

УДК 689.053.24

РАЗРАБОТКА НИТЕПРЯГИВАТЕЛЯ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ С ПОМОЩЬЮ ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Доц. Семин А.Г., к.т.н., доц. Тимофеев А.М., студ. Власенко С.С.

УО «Витебский государственный технологический университет»

Для подачи и выбирания игольной нити служат нитепротягиватели различных конструкций. Самым распространенным является кривошипно-коромысловый механизм, который подает нить больше требуемой длины. Излишек нити достигает большой величины (на некоторых машинах более 30 мм), что отрицательно сказывается на протекании технологического процесса. Движение звеньев с переменной скоростью как по величине, так и по направлению приводит к значительным инерционным нагрузкам и шуму. В отношении динамики предпочтительнее ротационные нитепротягиватели, выполненные в виде изогнутой профильной пластины. Однако нить скользит по пластине и плохо контролируется, что ведет к нестабильности процесса образования стежка и повышенной обрывности нити.

Для устранения указанных недостатков предложен [1] планетарный механизм, схема которого представлена на рисунке 1.

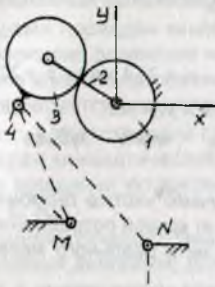


Рисунок 1 – Схема нитепротягивателя

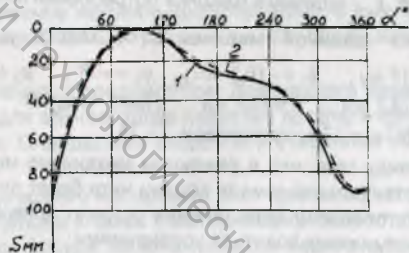


Рисунок 2 – График подачи (1) и потребления (2) нити

Вокруг неподвижного зубчатого колеса 1 с помощью водила 2 вращается сателлит 3, жестко связанный с нитеподающим пальцем 4, расположенным вне делительной окружности сателлита. Зубчатые колеса имеют одинаковое количество зубьев. При вращении водила палец движется по удлиненной эпициклоиде, имеющей петлю. Во время прохождения пальца по петле подача нити прекращается, что соответствует началу движения иглы из нижнего положения.

Так как в процессе подачи и выбирания нити основную роль играет движение пальца по вертикали, то в первом приближении это движение можно считать как сумму двух косинусоидальных движений с разными амплитудами и частотами (отношение частот 1:2). В задачу синтеза механизма входит определение амплитуд этих движений и углов сдвига фаз. Амплитуды движения соответствуют удвоен-

ной длине водила H и удвоенному расстоянию h от пальца до оси сателлита. Исходными данными для синтеза механизма являются параметры экспериментально снятого графика потребления нити иглой и челноком (рисунок 2).

Представим эту кривую как сумму двух косинусоидальных движений и решим задачу с помощью тригонометрического ряда с двумя гармониками:

$$S = \frac{a}{2} + A_1 \cos(\alpha - \varphi_1) + A_2 \cos 2(\alpha - \varphi_2),$$

где α - угол поворота главного вала машины; $A_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ и $A_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2}$ - амплитуды первой и второй гармоник перемещения нити; $\varphi_1 = \arctg \frac{b_1}{a_1}$ и

$\varphi_2 = \arctg \frac{b_2}{a_2}$ - углы сдвига фаз. Коэффициенты тригонометрического ряда:

$$a_0 = \frac{1}{6}(y_0 + y_1 + y_2 + \dots);$$

$$a_1 = \frac{1}{6}(y_0 + y_1 \cos 30'' + y_2 \cos 60'' + \dots); \quad b_1 = \frac{1}{6}(y_1 \sin 30'' + y_2 \sin 60'' + \dots);$$

$$a_2 = \frac{1}{6}(y_0 + y_1 \cos 60'' + y_2 \cos 120'' + \dots); \quad b_2 = \frac{1}{6}(y_1 \sin 60'' + y_2 \sin 120'' + \dots),$$

где y_i - ордината графика потребления нити.

Для швейной машины 97-А класса $a_0 = 74$ мм; $a_1 = 29,4$ мм; $b_1 = 22,9$ мм; $a_2 = 17$ мм; $b_2 = -10,2$ мм; $\varphi_1 = -38''$; $\varphi_2 = -13''$; $A_1 = 37,4$ мм; $A_2 = 20,9$ мм; $H = 18,7$ мм; $h = 10,4$ мм. При модуле $m = 0,5$ мм число зубьев колес $z = H / m = 37,4$; принимаем $z = 38$.

Ввиду того, что в реальном механизме мы не получаем чистые гармоники, то действительная кривая подачи нити будет отличаться от кривой потребления. Для аналитического определения ординат кривой подачи нити реального механизма можно воспользоваться уравнениями

$$x = H \cos \alpha + h \cos 2(\alpha - \varphi_2);$$

$$y = H \sin \alpha + h \sin 2(\alpha - \varphi_2),$$

где x и y - координаты пальца нитенаправителя.

Расстояния от пальца до нитенаправителей M и N (рисунок 1):

$$L_1 = \sqrt{(x - x_M)^2 + (y - y_M)^2};$$

$$L_2 = \sqrt{(x - x_N)^2 + (y - y_N)^2},$$

где x_M, y_M и x_N, y_N - координаты нитенаправителей M и N . Общая длина нити $L = L_1 + L_2$. Определив значение L тах и вычитая из него значения L , получим ординаты действительной кривой подачи нити.

Исследования проведены при $x_M = -20$ мм; $y_M = -72$ мм; $x_N = 10$ мм; $y_N = -96$ мм. На рисунке 2 представлен график подачи нити, который незначительно отличается от кривой потребления. Излишек нити не превышает 7 мм, что

значительно меньше, чем у существующих нитепротягивателей. Это способствует уменьшению обрывности нити и позволяет ликвидировать компенсатор.

Список использованных источников

1. Заявка а20091052 Республика Беларусь, МПК D 02 G 3/00. Устройство для подачи игольной нити швейной машины [Текст] / Семин А. Г., Тимофеев А. М., Локтионов А. В., Власенко С. С. (РБ); заявитель Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет». – Заявл. 13.07.09; опубл. 28.02.11, Бюл. №1. -29 с.: ил.

УДК 677.054.844.2

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ БОЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Студ. Лысковец Г.А., студ. Бородулина Я.С., доц. Буткевич В.Г.

УО «Витебский государственный технологический университет»

В настоящее время основным направлением ткацкого машиностроения является создание высокопроизводительных ткацких станков и машин с новыми принципами прокладывания утка и формирования ткани. Боевой механизм является одним из основных механизмов челночного ткацкого станка.

Авторами проведён кинематический анализ боевого механизма, представляющего шарнирно-рычажное четырёхзвенное погоняльное устройство с кулачковым приводом и являющегося кинематической цепью третьего класса, базовым звеном которого является погонялка ЕК.

На рис. 1 представлена схема механизма среднего боя. Для данного механизма произведён кинематический анализ для случая, когда известен профиль кулачка и частота вращения кулачкового вала. Определены скорости и ускорения точек А; В; С; D; E; К.

Для кинематического анализа кулачкового механизма был применён метод кинематических диаграмм; для цепи третьего класса – метод планов скоростей и ускорения с применением ложных точек Ассура. Кинематический анализ кулачкового механизма произведён при помощи метода обращённого движения. В результате чего получены графики зависимости угла поворота толкателя, первой и второй передаточных функций от угла поворота кулачка. Это дало возможность определить для конкретного случая скорость точки В.

На рис. 2 представлен план скоростей боевого механизма. На рис. 3 представлен план ускорений боевого механизма.