

动态参数影响下液体静压主轴 运动精度分析及优化

陈东菊, 李源, 查春青, 潘日, 范晋伟

(北京工业大学机械工业重型机床数字化设计与测试技术重点实验室, 100124, 北京)

摘要: 针对现有液体静压主轴运动误差分析及优化的不足, 基于液体静压主轴的结构参数, 建立了主轴运动误差的动力学模型, 定量分析了在不平衡质量作用下主轴转子不同转速下的动态参数变化规律。以主轴运动误差数学模型作为目标函数, 以主轴系统参数作为设计变量, 采用遗传算法对液体静压主轴系统的运动误差进行优化分析。单一因素优化分析时, 主轴系统径向误差运动 x 、 y 、主轴倾角 θ 的优化效率分别为 41.22%、25.21%、66.16%, 多目标优化时效率为 4.7%。优化后的主轴运动精度都有了显著的提高, 并得到了提高液体静压主轴运动精度的结构参数组合。

关键词: 超精密加工; 液体静压主轴; 运动误差; 动态参数; 遗传算法

中图分类号: TG156 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202006012 **文章编号:** 0253-987X(2020)06-0090-09



OSID 码

Analysis and Optimization of Motion Accuracy of Hydrostatic Spindle Under Influence of Dynamic Parameters

CHEN Dongju, LI Yuan, ZHA Chunqing, PAN Ri, FAN Jinwei

(Mechanical Industry Key Laboratory of Heavy Machine Tool Digital Design and Testing,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: In view of lack of analysis and optimization of existing hydrostatic spindle motion errors, a dynamic model of the spindle motion error is constructed based on structural parameters, and the laws of dynamic parameters of the spindle rotor at different rotational speeds with an unbalanced mass are quantitatively analyzed. The mathematical model of the spindle motion error is taken as the objective function, and the spindle system parameters are used as design variables. Genetic algorithm is adopted to optimize the motion error of the hydrostatic spindle system. In the single-factor optimization analysis, the optimization efficiency for the radial error motions x and y of the spindle system and the spindle inclination angle θ reaches 41.22%, 25.21% and 66.16%, respectively, and the efficiency gets 4.7% during multi-objective optimization. The optimized spindle motion accuracy is significantly improved, and a combination of structural parameters is obtained to heighten the hydraulic static pressure spindle motion accuracy.

Keywords: ultra-precision machining; hydrostatic spindle; motion error; dynamic parameter; genetic algorithm

随着光学、精密仪器、航空航天技术的不断发展,精密超精密加工技术得到了广泛的应用。作为精密、超精密机床关键功能部件的液体静压主轴^[1]具有运动平稳和运行精度高的优点,已成为超精密加工装备的主要组成部分^[2]。随着精密超精密加工技术的发展,机床主轴的转速不断提高,所要求的零件加工精度也在不断提高。高精度的数控机床对零件的加工精度起非常重要的作用,在超精密车削加工中,主轴的回转误差运动约占圆度误差的30%~70%,因此对机床主轴回转精度的研究具有重要的意义^[3]。

因为轴承和主轴轴颈存在加工误差以及主轴系统静态特性和动态特性等原因,主轴转子在轴承中的瞬时回转轴线的位置在空间中是动态变化的,瞬时回转轴线与处于瞬时回转轴线平均位置处的平均轴线之间的距离定义为主轴的回转误差。回转误差运动对高速超精密机床加工精度具有重要的影响,回转误差由多个误差组成,是一个综合性的误差,分为纯轴向窜动、纯角度摆动、纯径向跳动3种基本形式。在实际加工中,3种基本形式的运动误差会同时存在,共同作用产生了加工误差。

对主轴运动误差的研究历来被人们所重视,国内外不少学者针对静压主轴回转误差的形成原因和影响规律开展了较系统深入的研究。文献[4]分析了主轴运动误差对加工零件表面光洁度和形状误差的影响,然后实验测量了五自由度加工机床的运动误差。文献[5]通过自动准直仪和电容位移传感器测量了主轴的倾角误差和轴向窜动误差,然后采用FTS系统补偿了运动误差。文献[6]结果表明,主轴转速对漂移的影响很大,并且漂移随转速呈非线性变化。文献[7]联立了动态雷诺方程和牛顿动力学方程,研究了主轴回转误差的形成机理。文献[8]在建立空气静压主轴动态模型时考虑动态不平衡影响因素,并利用该模型表征由不平衡所引起的主轴运动误差,而且证明了主轴误差运动的低频包络现象是由主轴振动过程中两个运动部件在高频下的独特叠加效应产生的。文献[9]提出了一种采用计算流体力学和动网格技术的主轴回转精度预测方法。文献[10]研究了立式空气静压主轴的回转误差,采用平面汇交力系的平衡原理,建立了固定敏感误差方向的等效狭缝模型。文献[11]利用静刚度、动刚度和阻尼参数,表征在主轴旋转时轴颈的圆度误差所产生的油膜力,建立了液体静压主轴回转误差的动力学模型。

从力学和物理本质的角度研究回转误差的形成过程,最直观有效的方法是采用数值模拟主轴回转误差的动态形成过程,定量地揭示每个影响因素对回转误差动态形成过程的影响规律。在空气静压主轴领域已开展了类似的研究工作,文献[12]建立了透平气体静压主轴系统动力学模型,计算得到了主轴轴心的变化规律。文献[13]针对超精密机床飞切加工大口径光学元件出现的中频波纹度,建立了立式空气静压主轴系统的角位移欧拉动力学模型,定量计算了主轴轴心在轴承内的运动轨迹。这些研究在一定程度上反映了主轴轴心位置的变化规律。文献[14]建立了液体静压主轴回转误差的动力学模型,分别用全程动网格方法、平衡位置动网格方法以及平衡位置油膜刚度阻尼方法,定量研究了主轴轴颈与轴承从同心的初始位置到产生回转误差运动轨迹的过渡过程,发现了静压主轴的回转误差与主轴所受合力、轴承的流量和轴心位置之间的相互影响规律。

一般情况下,优化问题的传统求解方法可以归纳为解析法和数值计算法两种。文献[15]采用正交设计优化方法,基于轴承宽度,供油压力、油温等影响因素,优化了柴油机主轴承的最小油膜厚度。为了提高磨削主轴的加工精度,文献[16]提出了一种用于确定空气静压主轴刚度和阻尼的优化方法,考虑了主轴转速、载荷以及尺寸特征等因素,求解得到了轴承的最佳刚度和阻尼。

随着优化问题复杂程度的不断增大,传统的优化算法易于出现局部最优解等局限性,导致其很难在优化设计问题中发挥更好地作用,而遗传算法在求解极值和优化问题时具有良好的优越性。文献[17]采用多目标优化遗传算法最大限度地提高空气静压轴承的承载能力和刚度,并通过优化节流器的几何参数来最小化其体积流量,实现了环形推力空气静压轴承的优化设计,使空气轴承刚度提高38.5%,承载能力提高33.9%,体积流量下降19.6%。文献[18]采用遗传算法对空气静压止推轴承的承载力和刚度进行优化,对比其中承载能力提升了7.98%,刚度提升了9.17%,这对于空气静压轴承的优化设计具有一定的指导意义。文献[19]采用遗传算法优化了空气静压止推轴承的静态和动态性能,对其承载力、静态刚度和阻尼以及动态刚度和阻尼进行优化。文献[20]在空气静压轴承的结构设计中采用遗传算法对空气静压轴承的承载力、刚度、阻尼以及流量进行多目标优化,结果表明,遗传算法

在处理多目标优化时非常有效,而且优化后能使性能得到显著的提高。文献[21]采用多目标优化的遗传算法对液体静压径向轴承的结构参数进行优化,提高了主轴运行的稳定性。

针对现有液体静压主轴运动误差优化分析的不足,本文首先建立了液体静压主轴运动误差的数学模型,定量分析了在不平衡质量作用下主轴转子不同转速时的径向跳动、轴向窜动、主轴倾角变化规律。以液体静压主轴运动误差数学模型作为目标函数,采用遗传算法对液体静压主轴系统运动误差进行多目标综合优化分析,实现了提高液体静压主轴运动精度的目的。

1 液体静压主轴运动误差计算模型

液体静压主轴的运动误差主要包括径向跳动误差、主轴倾角运动误差和轴向窜动误差。主轴系统运动误差的动力学模型与计算过程所考虑的具体因素有关,主轴动不平衡激励、供油压力、轴承结构、转速的脉动等都会对主轴运动误差产生影响。为了简化计算并提高计算效率,本文主轴运动误差动力学模型主要包括转子重力、转子的动不平衡以及供油压力。由于液体静压主轴系统中油膜具有一定的刚度和阻尼,可以将液体静压主轴系统简化为弹簧-阻尼-转子系统。液体静压主轴系统的结构参数如表 1 所示。

液体静压主轴系统内润滑油的控制方程是 N-S 方程,在主轴系统稳定运转条件下,内部的润滑油是牛顿流体,动力润滑的通用控制方程为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}\phi) = \text{div}(\Gamma\text{grad}\phi) + S \quad (1)$$

展开形式为

$$\begin{aligned} &\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z} = \\ &\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S \end{aligned} \quad (2)$$

式中: ϕ 为通用变量; Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项; t 为时间变量; ρ 为润滑油的密度; $\mathbf{u}$ 为流场速度矢量; u 、 v 和 w 是速度矢量 $\mathbf{u}$ 在 x 、 y 和 z 方向上的分量。式(1)中等号左边第 1 项是瞬态项,左边第 2 项是对流项,等号右边第 1 项是扩散项,右边第 2 项是源项。

液体静压主轴的动力学特性指的是主轴转子在偏离原平衡位置,并在此位置附近做微幅振动时油膜力的变化情况。因此,应以不定常工况下雷诺方程作为分析和计算的基础

表 1 液体静压主轴系统的结构参数

参数	数值	参数	数值
主轴转子半径 r/mm	35	小孔流量系数	0.7
润滑油密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	855	小孔直径 d_0/mm	0.8
油膜间隙 $h_0/\mu\text{m}$	10	供油压力/MPa	2
径向油腔长度 系数 b	2.29	油腔数量 N	4
油腔夹角 $\theta/(\circ)$	80	流量系数 K_0	0.7
油腔长度 L_1/mm	80	主轴质量 M_0/kg	18
径向封油面长度 系数 w	0.85	止推轴承油垫内径 R_1/mm	35
有效承载面积 A_b/m^2	0.012	止推轴承油腔内径 R_2/mm	41
润滑油动力黏度 $\mu/(\text{g}\cdot\text{ms}^{-1})$	4.32	止推轴承油垫外径 R_3/mm	44
轴承长度 L/mm	90	止推轴承油腔外径 R_4/mm	55

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(-\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{hu^2}{2}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(-\frac{h^3}{12}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = -\frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

式中: p 为油膜压力; η 为润滑油的黏度; h 为油膜厚度。

将压力在轴承的承载面积上分别沿着周向(x 方向)和垂直方向(y 方向)积分,得到在这两个方向上的油膜力 F_x 和 F_y 。

为了分析主轴的运动误差,需要建立主轴的动力学模型。图 1 中, o 是径向轴承的中心位置, O' 是转子的中心位置,主轴转子在水平 x 、竖直 y 方向承受的动载荷分别是 Q_x 和 Q_y ,在 t 时刻 x 、 y 方向的油膜力分别是 $F_x(\omega_0 t)$ 和 $F_y(\omega_0 t)$, Mg 为主轴转子的重量,主轴转子的轴心的运动方程则为

$$M\ddot{x} = F_x(\omega_0 t) + Q_x \quad (4)$$

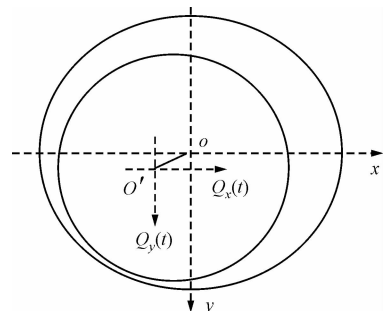


图 1 动载荷下转子力学模型

$$M\ddot{y} = F_y(\omega_0 t) + Q_y + Mg \quad (5)$$

由于主轴转子存在制造、装配误差及转子缺损等原因,转子的实际轴心位置与转子的质心不重合,那么在转子上就会产生偏心质量,而偏心质量是产生转子不平衡动载荷的主要来源之一。偏心质量会使主轴转子轴心按照一定轨迹进行运动,通过研究主轴转子轴心轨迹的变化规律,可以分析主轴转子的动力学特性。假定只有单一的偏心质量动载荷作用在主轴转子上, e_g 表示主轴转子的质量偏心距,则主轴转子上的不平衡载荷为

$$Q_x = Me_g \omega_0^2 \sin(\omega_0 t) \quad (6)$$

$$Q_y = Me_g \omega_0^2 \cos(\omega_0 t) \quad (7)$$

根据式(4)(5),将油膜力 $F_x(\omega_0 t)$ 和 $F_y(\omega_0 t)$ 用油膜的动刚度和阻尼系数表示,则主轴转子的运动方程为

$$M\ddot{x} + k_{xx}x + k_{xy}y + c_{xx}\dot{x} + c_{xy}\dot{y} = Me_g \omega_0^2 \sin(\omega_0 t) \quad (8)$$

$$M\ddot{y} + k_{yx}x + k_{yy}y + c_{yx}\dot{x} + c_{yy}\dot{y} = Me_g \omega_0^2 \cos(\omega_0 t) + Mg \quad (9)$$

采用载荷增量法计算直接刚度 k_{xx} 、 k_{yy} 和交叉刚度 k_{xy} 、 k_{yx} 。载荷增量法的计算思想是将转子轴心在平衡位置的基础上沿不同的方向产生微小位移,求出在移动后的油膜力,将油膜力的增量和微小位移增量的比值用于计算油膜动刚度 k_{ij} ,其中 i 表示载荷增加的方向, j 表示位移增加的方向。油膜动刚度的计算公式为

$$k_{ij} = \partial F_i / \partial j \quad (10)$$

油膜阻尼可表征油膜抵抗主轴偏离原平衡时产生的速度扰动的能力。油膜阻尼系数用 c_{ij} 来表示,同样 i 表示载荷增加的方向, j 表示速度增加方向。式(8)(9)中的直接阻尼 c_{xx} 、 c_{yy} 和交叉阻尼 c_{xy} 、 c_{yx} 的计算公式为

$$c_{ij} = \partial F_i / \partial \dot{j} \quad (11)$$

根据式(8)(9),得到描述在径向 x 、 y 方向跳动误差的表达式及影响误差的参数,方程组的解的结构形式为

$$x = \lambda_1 \cos \tau + \lambda_2 \sin \tau \quad (12)$$

$$y = \lambda_3 \cos \tau + \lambda_4 \sin \tau \quad (13)$$

图2为主轴倾角的运动误差模型, O 为绝对坐标系的原点, O' 为主轴中心坐标系的原点, a 、 b 、 c 分别为不平衡质量距离中心的长度在3个坐标方向的投影, l_1 和 l_2 分别表示两处液体静压轴承距离主轴中心布置的距离, r 表示不平衡质量在主轴上的分布圆半径。

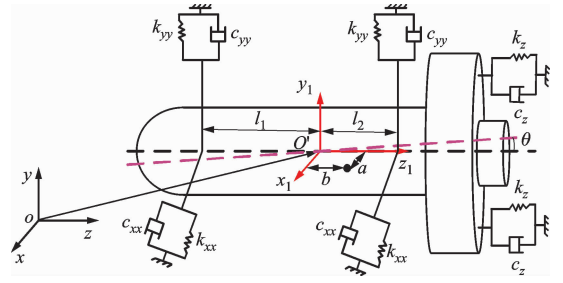


图2 主轴倾角运动误差模型

在此基础上,根据振动学原理,液体静压主轴倾角误差的动力学方程为

$$I\ddot{\theta} + (c_{yy}l_1 + c_{yy}l_2 + c_{zz}r + c_{zz}r)\dot{\theta} + (k_{yy}l_1^2 + k_{yy}l_2^2 + k_{zz}r^2 + k_{zz}r^2)\theta = -mab\omega^2 e^{j\omega t} \quad (14)$$

式中: I 为主轴的转动惯量。对式(14)进行求解,得到主轴的倾角方程

$$\theta = -mab\omega^2 e^{j\omega t} / ((k_{yy}l_1^2 + k_{yy}l_2^2 + k_{zz}r^2 + k_{zz}r^2 - I\omega^2) + (c_{yy}l_1 + c_{yy}l_2 + c_{zz}r + c_{zz}r)^2 \omega^2)^{1/2} \quad (15)$$

液体静压主轴在轴向方向上的振动位移由两部分构成,一部分为静压主轴油膜力在轴向方向上的振动位移 z_1 ,另一部分为主轴在发生偏摆后径向位移在轴线方向上的投影 z_2 ,具体计算方法为

$$\left. \begin{aligned} z &= z_1 + z_2 \\ m\ddot{z}_1 &= Q_z = k_z z_1 + c_z \dot{z}_1 \\ z_2 &= R \sin \theta \\ R &= \lambda_1 + \lambda_2 \tan \tau = \lambda_4 + \lambda_3 \cot \tau \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中: λ_1 、 λ_2 、 λ_3 、 λ_4 的值为

$$\begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \\ \lambda_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Me_g \omega_0^2 \\ Me_g \omega_0^2 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_{xx} - M\omega_0^2 & c_{xx}\omega_0 & k_{xy} & c_{xy}\omega_0 \\ -c_{xx}\omega_0 & k_{xx} - M\omega_0^2 & -c_{xy}\omega_0 & k_{xy} \\ k_{yx} & c_{yx}\omega_0 & k_{yy} - M\omega_0^2 & c_{yy}\omega_0 \\ -c_{yx}\omega_0 & k_{yx} & -c_{yy}\omega_0 & k_{yy} - M\omega_0^2 \end{bmatrix}^{-1} \quad (17)$$

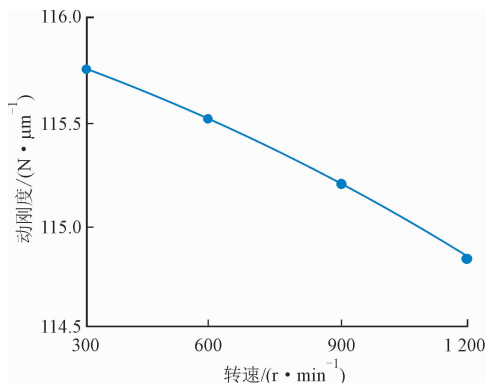
式中: k_z 和 c_z 为主轴轴向刚度和轴向阻尼; R 为径向振动位移 x 和 y 合成的轴心轨迹。

2 主轴运动误差仿真

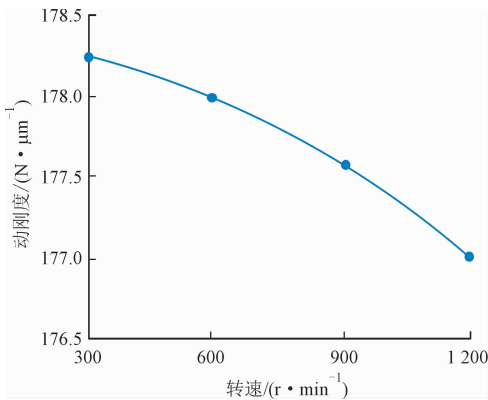
2.1 主轴动态参数仿真分析

基于式(10),可以得到液体静压主轴径向动刚度随转速的变化规律。图3a为液体静压主轴径向直接刚度随转速变化规律,图3b为液体静压主轴径

向交叉刚度随转速的变化规律。同样,基于式(10),可以得到液体静压主轴轴向动刚度随转速的变化规律,如图4所示。主轴的径向动刚度和轴向动刚度均随着主轴转速的升高而降低。基于式(11),可以得到液体静压主轴动阻尼随转速的变化规律。通过图5可以发现,液体静压主轴的径向直接阻尼 c_{xx} 、 c_{yy} 和轴向阻尼 c_z 随着转速的提高几乎呈线性增大,而径向交叉阻尼 c_{xy} 、 c_{yx} 的变化规律随着主轴转速的升高呈线性减小。



(a) 径向直接动刚度



(b) 径向交叉动刚度

图3 液体静压主轴径向动刚度

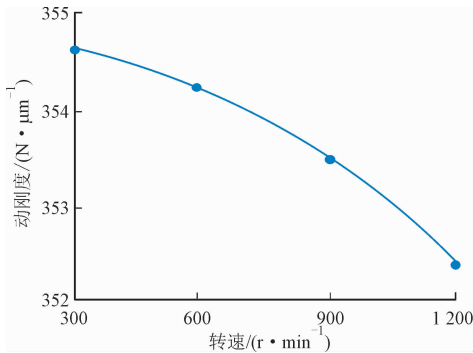
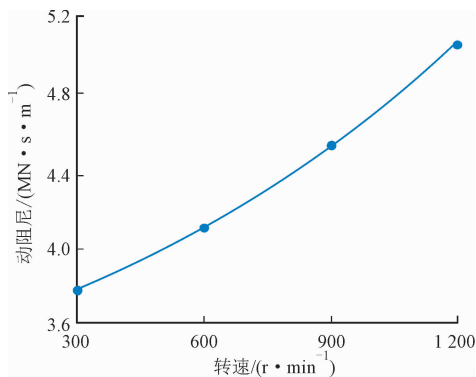


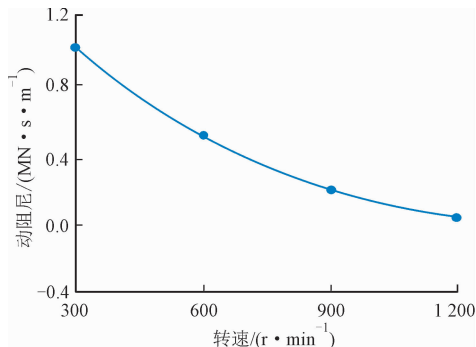
图4 液体静压主轴轴向动刚度

2.2 主轴运动误差仿真分析

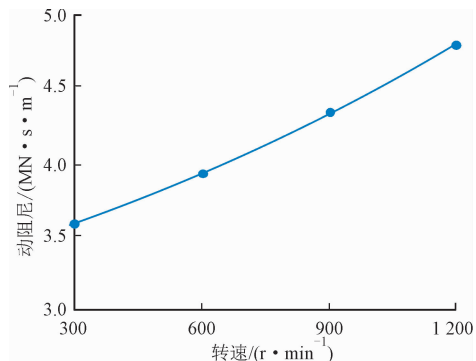
在不平衡动载荷的作用下,将不同转速下主轴



(a) 径向直接动阻尼



(b) 径向交叉动阻尼



(c) 轴向动阻尼

图5 液体静压主轴动阻尼

动态参数的仿真结果代入主轴的运动误差动力学模型,可以对主轴的运动误差进行仿真分析。液体静压主轴在300、600、900及1200 r/min时的径向跳动误差、主轴倾角误差、轴向振动位移以及轴心轨迹的变化规律如图6~图9所示。

在转速300~1200 r/min范围内,随着液体静压主轴转速的提高,主轴运动误差的幅值都会增加,主轴的回转误差在不断地增加。4种不同转速下液体静压主轴运动误差的峰值如表2所示。

径向 x 运动误差幅值、径向 y 运动误差幅值、主轴倾角 θ 幅值以及轴向 z 幅值增加比率分别为2.14%、2.98%、59.63%、10.2%,其中主轴倾角 θ

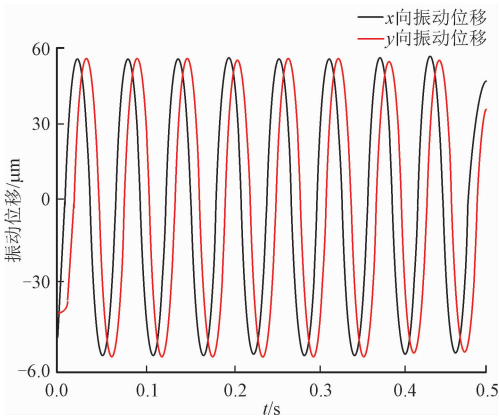


图 6 转速为 300 r/min 时振动位移

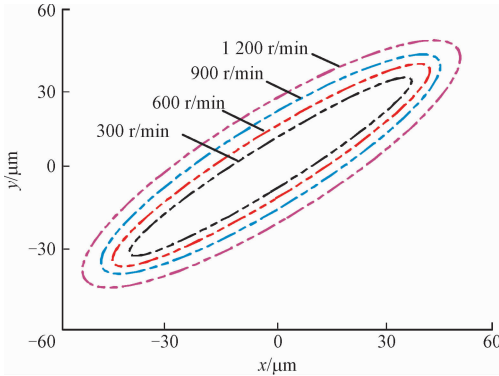


图 9 不同转速时主轴回转误差变化规律

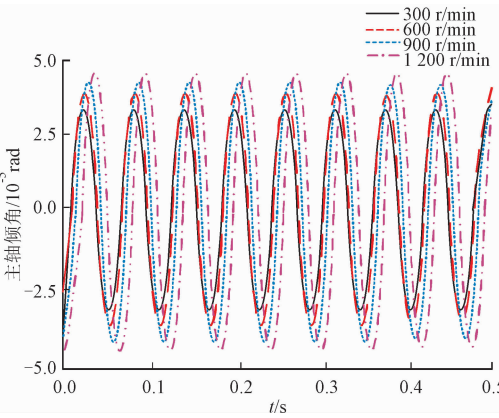


图 7 不同转速时主轴倾角变化规律

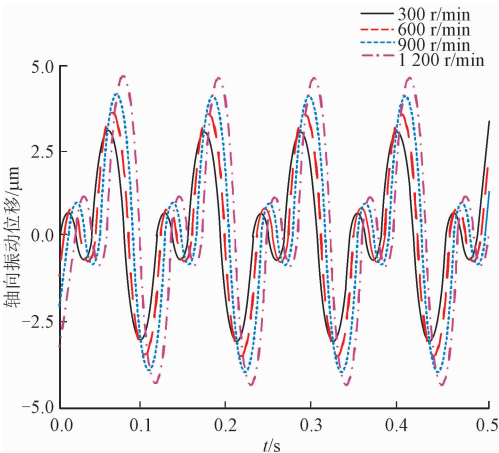


图 8 不同转速时主轴轴向振动位移变化规律

误差对转速变化比较敏感。 z 方向幅值的增加比率之所以高于 x 、 y 方向,是因为主轴倾角随着主轴转速变化明显,增加比率远远高于径向,而轴向运动误差的主要分量是由主轴倾角引起的。

3 动态参数影响下主轴运动误差优化

一般情况下,在液体静压主轴系统中,即使涉及的所有的结构参数都能满足设计要求,这些参数的

表 2 不同转速下的运动误差最大值

转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	x 方向位 移最大 值/ μm	y 方向位 移最大 值/ μm	主轴倾角 θ 最大值 / 10^{-6} rad	z 方向位 移最大 值/ μm
300	53.63	52.69	30.27	4.40
600	53.82	53.79	35.97	4.59
900	54.37	54.13	41.22	4.89
1 200	54.78	54.26	48.32	4.90
增加 比率/%	2.14	2.98	59.63	10.20

组合也不一定是使液体静压主轴运动误差最小的方案。因此,需要在主轴参数满足性能要求的基础上,确保所选取的参数能够使液体静压主轴的运动误差达到最小。本文为提高主轴的运动精度,采用了遗传算法进行优化计算,高效地计算出使主轴运动误差最小的主轴系统参数。

3.1 遗传算法优化目标及约束条件

根据本文所研究的液体静压轴承结构特性与实际工作特点,轴承间隙、供油压力以及轴承长度对主轴系统刚度有着重要的影响。本文选择轴承间隙 h_0 、供油压力 P 、轴承长度 L 这 3 个对液体静压主轴误差运动影响比较大的参数作为设计变量,即

$$\mathbf{X} = [x_1 \quad x_2 \quad x_3] = [h_0 \quad p \quad L] \quad (18)$$

在遗传算法中需要确定约束条件,采用搜索空间限定法对设计变量进行约束,3 项设计变量的约束条件如下:

- (1)轴承间隙的 h_0 的选定范围为 $7 \sim 13 \mu\text{m}$;
- (2)供油压力 p 的选定范围为 $1 \sim 2 \text{ MPa}$;
- (3)轴承长度 L 的选定范围为 $80 \sim 90 \text{ mm}$ 。

液体静压主轴系统的回转误差包括径向振动位移、主轴倾角、轴向振动位移,其中轴向振动位移在回转误差中所占比重较小且其主要取决于径向振动

位移和主轴倾角。所以,关于液体静压主轴误差运动的优化,本文主要以获得最小回转误差作为多目标优化函数,此多目标优化函数包括:使径向跳动最小的函数(使径向 x 跳动最小的目标函数 $f_1(x)$),使径向 y 跳动最小的目标函数 $f_2(x)$)和使主轴倾角最小的函数 $f_3(x)$ 。优化时,先进行单目标函数优化再进行多目标函数优化,采用线性加权的形式组合总的目标函数,即

$$F(x) = N_1 f_1(x) + N_2 f_2(x) + N_3 f_3(x) \quad (19)$$

式中: N_1 、 N_2 和 N_3 代表加权因子,分别体现径向振动位移 x 、径向振动位移 y 、主轴倾角 θ 在总目标函数中的比重。加权因子计算公式为

$$N_i = \frac{1}{f_i(X^*)} \quad (20)$$

式中: $f_i(X^*)$ 表示以第 i 个分目标为目标函数的单约束问题的最优解。

按照上述已经给出的液体静压主轴运动误差优化所需要的设计变量、总的目标函数、各分目标函数以及约束条件,采用 MATLAB 中的遗传算法工具箱进行多目标函数的优化求解。先对总目标函数下的 3 个单目标函数进行优化求解,从而计算出加权因子,最后再进行总的目标函数的优化。

3.2 优化过程及结果

将 $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$ 作为适应度函数,先编写用于优化径向位移 x 和 y 的 M 文件程序,然后将目标函数和约束条件的 M 文件导入到 MATLAB 遗传算法工具箱中,输入收敛条件进行迭代求解。图 10 为遗传算法每代最佳适应值的变化,最后得出单目标函数 $f_1(x)$ 达到最优结果,即径向振动位移 x 的最优值为 $\min f_1(x) = 37.22 \mu\text{m}$ 。

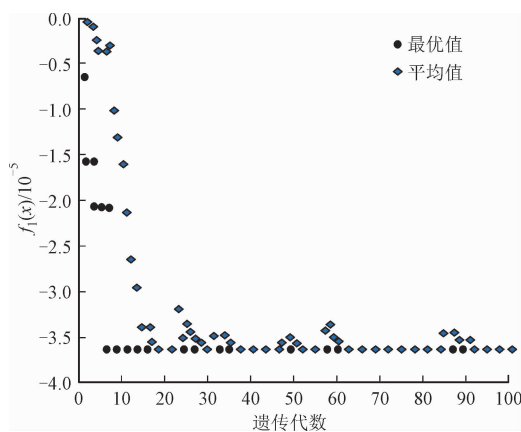


图 10 x 最佳适应度值变化

图 11 为遗传算法每代最佳适应值的变化,最后得出单目标函数 $f_2(x)$ 达到最优结果,即径向振动

位移 y 的最优值 $\min f_2(x) = 40.579 \mu\text{m}$ 。

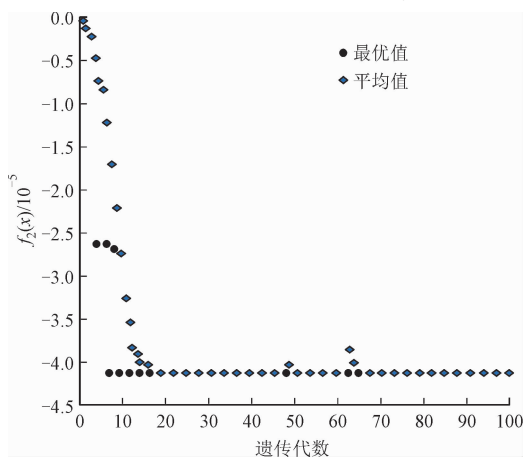


图 11 y 最佳适应度值变化

根据使主轴倾角最小的函数 $f_3(x)$ 的解作为适应度函数,先编写用于优化主轴倾角 θ 的 M 文件程序,然后将目标函数和约束条件的 M 文件导入到 MATLAB 遗传算法工具箱中,输入收敛条件进行迭代求解。图 12 为遗传算法每代最佳适应值的变化,最后得出单目标函数 $f_3(x)$ 达到最优结果,即主轴倾角 θ 的最优值 $\min f_3(x) = 16.3547 \times 10^{-6} \text{ rad}$ 。

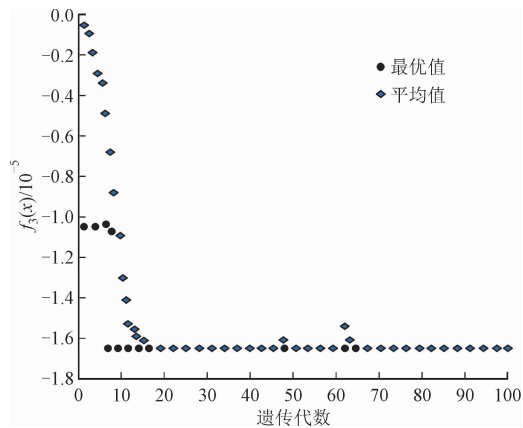


图 12 θ 最佳适应度值变化

将径向振动位移 x 、 y 最优值以及主轴倾角 θ 最优值 ($37.22 \mu\text{m}$, $40.579 \mu\text{m}$, $16.3547 \times 10^{-6} \text{ rad}$) 代入式(20),可以计算得出加权因子 (N_1, N_2, N_3) = (0.026 87, 0.024 64, 0.097)。将加权因子代入到多目标函数(19)中,可以得出

$$F(X) = 0.026\ 87 f_1(x) + 0.024\ 64 f_2(x) + 0.097 f_3(x) \quad (21)$$

将式(21)作为适应度函数,设计变量为 $\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3]$,在 MATLAB 中编写用于求解多目标函数的 M 文件程序,同样将该多目标函数所有的约束条件编写 M 文件,输入收敛条件进行迭代计算。

图 13 为每代最佳适应值的变化情况。

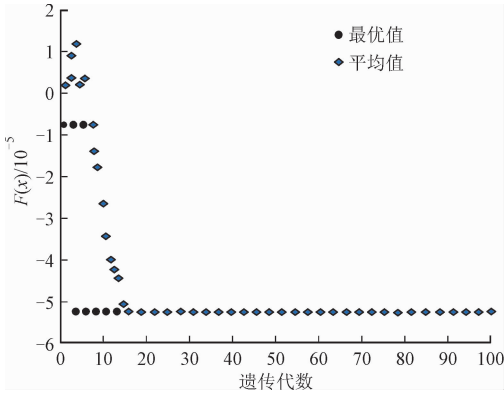


图 13 回转误差最佳适应度值变化

当设计变量 $\mathbf{X}=[7.56,1.50,88]$ 时,即轴承间隙 h_0 为 $7.56\text{ }\mu\text{m}$,供油压力为 1.5 MPa ,轴承长度为 88 mm ,此时多目标函数 $F(\mathbf{X})$ 可以达到最优结果,即多目标函数的最优值 $\min F(\mathbf{X})=52.23\text{ }\mu\text{m}$ 。

利用 MATLAB 遗传算法工具箱优化,可以得到使径向跳动误差、主轴倾角误差以及回转误差最小的主轴系统参数组合。通过优化后的轴承间隙、供油压力以及轴承长度参数与原参数进行对比,进而验证优化后的液体静压主轴的工作性能。

采用遗传算法,对液体静压主轴系统运动误差进行了单目标和多目标综合的优化分析,优化效率如表 3 所示。单目标优化分析时,主轴系统径向 x 误差运动、径向 y 误差运动、主轴倾角 θ 优化效率分别为 41.22% 、 25.21% 、 66.16% 。多目标优化时效率为 4.70% ,多目标优化效率要低于单目标优化效率。优化后的主轴运动精度都有了显著的提高,同时得到了使主轴误差运动最小的结构参数组合,即 $h_0=7.56\text{ }\mu\text{m}$, $p=1.5\text{ MPa}$, $L=88\text{ mm}$ 。

表 3 运动误差仿真值与优化值的对比

优化目标	参数	仿真值	优化值	优化效率/%
单目标	$x/\mu\text{m}$	54.87	37.2	41.22
	$y/\mu\text{m}$	54.26	40.58	25.21
	θ/rad	48.32×10^{-6}	16.35×10^{-6}	66.16
多目标	回转误差/ μm	54.78	52.23	4.70

4 结 论

基于液体静压主轴运动误差动力学模型,研究了主轴的动态参数变化规律,定量分析了在不平衡质量作用下主轴运动误差;采用遗传算法对液体静压主轴系统的运动误差进行了多目标综合优化分

析。得到的结论如下。

(1)液体静压主轴的径向和轴向动刚度均随着主轴转速的升高而降低。主轴的径向直接阻尼 c_{xx} 、 c_{yy} 和轴向阻尼 c_z 随着转速的提高几乎呈线性增大,而径向交叉阻尼 c_{xy} 、 c_{yz} 随着主轴转速的升高呈线性减小。

(2)在不平衡载荷作用下,主轴转子不同转速下的径向 x 误差运动幅值、径向 y 运动误差幅值、主轴倾角 θ 幅值以及轴向 z 幅值增加比率分别为 2.14% 、 2.98% 、 59.63% 、 10.2% ,其中主轴倾角 θ 误差对转速变化比较敏感,轴向幅值的增加比率高于径向。

(3)经遗传算法优化后发现,单目标的优化效率比多目标优化时的优化效率高,单目标函数主轴径向位移 x 、 y 及主轴倾角 θ 优化效率分别为 41.22% 、 25.21% 、 66.16% ,多目标函数回转误差优化效率为 4.7% 。

参考文献:

[1] CORBETT J, MCKEOWN P A, PEGGS G N, et al. Nanotechnology: international developments and emerging products [J]. Annals of the CIRP, 2000, 49 (2): 523-545.

[2] 孙岩辉,洪军,刘志刚,等. 考虑零部件制造误差的精密主轴几何回转精度计算方法 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(3): 173-182.

SUN Yanhui, HONG Jun, LIU Zhigang, et al. A calculating method for the geometric rotation accuracy of precision spindles considering the manufacturing errors of component parts [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(3): 173-182.

[3] 熊有伦. 精密测量的数学方法 [M]. 北京: 中国计量出版社, 1989: 255-271.

[4] MARTIN D L, TABENKIN A N, PARSONS F G. Precision spindle and bearing error analysis [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1995, 35(2): 187-193.

[5] GAO W, TANO M, ARAKI T, et al. Measurement and compensation of error motions of a diamond turning machine [J]. Precision Engineering, 2007, 31(3): 310-316.

[6] HUANG P, LEE W B, CHEN C Y. Investigation on the position drift of the axis average line of the aerostatic bearing spindle in ultra-precision diamond turning [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2016, 108: 44-51.

- [7] KIM K S, KIM K. An analytical study on the rotational accuracy of externally pressurized air journal bearing [J]. *JSME International Journal Series: C Mechanical System Machine Elements and Manufacturing*, 1992, 35(3): 485-492.
- [8] HUANG P, LEE W B, CHEN C Y. Investigation of the effects of spindle unbalance induced error motion on machining accuracy in ultra-precision diamond turning [J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2015, 94: 48-56.
- [9] 王伟, 张敏, 梅雄, 等. 多孔质空气静压主轴动态回转误差的影响机理分析 [J]. *工程科学与技术*, 2017, 49(5): 191-198.
- WANG Wei, ZHANG Min, MEI Xiong, et al. Influence mechanism analysis of rotary error on porous aerostatic spindle [J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2017, 49(5): 191-198.
- [10] SUN Fangjin. An analytical study on the rotational accuracy of aerostatic journal bearing [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 1991, 12(3): 324-328.
- [11] KASHCHENEVSKY L, KNAPP B R. Predicting the rotational accuracy of hydrostatic spindle [C]// *ASPE Summer Topical Meeting*. Pennsylvania, USA: Pennsylvania State University, 2001: 52-55.
- [12] LI Shusen, LIU Tun. Analysis of the dynamics of precision centrifuge spindle system with the externally pressurized gas bearing [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(2): 28-32.
- [13] AN C H, ZHANG Y, XU Q, et al. Modeling of dynamic characteristic of the aerostatic bearing spindle in an ultra-precision fly cutting machine [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2010, 50(4): 374-385.
- [14] 熊万里, 侯志泉, 吕浪. 液体静压主轴回转误差的形成机理研究 [J]. *机械工程学报*, 2014, 50(7): 112-119.
- XIONG Wanli, HOU Zhiquan, LÜ Lang. Study on the mechanism of hydrostatic spindle rotational error motion [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(7): 112-119.
- [15] HUI X, SHULIN D, ZHANHUA W. Bearing lubrication optimization for diesel engine based on orthogonal design method [C]// *IEEE Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 633-636.
- [16] ALEYAASIN M, WHALLEY R, EBRAHIMI M. Error correction in hydrostatic spindles by optimal bearing tuning [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2003, 17(6): 253-262.
- [17] GAO Qiang, LU Lihua, CHEN Wanqun, et al. Optimal design of an annular thrust air bearing using parametric computational fluid dynamics model and genetic algorithms [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2018, 232(10): 1203-1214.
- [18] 周帅. 空气静压止推轴承微尺度特性及其控制策略研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2016: 59-68.
- [19] YOSHIMOTO S, KOHNO K. Static dynamic characteristics of aerostatic circular porous thrust bearings (effect of the shape of the air supply area) [J]. *Journal of Tribology*, 2000, 123: 501-508.
- [20] WANG N, CHANG Y Z. Application of the genetic algorithm to the multi-objective optimization of air bearings [J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(2): 119-128.
- [21] HIRANI H, SUH N P. Journal bearing design using multiobjective genetic algorithm and axiomatic design approaches [J]. *Tribology International*, 2005, 38(5): 481-491.

[本刊相关文献链接]

- 任佟, 陈东菊, 李彦生, 等. 气体轴承的动态特性分析及实验研究. 2019, 53(8): 68-75. [doi:10.7652/xjtuxb201908009]
- 章云, 孙虎, 胡振邦, 等. 高速主轴不平衡振动行为分析与抑制策略. 2019, 53(5): 24-29. [doi:10.7652/xjtuxb201905004]
- 达琦, 袁奇, 李浦. 燃气轮机拉杆转子非线性动力学特性研究. 2019, 53(5): 43-51. [doi:10.7652/xjtuxb201905007]
- 孙志超, 陶涛, 黄晓勇, 等. 车床主轴与进给轴耦合热误差建模及补偿研究. 2015, 49(7): 105-112. [doi:10.7652/xjtuxb201507018]
- 李特, 芮执元, 雷春丽, 等. 离心力影响下的高速主轴-拉杆系统动态特性. 2015, 49(3): 104-112. [doi:10.7652/xjtuxb201503017]
- 易均, 刘恒, 刘意, 等. 歪斜安装对组配轴承转子系统动力学特性影响. 2014, 48(9): 107-111. [doi:10.7652/xjtuxb201409018]

(编辑 杜秀杰)