

变阶梯结构自适应径向滑动轴承的研究

王凤才, 袁小阳, 朱 均

(西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 分析了变阶梯结构自适应径向滑动轴承油膜压力的形成机理, 并建立了二段油膜楔形耦合变阶梯结构的流量控制方程. 采用有限差分法交叉循环迭代求解了油膜压力的雷诺方程和变阶梯结构的流量控制方程, 比较了设计参数对这种径向滑动轴承的最小油膜厚度、压力分布、承载能力、摩擦阻力等性能和温升的影响. 研究表明: 合理地选择设计参数可以使得这种滑动轴承具有较好的润滑性能和承载特性.

关键词: 变阶梯结构自适应径向滑动轴承; 流量控制方程; 耦合变阶梯结构; 有限差分法

中图分类号: TH113.22

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2000)03-0197-05

典型的用于旋转机械中的流体动力润滑滑动轴承一般有圆轴承、椭圆轴承和可倾瓦轴承等结构形式. 对此已进行了比较深入完整的理论与实验研究^[1-4]. 流体动力润滑滑动轴承的结构形式随着机组向着高速化、大型化发展亦对轴承的承载特性、可靠性和稳定性提出更高的要求而使其日趋复杂化, 并由此出现了一些新结构滑动轴承^[5-7]. 以大型汽轮机或水轮机组为例, 发展了由单一油叶或油楔型到油叶与油楔组合型、圆与椭圆复合、瓦面上开设多种沟槽及具有复杂型线等的特种轴承^[6]. 对滑动轴承性能要求的提高不断促使发展和研究这些新结构轴承^[7-10]. 本文针对具有由固定瓦体与活动瓦体构成二段油膜楔形直接耦合出变阶梯结构的滑动轴承, 亦即所谓的变阶梯结构自适应径向滑动轴承, 阐述了轴承油膜压力的形成机理并建立了相应的数学模型. 用不等距网格有限差分法分点交叉迭代求解了联立润滑方程组. 由于一般圆轴承理论与实验研究结果较为丰富, 本文将通过与一般圆轴承进行比较, 详细分析设计参数对这种变结构轴承润滑性能及承载特性的影响.

1 基本润滑理论

1.1 油膜厚度方程

变阶梯结构自适应径向滑动轴承一般由转轴、固定瓦块部分和活动瓦块部分组成, 其结构形式示意图如图 1 所示. 在实际承载状态下和保证固定瓦与活动瓦两部分良好配合情况下, 两瓦块构成的二段油膜楔

形相互直接耦合形成一具有可随动变阶梯结构的滑动轴承. 轴承两部分无量纲油膜厚度方程为^[5,11]:

$$H_1 = 1 + \epsilon \cos(\varphi - \theta), \quad (1)$$

$$H_2 = 1 - u \cos(\beta_1 - \varphi) + \epsilon \cos(\varphi - \theta) + \delta \sin(\beta_1 - \varphi) / \Psi \quad (2)$$

式中: H_1 为第一阶段固定瓦部分的油膜厚度; ϵ 为轴颈偏心率; φ 为瓦面上任意一点的周向角坐标; θ 为轴

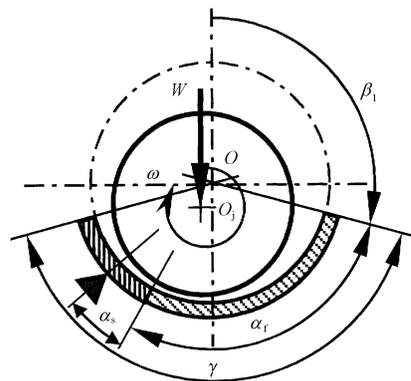


Fig 1 A adaptive variable step structure journal bearing with two-step film

图 1 变阶梯结构自适应径向滑动轴承

承的偏位角 H_2 为第二阶段活动瓦部分的油膜厚度; u 为相对间隙比; β_1 为活动瓦块支点角坐标, $\beta_1 = \alpha_1 + \beta_2 + \alpha_2$; δ 为瓦块摆角; Ψ 为间隙比.

1.2 雷诺方程及边界条件

假设润滑油为不可压缩牛顿流体, 稳态层流流动

* 国家自然科学基金资助项目(19990510).

1999-10-25 收到初稿, 2000-03-10 收到修改稿/本文联系人王凤才.

王凤才 男, 36 岁, 博士, 主要从事摩擦学、润滑理论、机械设计和机械传动研究

且无滑移、彻体力和惯性力忽略不计、沿膜厚方向恒压恒温, 则固定瓦与活动瓦两部分油膜厚度连续的油膜压力分布可由无量纲雷诺方程表示为^[5]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 6 \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (3)$$

式(3)满足 Reynolds 边界条件^[5,11]和补充条件: 在轴承两端面压力为环境压力, $\lambda = \pm 1, P = 0$; 在进油边 Γ_1 上, $\varphi = \varphi_1, P = P_0$; 在出油边 Γ_2 上, $\varphi = \varphi_2, P = 0$; 在油膜破裂边 Γ_c 上, $\varphi = \varphi_c, P = 0$, 同时在 Γ_c 上, $\varphi_c \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$

式中: Γ_c 表示域内一条待定曲线^[11]; 无量纲油膜压力 $P = p / (2\mu_0 \omega \Psi^2)$; μ_0 为进油温度 T_0 的动力粘度; 无量纲时间参数变量 $\tau = \omega t$.

1.3 流量平衡方程

对于变阶梯结构自适应径向滑动轴承, 由于阶梯处的油膜厚度沿 φ 方向导数不连续, 因而不能用雷诺方程求解该处的压力. 本文采用流量连续条件来解决这一问题^[8], 并考虑固定瓦体与活动瓦体良好配合情况下进行研究分析. 在围绕固定瓦与活动瓦两段油膜楔形耦合的变阶梯结构处取如图 2 所示的微分控制

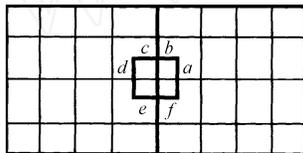


Fig 2 Control volume on variable step structure with two-step film
图 2 变阶梯结构上的控制体积

体单元. 流量连续性原理要求流入控制体单元流量以及因轴颈在该阶梯处扰动速度 V_j 引起的单元体积变化量 Q_{jv} 和流出控制体单元流量及活动瓦块在该阶梯处扰动速度 V_δ 引起的单元体积变化量 Q_δ 平衡, 即:

$$Q_a + Q_b + Q_c + Q_{jv} = Q_d + Q_e + Q_f + Q_\delta \quad (4)$$

式中: $Q_{jv} = V_j \delta$, $V_j = \Delta x^\circ \sin \varphi_1 - \Delta y^\circ \cos \varphi_1$, Δx° 和 Δy° 分别为轴颈中心在水平和垂直方向的扰动速度, δ 为微分控制体单元上的润滑油与轴颈界面面积^[10]; $Q_\delta = V_\delta \delta \Delta$, $V_\delta = \Delta \xi \dot{\varphi}$, $\Delta \xi$ 为活动瓦块的扰动角速度, R_i 为活动瓦块支点至阶梯位置的距离; 沿圆周 φ 和轴向 z 方向的流量可分别表示为^[2, 11, 12],

$$Q_i = \left[\frac{U h_i}{2} - \frac{h_i^3}{12 R \mu_0} \left(\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) \right] \delta z_i,$$

$$(i = a, d), \quad (5)$$

$$Q_i = \left[- \frac{h_i^3}{12 \mu_0} \left(\frac{\partial p}{\partial \lambda} \right) \right] \delta R_i,$$

$$(i = b, c, e, f). \quad (6)$$

式中: U 为轴颈的切向速度^[2, 8].

1.4 力矩平衡方程

当不计活动瓦块各部分摩擦阻力和自重引起的力矩时, 则活动瓦块部分无量纲力矩平衡方程为:

$$\bar{M}_t = \frac{M_t \Psi^2}{\mu_0 \omega R^2 L} = \int_{-\varphi_1}^{\varphi_2} P \sin(\beta_i - \varphi) d\varphi d\lambda = 0 \quad (7)$$

式中: β_i 为活动瓦块部分的支点轴处角坐标; φ 为变阶梯处的周向角坐标; 活动瓦块上润滑油出口处周向角坐标 $\varphi = \varphi_1 + \beta_i$.

2 变阶梯结构自适应滑动轴承润滑性能计算

用不等距网格差分法迭代求解雷诺方程及流量平衡方程既可以获得整个油膜压力的分布. 考虑到在较大或较小偏心率时两段油膜直接耦合变阶梯在具体迭代中的影响, 在整个计算循环过程中根据压力及力矩迭代情况采取变方向和步长交叉迭代修正活动瓦块摆角方法来求解基本润滑方程组以获得稳定的收敛结果. 设轴承长径比 $L/D = 0.4$, 间隙比 $\Psi = 0.001$, 进油温度为 40 时的润滑油粘度 $\mu_0 = 44.5 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 以两段油膜总包角 $\gamma = 150^\circ$; 进油边位置的角坐标 $\beta_1 = 105^\circ$; 固定瓦块包角 $\alpha = 105^\circ$; 活动瓦块包角 $\alpha = 45^\circ$ 和活动瓦块支点与变阶梯位置所夹角 $\alpha = 15^\circ$ 时的情况(见图 1)和相同运转条件的, 且瓦块包角为 $\alpha = 150^\circ$ 的一般圆轴承情况比较来分析这种轴承的润滑性能. 本文分析中所给出的一般圆轴承润滑性能参数及其变化规律是与目前大多数相应文献所给出的理论及实验结果是基本吻合的和可靠的^[13]. 这样, 通过以一般圆轴承为参考或对比研究, 将有助于正确分析与理解所讨论的变结构轴承的工作原理及其润滑特性的合理性. 其它计算表达式具体见文献[2].

2.1 油膜压力分布

图 3 为偏心率 $\epsilon = 0.8$ 时的变阶梯结构自适应滑动轴承与一般圆轴承的无量纲周向压力分布曲线. 可见, 这种变结构轴承的压力分布形态与一般圆轴承的压力分布较为一致^[8, 9, 14, 15], 即压力分布呈现准三角形或抛物线分布. 但是由于阶梯的作用, 变结构轴承最大油膜压力 P_{\max} 位于阶梯处, 即距进油边角度 $\varphi = 105^\circ$ 处. 而对于一般圆轴承来说, 其最大油膜压力

位于距进油边角度 $\varphi = 82.5^\circ$ 处, 即最小油膜厚度 H_{min} 附近. 在数值上, 变结构轴承的最大比压比一般圆轴承的增大了 40.5%, 相应的承载能力 ξ 增大了 21.3%. 在进油边附近 φ 小于 60° 的油膜上, 这两种轴

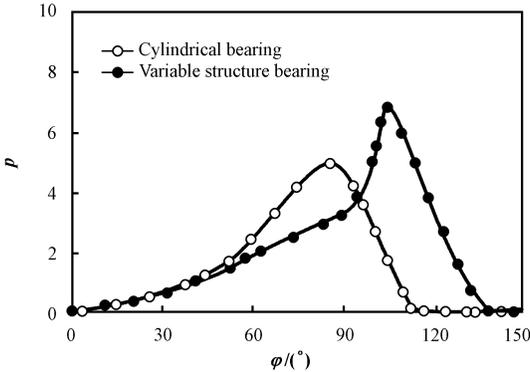


Fig 3 Dimensionless film pressure distribution along mid-circumference
图 3 油膜压力分布

承的油膜压力变化相差不大. 从变结构轴承的压力分布形状, 最大油膜压力所发生的位置及其承载能力的增大来看这是合理的, 它们均符合 Rayleigh 阶梯轴承本身所具有的特点^[2].

2.2 轴心轨迹

图 4 为在变阶梯结构自适应滑动轴承与一般圆轴承稳态轴颈中心轨迹. 一般稳态圆轴承的轨迹形态

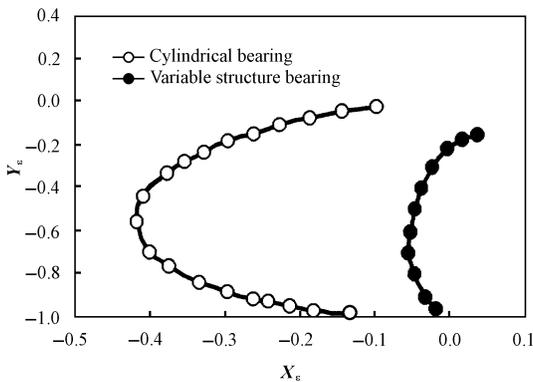


Fig 4 Locus of journal center of variable structure bearing with two step films
图 4 变阶梯结构轴承的轴颈中心轨迹

与文献给出的结果基本一致的^[2, 13], 既对应轴承的偏位角变化较大. 如这里所给出的一般圆轴承的稳态轴颈中心轨迹坐标 (X_c, Y_c) 与文献的实验数据对应值分别为 $(-0.20, -0.95)$ 和 $(-0.21, -0.95)$ 以及 $(-0.41, -0.44)$ 和 $(-0.41, -0.42)$, 两者比较接

近. 而一般径向可倾瓦轴承的稳态轴心轨迹在垂直方向呈直线形态. 由图可见, 这种变结构轴承稳态轴颈中心轨迹的特点是比一般圆轴承具有较小的轨迹范围, 特别是变结构轴承轴颈中心的水平坐标 X_c 较小, 这是由于它所具有的活动瓦块及变阶梯自适应作用的结果. 在同样承载能力或偏心率下, 变结构轴承的偏位角要比圆轴承的小. 在偏心率较小时, 变结构轴承轴颈中心轨迹的水平坐标及偏位角为负值. 变结构轴承偏心率为 $\epsilon = 0.18$ 时的偏位角为 -10.1° ; 偏心率为 $\epsilon = 0.63$ 时的最大偏位角为 5.08° . 轴心轨迹是轴承运转中的一个重要参数. 变阶梯结构轴承具有的轴心轨迹界于一般圆轴承与一般可倾瓦轴承之间.

2.3 最小油膜厚度与承载系数

图 5 为变阶梯结构自适应滑动轴承与一般圆轴承的最小油膜厚度随承载系数的变化关系曲线. 可见, 最小油膜厚度 H_{min} 的变化规律与 Fillon 等^[1, 9]得出的结果基本一样, 即随着载荷系数 ξ 的增大而减小, 而当载荷系数 ξ 较大时, 最小油膜厚度的变化较小且较平缓. 在数值上, 同样载荷作用下的变阶梯结

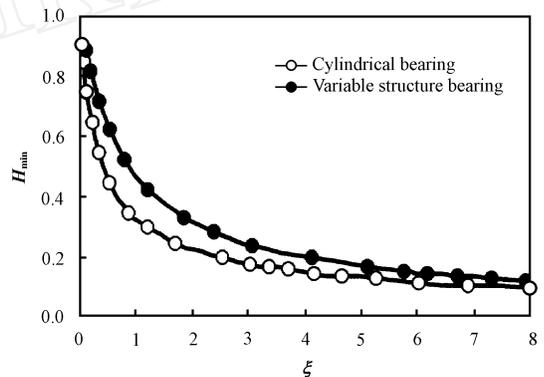


Fig 5 Dimensionless minimum film thickness versus load carrying capacity
图 5 最小油膜厚度随承载系数的变化关系

构轴承的最小油膜厚度要比一般圆轴承的大一些. 因此, 变阶梯结构轴承具有较大的承载能力. 当承载系数 $\xi = 7.32$ 时, 变阶梯结构轴承最小油膜厚度比圆轴承的增大了 23.67%. 最小油膜厚度是轴承运转中的重要参数, 增大最小油膜厚度有利于提高轴承润滑性能和运转的可靠性.

2.4 流量系数

图 6 为变阶梯结构自适应滑动轴承与一般圆轴承流量系数随承载系数的变化曲线. 可见两者流量系数的变化趋势与文献^[8, 9]结果基本一致, 即流量系数 Q 随着载荷系数 ξ 的增加而逐渐减小; 当载荷系

数较大时, 流量系数变化趋于平缓 通过比较可见, 变阶梯结构轴承的流量系数比一般圆轴承的大一些, 这是由于变结构轴承中变阶梯结构作用及其最小油膜厚度增大的结果 当承载系数 $\xi=7.32$ 时, 变阶梯结构轴承的流量系数比圆轴承的增大 7.52%. 流量

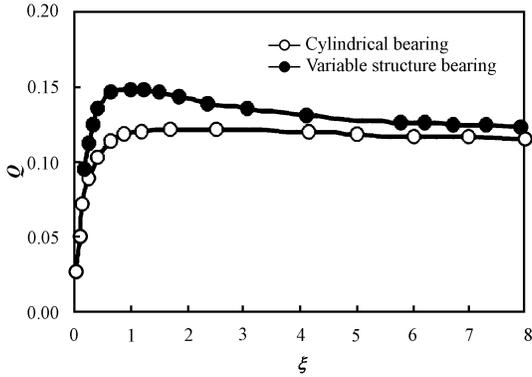


Fig 6 Dimensionless oil flow versus load carrying capacity
图 6 流量系数随承载系数的变化关系

的增大有利于降低轴承温升.

2.5 阻力系数

图 7 为变阶梯结构自适应滑动轴承与一般圆轴承摩擦阻力系数随承载系数的变化曲线 可见, 变阶梯结构轴承的摩擦阻力系数 f/ψ 比一般圆轴承的小 这是由于变阶梯对油膜压力分布的作用影响及轴

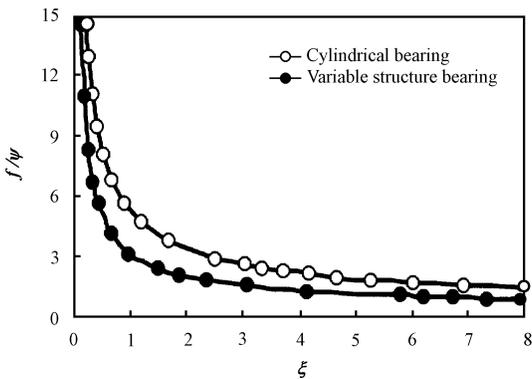


Fig 7 Dimensionless resistance coefficient versus load carrying capacity
图 7 阻力系数随承载系数的变化关系

承具有较大的油膜厚度和承载能力使得变结构轴承具有较小的阻力系数的结果 在数值上, 这一点同样符合 Rayleigh 阶梯轴承所具有的特点^[2]. 摩擦阻力系数的降低有利于降低轴承功耗和温升.

2.6 平均泄油温升

图 8 为变阶梯结构自适应滑动轴承与一般圆轴

承温升系数随承载系数的变化曲线 平均泄油温升或功耗变化情况基本与文献[4, 8]的结果一致, 即轴承

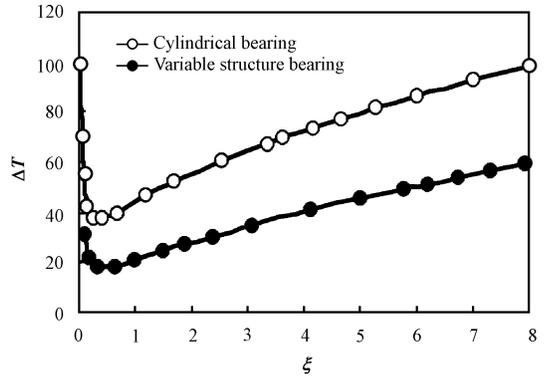


Fig 8 Dimensionless temperature rise coefficient versus load carrying capacity
图 8 温升系数随承载系数的变化关系

的平均泄油温升系数 ΔT 随着载荷系数 ξ 的增大而增大 在数量上, 可见变阶梯结构轴承的温升系数明显地比一般圆轴承的低 这一点是由于变结构轴承油膜厚度的增大导致剪切速率的降低及侧泄流量增大的结果 当承载系数 $\xi=7.32$ 时, 变阶梯结构轴承的温升系数比圆轴承的降低 40.11%. 这一点对轴承在重载下安全可靠地运行是有意义的

3 结论

经与已有一般圆轴承的理论和实验结果比较分析, 合理的轴承设计参数可以使得变阶梯结构自适应径向滑动轴承在同样偏心率下具有较大的油膜压力、压力分布范围, 同时具有较小的稳态轴心轨迹范围、偏位角等特点; 在同样承载能力下, 变阶梯结构轴承具有较大的最小油膜厚度、供油流量和侧泄油流量等特点, 同时具有较小的摩擦阻力、功耗及温升等特点

参考文献:

- [1] Fillon M, B ligoud J C, Frene J. Experimental Study of Journal Bearings— Comparison with Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results[J]. A S M E Journal of Tribology, 1992, 114(6): 579~ 588
- [2] Pincus O, Sternlicht B. Theory of Hydrodynamic Lubrication [M]. New York: McGraw-Hill Book Company Inc, 1961
- [3] Sharda H B, Chandrawat H N, Bahl R C. EHD Analysis of an Elliptical Bearing Using a Non-conforming Finite Element Technique[J]. Tribology International, 1992, 25(2): 115~ 127
- [4] Taniguchi S, Makino T, Takeshita K, et al. A Thermohydrodynamic analysis of Large Tilting-Pad Journal in Laminar and



- Turbulent Flow Regimes With Mixing[J]. ASME Journal of Tribology, 1990, 112(7): 542~ 550
- [5] 王凤才, 李忠, 朱均 瓦块弹性对大型水轮机组径向可倾瓦滑动轴承润滑性能的影响[J]. 摩擦学学报, 1999, 19(3): 255~ 260
- [6] Mehta N P, Rattan S S. Performance of Three-Lobe Pressure-Dam Bearings[J]. Tribology International, 1993, 26(6): 435~ 442
- [7] Taniguchi S, Makino T, Ozawa Y, *et al* Thermohydrodynamic Lubrication analysis to Design Large Two-Pad Journal Bearing with Cooling Ditches [J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 120(4): 214~ 224
- [8] 李小江, 朱均 上瓦带挡板椭圆轴承性能分析[J]. 西安交通大学学报, 1996, 30(7): 32~ 35
- [9] Boncompain R, Fillon M, Frene J. Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings [J]. ASME Journal of Tribology, 1986, 108(4): 219~ 224
- [10] Zirkeback N, San Andres L. Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study [J]. ASME Journal of tribology, 1998, 120(4): 234~ 240
- [11] 孙大成 润滑力学[M]. 北京: 中国友谊出版社, 1991
- [12] Donald F W, Schenectady N Y. The Hydrodynamic Pocket Bearing[J]. Transaction of the ASME, 1955, 4: 311~ 319
- [13] 姜歌东 全尺寸汽轮发电机组径向滑动轴承动态性能研究[D]. 西安: 西安交通大学润滑理论及轴承研究所, 1997
- [14] Allaire P E, Nicholas J C, Barrett L E. Analysis of Step Journal Bearings? Infinite Length, Inertia Effects[J]. ASLE Transactions, 1980, 22(4): 333~ 341
- [15] Goodwin M J, Boroomand T, hooke C J. Variable Impedance Hydrodynamic Journal Bearings for Controlling Flexible Rotor Vibrations[C]. In: Rotating Machinery Dynamics the 1989 ASME Design Conference on Mechanical Vibration and Noise, Canada, 1989

A Study on Adaptive Variable Structure Journal Bearing With Coupling Two-step Films

WANG Feng-cai, YUAN Xiao-yang, ZHU Jun

(Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The hydrodynamic lubrication of a newly developed adaptive structure journal bearing with coupling two-step films is analyzed theoretically. The flow balance equation is established using an incremental control flow volume to describe the pressure distributions on the variable structure between the coupling two-step films. The Reynolds equation and flow balance equation are solved simultaneously by the finite differential method in intercrossing iterative numerical calculations. The influences of operating parameters on the hydrodynamic performances of the bearing such as minimum film thickness, film pressure, load-carrying capacity, friction factor, and temperature rise are studied. The results show that the design parameters should be determined rationally to obtain the significant lubrication performance and load-carrying characteristics of the bearing.

Key words: adaptive variable structure journal bearing with coupling two-step films; flow balance equation of a control incremental volume; variable step structure between coupling two-step films; finite differential method