

О возможности модернизации головной передачи прядильных
самокруточных машин

А.А. Телицын, Н.И. Филатова, Г.М. Горячкин
(Костромской государственной технологической университет)

Приведенный в статье анализ нагрузок, действующих в головной передаче прядильной самокруточной машины марки ПСК-225-ШГ2 показывает, что использование в ее быстроходной части современных плоских ремней взамен зубчатых колес обеспечивает технологически требуемое постоянство передаточных отношений

Головная передача серийной прядильной самокруточной машины конструктивно выполнена аналогично применяемым на кольцевых прядильных машинах. Для постепенного снижения частоты вращения цилиндров от выпускного до питающего и среднего используется кинематическая цепь из 25 чередующихся стальных и пластмассовых зубчатых колес (рисунок 1). Такое решение при скоростях выпуска 150-200 метров в минуту, характерных для самокруточного прядения, приводит к существенному повышению уровня шума в цехе и необходимости периодической замены пластмассовых зубчатых колес, вышедших из строя в связи с усталостным изломом или износом зубьев. Так например, в настоящее время для парка из 437 машин ПСК-225-ШГ2, находящихся в эксплуатации на ЗАО «Суворовская нить», при двухсменной работе приходится изготавливать порядка 2000 пластмассовых зубчатых колес в год взамен вышедших из строя. Поэтому следует признать, что задача повышения надежности головной передачи машин ПСК-225-ШГ2 по-прежнему актуальна. Однако анализ

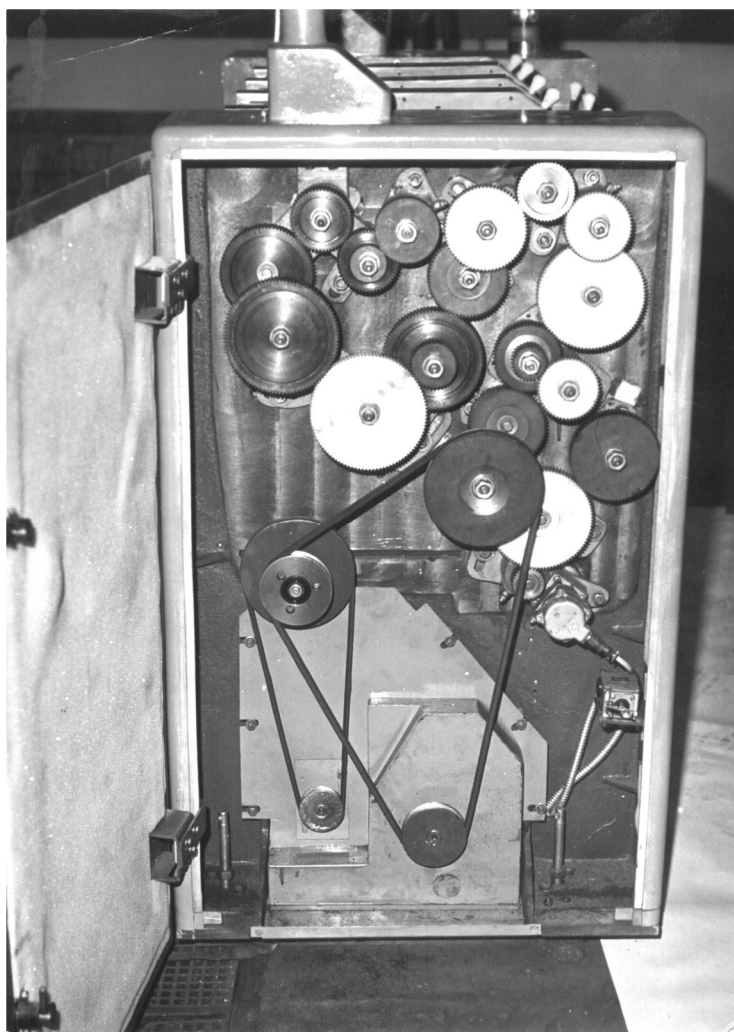


Рисунок 1- Головная передача прядильной самокруточной машины ПСК-225-ШГ2

результатов ранее проведенных модернизаций показывает, что возможности ее решения в рамках существующей конструкции практически исчерпаны.

Авторы данной статьи поставили перед собой задачу на примере машин ПСК-225-ШГ2 показать возможность использования в головной передаче высокоскоростной текстильной машины плоских ремней нового поколения, выпускаемых такими известными производителями, как CHIORINO, HABASIT, AMMERAAL. Эти ремни «... обеспечивают высокий и постоянный коэффициент трения, их высокая тяговая способность обусловлена специальным эластомерным покрытием. Они предназначены, в том числе, и для работы с несколькими шкивами, при этом упругое скольжение при низких и средних мощностях составляет 0,5...0,9%» [1].

Оценим нагрузки на плоский ремень нового поколения в самой «проблемной» зоне головной передачи машины ПСК-225-ШГ2, а именно между наиболее быстроходными валами. По результатам проведенных наблюдений именно на эту зону приходится от 80 до 90 процентов всех отказов пластмассовых зубчатых колес.

Схема расположения быстроходных валов машины ПСК-225-ШГ2 с установленными на них шкивами предлагаемой плоскоременной передачи приведена на рисунке 2. Здесь позициями 1, 2 и 3 обозначены шкивы, установленные на мотальном, тянущем и выпускном валах соответственно. Позицией 4 обозначен натяжной шкив. Приводным на этой схеме, согласно рекомендации, данной в [2], является шкив 1, установленный на мотальном валу. Диаметры шкивов: $d_2 = 100$ мм; $d_3 = 115$ мм.

Для получения исходных нагрузок воспользуемся данными, приведенными в отчете Костромского СКБТМ за 1982 год, представленном при разработке головной передачи машины.

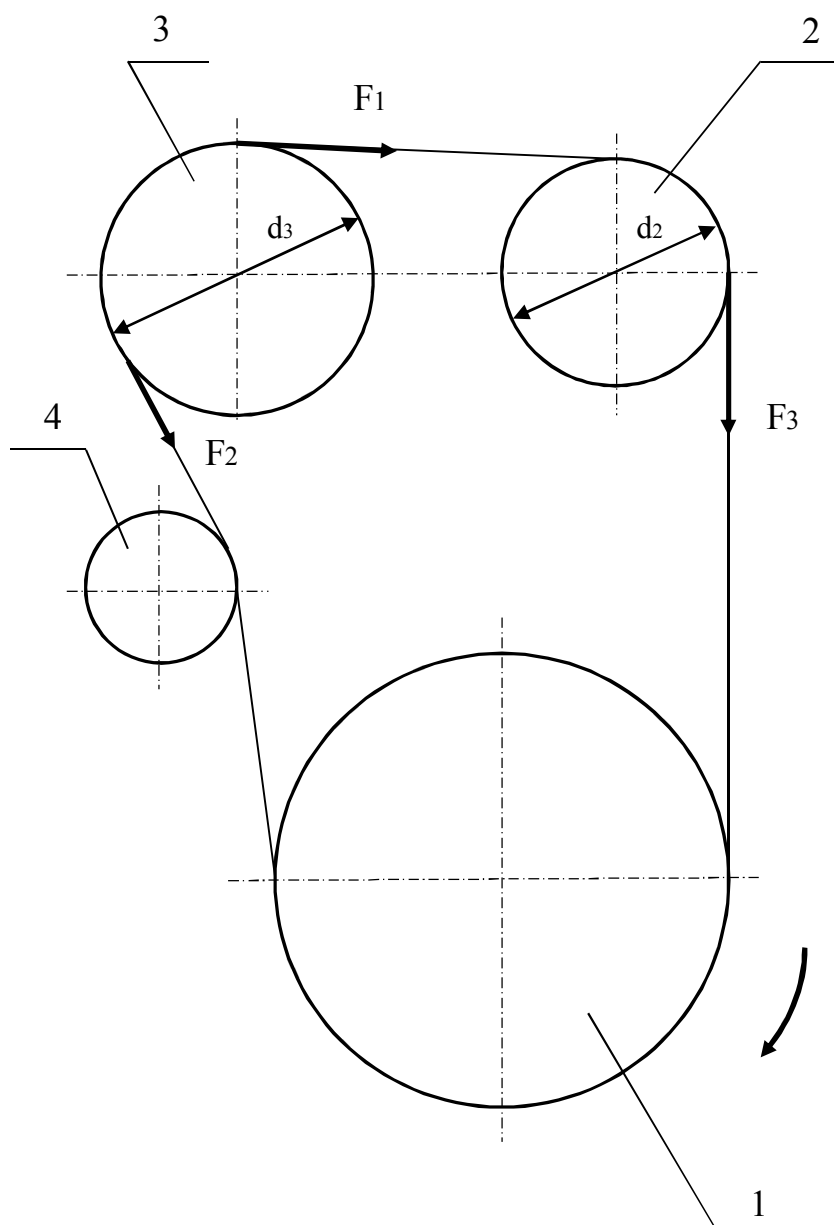


Рисунок 2 - Схема предлагаемой плоскоременной передачи к быстроходным валам машины ПСК-225-ШГ2

Исследования, проведенные на опытном образце прядильной самокруточной машин ПСК-225-ШГ2, дали следующие результаты.

Суммарный момент сопротивления вращению на выпускном валу в период пуска машины составил $T_3 = 0,95$ НМ. При этом полагали, что:

$$T_3 = T_{3c} + T_{3д}, \quad (1)$$

где T_{3c} – суммарный статический момент сопротивления вращению, необходимый для преодоления сил трения в опорах и зацеплениях выпускного, питающего, среднего валов и всех промежуточных, приведенный к выпускному валу;

T_{3d} – суммарный динамический момент, необходимый для преодоления моментов инерции выпускного, питающего, среднего и всех промежуточных валов, подшипников и зубчатых колес, приведенный к выпускному валу.

Иными словами, T_3 – это максимально возможный момент сопротивления вращению шкива, установленного на выпускном валу.

Момент сопротивления вращению тянущего вала в пусковом режиме составил $T_2 = 0.5 \times 10^{-1} \text{ Нм}$

Для учета возможных дополнительных нагрузок в качестве расчетных примем удвоенные значения моментов сопротивления:

$$T_3 = 1,9 \text{ Нм}; \quad T_2 = 0,1 \text{ Нм}.$$

Тогда тангенциальная сила на шкиве выпускного вала составит:

$$F_{t3} = \frac{2T_3}{d_3} = 33 \text{ Н},$$

где d_3 - диаметр шкива, установленного на выпускном валу.

Минимально возможную силу предварительного натяжения плоского ремня определим из известного выражения [3]:

$$F_{0\min} = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) \quad (2)$$

Расположение валов обеспечивает угол обхвата ремнем шкива, установленного на выпускном валу, не менее 120 градусов, что составляет $\alpha = 2.1$ радиан.

Значение коэффициента трения f между ремнем и поверхностью шкива определим из каталога современных плоских ремней со специальным эластомерным покрытием. Выберем, например, ремень типа ТЗ 0Е. Он представляет собой «новое поколение ремней, разработанных для

использования в новейших прядильных машинах» [1]. Этот плоский ремень имеет ширину $b = 20$ мм и высоту в поперечном сечении $\delta = 2.7$ мм. Диаметр шкива для такого ремня должен быть не менее 90 мм. Упругое удлинение такого ремня на 1% происходит при приложении продольной нагрузки 10Н на 1 миллиметр ширины ремня [1]. Коэффициент трения материала ремня с поверхностью стального шкива составляет $f = 0,7$. Тогда:

$$F_{0\min} = \frac{33}{2} \left(\frac{e^{0,7 \times 2,1} + 1}{e^{0,7 \times 2,1} - 1} \right) = 26,3H$$

С учетом коэффициента запаса $k = 1,5$ рабочее значение силы предварительного натяжения ремня составит:

$$F_{0\text{раб}} = 26,3 \times 1,5 = 39,5H$$

Натяжения ветвей ремня составят [3]:

$$F_1 = F_{0\text{раб}} + \frac{F_{t3}}{2} = 56H \quad (3)$$

$$F_2 = F_{0\text{раб}} - \frac{F_{t3}}{2} = 23H \quad (4)$$

Тангенциальная сила на шкиве тянущего вала составит:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = 2H, \quad (5)$$

где d_2 - диаметр шкива, установленного на тянущем валу.

Тогда максимальное продольное усилие в ремне составит:

$$F_3 = F_1 + F_{t2} = 58H$$

Очевидно, что в зоне рабочих нагрузок деформация ремня должна быть упругой. Тогда, используя закон Гука и данные каталога [1], нетрудно подсчитать, что удлинение плоского ремня типа ТЗ ОЕ под действием продольной силы $F_3 = 58$ Н составит:

$$\Delta l \% = \frac{F_3}{10H \times 20\text{мм}} 1\% = \frac{58}{200} 1\% = 0.29\%$$

Полученное значение удлинения позволяет судить о величине коэффициента упругого скольжения, определяющего кинематическую погрешность передаточного отношения.

Принято считать, что одним из главных недостатков плоскоремennых передач является «повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2...3 раза по сравнению с зубчатой передачей)...»[3]. Определим величину суммарной радиальной силы, действующей на тянульный вал от зубчатых зацеплений и от современной плоскоремennой передачи. Геометрическое сложение сил $F_1 = 56 \text{ Н}$ и $F_3 = 58 \text{ Н}$ по схеме, приведенной на рисунке 2, дает значение результирующей радиальной силы $F_{рез} = 81 \text{ Н}$. Направления тангенциальных сил, приложенных к зубчатым колесам, установленным на тянульном валу для существующей головной передачи машины ПСК-225-ШГ2, показано на рисунке 3. Значения этих сил при тех же величинах вращающих моментов на валах :

$$F_{t1} = 110.67 \text{ Н}; \quad F_{t2} = 46.48 \text{ Н}$$

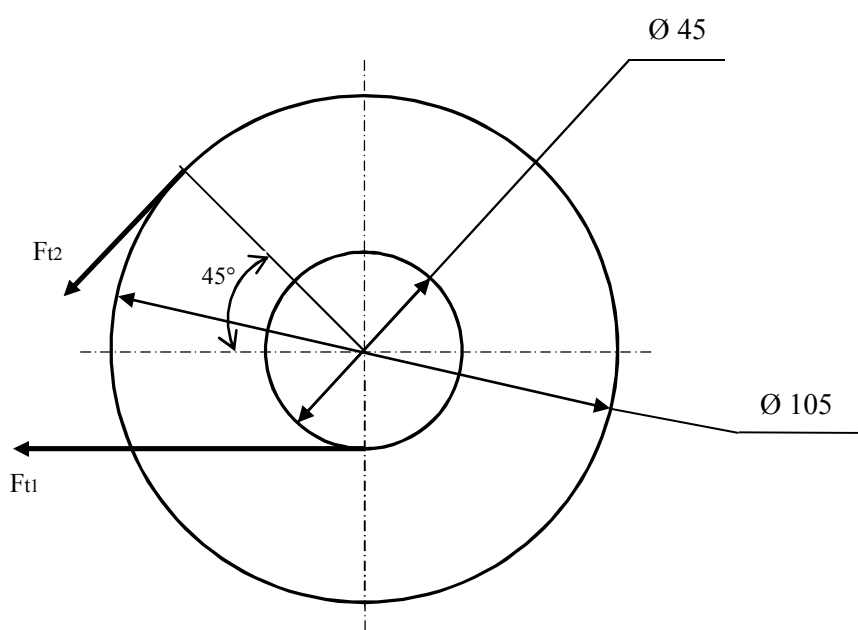


Рисунок 3 - Направление тангенциальных сил от зубчатых зацеплений в серийной машине ПСК-225-ШГ2

Геометрическое сложение этих сил дает значение результирующей радиальной силы $F_{рез1} = 145 \text{ Н}$, что в 1, 8 раза превышает значение радиальной силы, возникающей от натяжений, действующих в ветвях ремня.

Объяснить это можно тем, что высокий коэффициент трения, обеспечиваемый современным плоским ремнем типа ТЗ ОЕ, приводит к значительному уменьшению силы предварительного натяжения ремня, необходимой для передачи крутящего момента, а, значит, и натяжений, действующих в его ветвях. Поэтому неожиданный на первый взгляд результат следует считать вполне закономерным.

ВЫВОДЫ:

1. Выполненный силовой анализ позволяет рекомендовать применение современного плоского ремня типа ТЗ ОЕ со специальным эластомерным покрытием в быстроходной части головной передачи машины ПСК-225-ШГ2 ввиду его весьма незначительных упругих деформаций под действием рабочих нагрузок. Упругое скольжение такого ремня составит величину порядка 0,29%, что значительно меньше предельно допустимого по условиям технологического процесса (1,5%) [2].
2. Использование в головной передаче машины ПСК-225-ШГ2 ремня типа ТЗ ОЕ вместо зубчатых передач позволит в 1,8 раза уменьшить радиальную нагрузку на подшипники тянущего вала.

Литература

1. Рекламные материалы ООО «ЕВРОТЭК» (Г. Подольск) /<http://www.etl.ru/catalog/ploskie.html>
2. Цветков Р.Н. О перспективах применения плоскоремненной передачи в быстроходной части привода прядильной самокруточной машины/ Р.Н. Цветков, Г.М.Горячкин// Известия вузов. Технология текстильной промышленности.- Иваново.-2008.-№4С- с.86-88.
3. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002.- 408 с.: ил.