

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.01.001

十字均压槽对平面静压气浮轴承 动态性能的影响研究*

李陆军

(中国水利水电科学研究院,北京 100038)

摘要:为解决平面静压气浮轴承受外界周期性扰动而振动的问题,将线性摄动法技术和流量连续性边界应用到频域内振动分析模型中,开展了气膜内压强对振动的响应分析。建立了气膜压强稳态、振动实部和振动虚部之间的耦合关系,提出了压强扰动项虚部和实部分离方法,在频域内轴承刚度和阻尼系数变化上对十字均压槽的作用进行了评价,进行了不同气膜厚度条件下轴承刚度和阻尼系数的数值模拟。研究表明:十字均压槽对频域内动态刚度和阻尼系数的影响受气膜厚度(h)影响,当 $6\ \mu\text{m} < h < 7.5\ \mu\text{m}$ 时,十字均压槽既增大了轴承刚度,又提高了轴承稳定性;当 $9.7\ \mu\text{m} < h < 16\ \mu\text{m}$ 时,尽管十字均压槽提高了轴承的刚度,但降低了轴承稳定性。

关键词:平面静压气浮轴承;线性摄动法;动态刚度;阻尼系数

中图分类号:TH133.35;TP24

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)01-0001-06

Influence of cross-groove on dynamics perturbation response of plane external-pressurized gas bearings

LI Lu-jun

(China Institute of Water Resources and Hydropower Research, Beijing 100038, China)

Abstract: In order to solve the problems of the vibration of the plane external pressurized air bearings under the periodic disturbance condition, the linear perturbation method and the continue flux boundary were applied to the vibration analysis model in frequency domain. After the analysis of the vibration responses of the air pressure in the gas film, the coupling relationship of the air pressure among the stable part, the perturbation real part and the perturbation image part was established. A method was presented to separate the real part and the image part. The influences of the cross groove on dynamics perturbation response of the air bearings were evaluated on the changes of dynamics stiffness and the damping coefficient with the perturbation frequency, the dynamic performance of the air bearings were tested at the gas film depth (h) range of $6\ \mu\text{m}$ to $20\ \mu\text{m}$. The results show that the influence of the cross groove in the frequency domain depended on the film depth, and only as $6\ \mu\text{m} < h < 7.5\ \mu\text{m}$, the cross groove enhances the stiffness and the damping coefficient simultaneously, and as $9.7\ \mu\text{m} < h < 16\ \mu\text{m}$, the cross groove enhances the stiffness, but weakens the stability.

Key words: plane external-pressurized gas bearings; linear perturbation; dynamics stiffness; damping coefficient

0 引言

由于无污染、无噪音等特性,气体轴承被广泛应用于各种精密仪器中。与液体润滑轴承相比,气体轴承

的缺点是承载力和刚度较小,这限制了气体轴承的应用领域。为此,研究人员采用节流器提高气浮轴承的承载力和刚度。

节流器类型包括小孔节流、环面节流、狭缝节流、

收稿日期:2018-05-03

基金项目:国家重点研发计划项目(2017YFC0405704)

作者简介:李陆军(1981-),男,江西上饶人,博士,高级工程师,主要从事气浮轴承数值分析、冷却塔工艺等方面的研究。E-mail:lilujun2008@126.com

多孔节流和表面节流等。孙昂、于贺春等^[1-3]针对狭缝节流、带锥形腔体的气浮轴承的承载力和刚度进行了研究;文明^[4]、胡俊宏^[5]等利用 Fluent 对对气浮轴承内部流动进行了数值模拟研究,获得气浮轴承的承载力与气膜厚度的关系;近年来,多个学者利用有限元方法,研究了气浮轴承的承载力特性^[6-8]。

上述研究主要是针对气浮轴承的静态特性,而气浮轴承在工作时常受到外界干扰,产生微小的振动,因此,研究气浮轴承的动态特性意义重大。

CUI 等^[9]采用摄动法分析了狭缝-小孔双节流球形气体轴承的动力学特性,且采用有限元求解了狭缝-球混合气膜雷诺方程的非线性耦合弱解,获得了轴承的刚度和阻尼系数;李陆军等^[10]采用摄动方法,建立了平面静压气浮轴承的微扰动稳定性分析模型,研究了轴承受到垂向微冲击后气膜厚度随时间的变化过程,给出了气浮轴承的动态性能;向洋等^[11]通过求解稳态雷诺方程和扰动雷诺方程,计算出了轴承静承载力、静刚度、动刚度和阻尼系数,并对轴承的稳定性进行了分析,确定了气体静压轴承工作的稳态边界;陈东菊等^[12]研究了空气静压导轨的气腔结构、节流器直径、供气压强对气膜内气旋的影响规律;卢志伟等^[13]运用有限差分法,对静压气浮轴承动态特性进行了数值研究,得到了气浮轴承的动态刚度和阻尼;张传伟等^[14]针对精密 H 型气体轴承的起动过程,计算了轴承动态浮力,分析了气浮面螺旋槽的深度和数量的影响;裴浩等^[15]基于气体分子动力学和冲击射流理论,结合气腔内气体流态,对空气静压轴承内部高压区进行了分区和定量描述;龙威等^[16]通过从静压气浮轴承内气旋角度来研究轴承的动态特性,认为主气旋的核心位置和内外压差造成的压力脉动决定气体静压轴承微振动的强度和频率特征。

由于干扰源的频率分布很广,需分析轴承的频域响应特性,即不同频率干扰下的动态刚度和阻尼系数。

王祖温等^[17]采用分步函数和小参数摄动方法简化得到了一维动态 Reynolds 方程,通过动态压力分步方程的有限元方法分析了气膜的动态刚度、动态阻尼;郭良斌等^[19]建立了静压气体球轴承气膜位移-动态力频响函数的数学模型,通过实验验证了低频时动态刚度约等于静刚度。

尽管上述研究者研究了气浮轴承的动态特性,但几乎都集中在径向轴承、球气体轴承和倾瓦轴承,而对于平面静压气浮轴承频域内的动态特性,目前还没有相关文献。近十几年来,以光刻机为代表的集成电路(IC)制造业突飞猛进,而平面静压气浮轴承是光刻机

工件台重要的组件之一,其频域内动态性能对工件台系统性能有着重要的意义。

本文将以平面静压气浮轴承为研究对象,采用有限元方法和流量连续性边界,利用 COMSOL 软件的 PDE 模块,求解稳态雷诺方程和非定常扰动雷诺方程,分析轴承在不同扰动频率下的动态性能;通过比较有和没有十字均压槽两种平面静压气浮轴承对扰动的动态响应,为设计高刚度和高阻尼的平面气浮轴承提供参考。

1 理论分析

假设在等温条件下,则无水平运动的雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{Ph^3}{\eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{Ph^3}{\eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12 \frac{\partial Ph}{\partial t} \quad (1)$$

式中: P —气膜内压强,Pa; h —气膜厚度,m; x —坐标,m; y —坐标,m; t —时间,s; η —空气粘性系数,Pa·s。

此时,气膜内压强和气膜厚度微扰动方程为:

$$P = P_0 + P', h = h_0 + h' \quad (2)$$

式中: P_0 —稳态气膜压强,Pa; P' —气膜内压强扰动量,其中 $P' \ll P_0$,Pa; h_0 —稳态气膜厚度,m; h' —气膜厚度扰动量,其中 $h' \ll h_0$,m。

气膜厚度扰动量 h' 在外界强迫扰动作用下以周期性变化,即:

$$h' = h'_d \sin(2\pi \cdot f \cdot t) = h'_d \sin(\omega t) \quad (3)$$

式中: h'_d — h' 的幅值,m; ω —振动角速度,1/s; f —扰动频率,s⁻¹。

轴承垂直方向速度为:

$$\frac{\partial h'}{\partial t} = h'_d \omega \cos(\omega t) \quad (4)$$

气膜内压强扰动量 P' 不仅与气膜厚度扰动量 h' 有关,还与 $\partial h'/\partial t$ 相关,为此假设:

$$P' = p'_r \sin \omega t + p'_i \cos \omega t \quad (5)$$

式中: p'_r —气膜内压强扰动实部,由 h' 引起,Pa; p'_i —气膜内压强扰动虚部, $\partial h'/\partial t$ 引起的压强扰动幅值,Pa。

根据式(5)可知:

$$\frac{\partial P'}{\partial t} = p'_r \omega \cos \omega t - p'_i \omega \sin \omega t \quad (6)$$

将式(2~6)代入式(1),并分离 $\sin \omega t$ 项和 $\cos \omega t$ 项,可得:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P_0 h_0^3}{\eta} \cdot \frac{\partial P_0}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{P_0 h_0^3}{\eta} \cdot \frac{\partial P_0}{\partial y} \right) = 0 \quad (7)$$

$$\nabla \cdot \left(\frac{3P_0 h_0^2 h'_d}{\eta} \nabla \cdot P_0 \right) + \nabla \cdot \left[\left(\frac{h_0^3}{\eta} \nabla \cdot P_0 \right) p'_r \right] +$$

$$\nabla \cdot \left[\left(\frac{h_0^3 P_0}{\eta} \right) \nabla \cdot p'_r \right] = -12h_0(p'_r \omega) \quad (8)$$

$$\nabla \cdot \left[\left(\frac{h_0^3}{\eta} \nabla \cdot P_0 \right) (p'_i) \right] + \nabla \cdot \left[\left(\frac{h_0^3 P_0}{\eta} \right) \nabla \cdot (p'_i) \right] = 12h_0(p'_r \omega) + 12P_0 h'_d \omega \quad (9)$$

假设气浮轴承是线性阻尼系统, 则动态刚度和阻尼按照下式计算:

$$Kd = \frac{-\int p'_r ds}{h'_d} \quad (10)$$

$$D = \frac{-\int p'_i ds}{h'_d \omega} \quad (11)$$

式中: F —轴承的动态承载力, N; Kd —轴承动态刚度, N/m; D —轴承线性阻尼系数, N·s/m; S —轴承承载面积, m^2 。

当阻尼系数为正值时, 振动过程为收敛, 气浮轴承受扰动后保持稳定, 且阻尼系数越大, 轴承稳定性越好; 当阻尼系数为负值时, 振动过程为发散, 气浮轴承受扰动后振动幅度越来越大, 轴承不稳定。

对于扰动的边界条件, 大多数研究者采用节流孔出口处压强扰动量为 0, 但实际情况是当气膜厚度变化时, 节流孔出口处边界压强扰动量是与初始稳定状态、气膜厚度扰动量等有关, 所以节流孔出口处压强扰动的变化过程很难判断。为此, 本文采用流量连续性边界条件。孔节流的供气过程中, 稳态时通过小孔节流后的流量可由以下二式得到:

(1) 当 $\frac{P_0}{P_s} < \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ 时:

$$q_0 = c_0 A P_s \sqrt{\gamma \frac{2}{\gamma + 1} \frac{1}{RT_s} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (12)$$

(2) 当 $\frac{P_0}{P_s} \geq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ 时:

$$q_0 = c_0 A P_s \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)RT_s} \left[\left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \frac{P_0}{P_s} \right]} \quad (13)$$

式中: c_0 —小孔节流系数, 0.85; A —节流孔的面积, m^2 ; P_s —供气压强, 取 6×10^5 Pa; γ —空气绝热指数, 取 1.4; R —空气常数, 取 287 J/(kg·K); T_s —供气温度, 取 300 K; q —节流孔出口处质量流量, kg/s。

稳态时流量也可以按照下式计算:

$$q_0 = -\int_L \frac{\rho h_0^3 \nabla P_0}{12\eta} dl \quad (14)$$

所以稳态方程节流孔出口处边界由式(12)或式(13,14)确定。轴承微扰动时, 通过节流孔流量 q 的扰

动量 q' 为:

$$q' = \frac{\partial q_0}{\partial P_0} \Big|_{P=P_0} P' \quad (15)$$

根据式(12,15), 可得:

$$\text{当 } \frac{P_0}{P_s} < \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}},$$

$$\frac{\partial q}{\partial P} \Big|_{P=P_0} = 0 \quad (16)$$

同理, 可得:

$$\text{当 } \frac{P_0}{P_s} \geq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}},$$

$$\frac{\partial q}{\partial P} \Big|_{P=P_0} = c_0 A \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)RT_s} \cdot \frac{1}{2 \sqrt{\left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}} \cdot \left\{ \frac{2}{\gamma} \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}-1} - \frac{\gamma + 1}{\gamma} \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right\}} \quad (17)$$

$$q' = -\int_L \frac{\rho' h_0^3 \nabla P'}{12\eta} dl \quad (18)$$

根据式(16~18), 可以确定微扰动时节流孔出口处边界。

假定轴承出口处压强等于大气压, 即:

$$P_{\text{exit}} = Pa \quad (19)$$

式中: P_{exit} —轴承出口处压强, Pa; Pa —环境大气压, Pa。

当这一条件没有改变时, 则轴承出气口的压强扰动量为 0, 即:

$$P'_{\text{exit49}} = 0 \quad (20)$$

式中: P'_{exit} —轴承出口压强扰动量, Pa。

3 研究结果

本文的研究对象是平面静压气浮轴承, 采用小孔自成节流方式节流。为了提高轴承的承载力和刚度, 在轴承面刻出了十字均压槽。

有十字均压槽平面气浮轴承计算网格如图 1 所示。

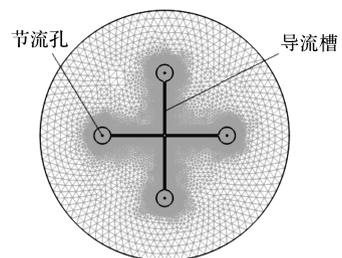


图 1 有十字均压槽平面气浮轴承计算网格

轴承外径为 60 mm,在直径为 30 mm 圆上均匀分布 4 个节流孔,节流孔直径为 0.4 mm。十字均压槽的深度为 20 μm,4 个圆和节流孔同心,半径均为 2 mm,十字均压槽宽度均为 0.4 mm。

3.1 静态性能分析

通过静态特性分析可知:十字均压槽提高了气浮轴承静态承载力,且随气膜厚度的增加,承载力减小。

对于静态刚度,十字均压槽对不同气膜厚度的气浮轴承,有不同的影响。

十字均压槽对气浮轴承静态刚度和稳定区域的影响如图 2 所示。

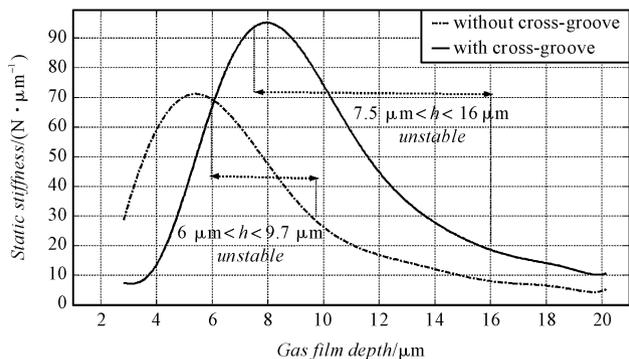


图 2 十字均压槽对气浮轴承静态刚度和稳定区域的影响

随气膜厚度的增大,静态刚度先增加后减小。此外,当气膜厚度较小时($h \leq 6 \mu\text{m}$),十字均压槽降低了气浮轴承的静态刚度;当气膜厚度较大时($h \geq 6 \mu\text{m}$),十字均压槽提高了气浮轴承的静态刚度; $h = 5 \mu\text{m}$ 时,无十字均匀槽的轴承静态刚度约为 $70 \text{ N}/\mu\text{m}$,而有十字均匀槽的轴承静态刚度约为 $40 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

3.2 动态性能分析

轴承的动态刚度与气膜厚度、频率高低、有无十字均压槽有关。

$h = 5 \mu\text{m}$ 时扰动频率对动态刚度的影响如图 3 所示。

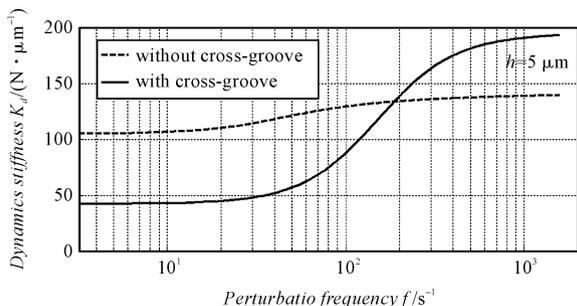


图 3 $h = 5 \mu\text{m}$ 时扰动频率对动态刚度的影响

当频率由 10 增至 1 000 时,无十字均匀槽的轴承动态刚度由 $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ 增至 $140 \text{ N}/\mu\text{m}$,有十字均压槽

的动态刚度则由 $40 \text{ N}/\mu\text{m}$ 增至 $190 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。当 $f < 200$ 时,有十字均压槽轴承的动态刚度小于无十字均压槽的;而当 $f > 200$ 时,有十字均压槽轴承的动态刚度小于无十字均压槽的。

$h = 7 \mu\text{m}$ 时扰动频率对动态刚度的影响如图 4 所示。

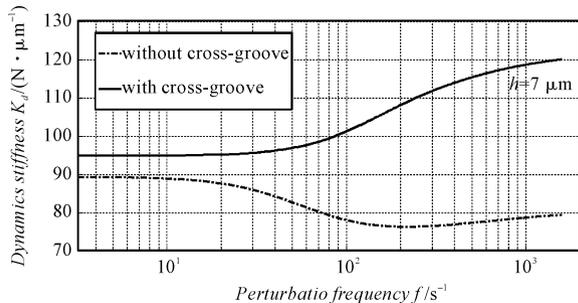


图 4 $h = 7 \mu\text{m}$ 时扰动频率对动态刚度的影响

在整个频域内,有十字均压槽轴承的动态刚度大于无十字均压槽的。当 f 小于 30 时,动态刚度变化较小;当 f 大于 30 时,有十字均压槽的轴承动态刚度随 f 增大而增大,而无十字均压槽的轴承动态刚度则降低。

$h = 8 \mu\text{m}$ 时扰动频率对动态刚度的影响如图 5 所示。

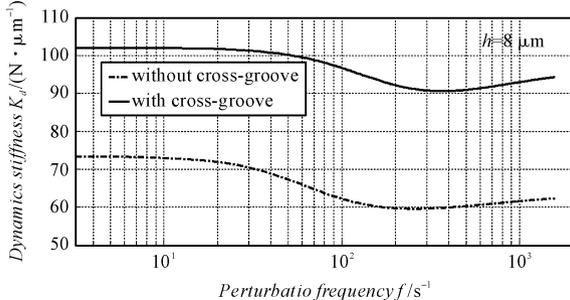


图 5 $h = 8 \mu\text{m}$ 时扰动频率对动态刚度的影响

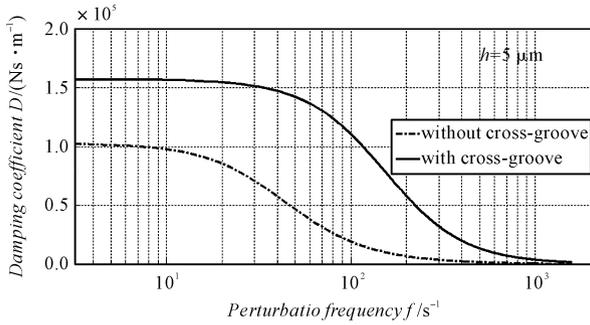
$h = 8 \mu\text{m}$ 时,在整个频率范围内有十字均压槽轴承的动态刚度大于无十字均压槽的,且二者的随扰动频率 f 变化趋势基本一致,即先减后增,但变化幅值都较小。

$h > 10 \mu\text{m}$ 时,有十字均压槽轴承的动态刚度大于无十字均压槽的,但二者的动态刚度随扰动频率 f 变化趋势基本一致,在 $f < 100$ 时缓慢增加,而 $f > 100$ 时快速增加。

轴承的阻尼系数与气膜厚度、频率高低、有无十字均压槽有关。

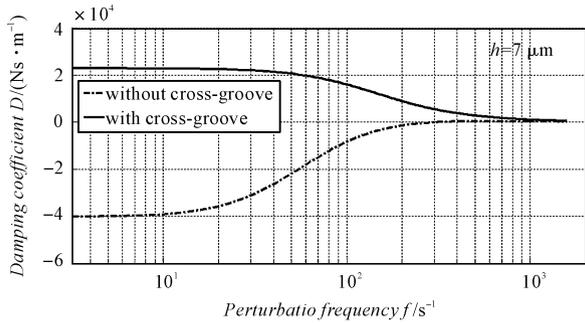
$h_0 = 5 \mu\text{m}$ 扰动频率对阻尼系数影响如图 6 所示。

在整个频率区域,有十字均压槽的阻尼系数都大于无十字均压槽的,但二者最终都趋向于 0。这与

图6 $h_0 = 5 \mu\text{m}$ 扰动频率对阻尼系数影响

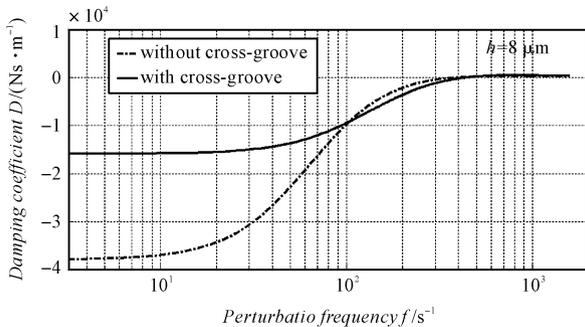
Hassini 等人^[20]的研究结果相似。

$h_0 = 7 \mu\text{m}$ 扰动频率对阻尼系数影响如图7所示。

图7 $h_0 = 7 \mu\text{m}$ 扰动频率对阻尼系数影响

$h_0 = 7 \mu\text{m}$ 时,在整个频率区域,有十字均压槽轴承的阻尼系数大于0,且随扰动频率增大而减小,最后趋向于0;而无十字均压槽轴承在 $f < 300$ 时阻尼系数小于0,随扰动频率 f 增大而增大,当 $f > 300$ 时阻尼系数略微大于0,且随 f 增大而先增后减,但最终趋向于0。结合图4可知: $h = 7 \mu\text{m}$ 时,十字均压槽不仅提高轴承刚度,而且使不稳定轴承变得稳定。

$h_0 = 8 \mu\text{m}$ 时扰动频率对阻尼系数影响如8所示。

图8 $h_0 = 8 \mu\text{m}$ 扰动频率对阻尼系数影响

$f < 100$ 条件下,尽管有十字均压槽轴承的阻尼系数大于无十字均压槽轴承的阻尼系数,但二者都小于0;且随扰动频率增大而减小,最后趋向于0;当 $f > 100$ 时有十字均压槽轴承的阻尼系数略微小于无十字均压槽的,且随扰动频率增大而先增后减,但最终趋向于0。结合图5可知, $h = 8 \mu\text{m}$ 时,十字均压槽提高了轴承

动态刚度;在稳定性方面,在频率较小时十字均压槽仅仅改善了轴承稳定性,但没有改变轴承的不稳定特性;而频率较大时十字均压槽对阻尼系数没有明显影响。

进一步分析结果表明:

$h = 10 \mu\text{m}$ 时,有十字均压槽轴承的阻尼系数小于0,而无均压槽轴承的阻尼系数略微大于0,即十字均压槽提高了轴承动态刚度;但降低了轴承稳定性;

$h = 12 \mu\text{m}$ 时,有十字均压槽轴承的阻尼系数小于0,而无均压槽轴承的阻尼系数略微大于0;

$h = 16 \mu\text{m}$ 时,有十字均压槽轴承的阻尼系数在 $f < 200$ 时小于0,在 $f > 200$ 时大于0;而无均压槽轴承的阻尼系数大于0,且随扰动频率增大而减小,最终趋向于0;

$h = 20 \mu\text{m}$ 时,两种轴承的阻尼系数随 f 的变化趋势一致,在 $f < 100$ 时缓慢减小,而 $f > 100$ 时快速减小。

通过进一步的静态和稳定性分析,可获得稳定性区域划分(如图2所示)。

无十字均压槽轴承在 $6 \mu\text{m} < h < 9.7 \mu\text{m}$ 范围内,由于阻尼系数可能为负值,所以轴承处于不稳定状态;而有十字均压槽的轴承在 $7.5 \mu\text{m} < h < 16 \mu\text{m}$ 范围内处于不稳定状态;所以十字均压槽增大了轴承不稳定性范围。

当 $h < 6 \mu\text{m}$,两种轴承都处于稳定区域,但无十字均压槽的刚度却大于有十字均压槽的轴承;

当 $6 \mu\text{m} < h < 7.5 \mu\text{m}$,十字均压槽轴承的刚度和稳定性都好于无十字均压槽轴承;

当 $7.5 \mu\text{m} < h < 9.7 \mu\text{m}$,两种轴承都处于不稳定状态;

当 $9.7 \mu\text{m} < h < 16 \mu\text{m}$,尽管十字均压槽使得轴承的刚度有较大提高,但是十字均压槽使得轴承处于不稳定状态;

当 $h > 16 \mu\text{m}$,两种轴承都处于稳定状态,尽管有十字均压槽的轴承刚度大于无十字均压槽轴承,但是二者的刚度都较小。

上述分析表明:在多数情况下,十字均压槽提高了轴承的刚度,但降低了轴承的稳定性能;但当 $6 \mu\text{m} < h < 7.5 \mu\text{m}$,十字均压槽使得气浮轴承在稳定性和刚度上都有较好的改进。由于该区域较小,而对于工程应用较难。但是如果通过改进十字均压槽的参数以及设计其他类型的十字均压槽,来增大这样的区域,那么对气浮轴承应用将有重要的意义,而怎么增大该区域,目前还没有相关的研究。

4 结束语

本文研究了平面静压气浮轴承在不同频率的扰动作用下动态响应,比较了十字均压槽对轴承静态和动态性能的影响。研究表明:尽管十字均压槽提高了平面静压气浮轴承的静态承载力,但是对刚度的影响,和稳态气膜厚度有极大关系。

对于多数气膜厚度,十字均压槽提高了轴承的静态刚度和动态刚度,但是降低了轴承的稳定性,这一点和理论分析一致^[21]。但是,在气膜厚度较小时十字均压槽降低了轴承的刚度,提高了轴承的稳定性。

尤其值得指出的是:在某个特定气膜厚度范围内,十字均压槽不仅仅提高了轴承的静态刚度和动态刚度,而且改进了轴承的稳定性。由于该范围较窄,对于工程应用较难,如果通过改进十字均压槽的参数以及设计其他类型的十字均压槽,拓宽该范围,那么对气浮轴承应用将有重要的意义,而怎么增大该区域,也是将来研究的重要方向。

参考文献 (References):

- [1] 孙 昂,马文琦,王祖温. 带有锥形气腔的平面气浮轴承的流畅分析[J]. 液压与气动,2008(1):14-17.
- [2] 孙 昂,于贺春,原 彬,等. 环形进气锥腔结构静压气体轴承性能研究[J]. 润滑与密封,2015,40(3):26-30.
- [3] 于贺春,李欢欢,胡居伟,等. 单狭缝节流径向静压气体轴承的静态特性研究[J]. 液压与气动,2015(6):19-23.
- [4] 文 明,姚 勇,何康昊,等. 精密气浮工作台动态特性仿真与优化[J]. 机床与液压,2017,45(2):20-24.
- [5] 胡俊宏,迟青卓,孙振鲁,等. 基于 Fluent 仿真的静压气浮轴承的研究[J]. 机床与液压,2015,43(4):78-80.
- [6] 李加福,孙 杰,胡佳成,等. 矩形止推气浮轴承的静态特性分析[J]. 液压与气动,2014(4):110-114.
- [7] 贾晨辉,高 靖,邱 明,等. 半球面气体轴承稳态承载力分析[J]. 轴承,2018,1(1):23-28.
- [8] 王春喜,姜云翔,张凌东,等. 静压气浮轴承工程设计方法

研究[J]. 宇航计测技术,2018,38(2):11-16.

- [9] CUI D, YAO Y, QIN D. Study on the dynamic characteristics of a new type externally pressurized spherical gas bearing with slot-orifice double restrictors [J]. *Tribology International*, 2010, 43(4):822-830.
- [10] 李陆军,张 鸣,胡金春,等. 平面静压气浮轴承垂直微冲击的稳定性[J]. 清华大学学报,2011,51(6):851-856.
- [11] 向 洋,陈 瀚,陈学东. 周期分布压力腔的小孔节流圆形静压气体轴承静动态特性研究[J]. 武汉理工大学学报,2012,34(2):115-120.
- [12] 陈东菊,边艳华,周 帅. 空气静压导轨气膜波动主要影响因素分析[J]. 机械工程学报,2014,50(15):97-103.
- [13] 卢志伟,马方杰,刘 波,等. 静压止推气浮轴承动特性的微扰动法研究[J]. 兵工学报,2016,37(1):149-154.
- [14] 张传伟,李东升,古 乐,等. 精密 H 型气体轴承的动态起停接触行为分析[J]. 机械工程学报,2018,54(6):18-24.
- [15] 裴 浩,龙 威,杨绍华,等. 空气静压轴承微振动形成机理分析[J]. 振动与冲击,2018,37(5):71-78.
- [16] 龙 威,裴 浩,杨绍华,等. 气旋现象对气体静压轴承微振动影响的实验[J]. 航空动力学报,2017,32(12):3049-3056.
- [17] 王祖温,郭良斌,包 钢,等. 单节流孔静压球面气体轴承动态特性的有限元分析[J]. 摩擦学学报,2003,23(5):416-420.
- [18] 郭良斌,包钢. 静压气体球轴承动态特性的实验研究[J]. 润滑与密封,2006(5):60-63.
- [19] 尹源,刘向峰,丛国辉,等. 外加压静压型机械密封均压槽设计对动态性能的影响[J]. 流体机械,2017(4):15-21.
- [20] HASSINI M A, ARGHIR M. A new approach for the stability analysis of rotors supported by gas bearings [C]. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, New York: ASME, 2013.
- [21] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计[M]. 北京:机械工业出版社,1999.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

李陆军. 十字均压槽对平面静压气浮轴承动态性能的影响研究[J]. 机电工程,2019,36(1):1-6.

LI Lu-jun. Influence of cross-groove on dynamics perturbation response of plane external-pressurized gas bearings[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(1):1-6.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>