

УДК 621.9.08

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Рассмотрена методика определения усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла. Разработан экспериментальный стенд для определения виброакустического параметра, характеризующего величину установленного усилия предварительного натяга. Экспериментальным путем получены амплитудно-частотные характеристики откликов виброускорения шпиндельного узла при кратковременном воздействии силой непосредственно на шпиндель. Проанализирован частотный состав амплитудных спектров с целью определения пиков собственных частот шпиндельного узла при различных значениях предварительного натяга. Установлен критерий, позволяющий определить значение усилия предварительного натяга.

Ключевые слова: *высокоскоростной шпиндель, подшипниковые опоры, датчик виброускорения, предварительный натяг, амплитудно-частотная характеристика.*

Одним из наиболее критических компонентов любого высокоскоростного шпинделя является система подшипников. Подшипники должны обеспечивать следующие требования: шпиндель должен обладать высокими скоростями вращения, передавать необходимые вращающий момент и мощность, иметь хорошую нагрузочную способность и длительный срок службы.

В высокоскоростных шпинделях используются прецизионные подшипники с системой нормированного предварительного натяга, обеспечивающие высокие величины жесткости шпинделя и допустимых нагрузок.

Одним из вариантов конструкции высокоскоростного шпинделя является мотор-шпиндель – шпиндель со встроенным мотором, соединенным напрямую с валом шпинделя.

Величина усилия предварительного натяга в подшипниках качения, используемых в качестве опор мотор-шпинделя, определяет быстроходность и грузоподъемность самого шпинделя, а также режимы работы шпиндельного узла в целом, напрямую влияет на скорость изменения температурного поля, на расход жидкости для охлаждения узла и расход масла и воздуха в случае смазки масляным туманом. Величина усилия созданного предварительного натяга также непосредственно влияет на амплитуду биений шпинделя и, как следствие, на точность изготовления выпускаемой продукции. Данный параметр должен кор-

Эрик Сергеевич Гаспаров, ассистент кафедры «Технологические процессы и транспортные комплексы».

Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

Лана Багратовна Гаспарова (к.п.н., доц.), доцент кафедры «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

ректироваться при изменении режима работы узла и для качественной работы шпиндельного узла в целом должен контролироваться на всем этапе его эксплуатации.

Применение методов технической диагностики, как показывает практика, необходимо на всех этапах жизненного цикла механизма: от проектирования и изготовления до снятия с эксплуатации, хотя методы и средства диагностирования на этих этапах могут существенным образом различаться. Виброакустическая диагностика позволяет получить качественную достоверную информацию о состоянии механического узла и качестве его сборки как на этапе его производства, так и на этапе эксплуатации. При изготовлении или ремонте однотипных механизмов, т. е. при условии массовости выпускаемой продукции, применяют метод контрольной поверки представительных виброакустических параметров, характеризующих техническое состояние механизма, и сравнения их с эталонными признаками и их пороговыми значениями, сформированными на основе выборочных диагностических испытаний [1].

В связи с актуальностью задачи возникла необходимость проведения эксперимента, целью которого являлось определение виброакустического параметра, который характеризовал бы величину установки предварительного натяга и определение функциональной зависимости виброакустического параметра от величины предварительного натяга.

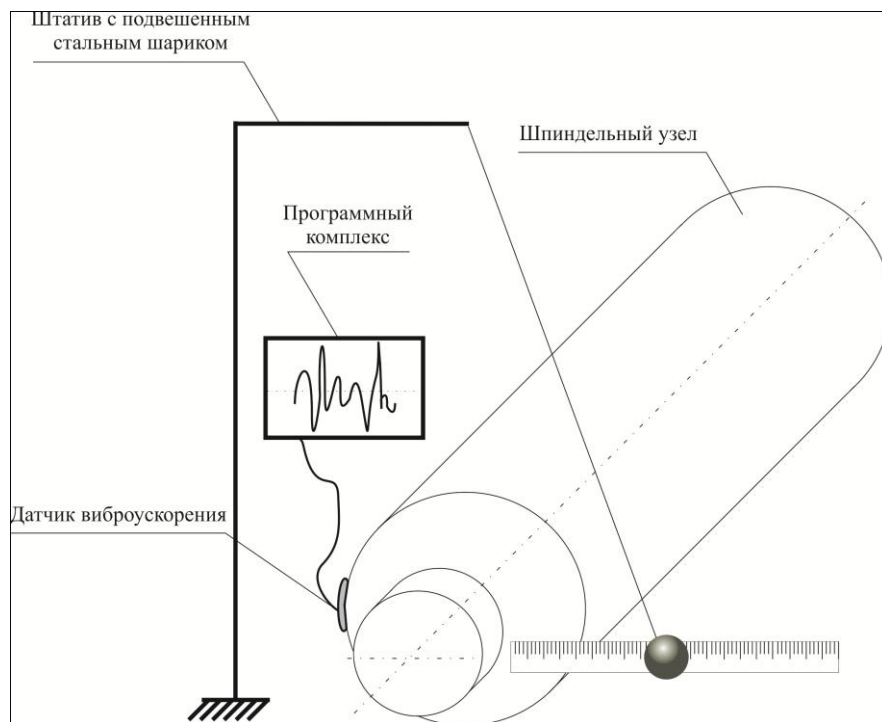


Рис. 1. Экспериментальный стенд

Общая схема экспериментального стенда приведена на рис. 1. В качестве объекта исследования использовался высокоскоростной шлифовальный мотор-шпиндель отечественного производства, жестко закрепленный на массивном чугунном столе [2, 3]. Исследуемый шпиндельный узел сконструирован таким об-

разом, что наименьшее значение величины предварительного натяга чуть больше нуля, т. е. зазор в подшипниковых опорах отсутствует. В его передней и задней опорах установлены одинаковые одиночные радиально-упорные подшипники 76101E. Данные о значениях величины установки предварительного натяга на настоящие подшипники отсутствуют в широком доступе, но судя по аналогичным по типоразмеру подшипникам фирмы FAG диапазон установки предварительного натяга лежит в пределах от 0 до 150 Н [4], что в дальнейшем будет подтверждено экспериментом, и в интервале предельной быстроходности до 100000 об/мин.

Эксперимент был проведен следующим образом. Наносился удар стальным шариком диаметром 10 мм по вылету шпинделя у его основания. Шарик был подвешен на нитке, другой конец которой был закреплен на плече штатива. Направляющей для траектории шарика и одновременно устройством для обеспечения одинаковой силы удара служила обычная линейка (т. е. шарик отклоняли на строго определенное расстояние при каждом повторном ударе).

Используемая информационно-измерительная система состоит из датчика виброускорения, датчика силы, контроллера и программного обеспечения National Instruments [5]. Датчик виброускорения был закреплен на корпусе (над передней опорой ротора) на одной оси с направлением приложенной силы удара. Для измерения и контроля силы предварительного натяга в конструкцию мотор-шпинделя внесены изменения: был установлен датчик силы между регулировочным винтом и пружиной предварительного натяга (рис. 2).

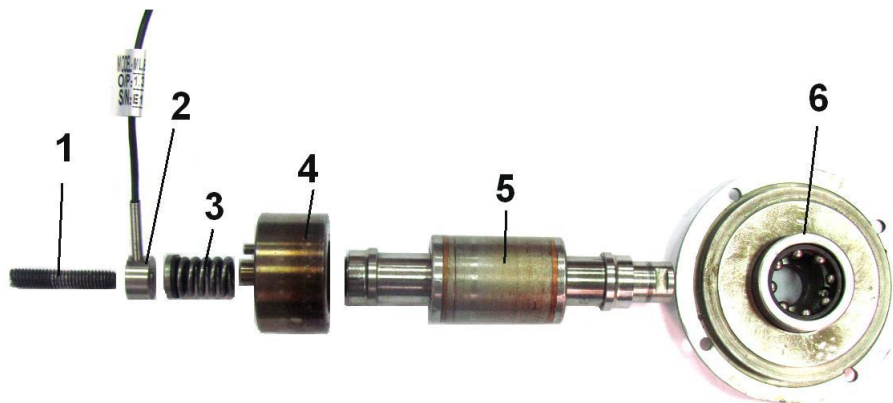


Рис. 2. Схема последовательного расположения элементов измененной конструкции мотор-шпинделя:

- 1 – регулировочный винт предварительного натяга; 2 – датчик силы;
- 3 – пружина предварительного натяга; 4 – задняя (плавающая) опора; 5 – шпиндель;
- 6 – передняя опора

Визуальный анализ АЧХ шпиндельного узла показывает (рис. 3, 4), что с увеличением значения установки предварительного натяга спектр начинает смещаться в область более высоких частот, а начиная со значения предварительного натяга, равного 80 Н, происходит заметное сужение «эффективной ширины» спектра.

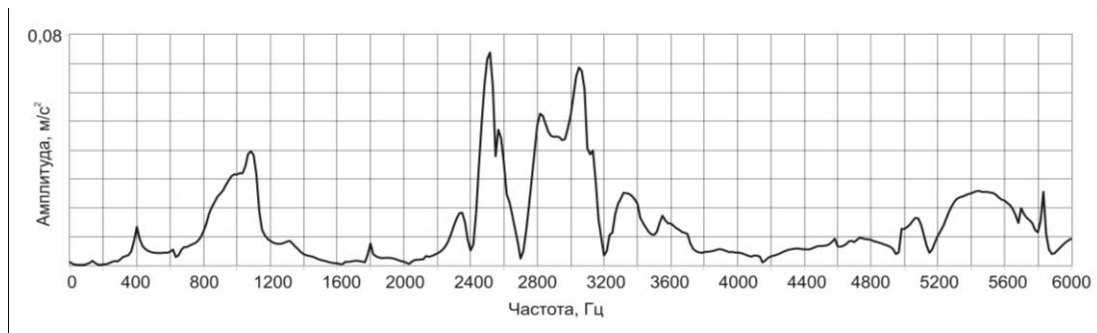


Рис. 3. АЧХ шпиндельного узла при усилии предварительного натяга 0,9 Н

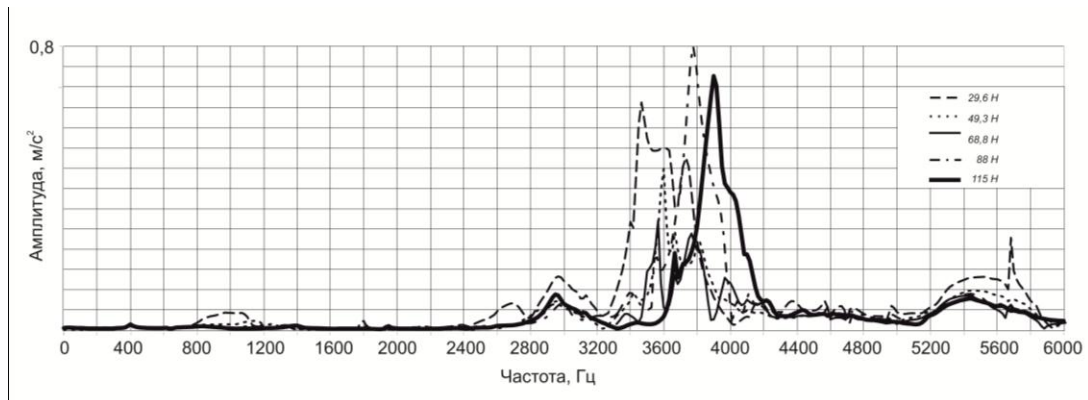


Рис. 4. АЧХ шпиндельного узла при различных значениях усилии предварительного натяга

На основании вышеописанного критерием для определения величины предварительного натяга было выбрано значение относительной частоты пика, которая будет вычисляться как абсцисса центра тяжести спектрограммы выбранного частотного диапазона [a, b]:

$$f_c = \frac{\int_a^b f dF}{F}$$

Для вычисления относительной частоты пика была написана программа в среде программирования LabView. Полученные в результате эксперимента значения предварительного натяга и соответствующие им найденные значения f_c приведены в таблице.

Значения относительных пиковых частот

P_n , Н	0,867	0,915	0,92	27,563	47,199	66,644	85,965	107,547	126,637
f_c , Гц	2558,67	2670,4	2693	3532	3628,5	3667,33	3768	3889,22	4038,2

График зависимости f_c от величины установки предварительного натяга был построен в пакете Mathscript RT и приведен на рис. 5. Из графика видно, что

в области малых значений предварительного натяга разрешающая способность (т. е. точность) определения значения предварительного натяга больше.

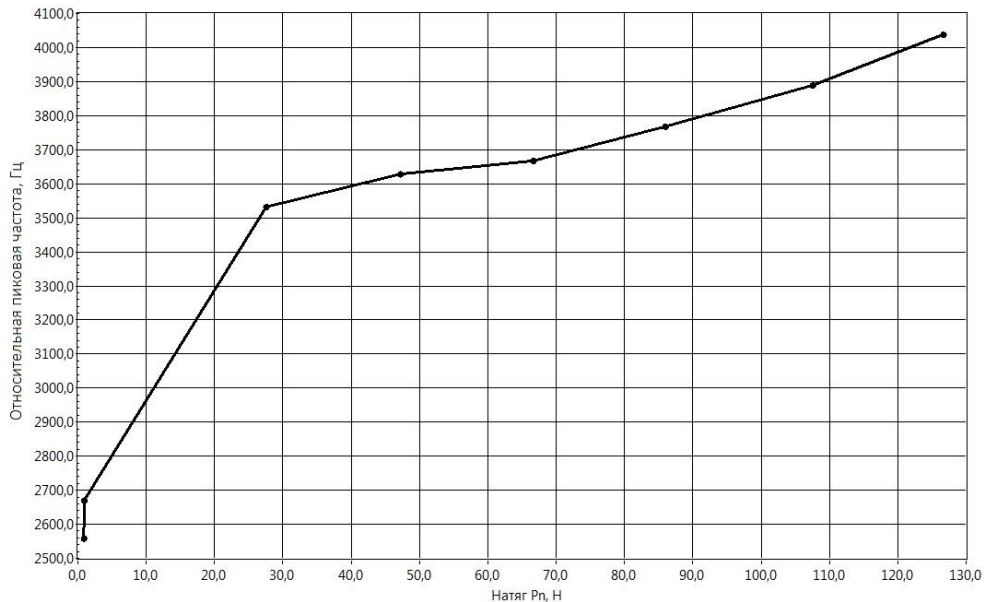


Рис. 5. График зависимости f_c от величины усилия предварительного натяга

Выводы

Экспериментальным путем были получены АЧХ откликов виброускорения шпиндельного узла при кратковременном воздействии силой непосредственно на его шпиндель. Анализируя частотный состав амплитудных спектров, можно определить пики собственных частот шпиндельного узла при различных значениях предварительного натяга, их вклад в суммарную вибрацию и соответственно выбирать режимы работы шпиндельного узла, которые позволят снизить его виброактивность и повысить точность обработки. Определен критерий, позволяющий определить с достаточной для выбора режима работы точностью значение усилия предварительного натяга, построен график его функциональной зависимости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. Инструкция по эксплуатации шлифовальных электрошпинделей и электродвигателей повышенной частоты. Издание 1.70.
3. Гаспаров Э.С., Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б. Анализ сигналов виброускорения подшипниковых опор мотор-шпинделя // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2012. – Т. 14. – № 6-1. – С. 63-69.
4. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
5. Программное обеспечение NI Sound and Vibration Measurement Suite. Реализация задач вибрационного и акустического контроля, мониторинга состояния механизмов.

Статья поступила в редакцию 31 марта 2014 г.

METHODOLOGY OF DETERMINING OF THE PRELOAD OF BEARINGS SPINDLE

E.S. Gasparov, A.F. Denisenko, L.B. Gasparova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

The method of rating the forcing of bearing assembly spindle unit preload. A test-bench has been developed to quantify vibroacoustics, featuring the dimension of the identified preload forcing. Amplitude-frequency response characteristics of vibration acceleration of spindle unit during short-term forcing directly on the spindle became available by experiments. The frequency content of amplitude spectra has been analyzed to determine eigen frequency peaks of spindle unit at various preload values. The criterion is defined which helps to determine a value of preload force.

Keywords: *high speed spindle, bearings, the acceleration sensor, preload force, amplitude-frequency characteristic.*

Erik S. Gasparov, Assistant.

Alexander F. Denisenko (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.

Lana B. Gasparova (Ph.D. (Pedag.)), Associate professor.