

## ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА НИТЕПРЯГИВАТЕЛЯ УМЕНЬШЕННЫХ РАЗМЕРОВ

Семина А.Г., Козлов А.З., Тимофеев А.М.

Кривошипно-коромысловый механизм нитепритягивателя широко применяется в швейных машинах. Одним из его недостатков по сравнению с ротационным является наличие больших инерционных нагрузок. С целью их уменьшения конструкторы идут по пути снижения величин масс звеньев, и в настоящее время их размеры (толщина, ширина) доведены до таких значений дальнейшее уменьшение которых будет вызывать опасение поломки из-за больших напряжений в опасных сечениях.

Для дальнейшего снижения сил инерции предлагается нитепритягиватель, у которого длины звеньев уменьшены по сравнению с обычным в два раза. Чтобы оставить величину подаваемой и выбираемой нити прежней, шатун снабжен двумя глазками, а под ними установлен дополнительный неподвижный нитенаправитель. Нить после пружинного компенсатора проходит через нитенаправитель А (рис.1), закрепленный на стержне лапки, затем идет через глазок D, нитенаправитель Е, установленный на втулке игловодителя.

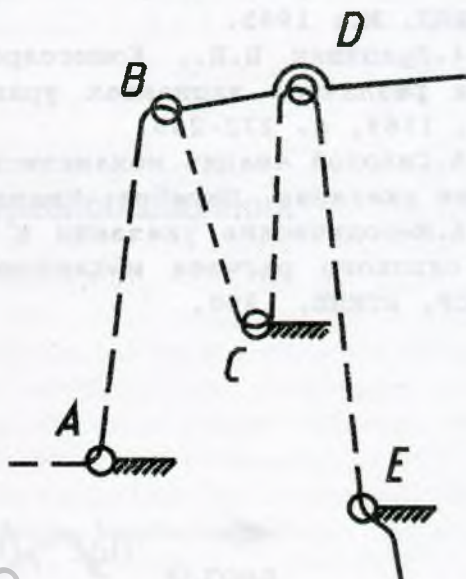


Рис.1

Добавочные нитенаправители нового механизма вызывают появление дополнительных сил трения. Выясним, как изменяется при этом натяжение нити на участках от ткани до пружинного компенсатора. Определим также усилия в кинематических парах и полученные результаты сравним с соответствующими величинами обычного механизма.

С этой целью был изготовлен опытный образец нитепритягивателя уменьшенных размеров и установлен на машину 1597 класса. Для проведения эксперимента использовалась хлопчатобумажная нить N30 и игла N100 типа 3-B. Разрывная прочность нити равна 15 Н.

Усилие, необходимое для затяжки стежка, должно составлять  $2/3$  от разрывного усилия, т.е. 10 Н [1].

Так как в момент затяжки стежка скорость глазков нитепритягивателя незначительна и относительная скорость скольжения нити небольшая, то процесс можно рассматривать в статике. Для определения натяжения нити на различных участках трассы воспользуемся формулой Эйлера. При этом надо иметь в виду, что в момент затяжки игла движется вверх и нить при этом скользит сверху вниз. Это значит, что натяжение нити  $P_2$  на участке между нитенаправителем Е и иглой должно быть меньше, чем усилие затяжки  $P_1$ , т.е.

$$P_2 = \frac{P_1}{e^{\mu\alpha}},$$

где  $\mu$  – коэффициент трения между нитью и иглой;

$\alpha$  - угол обхвата ушка иглы нитью.

Коэффициент трения хлопчатобумажной нити о полированную стальную поверхность определен экспериментально. Для этого на пластину намазывали нить параллельными рядами, а сверху на нить накладывали другую пластину из полированной стали, на которую устанавливали груз. С помощью динамометра верхнюю пластину с грузом перемещали равномерно и фиксировали усилие, необходимое для перемещения пластины. Величину этого усилия делили на вес груза и определяли коэффициент трения  $\mu$ , средняя величина которого составила 0,16. Величина угла обхвата при толщине иглы 1 мм и длине ушка 1,6 мм составила 60 (1,04 радиан), а величина  $P_2 = 8,1$  Н.

Полученное теоретически значение  $P_2$  проверили экспериментально. Для этого иглу закрепляли неподвижно и через ее ушко пропускали нить. К нижнему концу нити привязывали груз весом  $P_1$ , а верхний наматывали на барабанчик. При медленном равномерном вращении барабанчика фиксировали натяжение нити  $P_2$  между барабанчиком и иглой, величина которого составила 8,0 Н. Опыт повторяли при изменении веса груза, т.е. усилия затяжки от 2 до 10 Н. Таким образом была получена зависимость  $P_1 = 1,2 P_2$ .

Натяжение нити  $P_3$  между глазком и нитенаправителем С определено также по формуле Эйлера при  $\alpha = \pi$  и составило 5,1 Н. Аналогично нашли натяжение нити  $P_4$  между глазком В и нитенаправителем D, натяжение нити  $P_5$  между глазком В и нитенаправителем А. Их величины составили:  $P_4 = 3,1$  Н,  $P_5 = 1,8$  Н. Величина  $P_5$  складывается из сил трения катушки об ось, сил трения нити в нитенаправителях между катушкой и тормозом, усилия торможения в тормозном устройстве и зависит от инерционности катушки в момент схода с нее нити.

Для сравнения с обычным нитепритягивателем приведем величину натяжения нити между компенсатором и глазком, которое составило 5,1 Н, что в 2,8 раза меньше чем у серийного механизма. Расхождение полученных и теоретических значений не превысило 4%.

С целью оценки динамики обоих механизмов с помощью ЭВМ [2] проведен кинематический и динамический анализ для 12 положений.

За нулевое положение принято верхнее положение иглы. Найдены линейные ускорения центров масс звеньев, а также угловые ускорения звеньев. Для определения сил инерции были определены массы шатуна и коромысла и их моменты инерции. Результаты вычислений показали, что масса шатуна нового механизма уменьшилась на 11,5%, масса коромысла - на 11%, момент инерции массы шатуна снизился в 2,5 раза, момент инерции массы коромысла в 3,5 раза. Следует отметить, что опытный образец механизма был изготовлен с прежними диаметрами осей шарниров и с теми же поперечными сечениями звеньев. Так как реакции в шарнирах снижаются, в серийном механизме эти параметры могут быть также уменьшены, что в свою очередь приведет к дальнейшему снижению инерционных нагрузок и реакций в кинематических парах. На рис. 2 представлен график изменения реакции R наиболее нагруженного шарнира (кривошип-шатун) в зависимости от положения механизма. Сплошной линией отмечено изменение реакции для предложенного механизма, пунктирной - для серийного.

Сравнительный анализ двух типов нитепритягивателей показал целесообразность применения кривошипно-коромыслового механизма уменьшенных размеров. Снижение нагрузок в 4 раза позволит увеличить срок службы

механизма, уменьшить шум и вибрацию, обрывность нити при этом не увеличивается.

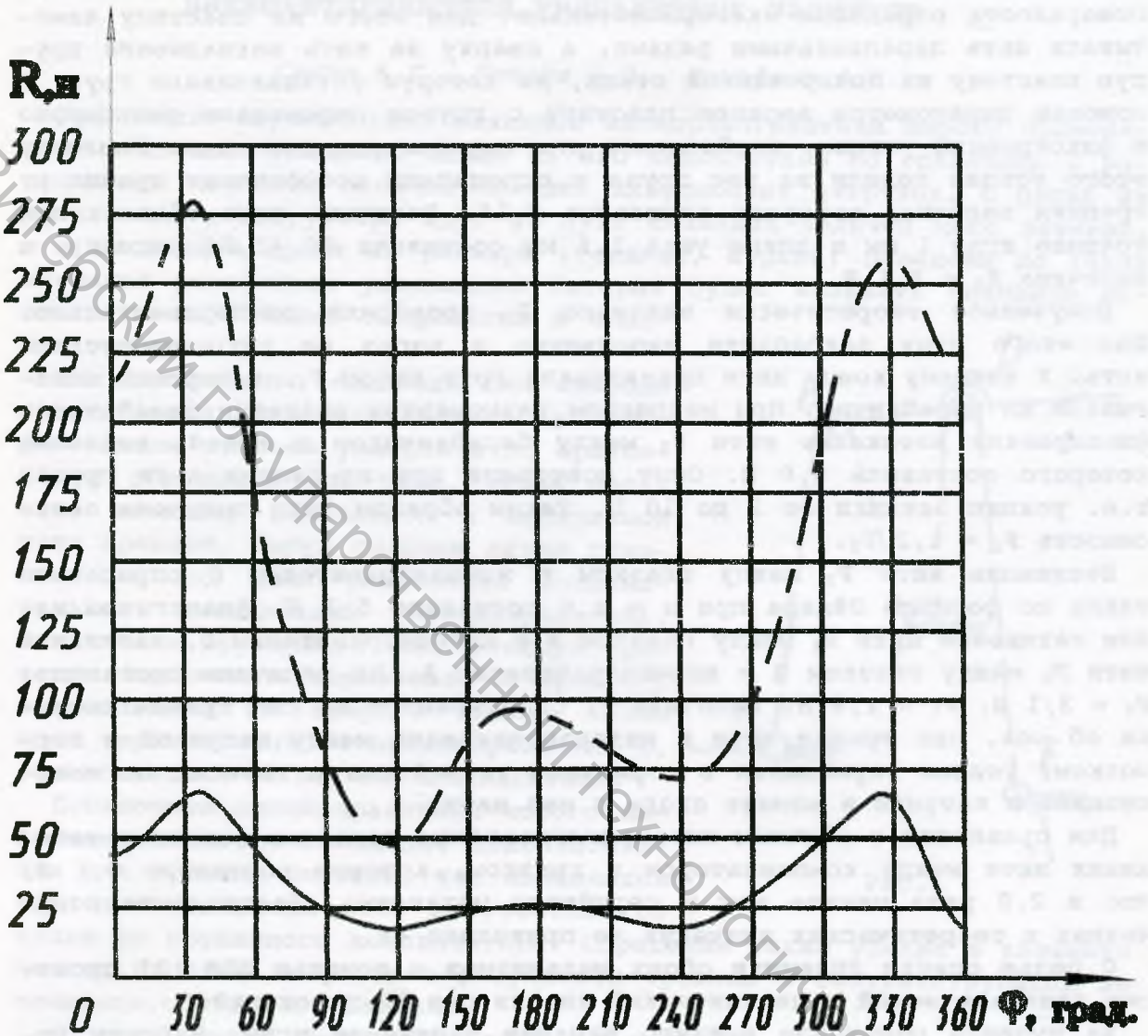


Рис. 2

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вальчиков Н.Н. и др. Расчет и проектирование машин швейного производства, Л., 1973, 341 с.
2. Белоконев И.М. Механика машин, Киев, Вища школа, 1979, 230 с.