

文章编号:1671-6833(2013)05-0043-05

层流紊流共存时径向滑动轴承热流体润滑性能分析

王迎佳^{1,2}, 刘敏珊², 岑少起¹, 秦东晨¹

(1. 郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001; 2. 郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘要:研究了无限宽动压径向滑动轴承油膜中层流、紊流2种流态共存和热效应对轴承特性的影响. 在考虑油膜中同时存在层、紊流2种流态的条件下,对雷诺方程、能量方程和黏温方程联立求解,得到油膜压力分布、温度分布、黏度分布、承载力、摩擦力等特性参数,并将某工况下混合流态时油膜特性结果与单一层流流态时的结果进行比较.结果表明,在绝热条件下,与单一层流流态相比,混合流态下油膜承载力、摩擦力较大,温升较高,黏度变化较大;热效应使轴承承载力明显下降.

关键词: 径向滑动轴承;层流;紊流;共存;热效应

中图分类号: TH117;TH133

文献标志码: A

doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2013.05.009

0 引言

用于旋转机械中流体动力润滑的滑动轴承有多种形式,典型的有圆轴承、椭圆轴承和可倾瓦轴承等,对此国内和国外学者已进行了较为深入完整的理论和实验研究^[1-5].随着轴承越来越向高速发展,又为了适应不同工作要求,动压滑动轴承的内部结构越来越复杂.一些航空航天用的高速滑动轴承轴瓦上开有深浅不一的环形腔,这对油膜特性有相当大的影响.由于这些深浅腔的存在,油膜厚度相差较大,各腔内雷诺数不同,就很有可能出现有的腔中油膜流态尚为层流,而有的腔中油膜流态已为紊流.若还按同一流态来计算,则不能客观准确地反映润滑油膜的真实流态,需要修正.

在相同的工况和结构条件下,由于部分腔中油膜流态为紊流,轴承的实际性能与根据层流理论算出的结果相比,应具有较大的承载能力、较大的摩擦功耗、较高的温升等;但同时,润滑油膜由于受到剪切力和压力共同作用,产生较大摩擦功耗,使油膜发热较多,温度升高导致黏度下降,油膜承载力则会降低.

所以,紊流流态的出现和油膜的热效应对轴承性能影响较大,笔者综合考虑两者,基于绝热条

件,针对深腔、浅腔和封油边分别建立雷诺方程、能量方程、黏温方程等,利用流量连续条件和压力协调条件,联立求解这些方程,从而对某型多腔动压径向滑动轴承在层流、紊流两种流态共存情况下的油膜压力分布、温度分布、承载力、黏度变化和雷诺数变化等进行了研究,并将所得到的结果与单一层流情况下的结果进行了对比.

1 基本润滑方程

在同时考虑热效应和层流、紊流润滑共存时,润滑基本方程包括:雷诺方程、能量方程、黏温方程、流量方程和油膜厚度方程.

1.1 基本方程

1.1.1 雷诺方程及边界条件

轴承示意图如图1所示,由于深腔、浅腔、封油边的连接处油膜厚度均有阶梯变化且各腔内油膜厚度呈楔形变化,若要保持流动的连续性,油膜中将产生流体动压力.

假设润滑油为不可压缩牛顿流体,忽略惯性力影响,沿膜厚方向恒压恒温.则无限宽径向滑动轴承内油膜雷诺方程为

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{h_i^3}{k_i \mu_i} \frac{dp_i}{d\varphi} \right) = \frac{dh_i}{d\varphi}, i = 1, 2, 3, \quad (1)$$

式中:下标1、2、3分别表示深腔、浅腔和封油边;

收稿日期:2013-05-15;修订日期:2013-06-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075373);河南省基础与前沿技术研究计划项目(132300410068);河南省教育厅自然科学研究计划项目(2011A460011)

作者简介:王迎佳(1980-),女,河南郑州人,郑州大学讲师,硕士,主要从事摩擦学、润滑理论和机械设计的研究, E-mail:wangyingjia@zzu.edu.cn.

p_i 为油膜压力; h_i 为油膜厚度; μ_i 为润滑油动力黏度; $k_1 = k_x$, k_x 为紊流因子,按壁面定律 $k_x = 1 + 0.001 133 (R_{e1})^{0.9[3]}$, R_{e1} 为深腔中油膜的雷诺数, $k_2 = k_3 = 1$; φ 为油膜内任意一点的周向角坐标. 不考虑从层流变为紊流的过渡区状态.

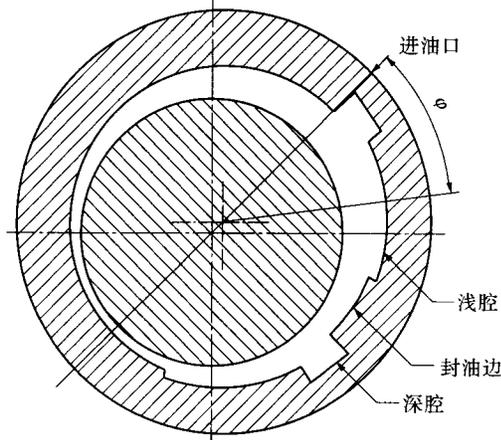


图1 多腔径向滑动轴承示意图

Fig.1 The journal bearing with cavities

式(1)满足 Reynolds 边界条件:在进油边界上, $\varphi = 0, p = 0$; 在油膜破裂边上, $\varphi = \varphi_i, p = 0, dp/d\varphi = 0$.

油膜破裂边为域内一条待定曲线^[6],将以上边界条件代入式(1)即可求得其周向角度 φ_i ,从而确定轴承内完整的油膜润滑区域范围.

流体从层流变为紊流的临界雷诺数为 $R_{ec} = 41.1\sqrt{r/c}$ ^[3],其中, r 为轴颈半径; c 为油膜间隙,当油膜雷诺数 R_e 小于 R_{ec} 时为层流;当 R_e 大于或等于 R_{ec} 时为紊流.

1.1.2 能量方程及边界条件

能量方程基于以下假设:流体内部由于黏性而产生的热,全部被润滑油带走,不发生热传导^[1];润滑油在进油处的温度最低;润滑油密度和比热恒定不变,黏度只是温度的函数.

$$\frac{\mu_i U^2}{h_i} + \frac{h_i^3}{k_i \mu_i} \left(\frac{dp_i}{rd\varphi} \right)^2 = \rho c_v \left(\frac{U h_i}{2} - \frac{h_i^3}{k_i \mu_i r d\varphi} \right) \frac{dT_i}{rd\varphi}, i = 1, 2, 3, \quad (2)$$

式中: U 为轴颈的转动线速度; ρ 为润滑油密度; c_v 为润滑油比热; T_i 为油膜温度.

边界条件:在进油边界上, $\varphi = 0, T = T_0, \mu = \mu_0$,其中 T_0, μ_0 分别为进油口处润滑油的温度和动力黏度.

1.1.3 黏温方程

不可压缩流体的黏度随温度的升高很快降

低,两者关系可用一些近似的公式表示,如 Reynolds 黏温关系式、Vogel 公式等,笔者使用 Reynolds 黏温关系式,该方程表达如下:

$$\mu_i = \mu_0 e^{-\alpha(T_i - T_0)} \quad i = 1, 2, 3, \quad (3)$$

式中: α 为黏温指数.

1.1.4 流量方程

根据流量平衡条件,单位时间内通过油腔内单位宽度截面的体积流量应相等

$$q_i = \frac{h_i}{2} U - \frac{h_i^3}{\mu_i k_i} \frac{dp_i}{dx} \quad i = 1, 2, 3. \quad (4)$$

1.1.5 油膜厚度方程

如图1所示,在实际运转状态下,各腔构成的油膜楔形相互连接形成一具有阶梯结构的径向滑动轴承.轴承各部分油膜厚度方程为:

$$h_i = c + h'_i + \varepsilon \cos \varphi \quad i = 1, 2, 3, \quad (5)$$

式中: h_i 为各部分油膜厚度; h'_i 为各腔深度, $h'_3 = 0$.

1.2 无量纲化的基本方程

为便于数值计算并使解更有通用性,对上述各基本方程无量纲化.相应的无量纲参数为:

$$\bar{\mu}_i = \mu_i / \mu_0, H_i = h_i / c,$$

$$P = p [c^2 / (6\mu_0 \omega r^2)], \bar{T} = T / T_0, \varepsilon = \varepsilon / c,$$

将上述无量纲系数代入各基本方程无量纲雷诺方程

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{H_i^3}{k_i \bar{\mu}_i} \frac{dP_i}{d\varphi} \right) = \frac{dH_i}{d\varphi}, i = 1, 2, 3; \quad (6)$$

能量方程

$$\rho \left(H_i - \frac{H_i^3}{k_i \bar{\mu}_i} \frac{dP_i}{d\varphi} \right) \frac{d\bar{T}_i}{d\varphi} = A_1 \frac{\bar{\mu}_i}{H_i} + A_2 \frac{H_i^3}{k_i \bar{\mu}_i} \left(\frac{dP_i}{d\varphi} \right)^2, i = 1, 2, 3, \quad (7)$$

其中: $A_1 = 2\mu_0 U r / c_i T_0 c^2, A_2 = A_1 / 4$;

无量纲黏温方程

$$\bar{\mu}_i = e^{-\alpha T_0 (\bar{T}_i - 1)}, i = 1, 2, 3; \quad (8)$$

无量纲油膜厚度

$$H_i = 1 + (h'_i / c) + \varepsilon \cos \varphi, i = 1, 2, 3. \quad (9)$$

1.3 计算结果

联立以上各方程组,并利用流量连续条件和压力协调条件,即得到各油腔内的压力分布和温度分布.

1)无量纲温度分布

$$\bar{T}_i = \frac{1}{\alpha T_0} \ln(B_1 \psi + B_2 \sin \psi + B_3 \sin 2\psi + C_n) + 1, \quad (10)$$

式中: C_n 为各段积分常数(通过各腔在阶梯处温度相等求得,不再列出);

$$B_1 = -\frac{\alpha T_0}{\rho C (\bar{H}_i^2 - \varepsilon^2)^{\frac{5}{2}}} \left\{ (A_1 + A_2 k_i) (\bar{H}_i^2 - \varepsilon^2)^2 + CA_2 k_i \left[2(\bar{H}_i^2 - \varepsilon^2) \bar{H}_i + C \left(\bar{H}_i^2 + \frac{\varepsilon^2}{2} \right) \right] \right\};$$

$$B_2 = \frac{2\varepsilon A_2 k_i \alpha T_0}{\rho (\bar{H}_i^2 - \varepsilon^2)^{\frac{5}{2}}} [C \bar{H}_i + \bar{H}_i^2 - \varepsilon^2];$$

$$B_3 = -\frac{C\varepsilon^2 A_2 k_i \alpha T_0}{4\rho (\bar{H}_i^2 - \varepsilon^2)^{\frac{5}{2}}}, C = -1 - \varepsilon \cos \varphi_i;$$

$$\psi = 2 \arctan \left(\sqrt{\frac{H_i - \varepsilon}{H_i + \varepsilon}} \tan \frac{\varphi}{2} \right), \bar{H}_i = 1 + (h'_i/c).$$

2) 无量纲黏度分布

$$\bar{\mu}_i = (B_1 \psi + B_2 \sin \psi + B_3 \sin 2\psi + C_n)^{-1}. \quad (11)$$

3) 无量纲压力分布

$$P_i = \int_{\varphi_c}^{\varphi} k_i \bar{\mu}_i (H_i^{-2} + CH_i^{-3}) d\varphi + P_{i-1}. \quad (12)$$

4) 无量纲承载力:

无量纲承载力沿 ζ 和 η 方向的分量

$$\bar{F}_\zeta = \int_0^{\varphi_i} P_i \cos \varphi d\varphi, \quad (13)$$

$$\bar{F}_\eta = \int_0^{\varphi_i} P_i \sin \varphi d\varphi, \quad (14)$$

则无量纲承载力:

$$\bar{F} = \sqrt{\bar{F}_\zeta^2 + \bar{F}_\eta^2}. \quad (15)$$

5) 油膜承载力:

$$F = 3LU \frac{r^2 \mu_0}{c^2} \bar{F}. \quad (16)$$

6) 偏位角

$$\theta = \arctan(-\bar{F}_\eta / \bar{F}_\zeta). \quad (17)$$

7) 摩擦力

轴颈转动时所受摩擦力:

$$F_t = \int_0^{2\pi} \left\{ - \left[-\mu \frac{U}{h} + \left(y - \frac{h}{2} \right) \frac{dp}{dx} \right] \right\} l r d\varphi = \frac{3\mu_0 U l r}{c} \bar{F}_t, \quad (18)$$

式中: \bar{F}_t 为无量纲摩擦力.

8) 阻力系数

阻力系数为无量纲摩擦力与承载力的比值,表明二者间的相对关系,

$$f = \bar{F}_t / \bar{F}. \quad (19)$$

2 径向滑动轴承润滑性能分析

具体的工况参数和几何参数如下:轴颈直径 $r = 0.05$ m,半径间隙 $c = 0.15$ mm,深腔、浅腔和封

油边对应圆心角分别为 15° 、 50° 和 25° , $\varphi = 90^\circ \sim 180^\circ$ 内重复以上结构,深腔深度 $h'_1 = 1.2$ mm,浅腔深度 $h'_2 = 0.5$ mm,进油温度为 40°C ,进油压力为零,采用 46 号透平油.临界雷诺数为 750.以下研究在不同偏心率条件下轴承的性能变化情况.

2.1 油膜压力分布

图 2 为偏心率 $\varepsilon = 0.2$ 时笔者所讨论的轴承与圆柱轴承的沿周向无量纲压力分布曲线.与文献[1]和[7]中圆柱轴承全层流时无量纲周向压力分布(等温解)相比,曲线形态较为一致,近似呈三角形或抛物线分布.但由于多个阶梯的影响,轴承最大油膜压力 P_{\max} 较前述圆轴承出现的位置沿周向更远离进油口,在数值上比后者稍小,这是受结构参数、温度升高较快等因素综合影响的结果.从多腔轴承的压力分布形状、最大油膜压力所发生的位置来看均是合理的,符合 Rayleigh 阶梯轴承所具有的特点^[1,8].

进油口处雷诺数为 800,深腔中油膜流态为紊流,其余区域均为层流,即油膜处于层流和紊流共存的状态,若此时仍按照单一层流来计算,则会产生误差,这种误差由图 2 中清晰可见.如图 2 所示,混合流态下最大油膜压力大于单一层流流态,完整油膜润滑区域也大于后者.由于在各阶梯处油膜厚度有突变,压力连续而压力梯度不连续.

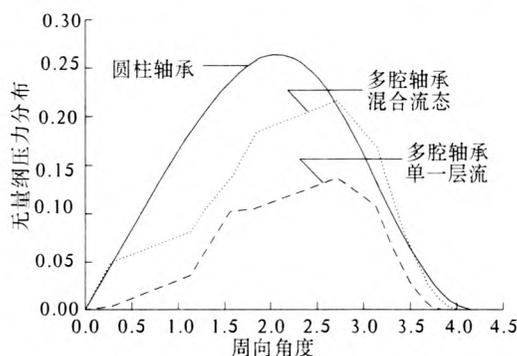


图 2 无量纲压力分布

Fig. 2 Dimensionless film pressure distribution along circumference

2.2 油膜无量纲最大压力和承载力

图 3 为油膜无量纲最大压力和承载力随偏心率增大而变化的情况.最大油膜压力总出现在第二个浅腔和封油边交界处附近,与承载力的计算结果一样均随偏心率的增大而增大,且混合流态下二者数值总大于层流计算结果.相同偏心率时,混合流态下油膜承载力更大,说明若得到相同承载力,处于混合流态下的轴承的偏心更小.

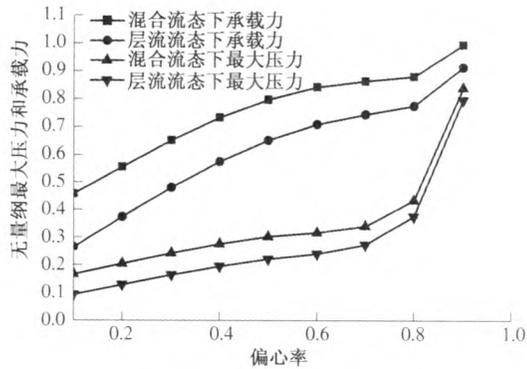


图3 无量纲最大压力和承载力

Fig.3 The maximum dimensionless film pressure and the dimensionless load_carrying capacity

2.3 无量纲摩擦力和阻力系数

图4为轴承油膜无量纲摩擦力和阻力系数随偏心率变化的曲线图.图中说明,由于紊流的存在,靠近壁面的速度梯度大大提高,相当于增加了润滑油黏度,因此,和按照层流流态计算值相比,在显著提高轴承承载能力的同时,也显著增加了摩擦阻力.阻力系数体现的是无量纲阻力和承载力的比值,随着偏心率的增大,混合流态下阻力系数持续减小.

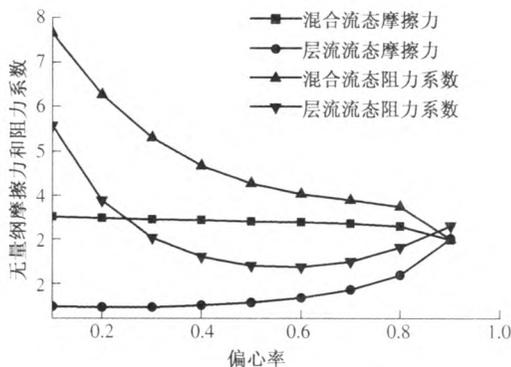


图4 无量纲摩擦力和阻力系数

Fig.4 The dimensionless friction and resistance coefficient

2.4 无量纲黏度和温度

图5为油膜沿周向出现的无量纲最小黏度和最高温度随偏心率的增大而变化的曲线图.从图中可以看出,随着偏心率不断增大,润滑油黏度明显下降,且降幅越来越大,油膜温度明显升高,且升幅越来越大,最高温度出现在最小油膜厚度下游接近油膜破裂边处.所以,热效应对轴承性能的影响较大,在相对剪切运动和压力作用下,互相粘滞的油膜内各油层之间产生摩擦功耗,油膜温度升高而导致黏度下降.若轴速不太高或载荷较轻时,等温理论可以接受,但当速度较高时,就必须

考虑润滑中的热效应和温度场的影响.在油膜中出现紊流流态时,热效应尤其不能忽略.

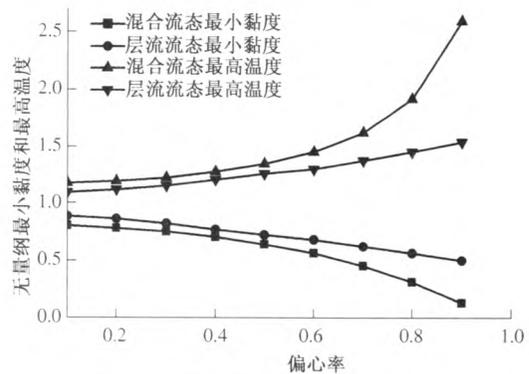


图5 无量纲最低黏度和最高温度

Fig.5 The minimum dimensionless viscosity and maximum dimensionless temperature

2.5 完整油膜润滑区域和偏位角

图6为轴承内完整油膜润滑区域和偏位角的大小随偏心率的增大而变化的曲线图.由图可见,轴承中完整油膜区域范围沿周向均大于 π ,随着偏心率的逐渐变大,油膜破裂边逐渐向最小油膜厚度处靠近,当偏心率很大时,油膜在刚过最小油膜厚度处即破裂.并且,在相同偏心率条件下,混合流态下油膜比按层流计算的油膜在更远离最小油膜厚度处破裂.混合流态和层流流态下偏位角数值接近,当偏心率较大时,前者比后者稍大;前者与文献[1]中圆柱轴承在层流流态下的偏心率相比,数值较小.

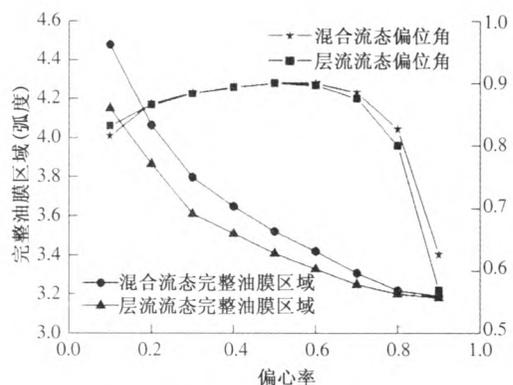


图6 完整油膜区域和偏心率

Fig.6 The full oil lubrication area and eccentricity

3 结论

应用层流、紊流及热流体润滑理论对沿周向开有深浅腔的动压滑动轴承的主要性能进行了研究,结果表明,与单一流态相比,混合流态下油膜承载力和摩擦力较大,温升较高,黏度变化较

大;随着偏心率的增大,油膜压力峰值和承载力增大,温升较高,黏度减小更多.所以,层流、紊流流态的共存状态和热效应对轴承的承载力等主要特性有着不可忽略的影响.因此,在计算轴承特性之前,应准确判断油膜中流态,并考虑热效应是非常必要的.

参考文献:

- [1] PINKUS O, STERNLICHT B. Theory of hydrodynamic lubrication[M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1961.
- [2] ORCUTT F K, ARWAS E B. The steady-state and dynamic characteristics of a full circular bearing and a partial arc bearing in the laminar and turbulent flow regimes[J]. J Lubr Technol, 1967(12):43-53.
- [3] 张直明,张言羊,谢友柏,等.滑动轴承的流体动力润滑理论[M].北京:高等教育出版社,1986.
- [4] BOUBENDIR S, LARBI S, BENNACER R. Numerical study of the thermo-hydrodynamic lubrication phenomena in porous journal bearings[J]. Tribology International, 2011, 44(1):1-8.
- [5] SANTOS E N, BLANCO C J C, MACEDO E N, et al. Integral transform solution for the analysis of hydrodynamic lubrication of journal bearing[J]. Tribology International, 2012(52):161-169.
- [6] 孙大成. 润滑力学[M]. 北京:中国友谊出版社,1991.
- [7] 王凤才,袁小阳,朱均. 变阶梯结构自适应径向滑动轴承的研究[J]. 摩擦学学报,2000, 20(3):197-200.
- [8] RAHMANI R, SHIRVANIA A, SHIRVANIA H. Analytical analysis and optimization of the rayleigh step slider bearing[J]. Tribology International, 2009, 42(5):666-674.

Analysis of Lubrication Performance of Hot Fluid of Journal Bearing under the Coexistence State of Fluid with Laminar Flow and Turbulence

WANG Ying-jia^{1,2}, LIU Min-shan², CEN Shao-qi¹, QIN Dong-chen¹

(1. School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. The School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: In this paper, the characteristics of an infinitely wide journal bearing are investigated theoretically. In the bearing the laminar flow and turbulence, so-called coexistence state, are assumed to be existed simultaneously in the oil film. And the thermal effect of lubrication oil is also considered. Under previous assumptions, the coupling governing equations of bearing such as Reynolds equation, energy equation and temperature-viscosity equation are solved together. Then we obtain the solutions of pressure, temperature, viscosity, friction and carrying-capacity fields. After we compared these solutions with those under the pure laminar flow state, some meaningful conclusions are given as follows. If adiabatic condition is satisfied in the bearing, compared to pure laminar flow state, bigger load-carrying capacity and friction, larger changing of oil viscosity and higher temperature will be found under coexistence state. Meanwhile, the load-carrying capacity of bearing significantly decreases when thermal effect is taken into account.

Key words: journal bearing; laminar flow; turbulence; coexist; thermal effect