

АНАЛИЗ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ

Я.В. Александров

bmxjoker@yandex.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрена проблема применения шпиндельных узлов на гидростатических опорах. Проведено сравнение показателей точности и высокооборотности обработки при использовании шпиндельных узлов на различных типах опор. Даны рекомендации относительно области применения шпиндельных узлов на гидростатических опорах

Ключевые слова

Шпиндельный узел на гидростатических опорах, прецизионный станок, показатели опор скольжения, жесткость шпиндельных опор

Поступила в редакцию 20.03.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

В современном машиностроении одним из важнейших является вопрос конструирования прецизионных станков, которые могут обеспечить получение деталей высокой точности. Узлом, который напрямую влияет на точность обработки является шпиндельный узел и тип опор, на которых он закреплен.

В шпиндельных узлах металлорежущих станков применяют различные типы опор скольжения [1]:

- гидродинамические и гидростатические;
- с воздушной смазкой (аэродинамические и аэростатические);
- магнитные.

Приведенные экспериментальные исследования показали, что опоры скольжения, указанные в табл. 1, имеют различные показатели при их эксплуатации в шпиндельных узлах.

Таблица 1

Основные показатели опор скольжения шпиндельных узлов

| Тип опор | Мощность холостого хода, кВт | Радиальное и осевое биение, мкм | Шероховатость обработанной поверхности, Ra, мкм | Некруглость обработанного образца, мкм | Скоростной параметр, dn, мм/мин |
|---------------------|------------------------------|---------------------------------|---|--|---------------------------------|
| Гидродинамические | 3,5 | 0,5 | 0,16 | 0,5 | (1...10)·10 ⁵ |
| Гидростатические | 4,5 | 0,05 | 0,08 | 0,2 | (0...15)·10 ⁵ |
| С воздушной смазкой | 1,9 | 0,05 | 0,04 | 0,5 | (5...40)·10 ⁵ |

Особое место в станкостроении занимают гидростатические опоры скольжения, которые обладают более высокой жесткостью, чем опоры с воздушной смазкой.

кой и допускают большой диапазон изменения частот вращения шпинделя по сравнению с гидродинамическими опорами. Это позволяет осуществлять и быстрое, и медленное вращение шпинделя. Данное обстоятельство позволяет совмещать различные операции на одном станке. При этом гидродинамические опоры нежелательно применять при реверсах вращения шпиндельных узлов, тем более при его небольшой частоте вращения. Однако, по сравнению с гидродинамическими опорами, гидростатические имеют более сложную конструкцию, поэтому их изготовление значительно дороже, а также требуют больших затрат мощности.

Принцип действия гидростатического подшипника основан на том, что при прокачивании масла под давлением от внешнего источника через зазоры между сопряженными поверхностями образуется масляный слой, который исключает непосредственный контакт поверхностей даже при не вращающемся шпинделе.

На рис. 1 показана принципиальная схема питания [2, 3] гидростатических опор [4] шпиндельного узла тяжелого токарного станка модели 1П756ВДФ3. Шпиндель 1 установлен в гидростатических подшипниках длиной равной 0,7 диаметра шейки.

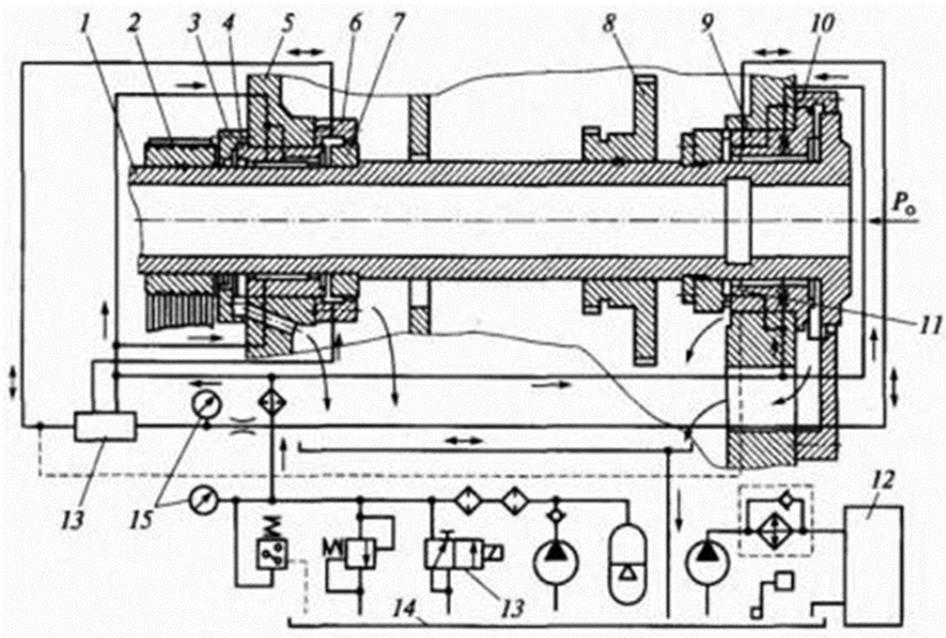


Рис. 1. Устройство шпиндельного узла с гидростатическими опорами:

- 1 — шпиндель; 2 — ремень; 3 и 10 — фланцы; 4 — задняя опора (радиальный подшипник);
 5 — корпус; 6 — цилиндр; 7 — вращающийся поршень; 8 — приводное зубчатое колесо;
 9 — передняя опора (радиально-упорный подшипник); 11 — упорный подшипник; 12 — холодильная машина; 13 — гидравлический регулятор; 14 — бак; 15 — манометры

Передняя опора 9 представляет собой радиально-упорный подшипник, задняя 4 — радиальный подшипник. Оба выполнены из бронзы и расположены в корпусе 5 с диаметральной зазором 10...20 мкм. К корпусу прикреплен бронзовый цилиндр 6,

который вместе с вращающимся поршнем 7 образует гидроцилиндр. Последний осуществляет силовое замыкание и разгрузку упорного подшипника 11. Входные сопротивления всех карманов подшипников образованы капиллярными канавками треугольного сечения. При действии на шпиндель осевой нагрузки P_0 давление в кармане подшипника и полости гидравлического регулятора 13 падает, при этом возрастает давление в полости цилиндра. Во фланцах 3 и 10 имеются бесконтактные гравитационные уплотнения шпиндельных опор. Карман подшипника, разгружаемый от осевой нагрузки, связан с электроконтактным манометром, который показывает значение этой нагрузки. При отклонении давления в кармане подшипника от заданного с манометра поступает сигнал на отключение станка. Шпиндель работает при высокой частоте вращения — от приводного зубчатого колеса 8. Масло охлаждается холодильной машиной 12. В качестве холодильного агента используется «Хладон-12», который с помощью термореле поддерживает в баке 14 постоянную $\pm 1,5^\circ\text{C}$ температуру масла.

Жесткость слоя смазки, гидростатического радиального подшипника при малых смещениях запишем как [5]

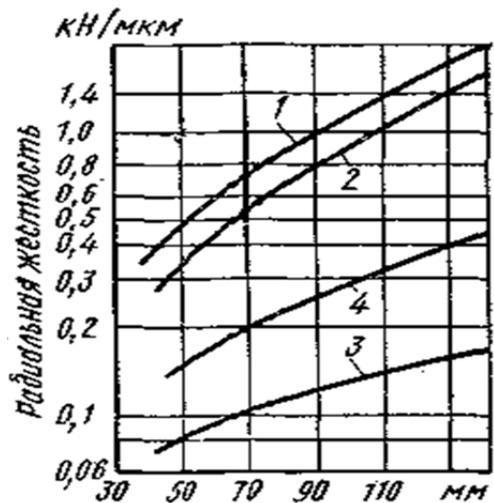
$$j = 1,5 \frac{d^2 p_n}{\Delta}, \tag{1}$$

где d — диаметр шейки шпинделя, мм; p_n — давление, создаваемое насосом, МПа; Δ — диаметральный зазор, мм. Из формулы (1) видно, что при проектировании можно получить различную жесткость масляного слоя, изменяя давление, которое создает насос, или определяя другой диаметральный зазор.

В подшипниках качения жесткость после установки в шпиндельный узел создается при относительном осевом смещении его колец до определенных пределов (рис. 2). Сравним жесткость гидростатического подшипника с жесткостью других опор. У шарикового подшипника с диаметром внутреннего кольца $d = 100$ мм жесткость будет $j = 110\,000$ Н/мм, у роликового подшипника — $j = 1\,000\,000$ Н/мм.

Рис. 2. Зависимость радиальной жесткости подшипника от внутреннего диаметра:

1 — двухрядные роликоподшипники; 2 — конические роликоподшипники; 3 — шарикоподшипники; 4 — гидростатические опоры (при давлении, создаваемом насосом $p_n = 2$ МПа)



Жесткость гидростатического подшипника скольжения можно увеличивать, изменяя давление насоса. Так при диаметральном зазоре $\Delta = 0,08$ мм, давлении насоса $p_n = 3$ МПа и диаметре шейки шпинделя $d = 100$ мм его жесткость $j = 562\,500$ Н/мм, а для шарикового подшипника с диаметром шейки шпинделя $d = 100$ мм, останется равной $j = 110\,000$ Н/мм (см. рис. 2). Увеличивать предварительный натяг для повышения жесткости этой опоры качения нельзя, потому что вследствие этого возрастает тепловыделение в подшипниках качения и резко уменьшается срок их службы.

Гидростатические опоры скольжения применяют в шпиндельных узлах тех станков, где подшипники качения не могут обеспечить требуемой точности вращения. Из табл. 2 видно, что гидростатические опоры обеспечивают более высокие показатели точности обработки. Они могут быть более быстроходными, чем подшипники качения при одинаковых габаритах. Особенностью гидростатических опор является практически полное отсутствие износа, способность работать с высокими нагрузками и демпфирующей способностью, отсутствие металлического контакта при пуске шпинделя. Данные характеристики шпиндельных узлов с гидростатическими опорами обусловили их применение в тяжелых высокоточных токарных станках.

Таблица 2

Выходные параметры опор качения и гидростатических опор

| Тип опор | Мощность холостого хода, кВт | Радиальное и осевое биение, мкм | Шероховатость обработанной поверхности, R_a , мкм | Некруглость обработанного образца, мкм | Скоростной параметр, dn , мм/мин |
|------------------|------------------------------|---------------------------------|---|--|------------------------------------|
| Качения | 0,7 | 1 | 0,32 | 1 | $(0...10) \cdot 10^5$ |
| Гидростатические | 4,5 | 0,05 | 0,08 | 0,2 | $(0...15) \cdot 10^5$ |

Гидростатические опоры скольжения следует применять в шпиндельных узлах тяжелых высокоточных многоцелевых станков. Данные опоры имеют высокую точность вращения, высокие показатели демпфирования колебаний, высокую динамическую жесткость, а также характеризуются широким диапазоном частот вращения и нагрузок, что необходимо при изготовлении сложных деталей.

Литература

- [1] Вереина Л.И. Современное состояние отечественного станкостроения и его восстановление. *Технология металлов*, 2016, № 10, с. 43–48.
- [2] ГОСТ 2.782–96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. Москва, Стандартинформ, 1998. 17 с.
- [3] ГОСТ 2.781–96. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. Москва, Стандартинформ, 2004. 23 с.

[4] Вереина Л.И. *Токарь высокой квалификации*. Москва, Издательский центр «Академия», 2007. 368 с.

[5] Пуш В.Э. *Металлорежущие станки*. Москва, Машиностроение, 1985. 575 с.

Александров Ярослав Владимирович — студент кафедры «Металлорежущие станки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Л.И. Вереина, канд. техн. наук, доцент кафедры «Металлорежущие станки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

ANALYSING POSSIBLE USES OF SPINDLE UNITS WITH HYDROSTATIC BEARINGS

Ya.V. Aleksandrov

bmxjoker@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

We consider the issue of using spindle units with hydrostatic bearings. We compare machining accuracy parameters and high revolution per minute numbers when using spindle units with various bearing types. We draw a conclusion regarding possible uses of spindle units with hydrostatic bearings

Keywords

Spindle unit with hydrostatic bearings, high precision machine tool, plain bearing indicators, spindle bearing rigidity

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Vereina L.I. Current state of Russian machine-tool industry and restoration of this field. *Tekhnologiya metallov*, 2016, no. 10, pp. 43–48.
- [2] GOST 2.782–96. Oboznacheniya uslovnye graficheskie. Mashiny gidravlicheskie i pnevmaticheskie [Unified system for design documentation. Graphic designations. Hydraulic and pneumatic machines]. Moscow, Standartinform publ., 1998. 17 p.
- [3] GOST 2.781–96. Oboznacheniya uslovnye graficheskie. Apparaty gidravlicheskie i pnevmaticheskie, ustroystva upravleniya i pribory kontrol'no-izmeritel'nye [Unified system for design documentation. Graphic designations. Hydraulic and pneumatic valves, control devices and measuring instruments, indicators, switches]. Moscow, Standartinform publ., 2004. 23 p.
- [4] Vereina L.I. Tokar' vysokoy kvalifikatsii [High-qualification turner]. Moscow, "Akademiya" publ. center, 2007. 368 p.
- [5] Push V.E. Metallorezhushchie stanki [Metal cutting machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1985. 575 p.

Aleksandrov Ya.V. — student, Department of Machine Tools, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — L.I. Vereina, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Machine Tools, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.