

На рис. 2 приведены полученные профили кулачков для окружности радиуса 15 мм. Надо отметить, что для получения замкнутых профилей при фрезеровании незамкнутых контуров необходимо дополнить контур до замкнутого с учетом холостого хода фрезы на этом участке.

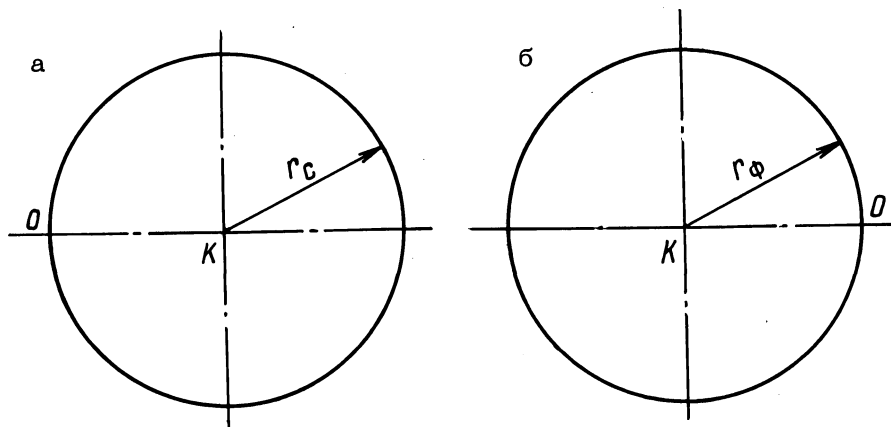


Рис. 2. Профили кулачков стола (а) и фрезы (б).

Приведенная схема дает универсальный и простой метод расчета кулачков описанного механизма, использование которого не ограничивается фрезерно-копировальными станками.

УДК 621.91

В.И.Ходырев, канд. техн. наук (ММИ),
В.А.Молочков, инженер (ММИ),
А.А.Рязанцев, инженер (ММИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ И ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ РОТАЦИОННОГО ИНСТРУМЕНТА

Технологические возможности ротационных инструментов в значительной мере определяются надежностью их подшипниковых узлов, работающих в весьма тяжелых условиях и имеющих конструктивные ограничения своих габаритов.

Для решения этой задачи необходимы сведения о потерях на трение и температурном режиме работы подшипниковых узлов ротационного инструмента в широком диапазоне изменения нагрузки и частоты вращения режущей части.

Для получения таких сведений были выполнены настоящие экспериментальные исследования влияния осевой и радиальной нагрузок и частоты вращения на температурный режим и потери на трение для различных вариантов конструкций подшипниковых узлов, наиболее широко используемых в ротационных инструментах.

Исследования выполнялись на специально разработанном стенде, который позволял в широком диапазоне изменять величины радиальной и осевой нагрузок, действующих на подшипниковый узел, а также частоту вращения этого узла. Схема нагружения и регистрации момента трения и температурного режима работы узла показана на рис. 1. В шпиндель 1 стенда устанавливался исследуемый подшипниковый узел 3, неподвижная ось которого нагружалась радиальной P_p и осевой P_o силами через тарированные динамометры сжатия. Момент трения, передаваемый рычагом 4, регистрировался с помощью тензорезисторов R_1 и R_2 , наклеенных на упругую балку 5 и включенных по мостовой схеме. Измерение выполнялось цифровым ампервольтметром ФЗО после температурной стабилизации.

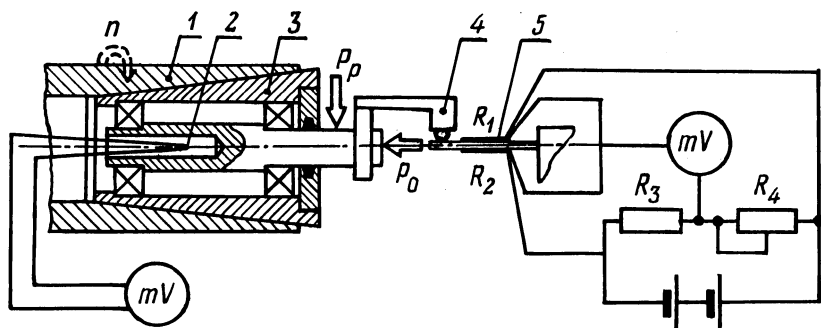


Рис. 1. Схема нагружения и измерения контролируемых параметров подшипниковых узлов.

Температура подшипникового узла регистрировалась термопарой 2, вводимой в отверстие неподвижной оси подшипникового узла. Термо-эдс измерялась тем же ампервольтметром ФЗО, тарирование производилось непосредственно на собранном стенде путем приложения к оси подшипникового узла момента известной величины.

Исследуемые подшипниковые узлы, имея равные основные размеры (диаметры посадочных шеек под подшипники, расстояние между ними, а также расстояние от переднего подшипника

до точки приложения радиальной нагрузки), различались только используемыми подшипниками: роликовые радиально-упорные 7203 и шариковые радиально-упорные 46203 соответственно в узлах по схемам I и II. В узлах по схемам III-IV осевую нагрузку воспринимали шариковые упорные подшипники 801, а радиальную нагрузку - игольчатые подшипники 941/17, бронзографитовые подшипники скольжения БрОГ-9-3, железографитовые подшипники скольжения ЖГр-2 и бронзовые подшипники скольжения БрОНФ 10-1-1 соответственно.

Диапазон изменения радиальной и осевой нагрузок был принят в зависимости от типа используемых подшипников и составлял для подшипниковых узлов качения I-III 50...2500 Н, для подшипниковых узлов скольжения IV-VI 500...1200 Н. Частота вращения для всех используемых узлов изменялась в диапазоне 350...940 об/мин (скорость скольжения 0,29...0,76 м/с).

Результаты эксперимента представлены на рис. 2 в виде

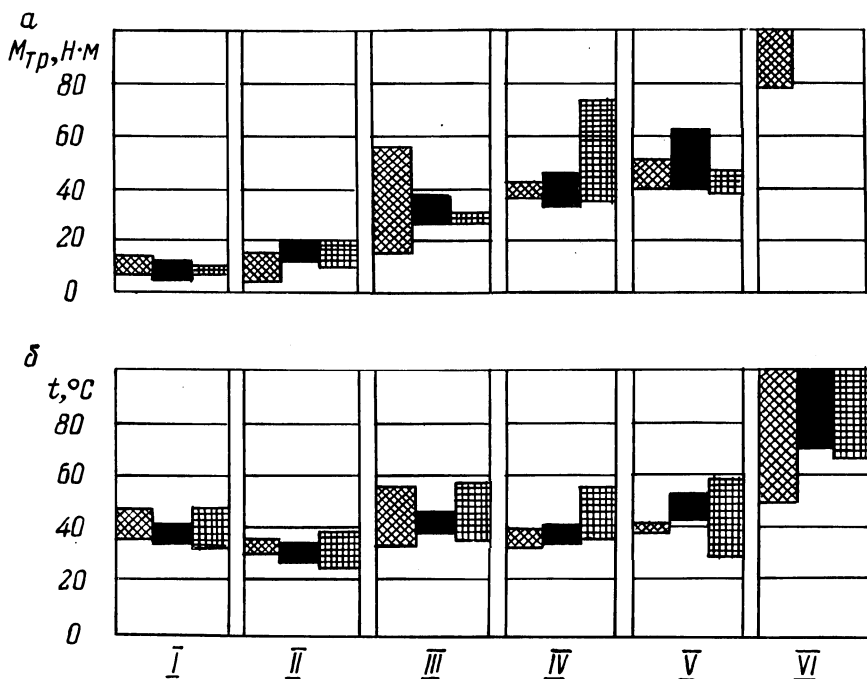


Рис. 2. Момент трения (а) и температура (б) в подшипниковых узлах I-IV в зависимости от: ■ - осевой нагрузки, ▨ - радиальной нагрузки, ▩ - частоты вращения.

диаграммы, показывающей диапазон изменения момента трения (рис. 2, а) и температуры (рис. 2, б) при изменении одного из исследуемых факторов и поддержании на постоянном уровне остальных факторов.

На основании полученных данных можно сделать следующее качественное сравнение исследованных вариантов подшипниковых узлов.

Наименьшими потерями на трение выделяется узел, выполненный по схеме II с шариковыми радиально-упорными подшипниками. Наименьшие значения температуры отмечены для узла с роликовыми радиально-упорными подшипниками.

В целом узлы по вариантам I-III (подшипники качения) способны воспринимать более высокие нагрузки, причем потери на трение и температурный режим в этих узлах ниже, чем у узлов по вариантам IV-VI (подшипники скольжения). Наиболее высокие значения температуры (свыше 85°C) и момента трения (свыше $120 \text{ Н}\cdot\text{м}$) зарегистрированы для подшипникового узла с подшипниками из бронзы БрОНФ 10-1-1. Температурный режим подшипниковых узлов с металлографитовыми опорами скольжения при нагрузках до 1200 Н лишь незначительно выше, чем у узлов по вариантам I и II, и практически одинаков с температурным режимом узла по варианту III.

Учитывая вышеизложенное и принимая во внимание повышенную виброустойчивость ротационных инструментов с металлографитовыми подшипниками скольжения, можно рекомендовать их использование во всех случаях, если скорость скольжения и удельное давление не достигают предельных значений для выбранного подшипника.

Для тяжело нагруженных ротационных инструментов, работающих с высокими частотами вращения, где невозможно применение узлов с подшипниками скольжения, следует использовать узлы, выполненные по схемам I, II или III, причем подшипниковый узел по варианту III следует использовать лишь при необходимости разработки инструмента с небольшими габаритными размерами.

Л и т е р а т у р а

1. Коновалов Е.Г., Сидоренко В.А., Соусь А.В. Прогрессивные схемы ротационного резания металлов. - Мн., 1972.