

зультатов измерения производилась на пленке шлейфовым осциллографом мод. Н-115,

При монтажном диаметральном зазоре 0,01мм статическая жесткость подшипника составила 15 кгс/мкм. В данном случае шпиндель не вращался, а масло от насоса высокого давления подавалось в карманы вкладышей, т.е. осуществлялся гидростатический режим смазки.

При вращении шпинделя с частотой $n_{\text{шп}}$ к гидростатическому давлению в масляном слое на рабочей поверхности вкладышей добавляется гидродинамическое давление, т.е. возникает комбинированный гидростатодинамический режим смазки, приводящий к увеличению несущей способности вкладышей и динамической жесткости подшипника с увеличением $n_{\text{шп}}$.

В процессе работы первоначально установленный в подшипнике диаметральный зазор увеличивается из-за податливости опорных элементов вкладышей в радиальном направлении. Также происходит поворот вкладышей относительно центра сферы опорных винтов на угол, который определяется коэффициентом конфузности $K=h_1/h_2$, где h_1 , и h_2 - величина зазора в масляном слое, соответственно, на входной и выходной рабочих кромках вкладышей. Для обеспечения оптимального режима гидродинамической смазки коэффициент конфузности должен быть равным 2,2, что достигается смещением центра сферической опорной поверхности на расстояние 0,1В относительно центра вкладыша к выходной кромке. На такое же расстояние смещается и центр кармана на рабочей поверхности вкладыша.

Точность вращения шпинделя оценивалась по результатам измерений некруглости и шероховатости поверхностей, обработанных алмазным точением образцов с наружным диаметром 40 мм из латуни ЛС59-1. Образцы закреплялись на оправке, которая устанавливалась в коническом отверстии шпинделя. Алмазное точение осуществлялось с постоянной глубиной резания $t = 0,1$ мм и продольной подачей $S_{\text{пр}}=0,01$ мм/об при изменении $n_{\text{шп}}$. Некруглость цилиндрической поверхности образцов измерялась на кругломере мод. 218, а шероховатость - на профилометре-профилографе мод.201 производства завода «Калибр».

При изменении $n_{\text{шп}}$ от 50 до 2000 об/мин некруглость обработанных образцов не превышала $\hat{\Delta}R=1...2$ мкм, а шероховатость - $R_a = 0,2...0,32$ мкм. С увеличением $n_{\text{шп}}$ до 4000 об/мин некруглость увеличивалась до $\hat{\Delta}R = 3,5$ мкм, а шероховатость до $R_a = 0,6$ мкм, что объясняется динамическими силовыми возмущениями со стороны элементов привода станка.

Результаты исследования показали, что подшипник можно рекомендовать для применения в шпиндельных узлах токарных, расточных и шлифовальных станков высокой точности.

ШЛИФОВАЛЬНЫЙ ШПИНДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

Иванова Н.А., Космынин А.В., Щегинин В.С.
ГОУ ВПО «Комсомольский-на-Амуре
государственный технический университет»
Комсомольск-на-Амуре, Россия

Высокоскоростная обработка (ВСО) металлов, является приоритетным направлением развития современной технологии машиностроения. Основные достоинства ВСО состоят в повышении производительности труда, высокой точности и качества изготовления деталей.

Шпиндель является одной из наиболее ответственных деталей станка. От его точности, жесткости, вибростойкости и износостойкости во многом зависит точность изготавливаемого изделия. Поэтому к шпинделю предъявляется ряд повышенных требований. Конструкцию шпинделя определяют: а) требуемая жесткость, расстояние между опорами, наличие отверстия (для пропуска материалов и для других целей); б) конструкция приводных деталей (зубчатые колеса, шкивы) и их расположение на шпинделе; в) тип подшипников и посадочные места под них; г) метод крепления патрона для детали или инструмента (определяют конструкцию переднего конца шпинделя).

Шпиндели современных станков имеют довольно сложную форму. К ним предъявляются высокие требования по точности изготовления; часто до половины всех проверок на точность, проводимых при изготовлении станка, приходится на шпиндельный узел. Компонировка шпиндельных узлов связана с компоновкой всего станка, так как шпиндель является одним из главных его элементов.

Работа шпинделя зависит от типа его опор. В большинстве случаев условия работы шпинделя определяют и наиболее целесообразный тип подшипников.

К опорам шпинделей предъявляют следующие специфические для металлорежущих станков требования:

- 1) точность направления (радиального и осевого) шпинделя;
- 2) приспособляемость к переменным условиям работы.

Кроме того, к опорам шпинделей предъявляют также требования общие для опор валов, – достаточная долговечность, малые габариты, простота изготовления (подшипников скольжения), простота и удобство сборки, регулирования и разборки и т.д. [1]

В качестве опор шпинделей шлифовальных станков используют подшипники скольжения. Для надежной работы подшипника необходимо, чтобы несущий масляный слой между шейкой шпинделя и подшипником имел необходимую толщину и жесткость во всем диапазоне скоростей и нагрузок. При износе и значительном из-

менении режима работы станка должна быть предусмотрена возможность регулирования зазора в подшипнике. Желательно, чтобы при этом не произошло искажения формы подшипника, так как это может повлиять на условия жидкостного трения.

В станкостроении используют многоклиновые гидродинамические подшипники, так как одноклиновые не могут обеспечивать требуемой жесткости и точности вращения. Подшипники с несколькими клиньями (многоклиновые подшипники) обеспечивают высокую точность вращения за счет центрирования шпинделя гидродинамическим давлением, создаваемыми в нескольких зонах по окружности. Клиновые пространства создаются в подшипниках этого типа либо неравномерным деформированием вкладыша, либо применением вкладыша из нескольких самоустанавливающихся частей, равномерно установленных по окружности.

Существенным недостатком гидродинамических опор является изменение положения оси шпинделя при изменении частоты вращения шпинделя. [2]

Исследования показали, что гидродинамические подшипники могут обладать высокой жесткостью и большой несущей способностью. Однако при высоких скоростях скольжения применение подшипников с жидкостным трением ограничивается как тепловыделением, так и возрастанием момента трения в смазочном слое. Уменьшение этого момента применением шпинделей меньших диаметров приводит к снижению их жесткости и виброустойчивости.

В связи с этим большой интерес представляет применение подшипников с газовой смазкой. Ее малая вязкость уменьшает момент трения и соответственно тепловыделения, поэтому не требует специальных устройств для отвода тепла, кроме вентиляции. Температура и давление воздуха практически не влияют на его вязкость, что обеспечивает стабильность работы подшипника.

Главным недостатком газовых подшипников является невысокая несущая и демпфирующая способность смазочного слоя.

Улучшить эксплуатационные характеристики шпиндельных газостатических подшипников можно за счет применения газовых опор с частично пористой стенкой вкладыша. [3]

Отсутствие в магнитных подшипниках механического контакта и необходимости смазки делает их весьма перспективными при использовании в шлифовальных высокоскоростных шпинделях. Это дает неограниченный ресурс, снижение расходов на обслуживание и ремонт, отсутствие системы подготовки и подачи смазочного материала (насосов, фильтров, уплотнений), экологическая чистота. Высокие скорости вращения и низкое электропотребление приводит к снижению габаритных размеров машины, эксплуатационных расходов за счет экономии электроэнергии и уменьшению коэффициента трения.

К недостаткам магнитного подвеса следует отнести: наличие внешнего источника электроэнергии и относительно высокие сложность и стоимость, вызванные наличием электронного блока управления. [4]

Дальнейшее повышение несущей способности бесконтактных опор возможно за счет использования комбинированных сил. Это могут быть газостатические подшипники с электромагнитными силами. Разработка системы гибридных газоманитных опор, где недостатки газовых опор (невысокая несущая способность) можно компенсировать магнитными силами, а недостатки магнитных опор (неустойчивое положение и, как следствие сложная система управления) самостанавливающимися газовыми опорами, что приведет к повышению эксплуатационных показателей в шпиндельных узлах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Металлорежущие станки / В.Э. Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1985 – 256 с.
2. Космынин А.В., Кабалдин Ю.Г., Виноградов В.С., Чернобай С.П. Эксплуатационные характеристики газовых опор высокоскоростных шпиндельных узлов. – М.: «Академия естествознания», 2006. – 219с.;
3. Колев Н.С., Красниченко Н.С., Никулин Н.С., и др. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1980 – 256 с.
4. Журавлев Ю.Н. активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206с.

КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ ИЗОТРОПНЫХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Мкртчян А.Ф., Голуб Т.Ю.

ГОУ ВПО «ИжГТУ»

Ижевск, Россия

Наступление предельного состояния материала обусловлено его способностью, одновременно оказывать сопротивление, как касательным, так и нормальным напряжениям. При этом приводят материал в предельное состояние не сами сжимающие напряжения, а вызванные ими касательные и нормальные напряжения, соответствующие поперечным деформациям удлинения.

Обобщенные критерии прочности не учитывают влияние на прочность упругих характеристик материала (например, коэффициент Пуассона μ).

С учетом выше изложенного предлагаем искать критерий прочности в виде инвариантных по отношению к напряженному состоянию функций. При этом предполагаем, что сложное напряженное состояние будет эквивалентно простому растяжению при $\sigma_r > 0$ и простому сжатию при $\sigma_r < 0$: