

- 1) опыт накопления знаний не предусматривается,
- 2) методы представления знаний позволяют описывать лишь статические предметные области,
- 3) модели представления знаний ориентированы на простые области.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бешенков С.А., Гейн А.Г., Григорьев С.Г. Информатика и информационные технологии - Свердловск: УрГПУ, 1995, - 144 с. 2. Томпсон Б., Томпсон У. Анатомия экспертных систем. // Реальность и прогнозы искусственного интеллекта - М.: Мир, 1987, 167 с. 3. А.Б. Ливчак, А.Г. Гейн. Создание ЭС средствами Access. - <http://inf.1september.ru/2002/5/art/access.html-ssi>

УДК 621.9.014.5.001.57

*Бжезинский А.А., Колесников Л.А.*

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАДИАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Республика Беларусь*

При проектировании станков особое внимание уделяется расчету шпиндельного узла, поскольку его характеристики в значительной мере определяют качество обработки. В частности, обязательно проводится расчет шпинделя на жесткость и точность [1, 2]. Для проведения такого расчета необходимы рассчитанные или табличные значения жесткостей (радиальной, угловой и осевой) расчетных опор шпинделя, обычно представляющих собой стандартные подшипниковые опоры.

В последние годы в станкостроении широкое распространение получили мотор-шпиндели. В такой конструкции ротор регулируемого электродвигателя (обычно асинхронного) смонтирован непосредственно на шпинделе. Однако такая конструкция привносит в расчетную схему шпиндельного узла дополнительную условную опору, обусловленную упругостью электромагнитного поля в воздушном зазоре между ротором и статором мотор-шпинделя. К сожалению, численные значения констант для определения упругих свойств электромагнитного поля не приводятся ни в доступной литературе, ни в нормативных документах производителей. Соответственно, невозможно адекватно оценить влияние конструкции мотор-шпинделя на качество шпиндельного узла. Поэтому была предпринята попытка оценить радиальную и угловую жесткость дополнительной расчетной опоры, привносимую электромагнитным взаимодействием между ротором и статором мотор-шпинделя.

Значение радиальной  $j_R$  и угловой  $j_\Theta$  жесткости опоры определяются из следующих выражений:

$$j_R = \frac{F}{e},$$

$$j_\Theta = \frac{M}{\Theta} = \frac{F \times l}{\Theta},$$
1)

где  $F$  – сила, приложенная к опоре в радиальном направлении, Н;  
 $e$  – радиальное смещение под действием силы  $F$ , мкм;  
 $\Theta$  – поворот в опоре под действием момента  $M = F \times l$ , радиан.

Ротор электродвигателя мотор-шпинделя размещен в отверстии статора с некоторым зазором  $\delta$ . При смещении ротора на величину  $e$  возникает возвращающая радиальная сила  $F_R$  (Н), которую можно определить из выражения [3]:

$$F_R = 2 \times 10^5 \times \pi D L B_\delta^2 \times \frac{e}{\delta}, \quad (2)$$

где  $B_\delta$  – средняя по длине зазора магнитная индукция, Тл;  
 $D$  – диаметр отверстия статора, м;  
 $L$  – длина ротора, м.

Величина магнитной индукции  $B_\delta$  в каждый конкретный момент времени определяется техническим уровнем электромоторов. Поэтому эта величина примерно одинакова для однотипных электромоторов разных производителей. Из анализа эмпирических данных о величине  $B_\delta$ , представленных в [4, 5], возможно записать следующую аппроксимирующую зависимость (для  $D=80\dots350$  мм):

$$B_\delta = 1.26 + 0.15 \times \ln(D). \quad (3)$$

Рекомендуемый воздушный зазор  $\delta$ , м, между статором и ротором электродвигателей определяется эмпирической формулой [5]:

$$\delta = (0.25 + 1.5 \times D) \times 10^{-3}. \quad (4)$$

Тогда, после подстановки выражений (2) – (4) в (1), выражения для оценки радиальной жесткости  $j_R$ , Н/мкм, примет вид:

$$j_R = 2.513 \times 10^3 \times \frac{D \times L \times [1.26 + 0.15 \times \ln(D)]^2}{1 + 6 \times D}, \quad (5)$$

Выражение для угловой жесткости  $j_\theta$ , Н×м/рад, после очевидных преобразований, можно записать в следующем виде:

$$j_\theta = 2.513 \times 10^9 \times \frac{D \times L^3 \times [1.26 + 0.15 \times \ln(D)]^2}{6 \times (1 + 6 \times D)}. \quad (6)$$

Кроме того, в конструкции роторов современных мотор-шпинделей широко используются т.н. редкоземельные магниты на основе самария, неодима, бария. При использовании спеченных магнитов типа Nd-Fe-B магнитная индукция в зазоре достигает величины  $B_\delta=1.42$  Тл (Мищенко А.С. и др.). При подстановке в (1) – (2) этой величины, а также величины среднего зазора, равного  $\delta = 0.45 \times 10^{-3}$  м, выражение для расчетной радиальной и угловой жесткости существенно упрощаются и принимают следующий вид:

$$j_R = 2815 \times D \times L, \quad (7)$$

$$j_\theta = 4.69 \times 10^8 \times D \times L^3. \quad (8)$$

Таблица 1 – Характеристики жесткости некоторых мотор-шпинделей

Размеры ротора, D×L, мм	При электромагнитном возбуждении		При возбуждении постоянными магнитами	
	$j_R$ , Н/мкм,	$j_\theta$ , Н×м/рад	$j_R$ , Н/мкм,	$j_\theta$ , Н×м/рад
106×186	25.82	$1.5 \times 10^5$	55.5	$3.2 \times 10^5$
106×236	32.76	$3.0 \times 10^5$	70.4	$6.5 \times 10^5$
106×286	39.7	$5.4 \times 10^5$	85.3	$11.6 \times 10^5$
106×361	50.12	$10.1 \times 10^5$	107.7	$23.4 \times 10^5$
126×60	9.75	$0.06 \times 10^5$	21.3	$0.13 \times 10^5$
126×213	34.61	$2.6 \times 10^5$	75.6	$5.7 \times 10^5$
126×263	42.74	$4.9 \times 10^5$	93.3	$10.8 \times 10^5$
126×363	59	$13.0 \times 10^5$	128.6	$28.3 \times 10^5$
145×187	34.31	$2.0 \times 10^5$	76.3	$4.4 \times 10^5$
145×237	43.49	$4.1 \times 10^5$	96.7	$9.1 \times 10^5$
145×287	52.66	$7.2 \times 10^5$	117.1	$16.1 \times 10^5$
145×387	71	$17.7 \times 10^5$	158	$39.4 \times 10^5$

Результаты расчетов по формулам (5) – (8) для некоторых мотор-шпинделей производства Siemens приведены в таблице 1. Расчетная индукция  $B_\delta$  при электромагнитном возбуждении изменялась в диапазоне 0.93...0.97 Тл; расчетный зазор  $\delta$  – в диапазоне 0.46...0.52 мм. При возбуждении постоянными магнитами расчетная индукция  $B_\delta$  принималось равной 1.42 Тл; расчетный зазор  $\delta = 0.45$  мм.

Анализ расчетных данных позволяет сделать вывод о соразмерности дополнительной жесткости, вносимой электромагнитным взаимодействием между ротором и статором, с жесткостью традиционных подшипниковых опор. Поэтому при расчете мотор-шпинделя на жесткость и точность необходимо использовать не двухопорную, а трехопорную схему. В этом случае становится актуальным выбор расстояния между опорами, обеспечивающего максимально возможную жесткость шпиндельного узла (с учетом длины используемого ротора).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Вышэйшая школа, 1991.
2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / Под общ. ред. А.С.Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, Машиностроение, 1995.
3. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. Л., «Энергия», 1973. – 200 с.
4. Гольдберг О.Д. и др. Проектирование электрических машин. – М.: Высш. шк., 2001. – 430 с.
5. Проектирование электрических машин / Под ред. И.П.Копылова. – М.: Высш. шк., 2002. – 757 с.

УДК 658.512.22

*Аверченков В.И., Беспалов В.А.*

## РАЗРАБОТКА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЙ САПР ГИДРОЦИЛИНДРОВ

*Брянский государственный технический университет  
Брянск, Россия*

В настоящее время условия современного рынка накладывают повышенные требования к качеству изделий машиностроения, а также гибкости машиностроительного производства. Производитель должен обеспечить минимальные затраты на изготовление изделия при сохранении необходимого качества.

Осуществить такие требования представляется возможным используя средства вычислительной техники на всех этапах производства. Особая роль отводится применению электронных вычислительных машин (ЭВМ) в системах автоматизированного проектирования (САПР).

Проведенный обзор предприятий, занимающихся проектированием и изготовлением гидроаппаратуры, выявил потребность в специализированных САПР гидроцилиндров. В частности, системой такого назначения заинтересовался ОАО «Агрегатный завод» – один из крупнейших поставщиков силового гидрооборудования общего, специального и горношахтного назначения для различных отраслей промышленности России и Беларуси.

Разработка и широкомасштабное использование САПР в области конструирования и расчета гидроцилиндров позволяет снизить затраты на создание и эксплуатацию проектируемых изделий, повысить производительность труда проектировщиков, конструкторов и технологов, снизить объем проектной документации. Автоматизация проектирования позволяет сделать труд разработчиков более творческим.

Основной проблемой, возникающей при постоянной сменяемости типоразмеров объектов проектирования, является минимизация трудоемкости и временных затрат на проекти-