Mechanical Engineering and Technology 机械工程与技术, 2022, 11(6), 604-612
Published Online December 2022 in Hans. http://www.hanspub.org/journal/met
https://doi.org/10.12677/met.2022.116070

Hans汉斯

机床主轴滑动止推轴承结构设计与性能分析

周振伟，宋佳欣，陈辅强，王城阳，林晓亮*

衢州学院，浙江 衢州

收稿日期：2022年10月24日；录用日期：2022年12月7日；发布日期：2022年12月14日

摘 要

为提升数控机床主轴回转精度与声振特性，以主轴支撑组件为研究对象，对带有深浅腔的滑动止推轴承进行结构设计与性能分析，研究其承载特性和声振特性与深浅腔角度比及深度比的关系，结果表明：滑动止推轴承的承载力与刚度随着轴承转速的增大而提高；随着角度比的增大，轴承承载力和刚度呈上升趋势，且轴承的不稳定频率数先增多后减少，发生不稳定的频率范围也先增大后减小；随着深度比的增大，轴承承载力和刚度逐渐升高，且轴承系统不稳定频率数量逐渐增多，易发生失稳的频率范围先增大后减小。对带有深浅腔的滑动止推轴承承载与声振特性的研究对于液体滑动轴承的创新设计与机床主轴的性能提升具有重要意义。

关键词

止推轴承，承载特性，声振特性，CFD

Structural Design and Performance Analysis of Machine Tool Spindle Sliding Thrust Bearing

Zhenwei Zhou, Jiaxin Song, Fuqiang Chen, Chengyang Wang, Xiaoliang Lin*

Quzhou University, Quzhou Zhejiang

Received: Oct. 24th, 2022; accepted: Dec. 7th, 2022; published: Dec. 14th, 2022

Abstract

In order to improve the spindle rotation accuracy and acoustic vibration characteristics of CNC machine tools, the spindle support assembly is taken as the research object. The structure of slid-

*通讯作者。

文章引用: 周振伟, 宋佳欣, 陈辅强, 王城阳, 林晓亮. 机床主轴滑动止推轴承结构设计与性能分析[J]. 机械工程与技术, 2022, 11(6): 604-612. DOI: 10.12677/met.2022.116070

ing thrust bearing with deep and shallow cavities is designed and the performance is analysed. The relationship between load bearing characteristics, acoustic vibration characteristics and the angle ratio, depth ratio of cavities is studied. It is found that the bearing capacity and stiffness of sliding thrust bearing increase with the increase of rotational speeds. With the increase of angle ratio, the bearing capacity and stiffness show an upward trend. Moreover, the number of unstable frequencies of the bearing increases first and then decreases, and the frequency range where instability occurs also increases first and then decreases. With the increase of depth ratio, the bearing capacity and stiffness gradually increase. Moreover, the number of unstable frequencies of the bearing increases gradually and the frequency range where instability occurs increases first and then decreases. The research on the load bearing characteristics and acoustic vibration characteristics of the sliding thrust bearing with cavities is of great significance for the innovative design of the liquid sliding bearing and the improvement of the performance of the machine tool spindle.

Keywords

Thrust Bearing, Load-Bearing Characteristics, Acoustic Vibration Characteristics, CFD

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/
Open Access

1. 引言

随着科学技术的蓬勃发展，数控装备的高速、高精、高效加工一直是装备产业发展的不懈追求，而轴承作为保证其精度的支撑组件，关系到主轴的回转误差和振动特性，与工件的加工质量密切相关。滑动止推轴承因其独特优势，在精密机床领域越来越被广泛应用。但在重载荷下，轴承承载能力以及基于滑动接触的定转子之间因较强摩擦所引起的振动噪声，对机床刚度以及加工精度造成极大影响，因此，对机床主轴滑动止推轴承的结构设计及其承载、声振等性能的分析与提升具有重要意义。

针对滑动止推轴承，中外许多学者做了大量的研究。Sharama Satish C.等[1]发现静压推力轴承的润滑性能与油腔几何形状有很大的关联；M. Muchammad 等[2]通过理论方法研究滑动轴承在考虑空化情况下的水动力性能，并对水动力性能进行了优化；Kodnyanko Vladimir 等[3]设计了弹性节流孔来补偿润滑油的消耗，使载体润滑间隙在低、零、负柔度模式下获得高质量特性成为可能；Dmytro Fedorynenko 和 Rei Kirigay 等[4]通过对精密水润滑静压轴承主轴的研究得出增加供给压力可以提高静压轴承的固有频率；Rehman Waheed Ur 等[5]针对于静压推力轴承的非线性建模与控制提出了一种基于 Lyapunov 稳定性定理的反步控制技术；王少力等[6]指出在速度较高且液压油粘度较小时不可忽略离心力对扇形静压轴承承载力的影响；张艳芹[7]针对油膜厚度变化对静压支承的温升特性、承载特性和流动特性的影响进行分析，并通过设计实验对理论分析和仿真模拟加以验证；路长厚[8]建立了新型螺旋油楔动静压转台模型，优化了油腔结构以提高转台的性能；王禹等[9]利用 FLUENT 软件分别对液体静压推力轴承流场和压力场进行了仿真，分析了油膜的承载能力和主轴转速对流量及动压效应的影响；田助新和郭明慧等[10]针对液体静压推力轴承的研究发现通过对油腔的面积和位置的调整可以使该轴承的动态特性系数得到有效优化；刘广东和邵俊鹏[11]等通过对静压推力轴承的研究发现了偏移距离、工作台下沉侧油膜厚度对油膜温升和最大压力的影响规律。

国内外学者对于滑动止推轴承承载性能与声振性能的联合分析鲜有报道，本文将通过设计滑动止推

轴承模型，定量考察承载、声振性能与轴承结构之间的关系，为机床主轴滑动止推轴承的创新设计与性能提升提供依据。

2. 滑动止推轴承的模型建立

为满足高速重载下机床主轴的使用需求，滑动止推轴承采用小孔节流式供油方式提供承载压力，并在轴承定子工作面上开设深腔和浅腔，滑动止推轴承的结构如图 1 所示。

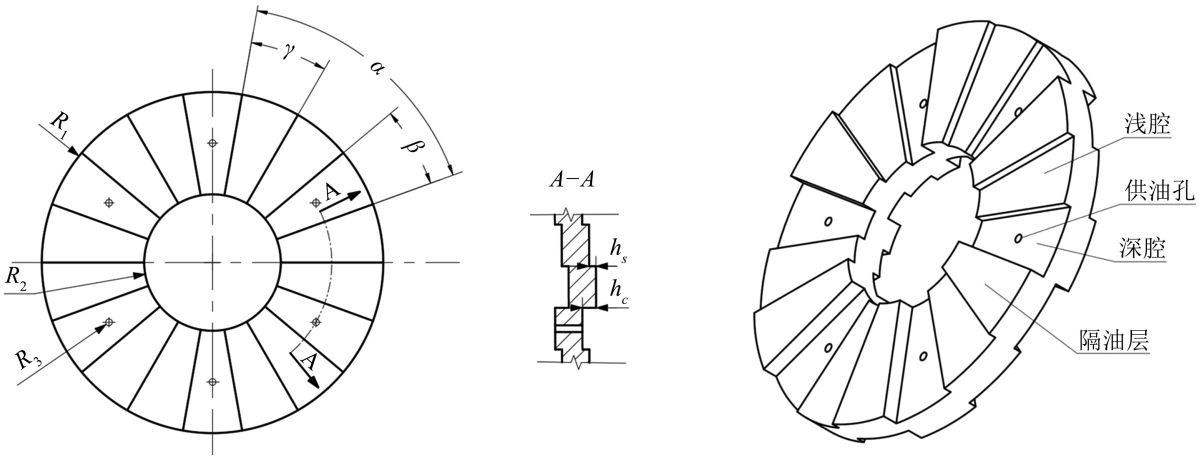

Figure 1. Sliding thrust bearing structure and its parameters
图 1. 滑动止推轴承结构及其参数

油腔外径为 R_1，内径为 R_2，沿轴承圆周方向均匀排列着 6 个扇形均压油腔，油腔的扇角为 α，每个均压油腔由深腔和浅腔两部分组成，其中深腔扇角为 β，深度为 h_c，浅腔深度为 h_s。$k_a = \beta/\alpha$，为深腔与均压油腔的角度比，$k_h = h_s/h_c$，为浅腔与深腔的深度比。每个深腔底面几何中心处开设一个半径为 R_3 的供油孔，各均匀油腔之间的隔油层扇角为 γ。各固定结构参数数值如表 1 所示。

Table 1. Sliding thrust bearing fixed structural parameters
表 1. 滑动止推轴承固定结构参数

油腔扇角 α/°	油腔外径 R_1/mm	油腔内径 R_2/mm	深腔深度 h_d/mm	供油孔半径 R_3/mm	隔油层扇角 γ/°
50	28	14	0.02	0.28	10

本文将以滑动止推轴承的油腔结构为焦点，根据计算流体力学(CFD)理论和复模态分析理论，通过改变深腔扇角和浅腔深度来改变角度比 k_a 和深度比 k_h，对轴承承载特性和声振特性展开研究。

3. CFD 理论与动力学理论

3.1. CFD 理论

当高压油通过供油孔进入到滑动止推轴承油腔中，充满整个轴承工作间隙，形成具有承载能力的油膜，油膜中油液流动遵循雷诺方程，雷诺方程的一般形式如(1)式所示[12]。

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right)=12\frac{\partial(\rho h)}{\partial t}+6u\frac{\partial(\rho h)}{\partial x}+6v\frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \tag{1}$$

式中：x、y 为直角坐标系中的坐标，h 为流体厚度，ρ 为流体密度，p 为流体内压力，t 为时间，u 为沿 x 轴方向速度，v 为沿 y 轴方向速度。

采用 CFD 方法进行雷诺方程求解，通过将整个油膜离散成 n 个微小单元体，求解各单元体节点的流场特性值，从而计算各单元体的承载力。轴承的总承载力可通过将所有单元体承载力进行求和得到，总承载力的计算方法如公式(2)所示。

$$W=\sum_{\lambda=1}^{n} w_{\lambda} \tag{2}$$

W——总承载力；

w_{λ}——各单元体的承载力；

λ——单元体 λ；

n——单元体数量；

轴承抵抗载荷变化的能力用刚度表示，刚度 K 如式(3)所示[13]。

$$K=-\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}h} \tag{3}$$

3.2. 动力学理论

由于轴承内部各零件之间的运动副产生一定摩擦，在摩擦表面形成接触刚度非对称的接触系统，其接触系统模型由式(4)表示。

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+\left([K]-\left[K_f\right]\right)\{x\}=\{0\} \tag{4}$$

$[M]$——系统质量矩阵；

$[C]$——系统阻尼矩阵；

$[K]$——系统初始刚度矩阵；

$[K_f]$——由摩擦扰动产生的刚度矩阵；

$\{x\}$、$\{\dot{x}\}$、$\{\ddot{x}\}$——位移、速度、加速度向量。

模型的通解为

$$\{x\}=\{\Phi\}\mathrm{e}^{\lambda t} \tag{5}$$

将通解代入到摩擦接触系统模型后得

$$\left(\lambda^2[M]+\lambda[C]+\left([K]-\left[K_f\right]\right)\right)\{\Phi\}=\{0\} \tag{6}$$

方程特征值为

$$\lambda=\alpha+i\omega \tag{7}$$

特征值 $\lambda=\alpha+i\omega$ 与系统的固有频率相对应，特征值中实部代表系统稳定性。当为正时，系统就会出现失稳现象，从而引起摩擦振动并且产生噪声，此时虚部表示的是振动噪声的频率。通常构建一个包含实部和虚部的新函数，即阻尼比，如式(8)所示。

$$\xi=-2\alpha/\omega \tag{8}$$

当实部出现正值时，阻尼比就为负值，则系统具有产生振动和噪声的倾向性。

4. 滑动止推轴承承载特性分析

本文基于 CFD 对滑动止推轴承进行承载特性分析，利用 Laminar 模型求解，流体介质采用美孚 2 号

油，进出口为压力型边界，6 个供油孔设置供油压力 P_s = 2 MPa，出口设为 0 MPa，隔油层油膜厚度 h = 15 μm，轴承转速 n 设置为 0~6000 r/min，轴承定转子之间设定为非线性摩擦接触，由于滑动止推轴承在高转速下，润滑状态较好，摩擦系数设置为 f = 0.015。

4.1. 角度比对承载特性的影响

保持供油压力与隔油层油膜厚度不变，深浅腔的深度比固定为 0.2，在轴承转速为 0~6000 r/min 范围内，设置角度比为 0.2~0.8，分析轴承承载特性与角度比之间的关系，不同转速下角度比对轴承承载力和刚度的影响如图 2、图 3 所示。

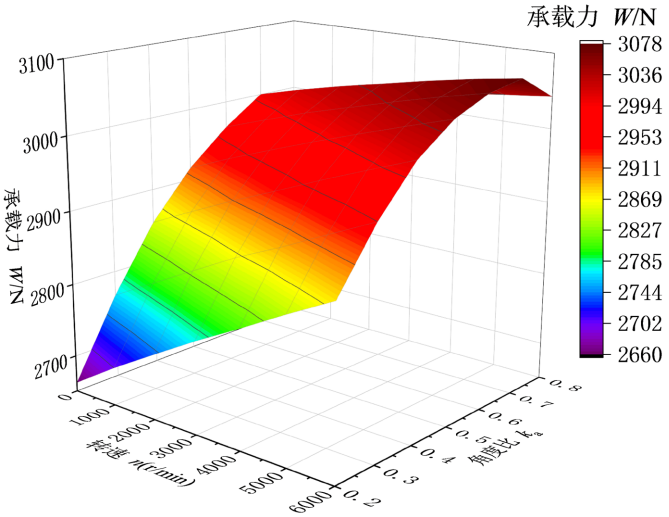

Figure 2. Relationship between bearing capacity and Angle ratio at different rotational speeds
图 2. 不同转速下承载力与角度比的关系

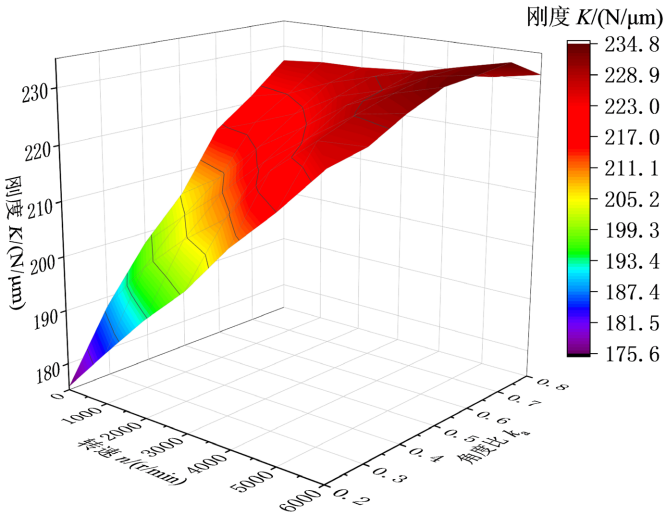

Figure 3. Relationship between stiffness and Angle ratio at different rotational speeds
图 3. 不同转速下刚度与角度比的关系

由图 2 可知，相同转速下，承载力随着角度比的增加逐渐升高，在角度比为 0.7 时达到峰值，而在角度比为 0.8 时略有下降，这是由于当角度比大到 0.8 时，深腔面积的增加加大了低压区的扩增，使得深

腔压力下降；同一角度比下，轴承转速越大承载力越高。由图 3 可知，小角度比低转速下，轴承刚度随着角度比的增大或转速的增加均不断提高，当转速达到 6000 r/min 时，各角度比下的轴承刚度较大，且随着角度比的变化出现先增后减的情况，在角度比为 0.7 时出现峰值。当角度比为 0.8 时，各转速下的轴承刚度增加缓慢且数值相近。综合图 2 和图 3 可知，一定角度比的滑动止推轴承，转速对于承载特性具有正相关关系，即转速越高，承载力和刚度越好，各转速下，角度比为 0.7 时，轴承表现出较好的承载力优势，但在低转速下，角度比为 0.8 时刚度较优，高转速下角度比为 0.7 时刚度最好。

4.2. 深度比对承载特性的影响

保持供油压力与隔油层油膜厚度不变，深浅腔的角度比固定为 0.2，在轴承转速为 0~6000 r/min 范围内，设置深度比为 0.2~0.8，分析轴承承载特性与深度比之间的关系，不同转速下深度比对轴承承载力和刚度的影响如图 4、图 5 所示。

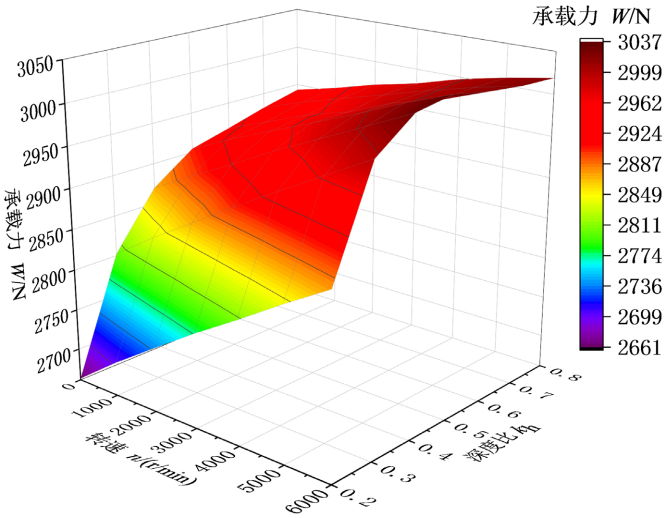

Figure 4. Relationship between bearing capacity and depth ratio at different rotational speeds
图 4. 不同转速下承载力与深度比的关系

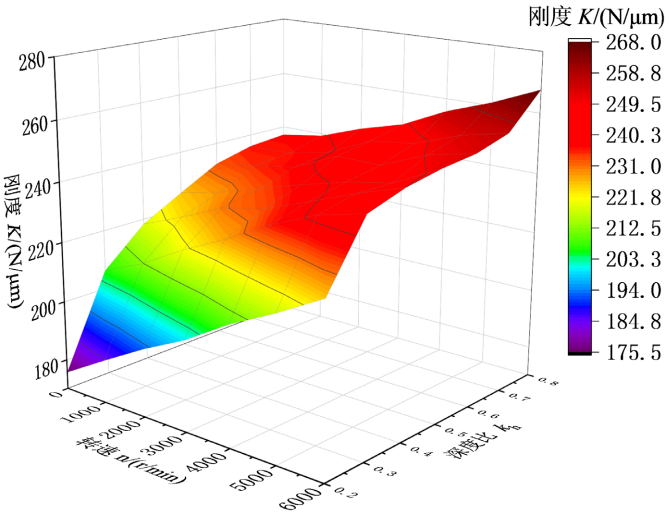

Figure 5. Relationship between stiffness and depth ratio at different rotational speeds
图 5. 不同转速下刚度与深度比的关系

由图 4 可知，滑动止推轴承在不同的深度比下，转速越高，承载力越大，而在同一转速下，当轴承深度比小于 0.5 时，轴承承载力随着深度比增大而大幅提升，而深度比在 0.5 以上时提升缓慢；由图 5 可知，任一深度比下，轴承转速越大，刚度越大，这和角度比对刚度的影响规律相似，同样可以看出，同一转速下，深度比越大，刚度也越高，这说明轴承转速的提高或者深度比的加大对于提升轴承抵抗载荷变化的能力具有明显的作用。综合图 4 和图 5 可知，轴承承载特性与轴承转速和深度比呈正相关关系。

5. 滑动止推轴承声振特性分析

将所求轴承承载力加载至滑动止推轴承副上，对各角度比或深度比下的轴承承载特性与声振特性进行耦合，求解方程特征值，并提取特征值中的虚实部，由于轴承正常工作状态下润滑效果良好，摩擦系数较低，经计算轴承发生失稳时实部绝对值的数量级较小，振动强度和噪声发生的倾向性较小，且发生失稳的频率范围小于 1 kHz，属于典型的低频噪音，低数量级的实部对于轴承声振影响极小，因此，仅取相应频率下最高数量级的实部及其虚部，计算相应的负阻尼比，通过观察负阻尼比分布，研究轴承声振特性与角度比、深度比的关系，从而为避免轴承低频噪音，优化轴承综合特性提供依据。

5.1. 角度比对声振特性的影响

保持轴承深度比为 0.2，取角度比为 0.2~0.8，经计算求解的各角度比轴承的负阻尼比如图 6 所示。

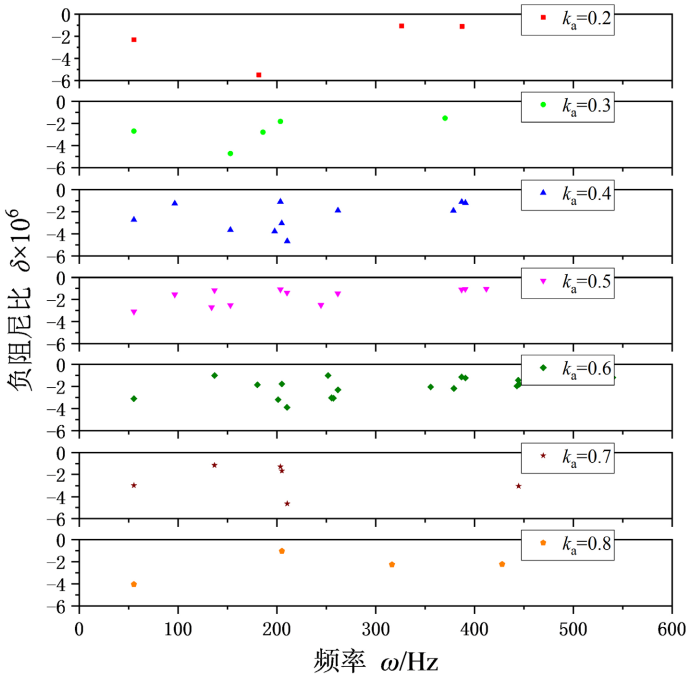

Figure 6. Distribution of negative damping ratio of bearing system with different angle ratio
图 6. 不同角度比的轴承系统负阻尼比分布

由图 6 可知，随着角度比的增加，滑动止推轴承的不稳定频率数先增多后减少，发生不稳定的频率范围也先增大后减小，当角度比为 0.6 时频率数最多，频率范围最大，这说明小角度比时，由深腔角度变化所引起的轴承结构振动与摩擦激振频率发生模态耦合的概率越来越大，在角度比为 0.6 达到峰值，而大角度比时模态耦合概率逐渐降低，由图 6 还可以看出，角度比为 0.2 时主要出现在 180 Hz 左右，角

度比为0.8时主要出现在55 Hz左右，而其它角度比的负阻尼比最小值主要出现在210 Hz和150 Hz附近，当负阻尼比出现最小值时所产生的振动强度和噪声产生的倾向性都将变大，极其不利于轴承的运行精度和工作环境的舒适度。

5.2. 深度比对声振特性的影响

保持轴承角度比为0.2，取深度比为0.2~0.8，经计算求解的各深度比轴承的负阻尼比如图7所示。

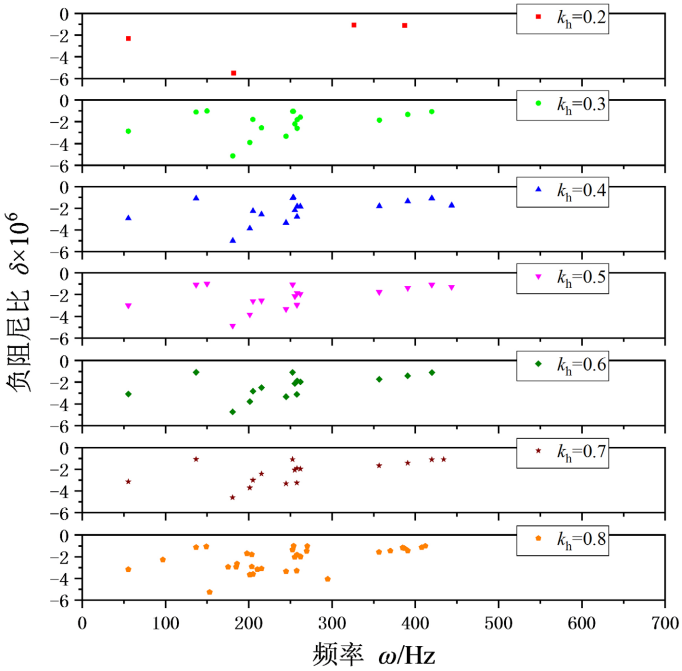

Figure 7. Distribution of negative damping ratio of bearing system with different depth ratio
图 7. 不同深度比的轴承系统负阻尼比分布

由图7可知，随着滑动止推轴承深度比的增大，轴承系统不稳定频率数量逐渐增多，且易发生失稳的频率范围先增大后减小，说明深度比较小时，由浅腔深度变化所引起的轴承结构振动与摩擦激振频率发生模态耦合的概率越来越大，且易产生的振动噪声频率范围越来越宽，极易受到各种激振从而诱发高强度振动和噪声，而深度比较大时，轴承结构振动与摩擦激振频率发生模态耦合的概率虽然增大，但振动噪声发生的频率范围相对局限，因此合理控制轴承运行工况，保证良好的润滑状态，可以有效避免轴承系统失稳。由图7还可以看出，深度比为0.8时，负阻尼系数最小值出现在150 Hz左右，而其它深度比下则主要出现在180 Hz附近。

6. 结论

本文以CFD理论与动力学理论为基础，对滑动止推轴承进行了设计和分析，得出以下结论：

1) 滑动止推轴承的承载力与刚度随着轴承转速的增大而提高，并与角度比呈正相关关系。角度比为0.7时，承载力最好，角度比为0.8时低转速下刚度较优，角度比为0.7时高转速下刚度最好。

2) 轴承承载力和刚度随着转速和深度比的增大而升高，但承载力在同一转速下，当轴承深度比小于0.5时，轴承承载力随着深度比增大提升较快，而深度比在0.5以上时提升缓慢。

3) 随着角度比的增加，滑动止推轴承的不稳定频率数先增多后减少，发生不稳定的频率范围也先增大后减小，当角度比为 0.6 时频率数最多，频率范围最大。

4) 随着滑动止推轴承深度比的增大，轴承系统不稳定频率数量逐渐增多，且易发生失稳的频率范围先增大后减小，合理控制轴承运行工况，保证良好的润滑状态，可以有效避免轴承系统失稳。

基金项目

国家级大学生创新创业训练计划项目(202211488023)；浙江省教育厅科研资助项目(Y201942770)；衢州市科学技术协会 2022 年重点学术活动项目(2022ZDXM06)；衢州市科技特派员项目(2021T024)；衢州学院 2021 年校级实验室开放项目(KFXM202103)。

参考文献

[1] Sharma, S.C. and Kumar, A. (2021) On the Behaviour of Roughened Conical Hybrid Journal Bearing System Operating with MR Lubricant. *Tribology International*, **156**, Article ID: 106824. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106824

[2] Muchammad, M., Tauviqirrahman, M., Pratomo, A.W., Jamari, J. and Schipper, D.J. (2017) Theoretical Investigation of Boundary Slip on the Hydrodynamic Lubrication Performance in Pocketed Bearings including Cavitation. *International Journal of Surface Science and Engineering*, **11**, 100-117. https://doi.org/10.1504/IJSURFSE.2017.084669

[3] Kodnyanko, V., Shatokhin, S., Kurzakov, A. and Pikalov, Y. (2021) Theoretical Analysis of Compliance and Dynamics Quality of a Lightly Loaded Aerostatic Journal Bearing with Elastic Orifices. *Precision Engineering*, **68**, 72-81. https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2020.11.012

[4] Dmytro, F., Rei, K. and Yohichi, N. (2020) Dynamic Characteristics of Spindle with Water-Lubricated Hydrostatic Bearings for Ultra-Precision Machine Tools. *Precision Engineering*, **63**, 187-196. https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2020.02.003

[5] Rehman, W.U., Khan, W., Ullah, N., Chowdhury, M.D.S., Techato, K. and Haneef, M. (2021) Nonlinear Control of Hydrostatic Thrust Bearing Using Multivariable Optimization. *Mathematics*, **9**, 903. https://doi.org/10.3390/math9080903

[6] 王少力, 熊万里, 孟曙光, 桂林, 薛敬宇, 符马力. 离心力对恒流供油扇形静压推力轴承承载力的影响分析[J]. 机械强度, 2014, 36(5): 716-722. https://doi.org/10.16579/j.issn.1001.9669.2014.05.019

[7] 张艳芹, 张志全, 冯雅楠, 孔鹏睿, 孙吉昌, 孔祥滨. 双矩形腔静压滑动轴承高速时的油膜润滑特性[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(5): 609-618. https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.015

[8] 杨莹, 路长厚. 新型螺旋油楔动静压轴承油膜破裂规律的研究[J]. 制造技术与机床, 2009(9): 110-113.

[9] 王禹, 王连吉, 王续跃. 液体静压推力轴承设计与 FLUENT 仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2017(9): 220-224. https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.2017.09.058

[10] 田助新, 郭明慧, 曹海印. 环形油腔液体静压推力轴承动态特性的影响因素研究[J]. 工程设计学报, 2022, 29(4): 456-464.

[11] 刘广东, 邵俊鹏, 李天玉, 蔺彦龙, 胡涌鑫, 王启龙. 静压推力轴承不同偏载距离润滑性能对比[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2021, 26(3): 32-37. https://doi.org/10.15938/j.jhust.2021.03.005

[12] 李树森, 王成成. 带轴向微通槽静压气体轴承承载特性研究[J]. 润滑与密封, 2018, 43(1): 55-60.

[13] 冯小磊, 吴运新, 李杨, 龚海. 带均压槽气体静压轴承承载性能仿真研究[J]. 计算机仿真, 2015, 32(9): 221-225.