛЬНЫХ МАШИН

А.В. УСЕНКО, В.Т. УСЕНКО, А.П. ЯСКИН

(Московский государственный текстильный университет им А.Н. Косыгина)

Сменные мотальные зубчатые колеса (шестерни), как известно, служат для изменения шага витков (плотности) намотки при перезаправке кольцепрядильной машины на выработку пряжи новой линейной плотности.

Для того, чтобы определить число зубьев мотальной шестерни, свяжем длину пряжи, которая должна наматываться на початок за один оборот мотального кулака, с длиной пряжи, выпускаемой передним цилиндром вытяжного прибора за то же время.

Согласно уравнению наматывания [1] на кольцепрядильной машине имеем

$$R_0 y + \frac{y^2}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{v_1 h_0}{2\pi} t,$$

где y – перемещение кольцевой планки, изменяющееся от 0 до H_k ; $H_k = (1,10 \dots 1,25) D_k$ – высота конуса початка; D_k – диаметр кольца; $R_0 = \frac{D_k - 2\Delta}{2}$ – радиус полного початка; $\Delta = (1,5 \dots 3)$ мм – зазор между початком и кольцом; $h_0 = h \cos \alpha$ – шаг витков вдоль оси початка; h – шаг витков вдоль образующей конуса початка; α – угол наклона образующей к оси початка; v_1 – скорость пряжи,

поступающей в намотку; $t = t_n + t_o$ – время полного оборота мотального кулака; t_o , t_n – время подъема и опускания кольцевой планки.

Время t_o опускания кольцевой планки определяется исходя из известных рекомендаций:

$$t_o = \frac{t_n}{W},$$

где W принимает значения 4:1; 3:1; 2:1; 1,12:1 в зависимости от вида пряжи и способа ее дальнейшей переработки.

Таким образом, время одного оборота мотального кулака составляет

$$t = t_n \left(1 + \frac{1}{W} \right).$$

Найдем время подъема кольцевой планки при образовании слоя. Очевидно, при $t = t_n$ перемещение кольцевой планки равно $y = H_k$.

Тогда, решая уравнение наматывания относительно t_n , получим

$$t_n = \frac{2\pi}{v_1 h_0} \left(R_0 H_k - \frac{H_k^2}{2} \operatorname{tg} \alpha \right).$$

Длина пряжи, которая должна быть намотана на початках за один оборот мотального кулака, определяется по формуле

$$L_H = v_1 t.$$

Подставляя в последнее выражение значение t , получим

$$L_H = \frac{2\pi}{h_o} \left(R_o H_K - \frac{H_K^2}{2} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (1)$$

При $h = 4d_{\text{пр}}$, где $d_{\text{пр}}$ – условный диаметр пряжи, и объемной массе пряжи $\rho = (800 \dots 900) \text{ кг/м}^3$ [2] шаг витков вдоль образующей конуса початка будет

$$h = 0,155\sqrt{T} \text{ мм}, \quad (2)$$

где T – линейная плотность вырабатываемой пряжи (текс).

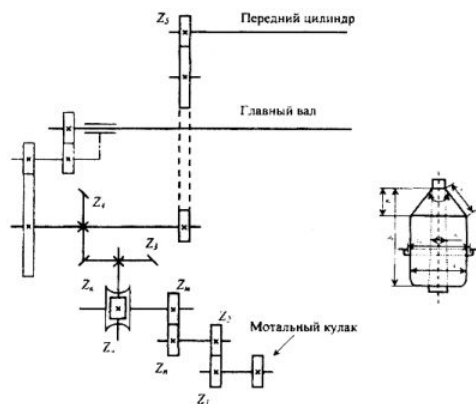


Рис. 1

На рис. 1 представлена кинематическая схема передач между мотальным кулаком и передним цилиндром вытяжного прибора кольцепрядильной машины П-76-5М6. В передаче имеется комплект сменных мотальных зубчатых колес Z_M , который должен обеспечить регулирование плотности намотки при выработке пряжи в заданном диапазоне линейных плотностей от T_{max} до T_{min} . По положению в передаче мотальное колесо является ведомым.

В этом случае скорость выпуска или длина нити, поданная в зону кручения пе-

редним цилиндром за то же время t одного оборота мотального кулака, составит

$$L_B = \pi d_1 i / Z_M, \quad (3)$$

где i – постоянная составляющая передаточного отношения передач между мотальным кулаком и передним цилиндром; d_1 – диаметр переднего цилиндра.

Необходимым условием нормального протекания процесса наматывания пряжи на патрон является равенство

$$L_B k_y = L_H, \quad (4)$$

где $k_y = 0,94$ – коэффициент усадки пряжи при кручении.

Приравнивая формулы (1) и (3), в соответствии с равенством (4) получим

$$i = \frac{(D_K - d_o - 3)(D_K + d_o - 3)}{0,62 C_K k_y d_1 \sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{W} \right). \quad (5)$$

Передаточное отношение i может быть найдено из последнего выражения, в котором

$$C_M = \frac{\sqrt{T}}{Z_M} \text{ – постоянная мотки.} \quad (6)$$

Для определения постоянной C_M воспользуемся методикой, изложенной в [3].

Сначала по известным значениям T_{max} и T_{min} по формуле (1) вычисляем $L_{H \text{ max}}$ и $L_{H \text{ min}}$.

Далее из отношения этих величин с учетом уравнения (6) находим

$$d_M = \frac{L_{H \text{ max}}}{L_{H \text{ min}}} = \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{min}}}} = \frac{Z_{M \text{ max}}}{Z_{M \text{ min}}} \quad (7)$$

– диапазон регулирования плотности намотки, который для данного соотношения регулируемого параметра является постоянной величиной.

Откуда

$$Z_{M \text{ max}} = d_M Z_{M \text{ min}}. \quad (8)$$

В свою очередь

$$Z_{M \max} - Z_{M \min} = \Delta Z_M t, \quad (9)$$

где t – число интервалов регулируемого параметра; $\Delta Z_M = 1, 2, 3, \dots$ – разница в числе зубьев между соседними мотальными колесами.

Подставив $Z_{M \max}$ из (8) в (9), получим

$$Z_{M \min} = \frac{\Delta Z_M t}{d_M - 1}. \quad (10)$$

Задавшись точностью регулирования p по длине L_H , определяем среднее изменение регулируемого параметра в одном интервале:

$$\Delta L_H = \frac{L_{H \max} - L_{H \min}}{2} \frac{p}{100}, \quad (11)$$

а по нему – полное количество интервалов на всем диапазоне регулирования:

$$t = \frac{L_{H \max} - L_{H \min}}{\Delta L_H}. \quad (12)$$

Задавшись сначала $\Delta Z_M = 1$, по формулам (10) и (8) вычисляем соответственно $Z_{H \min}$ и $Z_{H \max}$. Если окажется, что $Z_{H \min} < 17$, то расчет повторим при $\Delta Z_M = 2$ и так далее до тех пор, пока $Z_{H \min}$ станет больше 17.

По уравнению (6) рассчитаем постоянную мотки:

$$C_M = \frac{\sqrt{T_{\max}}}{Z_{M \max}} = \frac{\sqrt{T_{\min}}}{Z_{M \min}},$$

а затем, подставляя последовательно в него $Z_M = Z_{M \min} \dots Z_{M \max}$ с шагом ΔZ_M , получим полный набор линейных плотностей T или длины намотанной пряжи L_H , соответствующим Z_M .

На кольцепрядильных машинах предусматривается набор колец различного диа-

метра. Для каждого диаметра предусматривается набор линейных плотностей пряжи, которая будет вырабатываться на данном кольце.

Чтобы использовать одни и те же сменные мотальные колеса Z_M при переналадках машины с одного диаметра кольца на другой и при изменении отношения W , в передачах к мотальному кулачку следует предусмотреть вспомогательные сменные колеса Z_n . При этом диапазон регулирования d_M для каждой наладки остается одинаковым.

Число зубьев вспомогательных колес Z_n , входящих в передаточное отношение i , подсчитывается для каждой наладки. По данным расчетов для паспорта машины составляются таблицы сменных колес для различных сочетаний диаметров колец, отношений W и линейных плотностей пряжи.

ВЫВОДЫ

1. Установлены аналитические зависимости, позволяющие рассчитывать сменные мотальные зубчатые колеса для различных наладок кольцепрядильных машин.
2. Предложенная методика может быть использована при проектировании передач между мотальным кулаком и передним цилиндром вытяжного прибора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Макаров А.И. и др. Расчет и конструирование машин прядильного производства. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Попов Э.А., Усенко В.Т. Кинематический расчет кольцепрядильной машины – М.: МГТА, 1964.
3. Усенко В.Т., Брахими Х. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности – 2000, №6.

Рекомендована кафедрой проектирования машин для производства химических волокон и красильно-отделочного оборудования. Поступила 03.10.03.