

# 阶梯槽织构对水润滑止推轴承静态特性的影响

冯慧慧<sup>1</sup>, 蒋书运<sup>2</sup>, 姬翠翠<sup>1</sup>

(1.河海大学, 江苏 常州 213022; 2.东南大学, 南京 211189)

**摘要:** **目的** 研究非对称性阶梯槽织构对水润滑止推轴承静态特性的影响。**方法** 首先建立考虑表面织构、紊流以及 JFO 空化模型的 Reynolds 方程, 再采用有限差分法求解方程, 得到织构化轴承的压力分布以及剪应力; 然后对压力以及剪应力沿轴承表面积分, 求得轴承的承载力及摩擦力; 最后研究不同转速以及结构参数下阶梯槽织构对水润滑止推轴承承载力及摩擦力的影响规律。**结果** 若阶梯槽织构为前槽深、后槽浅, 且当前、后槽槽宽相等时, 承载力存在最大值; 对于前槽浅、后槽深的织构, 当前、后槽槽宽相等时, 承载力最小。当前槽槽深小于水膜间隙, 后槽槽深约为 0.67 倍的前槽槽深时, 轴承承载力最大; 当前槽槽深大于水膜间隙, 后槽槽深约为 0.33 倍的前槽槽深时, 轴承承载力最大。当前槽槽深不大于水膜间隙 (15  $\mu\text{m}$ ) 时, 存在使摩擦力最小的最佳槽深比; 当前槽槽深大于 15  $\mu\text{m}$  时, 随着前后槽深比从 0.33 增大至 1.68, 轴承摩擦力逐渐减小。**结论** 阶梯槽织构起到了减小水润滑止推轴承摩擦力的效果。将阶梯槽设计为沿水流方向前槽深、后槽浅, 且前、后槽槽宽相等, 可以得到较大的承载力。合适的阶梯槽表面织构参数能够实现大承载、低摩擦。**关键词:** 阶梯槽; 表面织构; 水润滑轴承; 止推轴承; 静态特性; 紊流; 空化

中图分类号: TG147 文献标识码: A 文章编号: 1001-3660(2018)11-0091-06

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2018.11.014

## Effect of Stepped-Groove Texture on the Static Performances of Water-lubricated Thrust Bearings

FENG Hui-hui<sup>1</sup>, JIANG Shu-yun<sup>2</sup>, JI Cui-cui<sup>1</sup>

(1.Hohai University, Changzhou 213022, China; 2.Southeast University, Nanjing 211189, China)

**ABSTRACT:** The work aims to investigate the effects of unsymmetrical stepped-groove texture on the static performances of water-lubricated thrust bearing. Firstly, the turbulent Reynolds equation considering surface texture, turbulence and JFO cavitation model was established, and then solved by Finite Difference Method to calculate the pressure distribution and viscous shear stress of textured bearing. Secondly, the load capacity and friction force were obtained by integration of the pressure and viscous shear stress over the bearing surface, respectively. Finally, the influences of the stepped-groove texture on the load capacity and friction force at different rotary speed and parameters were investigated. For the stepped-groove texture with deep front groove and shallow rear groove, the load capacity was the largest when the width of front groove was equal to that of rear groove. However, for the texture with shallow front groove and deep rear groove, the load capacity reached the minimum when the width of front groove was equal to that of rear groove. When the depth of front groove was smaller than the water film thickness and the ratio of rear groove depth to front groove depth was about 0.67, the load capacity of bearing reached the maximum. When the depth of front groove was greater than the water film thickness and the ratio of rear groove depth to front groove depth

收稿日期: 2018-06-25; 修订日期: 2018-07-29

Received: 2018-06-25; Revised: 2018-07-29

基金项目: 国家自然科学基金 (51705131, 51635004, 51505126); 中央高校基本科研业务费专项资金资助 (2016B14814)

**Fund:** Supported by the National Natural Science Foundation of China (51705131, 51635004, 51505126) and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (2016B14814)

作者简介: 冯慧慧 (1987—), 女, 博士, 讲师, 主要研究方向为流体润滑理论, 摩擦学。邮箱: fenghh@hhu.edu.cn

**Biography:** FENG Hui-hui (1987—), Female, Doctor, Lecturer, Research focus: fluid lubrication theory, tribology. E-mail: fenghh@hhu.edu.cn

was about 0.33, the load capacity of bearing reached the maximum. There was an optimal ratio of rear groove depth to front groove depth for the minimum friction force when the depth of front groove was smaller than the water film thickness ( $15\text{ }\mu\text{m}$ ). However, when the depth of front groove was greater than  $15\text{ }\mu\text{m}$ , the friction force gradually decreased as the ratio increased from 0.33 to 1.68. The stepped-groove texture can reduce the friction force of the water-lubricated thrust bearing. To obtain a great load capacity, the front groove should be deeper than the rear groove along the flow direction, but the width should be the same. Proper design of parameters of the stepped-groove texture can provide a large load capacity and lower friction force.

**KEY WORDS:** stepped-groove; surface texture; water-lubricated bearing; thrust bearing; static performance; turbulence; cavitation

近年来,水润滑动压轴承以其低黏度、低温升、良好的阻尼特性以及无污染等优良的性能引起了研究者的关注<sup>[1]</sup>。然而与传统的油润滑轴承相比,水的低黏度也导致了水润滑轴承承载能力的下降。在各种提高轴承性能的改进措施中,表面织构作为一种提升滑动轴承润滑性能的潜在方法,受到了广泛的关注。在流体润滑的情况下,在轴承表面加工出恰当的凹坑或凹槽等织构可以形成附加流体动压力,从而提高轴承的承载力,降低轴承表面间的摩擦<sup>[2-4]</sup>。

研究表明,不同的织构形状<sup>[5]</sup>、截面<sup>[6]</sup>、深度<sup>[7]</sup>、分布<sup>[8-9]</sup>、方向<sup>[10]</sup>等关键几何特征对轴承的压力分布、摩擦系数、承载力、温升等润滑性能的影响不同。高元等人<sup>[6]</sup>分析比较了矩形、椭圆形等不同形状的表面织构及其分布形式对径向轴承润滑性能的影响。结果表明,矩形凹槽的润滑效果最优。Wang 等人<sup>[7]</sup>以织构内部各点深度为设计变量,开展优化设计。结果表明,最优的织构底部深度使其承载力最大,因此,只有进行合理的表面织构设计才能改善轴承的润滑性能。Gherca 等人<sup>[11]</sup>研究了转速、载荷对织构化止推轴承压力分布、膜厚、流量等静态特性的影响。研究表明,即使在相同的织构几何参数下,运行参数不同,织构对轴承性能的影响也不同。Rahman 等<sup>[12]</sup>研究了织构化表面对平行推力轴承性能的影响。结果表明,表面织构不仅能提高轴承的承载力,还降低了轴承表面间的摩擦系数。尽管国内外学者针对表面织构对流体轴承润滑性能的影响开展了大量的理论与实验研究,然而目前对织构化轴承的研究主要基于普通的对

称性凹槽织构,而针对非对称性形状的凹槽织构对水润滑轴承润滑性能的影响尚未开展深入的研究。

凹槽织构的存在使得轴承表面形成水膜收敛区和发散区。在发散区,水膜易破裂,从而形成空化现象。此外,由于水的黏度低,在轴承高速运转时,水膜内易出现紊流现象。Zhang 等人<sup>[13]</sup>基于层流 Reynolds 方程,分析比较了采用 Reynolds 模型与 JFO 空化模型得到的织构化止推轴承的摩擦系数与压力分布,结果表明 JFO 模型能更好地描述其空化现象。Qiu 等人<sup>[14]</sup>指出,采用 JFO 空化模型的分析结果与实际更为相符。彭龙龙等人<sup>[5]</sup>指出表面织构加剧了水膜的紊流流动,而显著的紊流动能提高了水膜的压力与承载力。因此,对非对称性形状凹槽织构的水润滑轴承开展性能分析时,应充分考虑水膜内的紊流与空化效应,然而目前尚未有研究涉及。

本文以具有非对称性阶梯槽织构的水润滑止推轴承为研究对象,基于紊流 Reynolds 方程和 JFO 空化模型,采用有限差分法求解方程,并通过数值模拟研究了工况参数(转速)和几何参数(织构槽宽与槽深)对水润滑止推轴承承载力、摩擦力的影响规律。

## 1 几何模型

本文针对一种非对称性阶梯槽织构化止推水润滑轴承开展研究,轴承结构示意图如图 1 所示。轴承内径为  $41\text{ mm}$ ,外径为  $70\text{ mm}$ 。沿周向布置 60 个阶梯槽,每个阶梯槽的周向角度为  $4^\circ$ 。阶梯槽具有深槽

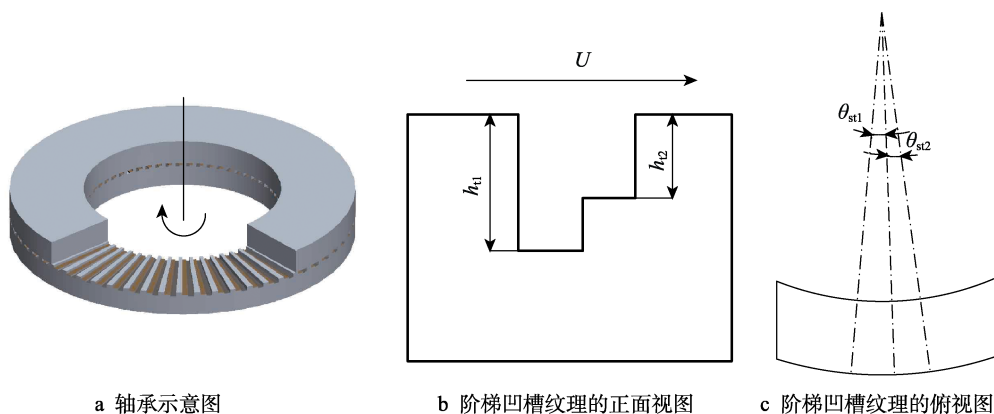


图 1 轴承及阶梯槽织构示意图

Fig.1 Schematic diagram of bearing and stepped-groove texture: a) schematic of bearing; b) front view of a stepped-groove texture; c) top view of a stepped-groove texture

和浅槽, 其槽深  $h_{st1}$ 、 $h_{st2}$  和槽宽  $\theta_{st1}$ 、 $\theta_{st2}$  各不相同。

## 2 基本方程

### 2.1 Reynolds 方程模型

水通常为 Newton 流体, 忽略惯性力的作用, 紊流无量纲 Reynolds 方程为<sup>[15]</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial R} \left( \frac{G_r R H^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{G_\theta H^3}{R \bar{\mu}} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \frac{R}{2} \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (1)$$

其中,  $R=r/r_{in}$ ;  $H=h/h_0$ ;  $P=p/p_0$ ;  $\bar{\mu}=\mu/\mu_0$ ;  $G_r$ 、 $G_\theta$  为紊流系数, 由式 (2) 算得<sup>[16]</sup>。

$$G_r = \frac{1}{12 + 0.0043 (\text{Re}_h)^{0.96}} \quad (2)$$

$$G_\theta = \frac{1}{12 + 0.0136 (\text{Re}_h)^{0.9}}$$

本文采用 JFO 空化模型表示水膜的破裂, 其中变量  $\phi$  和空化系数  $F$  表示如下<sup>[17]</sup>:

$$\frac{P - P_c}{P_0} = P - P_c = F\phi \quad (3)$$

$$\frac{\rho}{\rho_c} = 1 - (1 - F)\phi \quad (4)$$

$$F(r, \theta) = \begin{cases} 1 & \text{for } \phi \geq 0 \\ 0 & \text{for } \phi < 0 \end{cases} \quad (5)$$

将方程 (3) — (4) 带入到方程 (1) 中, 得到 JFO 紊流 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial R} \left( \frac{G_r R H^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial (F\phi)}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{G_\theta H^3}{R \bar{\mu}} \frac{\partial (F\phi)}{\partial \theta} \right) = \frac{R}{2} \frac{\partial [(1 + (1 - F)\phi)] H}{\partial \theta} \quad (6)$$

由于织构是阶梯槽形, 无量纲水膜厚度方程表示为:

$$H = \begin{cases} 1 & \text{封水面} \\ 1 + H_{st1} & \text{槽深1处} \\ 1 + H_{st2} & \text{槽深2处} \end{cases} \quad (7)$$

### 2.2 静态性能

采用有限差分法离散 Reynolds 方程, 通过 MATLAB 编写程序进行求解, 可得到轴承表面的压力分布, 通过对压力进行积分可以得到轴承的承载力:

$$W = \iint p r dr d\theta \quad (8)$$

粘性剪切应力可由下式得到<sup>[16]</sup>:

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + C_f \frac{\mu}{h} U \quad (9)$$

$$C_f = 1 + 0.0012 (\text{Re}_h)^{0.94}$$

通过对轴承表面的剪应力积分, 可以得到轴承的摩擦力:

$$F_f = \iint \tau r dr d\theta \quad (10)$$

## 3 结果分析与讨论

为了验证模型及程序的正确性, 本文首先将理论分析结果与文献中的实验数据进行对比。其次, 在建立的阶梯槽型织构化水润滑止推轴承润滑模型基础上, 研究了转速、水膜间隙、深浅槽槽深比、深浅槽槽宽比对轴承承载力以及摩擦力的影响。表 1 给出了计算所用的轴承参数。为了表达方便, 将具有前槽槽深为 15  $\mu\text{m}$ 、后槽槽深为 10  $\mu\text{m}$  的阶梯槽织构化轴承定义为 “15  $\mu\text{m}$ -10  $\mu\text{m}$ ”, 下文图中各曲线表示方法相同; 将不含织构的光滑表面轴承表示为 “0  $\mu\text{m}$ -0  $\mu\text{m}$ ”。

表 1 水润滑止推轴承参数

Tab.1 Parameters of water-lubricated thrust bearing

Item	Value
Inner diameter/mm	41
Outer diameter/mm	70
Viscosity/(Pa·s)	0.001
Density/(kg·m <sup>-3</sup> )	1000
Number of grooves	60

### 3.1 正确性验证

Zhang<sup>[13]</sup>对槽型织构化止推轴承开展了实验研究。沿轴承周向方向均布 24 个槽, 每个槽的角度为 8.4°, 槽深为 4.6  $\mu\text{m}$ , 轴承内径为 48 mm, 外径为 64 mm, 润滑油黏度为 0.083 Pa·s。采用本文的模型及程序计算得到理论分析结果, 与实验数据的对比如图 2 所示。其中二者的差值约为 2.5%~10.4%, 当转速最高时, 二者差值最小。考虑到误差的影响, 理论与实验结果的差值可以接受。因此, 上述模型可用于分析槽型织构化止推轴承的润滑特性。

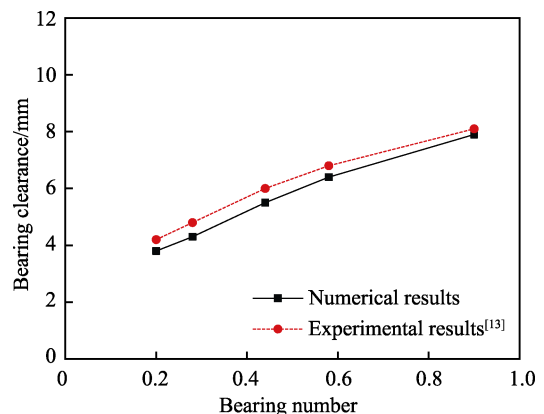


图 2 理论与实验数据对比图

Fig.2 Comparisons between theoretical and experimental results

### 3.2 转速对轴承润滑特性的影响

图 3 为阶梯槽织构化轴承的承载力、摩擦力随转

速的变化规律。其中,阶梯槽的前槽部分为深槽,槽深为  $15\text{ }\mu\text{m}$ ,槽宽为  $2^\circ$ ;后槽部分为浅槽,槽深为  $10\text{ }\mu\text{m}$ ,槽宽为  $2^\circ$ 。由图可知,随着转速的增大,其承载力近似线性单调增大。在流体润滑状态下,阶梯槽织构的存在产生了微小的楔形效应,形成附加流体动压效应,随着转速的增大,水膜内的动压效应逐渐增强,因此,其承载力逐渐增大。由图 3b 可知,随着转速的增大,轴承的摩擦力显著增大,而且摩擦力增大的幅度也逐渐增大;这与马文生、陈照波等人<sup>[18]</sup>的研究结论一致。这是由于轴承的转速越大,其剪切流越显著,剪切应力也越大。此外,阶梯槽结构化轴承 ( $15\text{ }\mu\text{m}-10\text{ }\mu\text{m}$ ) 的摩擦力小于光滑表面轴承 ( $0\text{ }\mu\text{m}-0\text{ }\mu\text{m}$ ) 的摩擦力,且转速越大,两者差值越大。

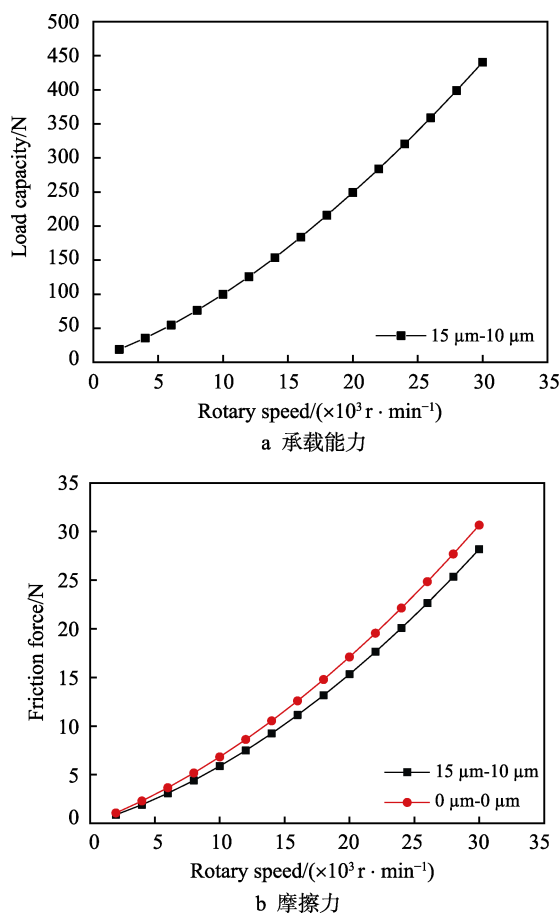


图3 静态特性随转速的变化  
Fig.3 Variation of static characteristics along with speed: a) load capacity; b) friction force

### 3.3 水膜间隙对轴承润滑特性的影响

图4为轴承承载力、摩擦力随水膜间隙的变化规律。其中,阶梯槽织构前槽深  $15\text{ }\mu\text{m}$ ,后槽深  $10\text{ }\mu\text{m}$ ,槽宽均为  $2^\circ$ 。由图知,随着水膜间隙的增大,轴承承载力逐渐降低,但仍然具有一定的承载力;轴承的摩擦力随着间隙的增大而显著减小,且结构化轴承的摩擦力小于光滑表面 ( $0\text{ }\mu\text{m}-0\text{ }\mu\text{m}$ ) 轴承的摩擦力。

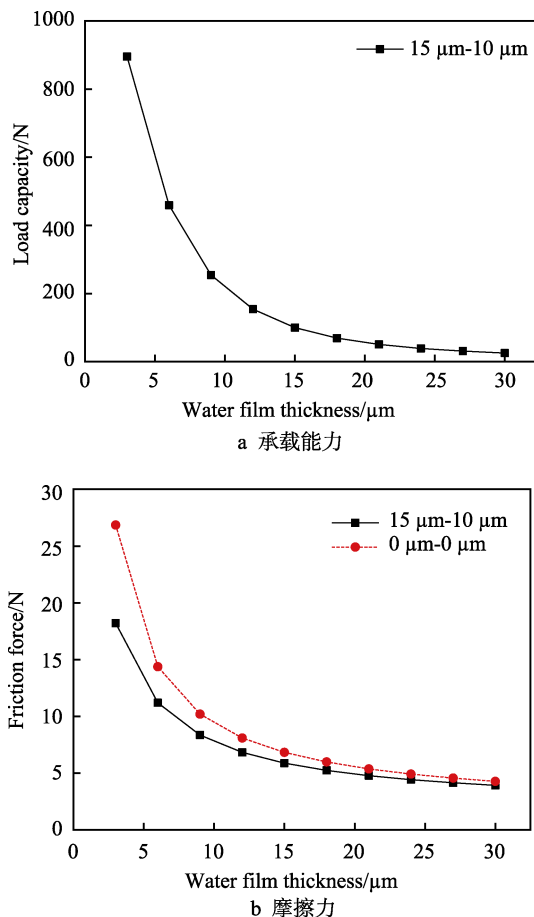


图4 静态特性随水膜间隙的变化  
Fig.4 Variation of static characteristics along with water film gap: a) load capacity; b) friction force

### 3.4 织构槽宽与槽深对轴承润滑特性的耦合影响

图5a为承载力随着槽宽变化的关系曲线。为了研究槽宽与槽深的耦合影响,本文分别对阶梯槽前槽深、后槽浅(实线)以及前槽浅、后槽深(虚线)的情况各取两组数据,分别为前槽深  $15\text{ }\mu\text{m}$ 、后槽深  $10\text{ }\mu\text{m}$  ( $15\text{ }\mu\text{m}-10\text{ }\mu\text{m}$ ),前槽深  $15\text{ }\mu\text{m}$ 、后槽深  $20\text{ }\mu\text{m}$  ( $15\text{ }\mu\text{m}-20\text{ }\mu\text{m}$ ),前槽深  $9\text{ }\mu\text{m}$ 、后槽深  $6\text{ }\mu\text{m}$  ( $9\text{ }\mu\text{m}-6\text{ }\mu\text{m}$ ),以及前槽深  $9\text{ }\mu\text{m}$ 、后槽深  $12\text{ }\mu\text{m}$  ( $9\text{ }\mu\text{m}-12\text{ }\mu\text{m}$ )。阶梯槽总槽宽为  $4^\circ$ ,随着前槽槽宽从  $0^\circ$ 增大至  $4^\circ$ ,相应地,后槽槽宽从  $4^\circ$ 减小至  $0^\circ$ 。转速为  $10\text{ }000\text{ r/min}$ 。由图知,当阶梯槽织构前槽深、后槽浅时,随着前槽槽宽的增大,轴承承载力先增大后减小;当前、后槽槽宽相等时( $2^\circ$ ),承载力存在最大值。然而,对于前槽浅、后槽深的织构,随着前槽槽宽的增大,轴承的承载力先减小后增大;当前、后槽槽宽相等时( $2^\circ$ ),承载力最小。由结果可知,设计时,应将阶梯槽设计为沿速度方向前槽深、后槽浅,且前、后槽槽宽相等,可以得到最大承载力。这是由于对于沿速度方向前槽深、后槽浅的织构化轴承,其前槽-后槽以及后槽-封水面之间均形成了收敛水膜,产生了附加动压效应,

增强其承载力;而对于前槽浅、后槽深的织构化轴承,其前槽-后槽之间形成发散水膜,仅在后槽-封水面之间形成收敛水膜。

图 5b 为摩擦力随着槽宽变化的关系曲线。由图知,随着前槽槽宽的增大,四种情况下的摩擦力变化较小。与无织构的轴承 ( $0\ \mu\text{m}-0\ \mu\text{m}$ ) 相比,织构化轴承的摩擦力较光滑表面的轴承摩擦力减小约 13%。

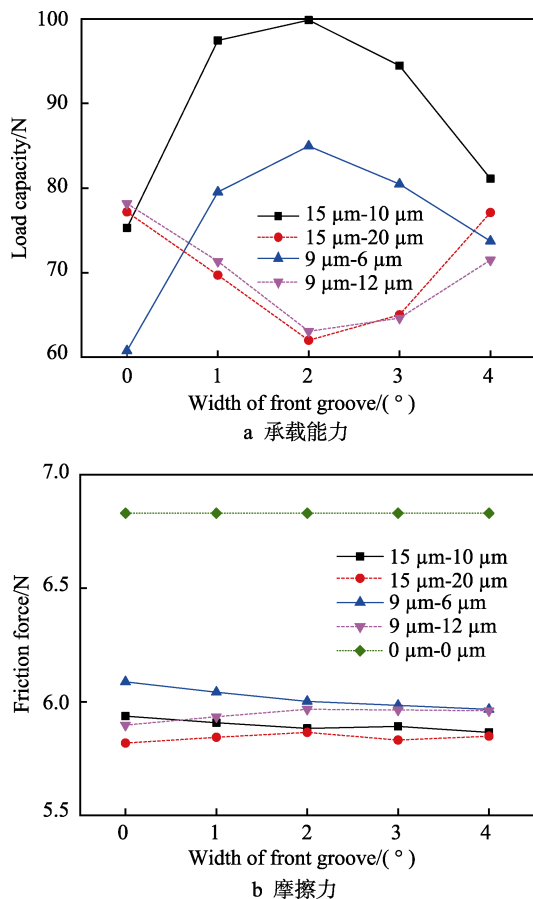


图 5 静态特性随槽宽的变化

Fig.5 Variation of static characteristics along with groove width: a) load capacity; b) friction force

### 3.5 阶梯槽槽深比对轴承润滑特性的耦合影响

图 6 为阶梯槽前槽槽深从  $6\ \mu\text{m}$  增大至  $21\ \mu\text{m}$  时,轴承的承载力与摩擦力随槽深比  $h_{12}/h_{11}$  的变化规律。如图 6a 所示,当前槽槽深小于水膜间隙 ( $15\ \mu\text{m}$ ) 时,随着槽深比从 0.33 增大至 1.68,承载力先增大后减小;当槽深比约为 0.67 时,承载力最大。然而当前槽槽深不小于水膜间隙 ( $15\ \mu\text{m}$ ) 时,承载力随着槽深比从 0.33 增大至 1.68 而减小,且随着槽深的增大而增大;当槽深比大于 0.67 时,承载力快速下降,且槽越深,下降速度越快。因此,对于阶梯槽织构化水润滑轴承而言,当前槽槽深小于水膜间隙,后槽槽深约为 0.67 倍的前槽槽深时,轴承承载力最大;当前槽槽深大于水膜间隙,后槽槽深约为 0.33 倍的前

槽槽深时,轴承承载力最大。

如图 6b 所示,当前槽槽深不大于水膜间隙 ( $15\ \mu\text{m}$ ) 时,随着槽深比的增大,轴承摩擦力先减小后略有增大,存在使摩擦力最小的最佳槽深比;当前槽槽深大于  $15\ \mu\text{m}$  时,随着槽深比从 0.33 增大至 1.68,轴承摩擦力逐渐减小。这一现象可能是由于轴承的摩擦力包括剪切流与压力流量部分,随着槽深比的增大,后槽的槽深逐渐增大,剪切流引起的摩擦力相应减小;而压力变化逐渐增大,压力流引起的摩擦力相应增大;当由压力流引起的摩擦力的减小量大于由剪切流引起的摩擦力的增加量时,轴承总的摩擦力减小。

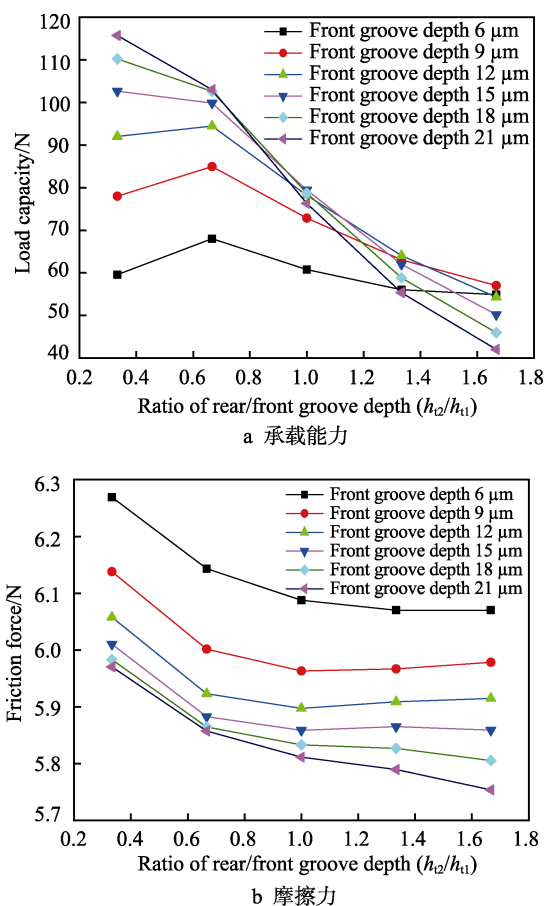


图 6 静态特性随阶梯槽后槽/前槽槽深比的变化

Fig.6 Variation of static characteristic with depth ratio of rear/front groove in stepped-groove: a) load capacity; b) friction force

## 4 结论

1) 随着转速的增大,具有阶梯槽结构的水润滑止推轴承的承载力、摩擦力显著增大,阶梯槽结构起到了减小水润滑止推轴承摩擦力的效果。

2) 若阶梯槽结构为前槽深、后槽浅,当前、后槽槽宽相等时,承载力存在最大值;对于前槽浅、后槽深的织构,当前、后槽槽宽相等时,承载力最小。因此,将阶梯槽设计为沿水流方向前槽深、后槽浅,且前、后槽槽宽相等,可以得到较大的承载力。随着

前槽槽宽的增大, 轴承的摩擦力变化较小。

3) 当前槽槽深小于水膜间隙, 后槽槽深约为 0.67 倍的前槽槽深时, 轴承承载力最大; 当前槽槽深大于水膜间隙, 后槽槽深约为 0.33 倍的前槽槽深时, 轴承承载力最大; 当前槽槽深不大于水膜间隙 ( $15\ \mu\text{m}$ ) 时, 存在使摩擦力最小的最佳槽深比; 当前槽槽深大于 ( $15\ \mu\text{m}$ ) 时, 随着前后槽深比从 0.33 增大至 1.68, 轴承摩擦力逐渐减小。

#### 参考文献:

- [1] 陈渭, 范洪杰, 吴连军. 水润滑高速主轴轴承研究综述[J]. 中国工程科学, 2013, 15(1): 21-27.  
CHEN Wei, FAN Hong-jie, WU Lian-jun. Review of water lubricated bearing for high speed spindle[J]. Engineering sciences, 2013, 15(1): 21-27.
- [2] GROPPER D, WANG L, HARVEY T J. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings[J]. Tribology international, 2016, 94: 509-529.
- [3] IBATAN T, UDDIN M S, CHOWDHURY M A K. Recent development on surface texturing in enhancing tribological performance of bearing sliders[J]. Surface & coatings technology, 2015, 272: 102-120.
- [4] WANG X L, KATO K, ADACHI K, et al. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water[J]. Tribology international, 2003, 36(3): 189-197.
- [5] 彭龙龙, 汪久根, 彭娟娟, 等. 表面织构对水润滑径向滑动轴承湍流特性的影响[J]. 润滑与密封, 2016, 41(2): 1-7.  
PENG Long-long, WANG Jiu-gen, PENG Juan-juan, et al. Effects of surface texture on turbulent lubrication of water-lubricated journal bearing[J]. Lubrication engineering, 2016, 41(2): 1-7.
- [6] 高元, 王文中, 赵自强, 等. 表面织构对滑动轴承润滑性能的影响[J]. 润滑与密封, 2016, 41(8): 6-13.  
GAO Yuan, WANG Wen-zhong, ZHAO Zi-qiang, et al. Effects of surface texture on lubrication performance of journal bearing[J]. Lubrication engineering, 2016, 41(8): 6-13.
- [7] WANG W, HE Y Y, ZHAO J, et al. Numerical optimization of the groove texture bottom profile for thrust bearings[J]. Tribology international, 2017, 109: 69-77.
- [8] TALA-IGHIL N, FILLON M. A numerical investigation of both thermal and texturing surface effects on the journal bearings static characteristics[J]. Tribology international, 2015, 90: 228-239.
- [9] LIN Q Y, WEI Z Y, WANG N, et al. Effect of large-area texture/slip surface on journal bearing considering cavitation[J]. Industrial lubrication and tribology, 2015, 67: 216-226.
- [10] PEI S Y, XU H, YUN M, et al. Effects of surface texture on the lubrication performance of the floating ring bearing[J]. Tribology international, 2016, 102: 143-153.
- [11] GHERCA A, FATU A, HAJJAM M, et al. Influence of surface texturing on the hydrodynamic performance of a thrust bearing operating in steady-state and transient lubrication regime[J]. Tribology international, 2016, 102: 305-318.
- [12] RAHMANI R, SHIRVANI A, SHIRVANI H. Optimization of partially textured parallel thrust bearings with square-shaped micro-dimples[J]. Tribology transactions, 2007, 50(3): 401-406.
- [13] ZHANG J Y, MENG Y G. Direct observation of cavitation phenomenon and hydrodynamic lubrication analysis of textured surfaces[J]. Tribology letters, 2012, 46(2): 147-158.
- [14] QIU Y, KHONSARI M M. On the prediction of cavitation in dimples using a mass-conservative algorithm[J]. Journal of tribology-transactions of the ASME, 2009, 131(4): 041702.
- [15] FENG H H, JIANG S Y. Dynamics of a motorized spindle supported on water-lubricated bearings[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers part C: Journal of mechanical engineering science, 2017, 231(3): 459-472.
- [16] CHUN S M, HA D H. Study on mixing flow effects in a high speed journal bearing[J]. Tribology international, 2001, 34(6): 397-405.
- [17] PAYVAR P, SALANT R F. A computational method for cavitation in a wavy mechanical seal[J]. Journal of tribology-transactions of the ASME, 1992, 114(1): 199-204.
- [18] 马文生, 陈照波, 焦映厚, 等. 转速数对滑动轴承动力学系数影响研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(5): 8-13.  
MA Wen-sheng, CHEN Zhao-bo, JIAO Ying-hou, et al. Effects of rotor speed on plain bearing dynamic coefficients[J]. Journal of vibration and shock, 2014, 33(5): 8-13.