



基于液体静压支承转台的动力学分析与数值模拟

魏旭壕, 叶红玲, 刘赵淼

北京工业大学机械工程与应用电子技术学院, 北京 100124

摘要 根据实际工程中的液体静压支承系统, 将油膜力简化为弹簧支承, 建立了工作转台的有限元模型, 对工作转台的动力学特性进行了分析。通过数值模拟, 研究了单个油腔供油量相同和总供油量不变两种状况下, 油腔数目对液体静压支承工作转台振动频率的影响。保持各个油腔供油量相同, 在一定的供油范围内, 不同油腔数目的液体静压支承工作转台的振动频率随着油腔数目和单个油腔供油量的增大而增大, 且这种增大是非线性的。保持总供油量不变, 且油腔数目较多 (大于 6) 时, 可以不考虑油腔数目对工作转台低阶振动频率的影响。这对进一步研究液体静压支承系统整体的动力学特性提供了一定的理论依据。

关键词 液体静压支承; 动力学; 数值模拟; 模态; 频率

中图分类号 O327

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2009)20-0055-05

Dynamic Analysis and Numerical Simulation Based on the Turntable of the Hydrostatic Support System

WEI Xuhao, YE Hongling, LIU Zhaomiao

*College of Mechanical Engineering and Applied Electronics,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China*

Abstract In this paper, a finite element model of a turntable of the Hydrostatic Support System is established according to engineering practice. The springs, with the action of the oil-film force, are added to the turntable model. The dynamic property of the turntable is analyzed with the numerical simulation. The effect of the number of oil chambers on the frequency of the turntable is studied under two different situations, that is, a constant oil supply of the single oil chamber and the constant total oil supply. In a certain range of oil supply, under the situation of a constant oil supply of every single oil chambers, the vibration frequencies of the turntable, as the Hydrostatic Support System with different number of oil chambers, increase with the increase of the number of the oil chambers and the oil supply value, and the increase is nonlinear.

Under the constant total oil supply, the effect of the number of oil chambers on low order vibration frequencies of the turntable can be ignored when the number of the oil chambers is more than six. These studies serve a basis for further studies on dynamic properties of the whole system.

Keywords hydrostatic support; dynamic; numerical simulation; modal; frequency

0 引言

液体静压支承是借助于输入支承工作面间的液体静压力来支承载荷的滑动支承, 它在纯液体润滑条件下工作, 具有速度范围宽、承载能力大、运动精度高、抗振性能好、使用寿命长等优点。液体静压支承系统是数控机床的主要部件, 其性能优劣直接影响设备的加工质量和运行效率。对于液体静压支承系统动力学研究主要集中在液体静压轴承中非线性油膜力的分析与计算方面。以张文、杨金福等为代表采用有限元或有限差分法^[1-3]、解析法^[4-6]、数据库拟合表达式方法^[7]、变分法^[8-9]等建立了非线性油膜力模型, 求解了非线性油膜力的表达式。液体静压支承工作转台是液体静压支承系统的重要组成部分, 本文主要针对液体静压支承系统工作转台的动力学问题进行研究, 这对于提高工作转台的稳定性, 减小工作转台的振幅, 提高数控机床的加工精度和加工质量, 有一定理论意义。

收稿日期: 2009-08-21

基金项目: 北京市教委项目(KM200910005005); 北京市科委科技发展重点项目(Z08010402880000); 科技部科技重大专项(2009ZX04002-031)

作者简介: 魏旭壕, 研究方向为多学科结构分析优化, 电子信箱: weixuhao@emails.bjut.edu.cn; 叶红玲 (通信作者), 副教授, 研究方向为多学科结构分析优化、动力学分析与控制; 电子信箱: yehongl@bjut.edu.cn



1 理论分析

1.1 液体静压支承承载力理论

设供油压强为 P_s , 油腔内的压强为 P_r , 油腔内径为 r_1 , 圆盘外径为 r_2 , 油膜厚度为 h , 单个油腔的有效承载能力为^[10]

$$F_w = \frac{\pi r_2^2 P_r}{2 \ln(r_2/r_1)} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{P_s}{1 + Kh^3} \quad (1)$$

其中, $K = \frac{\pi}{6\mu \ln(r_2/r_1)}$ 。

液体静压支承系统中, 油膜的作用不仅是支承工作转台、减小摩擦, 同时还能够起到减震以及阻尼的作用。在分析液体静压支承系统工作转台振动的过程中, 可以将每一个油腔的油膜力简化为一个弹簧支承加载在工作转台上, 计算油膜支承力对工作转台的影响。对应于不同形式、不同大小的油腔, 可以设置不同刚度的弹簧; 随着供油压强 P_s 等条件的改变, 油膜承载力随之发生改变, 相应的弹簧支承力也发生改变。

1.2 模态分析理论

模态分析^[11]就是求解无阻尼、无外载情况下运动方程的特征值和特征向量。在没有阻尼及外载的情况下, 转台振动简化后的运动方程的矩阵形式为

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2)$$

其中, $[M]$ 为质量矩阵, $[K]$ 为刚度矩阵, $\{\ddot{u}\}$ 为位移对时间的二阶导数。

这是无阻尼自由振动的运动方程, 假设式(2)的解为简谐函数形式:

$$\{u\} = \{\phi\} \sin \omega t \quad (3)$$

其中, $\{\phi\}$ 为特征向量或阵型, ω 为圆频率。

对假定的简谐函数形式解进行微分并代入运动方程, 得到

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\} = 0 \quad (4)$$

式(4)有两种可能的解形式。

1) 如果 $\det([K] - \omega^2 [M]) \neq 0$, 唯一可能的解为

$$\{\phi\} = 0 \quad (5)$$

从物理观点看, 它不能提供任何有用的信息, 因为它代表没有运动的情况。

2) 如果 $\det([K] - \omega^2 [M]) = 0$, 那么可以得到一系列离散的特征值 ω_i^2 。对于每一个特征值 ω_i^2 , 有一特征向量 $\{\phi_i\}$ 满足方程式(4), 因此式(4)可重写为

$$[K - \omega_i^2 M]\{\phi_i\} = 0 \quad i = 1, 2, \dots \quad (6)$$

每一特征值和特征向量决定结构的一种自由振动形式。在本文中, 将利用模态分析理论研究液体静压支承工作转台的动力学特性。

2 数值模拟

根据工程中液体静压支承系统工作转台的实体模型(图1), 建立如图2所示半径为1 m的工作转台几何模型, 再形成如图3所示有限元模型, 共有39 486个节点, 28 560个有限元单元。材料密度为7 800 kg/m³, 弹性模量为2.1×10¹⁰ Pa, 泊松比为0.3。

液体静压支承系统工作转台根据工作条件不同布置油腔数目, 油腔数目的不同将影响液体静压支承系统工作转台的工作性能。本文将主要研究液体静压支承系统工作转台在均布的4油腔、6油腔、8油腔及16油腔支承下的工作性能,

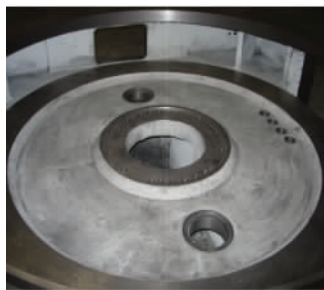


图1 工作转台实体图
Fig. 1 Actual turntable

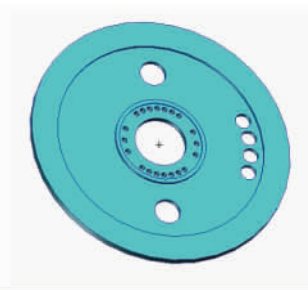


图2 工作转台几何模型
Fig. 2 Geometrical model

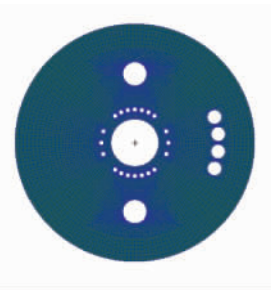


图3 有限元模型
Fig. 3 Finite element model

建立对应支承的有限元模型如图4所示。由于油膜力为非线性的, 在研究工作转台的动力学特性时, 将每一个油腔的油膜支承力简化为一个弹簧支承加载在工作转台上, 弹簧单元一端与转台模型相连, 另外一端设置成固端支承, 给定不同的弹簧刚度, 对液体静压支承系统工作转台进行模态分析。

通过模态分析, 可以得到不同的弹簧支承条件和不同的弹簧刚度条件下液体静压支承系统工作转台振动的频率和

振型。以8点弹簧支承为例, 在单个弹簧刚度为1.6×10⁶ N/m时, 工作转台的前十阶振型如图5所示。

实际工程应用中, 人们更关注工作转台的低阶频率对加工工件的精度和质量以及对工作转台稳定性的影响, 表1给出了转台在不同弹簧支承条件和不同弹簧刚度条件下的一阶振动频率的比较结果(频率单位为Hz, 弹簧刚度单位为N/m)。

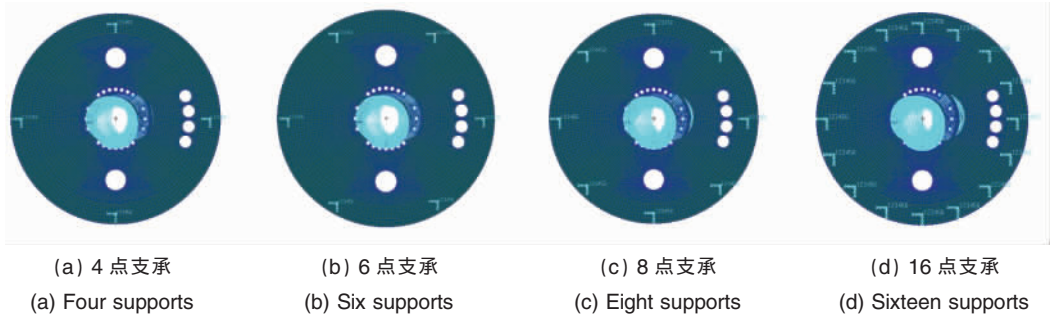


图 4 不同油腔时的有限元模型

Fig. 4 Finite element model with different number of supports

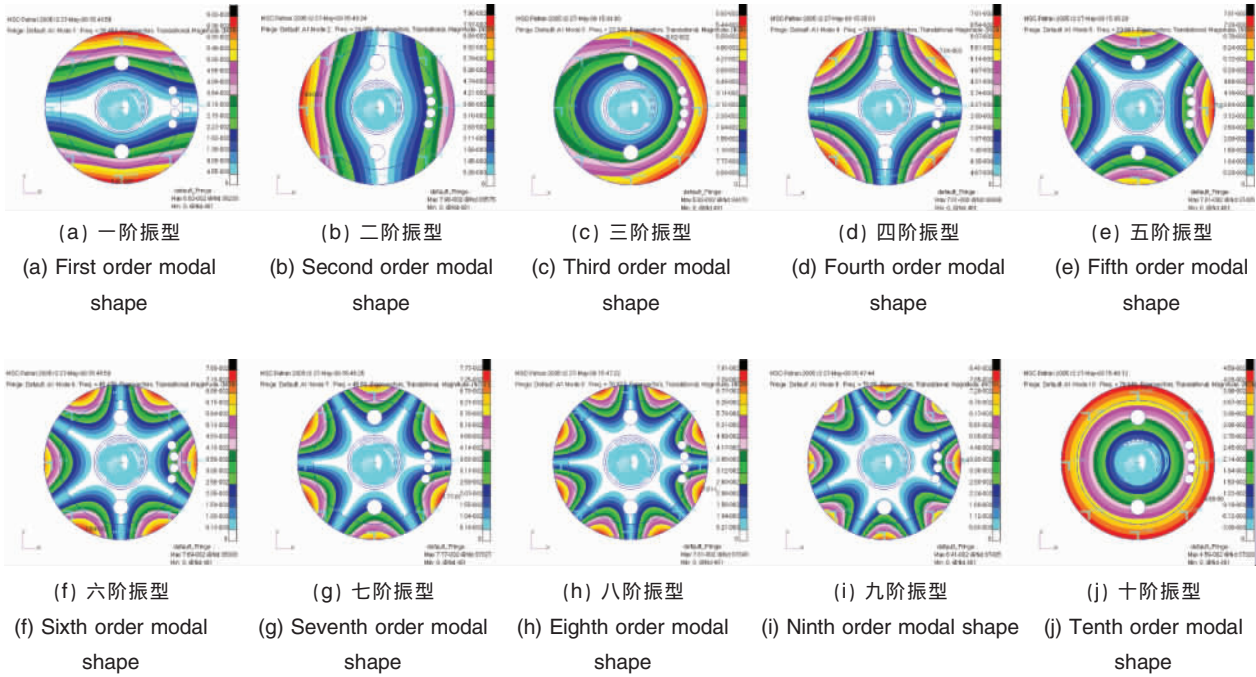


图 5 8点弹簧支承工作转台振型图

Fig. 5 Modal shapes of turntable with eight supports

表 1 不同支承下工作转台的频率值 (单位: Hz)									
Table 1 Frequencies of the turntable with different supports (unit: Hz)									
弹簧刚度 /(N·m ⁻¹)	支承数				弹簧刚度 /(N·m ⁻¹)	支承数			
	4	6	8	16		4	6	8	16
10	11.205	11.204	11.204	11.205	1.00×10 ⁶	16.767	19.747	22.101	29.239
100	11.205	11.206	11.206	11.208	2.00×10 ⁶	17.35	25.181	28.945	39.541
1 000	11.213	11.217	11.221	11.237	3.00×10 ⁶	17.351	29.298	34.259	47.218
1.00×10 ⁴	11.286	11.326	11.368	11.53	4.00×10 ⁶	17.351	32.555	38.683	53.41
1.00×10 ⁵	11.986	12.366	12.746	14.121	5.00×10 ⁶	17.351	34.975	42.495	58.509
2.00×10 ⁵	12.696	13.42	14.115	16.525	6.00×10 ⁶	17.351	36.662	45.832	62.69
3.00×10 ⁵	13.346	14.389	15.358	18.616	7.00×10 ⁶	17.351	37.861	48.782	66.055
4.00×10 ⁵	13.946	15.29	16.503	20.49	8.00×10 ⁶	17.351	38.456	51.432	68.7
5.00×10 ⁵	14.501	16.135	17.57	22.201	9.00×10 ⁶	17.351	38.619	53.828	70.736
6.00×10 ⁵	15.017	16.931	18.573	23.785	1.00×10 ⁷	17.351	38.677	56.002	72.284
7.00×10 ⁵	15.498	17.686	19.52	25.266	1.00×10 ⁸	17.351	38.792	70.819	79.44
8.00×10 ⁵	15.949	18.404	19.52	26.66	1.00×10 ⁹	17.351	38.796	70.821	79.746
9.00×10 ⁵	16.371	19.09	21.279	27.981	1.00×10 ¹⁰	17.351	38.796	70.821	79.774

3 结果分析

根据表 1 中的模态分析结果,可以看到在不同的弹簧刚度条件下,随着弹簧刚度的增大,工作转台振动的一阶频率值将逐渐增加。但是当弹簧刚度小于 $10\,000\text{ N/m}$ 时,弹簧刚度对于工作转台一阶频率的影响较小;当弹簧刚度增大到一定程度 ($>1\times 10^7\text{ N/m}$) 时,弹簧刚度对工作转台一阶频率的影响也非常小,也就是说,弹簧刚度是在一定范围内 ($1\times 10^5\sim 1\times 10^7\text{ N/m}$) 对工作转台的频率产生影响,即当油膜力被看作弹簧支承时,油膜刚度影响工作转台的动力学特性,同时有一定的工作范围。再比较不同油腔数目对于工作转台一阶频率的影响,可以看到:随着油腔数目的增加,工作转台的一阶振动频率有所增加,弹簧刚度越大,油腔数目越多,工作转台的一阶振动频率越大。图 6 给出了不同油腔数目下,弹簧刚度与频率的关系图。可以看出,弹簧刚度对于工作转台一阶频率的影响不是线性的,而是非线性的,也就是说油膜刚度对于工作转台一阶频率的影响是非线性的,而这种影响将会影响工件的加工精度。

上述研究中,各个油腔的供油量保持相同,从而研究了代替油膜力的弹簧支承对于工作转台振动特性的影响。下面研究当油泵总供油量保持相同时,不同油腔的布置对于工作转台振动特性的影响。图 7 给出了不同油膜力下,保持弹簧总刚度不变,液体静压支承工作转台在 4 点、6 点、8 点和 16 点支承的前十阶频率值。

从图 7 可以看出,当弹簧总刚度较小 ($1\times 10^6\text{ N/m}$) 时,不同的弹簧分布对工作转台的频率值影响比较小;随着弹簧总

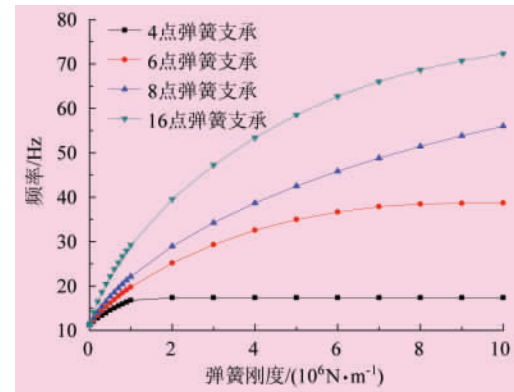
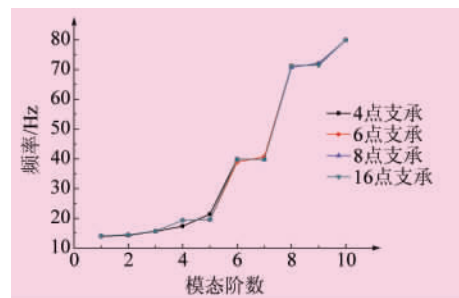


图 6 不同形式弹簧支承的弹簧刚度-频率图

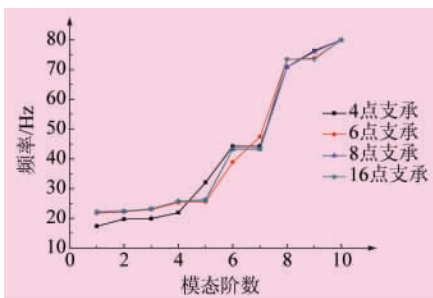
Fig. 6 Spring stiffness-frequency of different spring supports

刚度的增大, 弹簧分布的不同对转台振动频率的影响增大。即在油膜总刚度值较小时,油腔分布不同对工作转台振动频率的影响不明显,随着油膜总刚度的增大,油腔分布对工作转台振动频率的影响加强。4 油腔系统工作转台低阶振动频率(前四阶)明显低于其他多油腔支承的低阶振动频率,其第五阶振动频率大于其余 3 种油腔系统转台的振动频率,而第六阶及六阶以上的振动频率和其余 3 种多油腔系统工作转台的振动频率值比较接近。6 油腔系统工作转台的前五阶振动频率与 8 油腔系统转台、16 油腔系统转台的振动频率相同,其第六阶振动频率较小、第七阶振动频率较大,第八、第九、第十阶振动频率与 16 油腔系统转台的振动频率相同。8



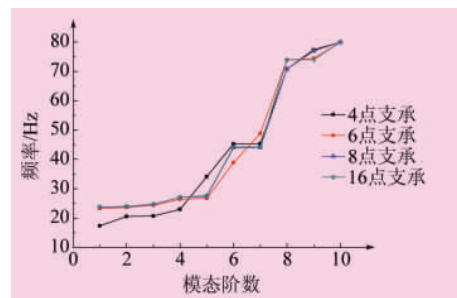
(a) 弹簧总刚度为 $1.6\times 10^6\text{ N/m}$

(a) Total spring stiffness is $1.6\times 10^6\text{ N/m}$



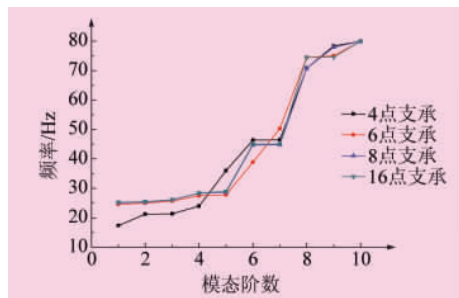
(b) 弹簧总刚度为 $8\times 10^6\text{ N/m}$

(b) Total spring stiffness is $8\times 10^6\text{ N/m}$



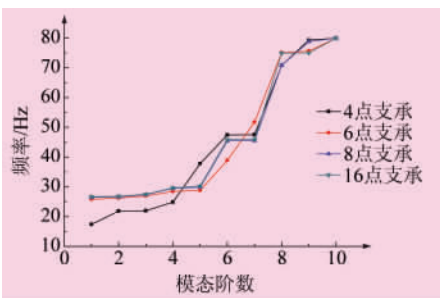
(c) 弹簧总刚度为 $9.6\times 10^6\text{ N/m}$

(c) Total spring stiffness is $9.6\times 10^6\text{ N/m}$



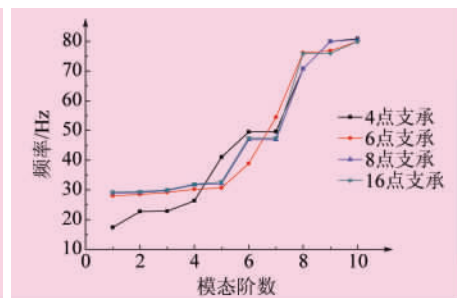
(d) 弹簧总刚度为 $1.12\times 10^7\text{ N/m}$

(d) Total spring stiffness is $1.12\times 10^7\text{ N/m}$



(e) 弹簧总刚度为 $1.28\times 10^7\text{ N/m}$

(e) Total spring stiffness is $1.28\times 10^7\text{ N/m}$



(f) 弹簧总刚度为 $1.6\times 10^7\text{ N/m}$

(f) Total spring stiffness is $1.6\times 10^7\text{ N/m}$

图 7 不同支承在弹簧总刚度相同时的频率比较图

Fig. 7 Frequencies comparison with the same total spring stiffness under different supports

油腔系统转台的前七阶和第十阶振动频率与 16 油腔系统转台的振动频率相同,而第八阶振动频率偏小,第九阶振动频率偏大。

以上分析可以得出,当油腔数目大于 6 时,油腔数目对转台振动的前五阶振动频率影响非常微小。工程实际中,通常关心的也只是振动的前几阶频率,所以在保持总供油量不变的情况下,油腔数目较多(>6)的液体静压支承系统,可以不考虑油腔数目对低阶振动频率的影响。

4 结论

通过对液体静压支承系统工作转台的数值模拟,得到了如下结论。

1) 在保持各个油腔供油量相同的情况下,不同油腔数目的液体静压支承工作转台的振动频率随着油腔数目和单个油腔供油量的增大而增大,且这种增大是非线性的。单个油腔供油量的改变只在一定范围内引起工作转台振动频率的改变。

2) 在保持总供油量不变的情况下,油腔数目较多(>6)时,可以不考虑油腔数目对工作转台低阶振动频率的影响。

本文对于液体静压支承系统工作转台的研究,为进一步研究液体静压支承系统的其他动力学特性、提高工作转台的工作性能奠定了基础。

参考文献 (References)

- [1] 卢华阳, 孙首群. 液体静压导轨支承油膜的有限元分析 [J]. 机床与液压, 2007, 35(10): 47-49.
Lu Huayang, Sun Shouqun. *Machine Tool & Hydraulics*, 2007, 35(10): 47-49.
- [2] 杨金福, 刘占生, 于达仁, 等. 滑动轴承非线性油膜力研究 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(3): 257-260.
Yang Jinfu, Liu Zhansheng, Yu Daren, et al. *Journal of Harbin Institute*

of Technology, 2003, 35(3): 257-260.

- [3] 吴道全, 张幼雯. 刚性轴承间油膜压力分布的有限元分析 [J]. 中南大学学报, 1984(4): 83-88.
Wu Daoquan, Zhang Youwen. *Journal of Central South University*, 1984 (4): 83-88.
- [4] 杨金福, 刘占生, 于达仁, 等. 滑动轴承非线性动态油膜力及稳定性的研究[J]. 动力工程, 2004, 24(4): 501-504.
Yang Jinfu, Liu Zhansheng, Yu Daren, et al. *Power Engineering*, 2004, 24(4): 501-504.
- [5] 杨金福, 杨昆, 付忠广, 等. 滑动轴承非线性动态油膜力的解析模型研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(9): 68-72.
Yang Jinfu, Yang Kun, Fu Zhongguang, et al. *Lubrication Engineering*, 2007, 32(9): 68-72.
- [6] 郑铁生, 张文, 马建敏, 等. 滑动轴承非线性油膜力的几个理论问题及应用[J]. 水动力学研究与进展, 2003, 8(6): 761-768.
Zheng Tiesheng, Zhang Wen, Ma Jianmin, et al. *Journal of Hydrodynamics*, 2003, 18(6): 761-768.
- [7] 孟志强, 徐华, 朱均. 基于 Poincare 变换的滑动轴承非线性油膜力数据库方法[J]. 摩擦学报, 2001, 21(3): 223-227.
Meng Zhiqiang, Xu Hua, Zhu Jun. *Tribology*, 2001, 21(3): 223-227.
- [8] 孟志强, 张功学, 朱均, 等. 一种滑动轴承非线性油膜力变分近似计算方法[J]. 摩擦学报, 2003, 23(2): 141-144.
Meng Zhiqiang, Zhang Gongxue, Zhu Jun, et al. *Tribology*, 2003, 23(2): 141-144.
- [9] 孙大成. 润滑力学讲义[M]. 北京: 中国友谊出版公司, 1991.
Sun Dacheng. *Lecture of the mechanics of lubrication* [M]. Beijing: Friendship Publishing Corporation of China, 1991.
- [10] 钱汝鼎. 工程流体力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.
Qian Ruding. *Engineering fluid mechanics* [M]. Beijing: Beihang University Press, 1989.
- [11] 隋允康, 杜家政, 彭细荣. MSC.Nastran 有限元动力学分析与优化设计实用教程[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
Sui Yunkang, Du Jiazheng, Peng Xirong. *MSC.Nastran practical tutorial of finite element dynamics analysis and optimization design*[M]. Beijing, Science Press, 2004.

(责任编辑 齐志红)

·学术动态·

“中国系统工程学会第 16 届学术年会”征文



中国系统工程学会每两年一次的系列学术活动之一“中国系统工程学会第 16 届学术年会”将于 2010 年下半年在成都市召开。本届年会的主题是:经济全球化与系统工程。会议现面向关注系统科学和系统工程理论发展与应用探索的相关学者、专家征稿。

征文范围包括:经济全球化趋势、发展与未来问题探讨,经济全球化的标志性指标体系探讨,经济全球化对科技进步与发展的影响研究,经济全球化对我国金融系统的影响研究,经济全球化与信息安全,经济全球化与国防安全,经济全球化对我国教育系统的影响研究,经济全球化对我国农业系统的影响研究,经济全球化前提下的大政决策问题探讨,经济全球化前提下的公共卫生、突发事件应急研究,在经济全球化前提下其他方面的研究成果,系统科学与系统工程方法论研究,系统科学与系统工程理论在各领域中的应用研究。征文截止日期:2010 年 4 月 15 日。

本届年会将继续此前在收录的论文中评选优秀论文的活动,并对获得优秀论文的参会作者颁发证书。优秀论文酌情推荐到学会主办的《系统工程理论与实践》期刊或学会其他期刊上发表。

通信地址:北京市海淀区中关村东路 55 号中国系统工程学会(100190) 张亚光;电子信箱:xshy@mail.iss.ac.cn。