

СЕКЦИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ГОЛОВКИ

Губанова Н.А.

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого

Оптимизация конструкции делительной головки производилась по критерию надежности и кинематической точности.

Структурный анализ надежности делительной головки производился с целью определения наилучшего конструктивного варианта по данным конструкторской документации.

Структурная схема содержит элементы, которые могут соединяться последовательно или параллельно.

Последовательно соединялись те элементы, замена которых при реализации первого метода приводит к полной разборке данного узла. По составленной структурной схеме определяется вероятность безотказной работы узла.

При втором методе построения структурной схемы применяем матричный способ.

Исходную информацию о ремонтопригодности узла записываем в виде матрицы. Номера деталей занимают на поле матрицы положения, соответствующие номерам столбцов. Номера строк содержат номера деталей.

Матрица позволяет оценить доступность детали при ее замене. Квадратные матрицы обладают рядом признаков, с помощью которых распознаем положение каждого элемента узла в структурной схеме.

Кроме безотказности работы узла, матричным методом определили коэффициенты помех и доступности.

При третьем методе построения структурной схемы используем понятие трудоемкости операций.

Для проведения анализа по критерию трудоемкости записывали время разборки каждого элемента узла и определяли ранг, как отношение трудоемкости каждого подузла к трудоемкости всей головки. Если ранг подузла больше 0,7, то элементы соединяются в структурной схеме последовательно.

По полученной вероятности безотказной работы: $P_1=0,981$; $P_2=0,89$; $P_3=0,73$, где P_1 -вероятность безотказной работы, полученная по первому методу; P_2 -по второму и P_3 -по третьему методу, определили ремонтопригодность делительной головки. Чем выше вероятность безотказной работы, тем лучше ремонтопригодность.

Кроме того был произведен кинематический анализ делительной головки, что позволило определить значения кинематической погрешности и мертвого хода кинематической цепи, а также геометрическую погрешность делительного устройства головки.

Определили координаты середины поля рассеяния кинематической по-

грешности цепи, а затем рассчитали значения кинематической погрешности цепи по методу максимума-минимума и по вероятностному методу.

Данный анализ позволил правильно выбрать степени точности колес и посадки в соединениях.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ

Болсун О.А.

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого

Исследованию подвергались три партии треугольных, квадратных и пятигранных пластин (по 80 шт.) токарных резцов. Перед проведением опытов пластины каждого типа были разделены по площади пятна контакта пластины с эталонной поверхностью на три группы с минимальным, средним и максимальным пятном контакта. Исследования жесткости проводились на установке (рис.1). На пластины воздействовали силами в 100, 630, 1100 Н (имитирующими силы резания) и определяли перемещения с помощью мимикаторов.

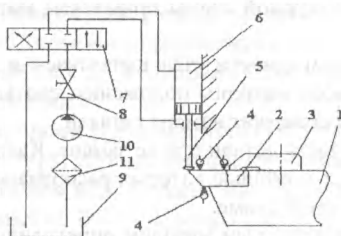


Рис. 1. Схема установки:

- 1-державка; 2-твердосплавная пластина; 3-механический прихват;
- 4-индикаторы; 5-шток;
- 6-гидроцилиндр; 7-распределитель;
- 8-вентиль; 9-сливной бак;
- 10-гидродвигатель; 11-фильтр

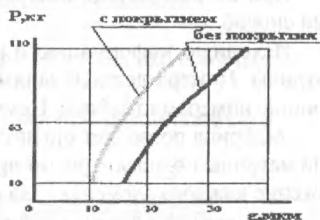


Рис. 2. Графические зависимости изменения перемещения пластины от силы нагружения

После чего, на пластины нанесли специальное фрикционное покрытие и повторили опыты. В результате проведения опытов были получены графические зависимости изменения перемещения пластины от силы нагружения. На рис.2 показаны среднестатистические зависимости перемещений вершин в партии треугольных пластин. На основе полученных данных можно сделать заключение, что с применением покрытия жесткость крепления сменных многогранных твердосплавных пластин в токарном резце возрастает в 1.4 раза.