

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. И. АДЖЕМИ, Л. И. ГУСТИН

О ЗАЩЕМЛЯЮЩЕМ ЭФФЕКТЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ
 ПОДШИПНИКОВ В ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛАХ

В настоящее время в шпиндельных опорах прецизионных металлорежущих станков находят широкое применение гидродинамические и гидростатические подшипники жидкостного трения. Это обуславливается тем, что последние обеспечивают получение более высокой точности размеров, формы и чистоты обработанной поверхности по сравнению с подшипниками качения. Большое влияние на точность и качество обработки оказывают колебания, возникающие в станке, особенно в шпиндельном узле, поэтому в процессе конструирования металлорежущих станков необходимо учитывать статическую и динамическую жесткости шпиндельного узла. Для получения характера колебаний шпиндельных узлов прецизионных токарных станков на гидростатических подшипниках нами сконструирован испытательный стенд, дающий возможность изучить влияние различных конструктивных и технологических параметров на динамическое поведение узла. При экспериментах динамическое нагружение узла осуществлялось с помощью электромагнитного вибратора, расположенного у правого консольного конца шпинделя (рис. 1).

При исследовании динамических характеристик шпиндельного узла было обнаружено, что датчик в точке *1*, кроме резонанса при частоте 285 гц (собственная частота системы), фиксирует также резонансные пики при частотах 430 и 580 гц. С изменением межопорного расстояния вышеуказанные резонансные пики менялись как по частоте так и по амплитуде. Чтобы определить, являются ли эти колебания специфичными для гидростатических опор, и выявить их источники, проводились также эксперименты без подачи масла в подшипники (т. е. $P_0 = 0$). АЧХ системы соответственно с подачей и без подачи масла показаны на рис. 2. Как видно из графиков, резонансные пики при частотах 430 и 580 гц при прекращении подачи масла не имеют столь резко выраженного характера, т. е. именно наличие масла в подшипниках под давлением является причиной возникновения указанных колебаний. Большой интерес представляет полученная форма колебания шпинделя соответственно при резонансной частоте 285 гц и при частотах 430 и 580 гц. На рис. 3 показаны осциллограммы колебаний шпинделя в точках *1, 2, 3* при этих частотах и соответствующие им формы колебания шпинделя. При частоте 285 гц форма колебания системы качественно совпадает

с формой упругой линии шпинделя. Однако при частоте 580 гц передняя консоль шпинделя колеблется в противофазе относительно точек 2 и 3. При частоте 430 гц аналогичное явление наблюдается с задней консолью шпинделя. Эксперименты подтвердили предположение о том, что частоты 430 и 580 гц являются соответственно собственными частотами задней и передней консолей шпинделя. Отсюда следует, что, в отли-

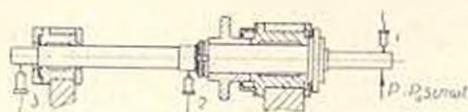


Рис. 1. Схема динамического нагружения шпинделя.

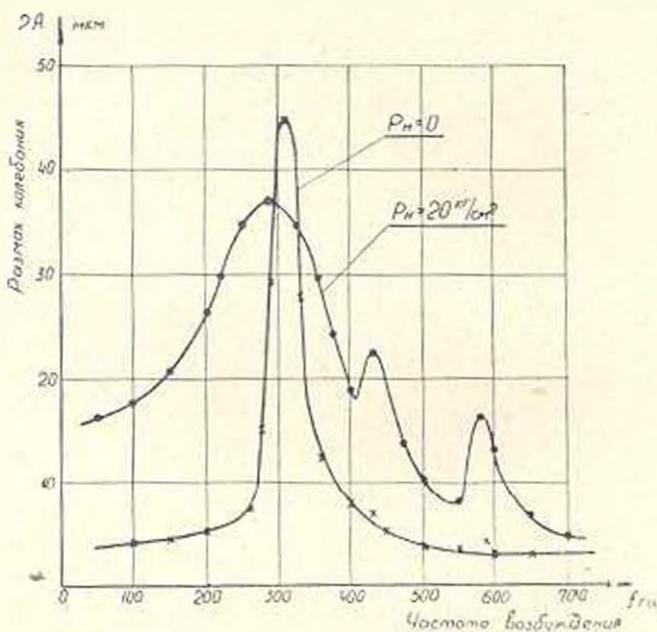


Рис. 2. Экспериментальные резонансные кривые.

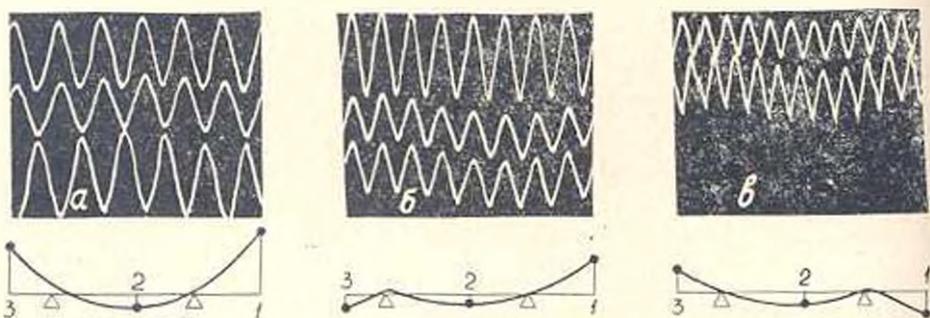


Рис. 3. Примеры записей колебаний (порядок кривых сверху вниз соответствует точкам 1, 2, 3 шпинделя) и соответствующие им формы колебания шпинделя:

а — при $f = 285$ гц; б — при $f = 430$ гц; в — при $f = 580$ гц

чие от широко применяемых подшипников качения, гидростатические подшипники обладают эффектом «заземления» благодаря высокой степени демпфирования и сравнительно большой ширине самого подшипника.

Эффект заземления обнаруживается также по форме осциллограммы затухающих колебаний системы, показанной на рис. 4. Как видно, после быстрого затухания собственных колебаний системы при 285 гц консольная часть шпинделя продолжает долго колебаться своей собственной частотой 580 гц. Как известно, «заземляющий эффект», создаваемый передней опорой, играет положительную роль [1].

Отметим, что при аналогичных исследованиях шпиндельного узла на подшипниках качения [2] эффект «заземления» вовсе не наблюдается. Для достижения повышения виброустойчивости путем использования такого эффекта приходится в опоре шпинделя установить два радиальных или радиально-упорных подшипника на определенном расстоянии друг от друга [3], что в свою очередь вводит ряд технологических усложнений изготовления опор, а также является дополнительным источником тепловыделения.

Выявленный эффект «заземления», как свойство гидростатических опор шпинделя, дает ряд новых сведений о формах колебаний шпинделя при широком диапазоне частот возбуждающей силы, вводит некоторые уточнения в определение оптимального межопорного расстояния шпинделя, в вопросе оптимального соотношения жесткости консольных и межопорных частей шпинделя и т. д.

Выводы

Одним из основных свойств гидростатических опор шпинделей является их «заземляющее» влияние, что в общем способствует повышению динамического качества системы. Динамические расчеты шпиндельных систем на указанных опорах необходимо производить с обязательным учетом этого свойства, так как последнее вводит существенные уточнения в формы колебаний, в резонансные размахи и т. д.

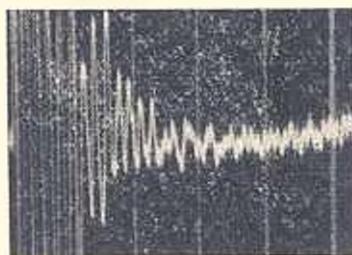


Рис. 4. Осциллограмма затухающих колебаний шпинделя.

И. Գ. ԱԺԵՄԻՆ, Ա. Ի. ԳՈՍՏԻՆ

ԻՍԿՐԵ ՉԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐՈՒՄ ԶԻՐՈՍՏԱՏԻԿ ԱՌԱՆՑՔԱՎԱԿՆԵՐԻ «ՃՄԼՄԱՆ»
ԷՑՆԵՏԻ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հողվածում բերված են տվյալներ հիդրոստատիկ առանցքակալներում բացահայտված «ճճման» էֆեկտի վերաբերյալ, որը չի նկատվել պորման առանցքակալներ ունեցող իլային հանդույցների մինչ այդ կատարված դինամիկ բնութագրերի հետազոտումների մասանակի:

«ճճման» երևույթը, որպես սահի առանցքակալների հատկություն, ոչ միայն նոր պատկերացում է իշերի սառանման ձևերի վերաբերյալ, այլև մտցնում է որոշ ճշտումներ իլային հանդույցների դինամիկ հաշվումների մեջ, ինչպես օրինակ՝ միջհեղարանային ուղտիմայ հեռավորության որոշման, իլի բարձակային և միջհեղարանային մասերի կոշտությունների ուղտիմայ հարաբերակցության հարցերում և այլն:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кудинов В. А. Динамика станков, М., 1967.
2. Авакян В. А., Аджемин В. Г. Динамические характеристики шпиндельного узла прецизионного токарного станка, «Станки и инструменты», № 11, 1969.
3. Kuntel Heinrich. Schwingungen an Spindel-Lager-Systemen in Werkzeugmaschinen. Möglichkeiten zur Erhöhung der Systemdämpfung. Klempzig Fachber., 1969, 77, № 5, S. 292—300.