



# (12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108959830 A

(43)申请公布日 2018.12.07

(21)申请号 201811066342.8

(22)申请日 2018.09.13

(71)申请人 东南大学

地址 211189 江苏省南京市江宁区东南大学路2号

(72)发明人 蒋书运 朱国振

(74)专利代理机构 南京苏高专利商标事务所  
(普通合伙) 32204

代理人 柏尚春

(51)Int.Cl.

G06F 17/50(2006.01)

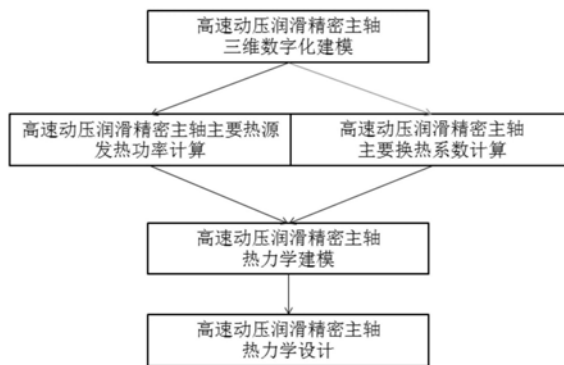
权利要求书2页 说明书6页 附图5页

## (54)发明名称

高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法

## (57)摘要

本发明提供了一种高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法,其包括以下步骤:步骤1:高速动压润滑精密主轴三维数字化建模;步骤2:高速动压润滑精密主轴主要热源发热功率计算;步骤3:高速动压润滑精密主轴主要换热系数计算;步骤4:高速动压润滑精密主轴热力学建模;步骤5:高速动压润滑精密主轴参数灵敏度计算。采用本发明提供的高速动压润滑精密主轴结构热力学设计方法,能够大幅提高高速动压润滑精密主轴结构热力学建模与热态设计精度,缩短设计周期。不仅便于高速加工机床的正向设计,而且提高一次设计成功率。



1. 一种高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法,其特征在于该方法包括以下步骤:

步骤1、高速动压润滑精密主轴三维数字化建模:具体为采用三维数字化软件,将拟设计的高速动压润滑精密主轴的初步结构转化为三维CAD、CAE模型;

步骤2、高速动压润滑精密主轴主要热源发热功率计算:采用流体力学公式和牛顿粘性定律,推导高速动压润滑精密主轴滑动轴承的摩擦损耗计算公式;

步骤3、高速动压润滑精密主轴主要相关换热系数计算:基于传热学原理,分析计算主轴各部件的换热系数,为高速动压润滑精密主轴轴承热态建模提供基础数据;

步骤4、高速动压润滑精密主轴热力学建模与性能分析:建立主轴润滑系统热力学平衡方程;采用有限元法建立高速动压润滑精密主轴热力学模型;开展主轴温度场、热位移场计算,寻找影响主轴热态性能的薄弱环节;

步骤5、高速动压润滑精密主轴结构热态设计方法:针对影响主轴热态性能的薄弱环节,对其进行热力学结构修改,以提高主轴热态性能为目标,提出高速动压润滑精密主轴结构热态设计方法。

2. 根据权利要求1所述的高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法,其特征在在于

所述步骤1高速动压润滑精密主轴三维数字化建模,采用三维数字化商用软件,将高速动压润滑精密主轴的初步结构,转化为三维CAD、CAE模型。

3. 根据权利要求1所述的高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法,其特征在在于所述步骤2高速动压润滑精密主轴主要热源发热功率计算,分为以下三步:

步骤2a、高速动压径向滑动轴承摩擦损耗的计算

轴瓦油膜温度 $T_\theta$ 与角度 $\theta$ 的关系表达式:

$$T_\theta = T_{Pin} + \int_0^\theta dT = T_{Pin} + \int_0^\theta \mu_\alpha \frac{\pi D^2 n}{60 h^2 c_p \rho} d\alpha \quad (1)$$

式中: $T_{Pin}$ -油膜的入口温度 $^\circ\text{C}$ ; $\mu_\alpha$ -润滑动力粘度 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;D-轴颈直径m;n-主轴转速r/min; $\rho$ -润滑油密度 $\text{kg}/\text{m}^3$ ;h-油膜厚度m; $c_p$ -润滑油的比热容 $\text{J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$ ;

径向滑动轴承的热平衡方程式:

$$Q_v c_p \rho (T_{Jout} - T_{Sin}) = n_s q_v c_p \rho \int_0^\beta \mu_\alpha \frac{\pi D^2 n}{60 h^2 c_p \rho} d\alpha \quad (2)$$

式中: $n_s$ -轴瓦个数; $Q_v$ -轴承润滑油进口流量 $\text{m}^3/\text{s}$ ; $q_v$ -轴瓦与轴颈间隙中卷入的润滑油流量 $\text{m}^3/\text{s}$ ; $T_{Sin}$ -轴承进口润滑油油温 $^\circ\text{C}$ ; $T_{Jout}$ -轴承出口润滑油油温; $T_{Jout} = T_{Pin}$  $^\circ\text{C}$ ; $\beta$ -轴瓦包角度。

步骤2b:高速动压轴向推力轴承摩擦损耗计算

轴瓦油膜温度 $T(r, \theta)$ 表达式:

$$T(r, \theta) = T_{Tin} + \int dT_{\theta r} = T_{Tin} + \int_0^\theta \frac{\mu_{\theta r} \pi r^2 n}{15 H^2 c_p \rho} d\alpha \quad (3)$$

式中: $T_{Tin}$ -平台面入口油温 $^\circ\text{C}$ ; $\mu_{\theta r}$ -润滑油的动力粘度 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;H-平台面上油膜厚度m;

推力滑动轴承的热平衡方程式:

$$Q_{v-total} c_p \rho (T_{Tout} - T_{Sout}) = n_t \int_{R_1}^{R_2} \int_0^\gamma \frac{\mu_{\theta r} \pi^2 r^3 n^2}{30^2 H} d\theta dr \quad (4)$$

式中： $n_t$ —推力轴承平台面个数； $T_{Sout}$ —主轴箱内腔中油温，近似等于 $T_{Tin}$ ； $T_{Jout}$ —推力轴承平台面出口温度； $R_1$ 、 $R_2$ —分别为平台面的内外径(m)； $\gamma$ —平台对应的圆心角(°)； $Q_{v-total}$ —主轴系统总润滑油流量， $Q_{v-total} = 2Q_v = 6L/min$ 。

步骤2c:高速主轴皮带轮摩擦生热计算

主轴带传动发热功率 $Q_{belt}$ 计算

$$Q_{belt} = P_{beltin} (1 - \eta) \quad (5)$$

式中： $P_{beltin}$ 带传动输入功率W，热损耗一半传递到皮带上，一半传递到带轮上，且主动轮和从动轮上的摩擦生热按两带轮的皮带包角等比例分配； $\eta$ 为带传动效率。

4. 根据权利要求1所述的高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法，其特征在于所述步骤3，高速动压润滑精密主轴主要相关换热系数计算，分为以下三步：

步骤3a:皮带轮和主轴径向表面对流换热系数计算

$$h = 9.7 + 5.33 \times U^{0.8} \quad (6)$$

式中： $h$ —对流换热系数 $W/(m^2 \cdot K)$ ； $U$ —带轮表面线速度 $m/s$ ；

步骤3b:皮带轮和砂轮主轴端面对流换热系数计算

皮带轮和砂轮主轴，其端面与周围环境空气发生强迫对流换热，强迫对流换热系数的计算特征方程为：

$$Nu_r = \begin{cases} \frac{0.585 Re_r^{0.5}}{0.6/Pr + 0.95/Pr^{1/3}} & Re_r \leq 2.4 \times 10^5, \text{任何普朗特数} \\ 0.21 Re_r^{0.8} Pr^{1/3} & Re_r \geq 2.4 \times 10^5, \quad Pr > 0.5 \end{cases} \quad (7)$$

式中： $Pr$ —空气的普朗特数； $Re_r$ —旋转雷诺数，定义为：

$$Re_r = \frac{\omega r^2}{\nu} \quad (8)$$

式中： $\nu$ —空气的运动粘度 $m^2/s$ ； $\omega$ —角速度 $rad/s$ ； $r$ —旋转半径 $m$ ；

则端面强迫对流换热系数 $h$ 为：

$$h = \frac{\overline{Nu} \cdot k}{r} \quad (9)$$

式中： $k$ —空气的热导率 $W/(m \cdot K)$ ； $\overline{Nu}$ —平均努赛尔系数；

步骤3c:主轴箱与外界环境的对流换热系数取自然对流换热和辐射换热的复合传热系数为 $h = 9.7W/(m^2 \cdot K)$ 。

5. 根据权利要求1所述的高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法，其特征在于所述步骤4:高速动压润滑精密主轴热力学建模与性能分析，主要开展高速动压润滑精密主轴主要热源中径向轴承、推力轴承、皮带轮的发热功率、主轴关键部位的传热系数计算；采用有限元法建立高速动压润滑精密主轴热力学模型；开展主轴温度场、热位移场计算，基于灵敏度分析，寻找影响主轴热态性能的薄弱环节。

6. 根据权利要求1所述的高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法，其特征在于所述步骤5:高速动压润滑精密主轴结构热态设计方法，主要是以降低主轴的热变形、提高机床加工精度为设计目标，对影响主轴热性能的薄弱环节，进行热力学结构修改，同时调整润滑系统的供油参数，完成高速动压润滑精密主轴结构热态设计。

## 高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计技术,属于数控机床设计领域。

### 背景技术

[0002] 数控机床正朝着高速与高精度方向发展,产业界对高速加工机床的热态性能要求越来越高。高速动压润滑精密主轴由于其高刚度、高稳定性、高精度等特性,广泛应用于精密磨削加工。然而,主轴转速高,润滑油发热量大,温度升高带来的主轴系统热变形不可忽略。建立高速动压润滑精密主轴热力学模型,开展主轴及主轴箱热力学分析,继而提出主轴的热力学设计方法,是高速动压润滑精密主轴研发的主要技术手段之一。

[0003] 开展高速动压润滑精密主轴的热态建模,难点主要集中在轴承发热量与主轴的对流换热系数计算。由于油膜的摩擦剪切作用,润滑油自进入轴瓦至流出,其温度在不断升高,导致其粘度不断下降,且润滑油的入口温度又决定于轴承的摩擦功耗与润滑油的循环泵流量,给动压轴承的摩擦损耗计算带来困难。到目前为止,国内外尚没有完整的动压轴承摩擦功耗计算理论,尚不能建立高速动压润滑精密主轴热力学模型,奢谈高速动压润滑精密主轴的热设计技术。

### 发明内容

[0004] 技术问题:针对高速动压润滑精密主轴热力学设计中存在的问题,本发明专利建立考虑可倾瓦动压轴承、推力滑动轴承和皮带轮的摩擦损耗的高速动压润滑精密主轴热力学模型,提出高速动压润滑精密主轴热力学设计方法与技术。该技术不仅便于高速主轴正向设计,而且可望提高高速机床热态设计准确性和一次设计成功率。

[0005] 技术方案:本发明是一种高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计方法,该方法包括以下步骤:

[0006] 步骤1:高速动压润滑精密主轴三维数字化建模。具体为采用三维数字化软件(如Solidworks或者Pro-E等),将拟设计的高速动压润滑精密主轴的初步结构转化为三维CAD、CAE模型。

[0007] 步骤2:高速动压润滑精密主轴主要热源发热功率计算。采用流体力学公式和牛顿粘性定律,推导了高速动压润滑精密主轴滑动轴承的摩擦损耗计算公式;

[0008] 步骤3:高速动压润滑精密主轴主要相关换热系数计算。基于传热学原理,分析计算了主轴各部件的换热系数,为高速动压润滑精密主轴轴承热态建模提供基础数据;

[0009] 步骤4:高速动压润滑精密主轴热力学建模与性能分析。建立了主轴润滑系统热力学平衡方程;采用有限元法建立高速动压润滑精密主轴热力学模型;开展主轴温度场、热位移场计算,寻找影响主轴热态性能的薄弱环节。

[0010] 步骤5:高速动压润滑精密主轴结构热态设计方法。针对影响主轴热态性能的薄弱环节,对其进行热力学结构修改,以提高主轴热态性能为目标,提出高速动压润滑精密主轴

结构热态设计方法;

[0011] 具体地,

[0012] 所述“步骤1:高速动压润滑精密主轴三维数字化建模”,采用三维数字化软件,将拟设计的高速动压润滑精密主轴的初步结构转化为三维CAD、CAE模型如图2所示。

[0013] 具体地,所述“步骤2:高速动压润滑精密主轴主要热源发热功率计算”,可分为以下三步:

[0014] 步骤2a:高速动压径向滑动轴承摩擦损耗的计算

[0015] 轴瓦油膜温度 $T_\theta$ 与角度 $\theta$ 的关系表达式:

$$[0016] \quad T_\theta = T_{Pin} + \int_0^\theta dT = T_{Pin} + \int_0^\theta \mu_\alpha \frac{\pi D^2 n}{60 h^2 c_p \rho} d\alpha \quad (1)$$

[0017] 式中: $T_{Pin}$ -油膜的入口温度( $^\circ\text{C}$ ); $\mu_\alpha$ -润滑动力粘度( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ); $D$ -轴颈直径(m); $n$ -主轴转速(r/min); $\rho$ -润滑油密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $h$ -油膜厚度(m); $c_p$ -润滑油的比热容( $\text{J}/(\text{Kg}\cdot\text{K})$ ); $q_v$ -轴瓦与轴颈间隙中卷入的润滑油流量( $\text{m}^3/\text{s}$ );

[0018] 径向滑动轴承的热平衡方程式:

$$[0019] \quad Q_v c_p \rho (T_{Jout} - T_{Sin}) = n_s q_v c_p \rho \int_0^\beta \mu_\alpha \frac{\pi D^2 n}{60 h^2 c_p \rho} d\alpha \quad (2)$$

[0020] 式中: $n_s$ -轴瓦个数; $Q_v$ -轴承润滑油进口流量( $\text{m}^3/\text{s}$ ); $T_{Sin}$ -轴承进口润滑油油温( $^\circ\text{C}$ ); $T_{Jout}$ -轴承出口润滑油油温; $T_{Jout} = T_{Pin}$ ( $^\circ\text{C}$ ); $\beta$ -轴瓦包角( $^\circ$ )。

[0021] 步骤2b:高速动压轴向推力轴承摩擦损耗计算

[0022] 轴瓦油膜温度 $T(r, \theta)$ 表达式:

$$[0023] \quad T(r, \theta) = T_{Tin} + \int dT_{\theta r} = T_{Tin} + \int_0^\theta \frac{\mu_{\theta r} \pi r^2 n}{15 H^2 c_p \rho} d\alpha \quad (3)$$

[0024] 式中: $T_{Tin}$ -平台面入口油温( $^\circ\text{C}$ ); $\mu_{\theta r}$ -润滑油的动力粘度( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ); $H$ -平台面上油膜厚度(m);

[0025] 推力滑动轴承的热平衡方程式:

$$[0026] \quad Q_{v-total} c_p \rho (T_{Tout} - T_{Sout}) = n_t \int_{R_1}^{R_2} \int_0^\gamma \frac{\mu_{\theta r} \pi^2 r^3 n^2}{30^2 H} d\theta dr \quad (4)$$

[0027] 式中: $n_t$ -推力轴承平台面个数; $T_{Sout}$ -主轴箱内腔中油温,近似等于 $T_{Tin}$ ; $T_{Jout}$ -推力轴承平台面出口温度; $R_1$ 、 $R_2$ -分别为平台面的内外径(m); $\gamma$ -平台对应的圆心角( $^\circ$ ); $Q_{v-total}$ -主轴系统总润滑油流量, $Q_{v-total} = 2Q_v = 6\text{L}/\text{min}$ 。

[0028] 步骤2c:高速主轴皮带轮摩擦生热计算

[0029] 主轴带传动发热功率 $q_{belt}$ 计算

$$[0030] \quad q_{belt} = P_{beltin} (1 - \eta) \quad (5)$$

[0031] 式中: $P_{beltin}$ 带传动输入功率(W),热损耗一半传递到皮带上,一半传递到带轮上,且主动轮和从动轮上的摩擦生热按两带轮的皮带包角等比例分配; $\eta$ 为带传动效率。

[0032] 具体地,所述“步骤3:高速动压润滑精密主轴主要相关换热系数计算”,可分为以下三步:

[0033] 步骤3a:皮带轮和主轴径向表面对流换热系数计算

$$[0034] \quad h = 9.7 + 5.33 \times U^{0.8} \quad (6)$$

[0035] 式中: $h$ -对流换热系数( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ); $U$ -带轮表面线速度(m/s)。

[0036] 步骤3b:皮带轮和砂轮主轴端面对流换热系数计算

[0037] 皮带轮和砂轮主轴,其端面与周围环境空气发生强迫对流换热。强迫对流换热系数的计算特征方程为:

$$[0038] \quad Nu_r = \begin{cases} \frac{0.585 Re_r^{0.5}}{0.6/Pr+0.95/Pr^{1/3}} & Re_r \leq 2.4 \times 10^5, \text{任何普朗特数} \\ 0.21 Re_r^{0.8} Pr^{1/3} & Re_r \geq 2.4 \times 10^5, \quad Pr > 0.5 \end{cases} \quad (7)$$

[0039] 式中:Pr-空气的普朗特数;Re<sub>r</sub>-旋转雷诺数,定义为:

$$[0040] \quad Re_r = \frac{\omega r^2}{\nu} \quad (8)$$

[0041] 式中:ν-空气的运动粘度(m<sup>2</sup>/s);ω-角速度(rad/s);r-旋转半径(m);

[0042] 则端面强迫对流换热系数h为:

$$[0043] \quad h = \frac{\overline{Nu} \cdot k}{r} \quad (9)$$

[0044] 式中:k-空气的热导率(W/(m·K)); $\overline{Nu}$ -平均努赛尔系数。

[0045] 步骤3c:主轴箱与外界环境的对流换热系数取自然对流换热和辐射换热的复合传热系数为h=9.7W/(m<sup>2</sup>·K)。

[0046] 所述步骤4:高速动压润滑精密主轴热力学建模与性能分析,主要开展高速动压润滑精密主轴主要热源(径向轴承、推力轴承、皮带轮)的发热功率、主轴关键部位的传热系数计算;采用有限元法建立高速动压润滑精密主轴热力学模型;开展主轴温度场、热位移场计算,基于灵敏度分析,寻找影响主轴热态性能的薄弱环节。

[0047] 所述步骤5:高速动压润滑精密主轴结构热态设计方法,主要是以降低主轴的热变形、提高机床加工精度为设计目标,对影响主轴热态性能的薄弱环节,进行热力学结构修改,同时调整润滑系统的供油参数,完成高速动压润滑精密主轴结构热态设计。

[0048] 有益效果:本发明提供的高速动压润滑精密主轴结构热力学建模与热设计技术,建立了完善的高速动压润滑精密主轴热力学模型,可以大幅提高高速动压润滑精密主轴的热态性能计算精度。基于高速动压润滑精密主轴结构热态性能分析结果提出的热设计技术,可望大幅度缩短主轴产品的设计周期,进而提高高速加工机床热态设计准确性和一次设计成功率。

## 附图说明

[0049] 图1本发明专利的设计步骤与内容,

[0050] 图2主轴三维数字化模型,

[0051] 2a为可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统三维模型,

[0052] 2b为可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统CAE模型剖面图,

[0053] 图3可倾瓦动压轴承轴瓦与主轴示意图,

[0054] 图4推力瓦平台面示意图,

[0055] 图5可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统稳态温度分布云图,

[0056] 5a为主轴系统温度分布云图,

[0057] 5b为主轴剖面温度分布云图,

[0058] 5c为箱体剖面温度分布云图,

- [0059] 5d为转子剖面温度分布云图，  
 [0060] 图6可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统热位移分布云图，  
 [0061] 6a为主轴系统热热位移分布云图，  
 [0062] 6b为主轴系统剖面热位移分布云图，  
 [0063] 图7偏心率对可倾瓦动压轴承油膜温度的影响，  
 [0064] 7a为偏心率为0时轴瓦的温度变化情况，  
 [0065] 7b为偏心率为0.2时轴瓦的温度变化情况，  
 [0066] 7c为偏心率为0.4时轴瓦的温度变化情况，  
 [0067] 7d为偏心率为0.6时轴瓦的温度变化情况，  
 [0068] 7e为偏心率为0.8时轴瓦的温度变化情况，  
 [0069] 图8偏心率对可倾瓦动压轴承出口温度的影响，  
 [0070] 图9润滑油流量对可倾瓦动压轴承摩擦损耗的影响，  
 [0071] 9a为轴承出口温度与流量关系，  
 [0072] 9b为摩擦功耗与与流量关系。  
 [0073] 图10润滑油流量对主轴砂轮端面中心点的热位移影响。

### 具体实施方式

[0074] 下面结合一个实施例(可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统),对本发明的高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计技术作进一步详细说明。

[0075] 图1给出了本发明高速动压润滑精密主轴热力学建模与热设计技术的具体内容,包括如下步骤:

[0076] 步骤1:高速动压润滑精密主轴三维数字化建模

[0077] 采用三维建模软件(如Solidworks)建立可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统的三维数字化(CAD、CAE)模型,如图2所示。

[0078] 步骤2:高速动压润滑精密主轴三维数字化建模

[0079] 步骤2a:可倾瓦动压轴承摩擦损耗的计算

[0080] 本实例中的可倾瓦动压轴承有五片轴瓦,相关参数列于表1

[0081] 表1可倾瓦动压轴承相关参数

轴瓦长度 $L(\text{mm})$	146
轴瓦包角 $\beta(^{\circ})$	51.25
轴颈半径 $R(\text{mm})$	60
主轴转速 $n(\text{r}/\text{min})$	2000
油膜厚度 $h(\mu\text{m})$	25

[0083] 采用公式(1)(2),计算高速动压润滑精密主轴可倾瓦动压轴承摩擦损耗 $H_{f1}$ ,在供油温度 $T_{\text{Sin}}=30^{\circ}\text{C}$ 情况下,计算结果列于表2

[0084] 表2可倾瓦动压轴承摩擦损耗计算结果

	轴承进口油温	轴承出口油温	轴承摩擦损耗
[0085]	$T_{Sin}$ (°C)	$T_{Jout}$ (°C)	$Hf_1$ (W)
	30	58.65	2459

[0086] 轴瓦内表面油膜温度分布表达式为:

[0087]  $T_0 = 35.21 \times \ln(2.36 \times \theta + 5.29) \text{ } ^\circ\text{C}, 0^\circ \leq \theta \leq 51.25^\circ$

[0088] 步骤2b: 主轴推力轴承摩擦损耗计算

[0089] 本实例中的推力轴承有16个平台区域, 只考虑平台区域的剪切发热, 其相关几何参数列于表3:

[0090] 表3推力滑动轴承尺寸参数

	平台面的包角 $\gamma$ (°)	油膜厚度 $H$ ( $\mu\text{m}$ )	平台面内径 $R_1$ (mm)	平台面内径 $R_2$ (mm)
[0091]	15	10	61	72

[0092] 采用公式(3)(4), 计算高速动压润滑精密主轴推力滑动轴承摩擦损耗 $Hf_2$ , 计算结果列于表4:

[0093] 表: 4推力滑动轴承摩擦损耗计算结果

	推力滑动轴承摩擦损耗 $Hf_2$ (W)	主轴系统出口温度 $T_{Sout}$ (°C)
[0094]	622	62.2046

[0095] 步骤2c: 主轴皮带轮摩擦生热计算

[0096] 采用公式(5)计算带传动摩擦功率, 带传动的效率 $\eta = 0.96$ , 带传动输入功率 $P_{beltin} = 5.5\text{kW}$ , 带传动的功率损耗为 $q_{belt} = 229\text{W}$ 。在空转条件下, 砂轮主轴上从动带轮的摩擦热损( $q_{belt}$ )约为43.86W。

[0097] 步骤3: 高速动压润滑精密主轴主要部位换热系数计算

[0098] 步骤3a: 皮带轮和主轴径向表面对流换热系数计算

[0099] 采用公式(6)计算皮带轮和主轴径向表面对流换热系数计算, 皮带轮直径为245mm、200mm和144mm的径向表面所对应的对流换热系数分别为 $81\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、 $70\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 $56\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ; 砂轮主轴直径为95mm和56mm的径向表面所对应的对流换热系数分别为 $43\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 $31\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

[0100] 步骤3b: 皮带轮和砂轮主轴端面对流换热系数计算

[0101] 定性温度为 $T_m = (35^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C}) / 2 = 30^\circ\text{C}$ 。30°C时空气的物理参数列于表5:

[0102] 表3.7 30°C时空气的物理参数<sup>[44]</sup>

[0103]

密度 $\rho$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	比热容 $C_p$ ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	动力粘度 $\mu$ ( $\times 10^{-7} \text{Pa} \cdot \text{s}$ )	热导率 $k$ ( $\times 10^{-3} \text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	热扩散系数 $\alpha$ ( $\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ )	普朗特数 Pr
1.15	1.007	186	26.52	22.94	0.707

[0104] 公式(7)~(9)和相关参数计算, 砂轮主轴端面和带轮端面对流换热系数皆为 $30\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。



[0105] 步骤3c: 主轴箱与外界环境的对流换热系数取自自然对流换热和辐射换热的复合传热系数为 $h=9.7W/(m^2 \cdot K)$ 。

[0106] 步骤4: 高速动压润滑精密主轴热力学建模与性能计算

[0107] 将可倾瓦动压轴承、推力轴承和皮带轮等热源施加于主轴有限元分析模型 (ANSYS 软件), 得到主轴在空转情况下的温度场分布云图, 见图5所示。

[0108] 整机在额定工况下的热位移场分布云图见图6所示, 图中黑色网格表示未发生变形时的模型轮廓, 彩色部分表示热变形之后的模型。

[0109] 额定工况下, 整机主要部位的热位移数据列于表6, 系统最大热位移处位于砂轮主轴轴端处, 热位移达到 $224\mu m$ 。

[0110] 表6 主轴砂轮端端面中心点的热位移

	方向	X( $\mu m$ )	Y( $\mu m$ )	Z( $\mu m$ )
[0111]	热位移	-70.36	203.33	192.05

[0112] 步骤5: 高速动压润滑精密主轴结构热态设计方法

[0113] 1) 主轴偏心对可倾瓦动压轴承温升的影响

[0114] 采用公式 (1) (2) 计算主轴偏心率对可倾瓦动压轴承油膜温度分布的影响, 结果如图7所示, 主轴偏心率对可倾瓦动压轴承出口温度的影响如图8所示。可以从中看出, 当偏心率低于0.7时, 2~4号轴瓦增大的剪切油膜发热量是高于1号和5号轴瓦减小的剪切油膜发热量; 相反, 当偏心率高于0.7时, 1号和5号轴瓦减小的剪切油膜发热量是要高于2~4号轴瓦增大的剪切油膜发热量。

[0115] 2) 润滑油流量对可倾瓦动压轴承摩擦损耗的影响

[0116] 采用公式 (1) (2) 计算不同润滑油流量下可倾瓦动压轴承摩擦损耗情况, 结果如图9所示。当润滑油流量由 $3L/min$ 增大到 $6L/min$ 时, 轴承出油口温升降低了 $10.4^{\circ}C$ , 降幅比例为36%; 轴承摩擦损耗增加了 $681W$ , 增幅比例为27%。

[0117] 3) 润滑油流量对可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统热位移场的影响

[0118] 计算不同润滑油流量下可倾瓦动压轴承砂轮主轴系统的热源发热功率和热边界条件, 建立热力学分析模型, 计算主轴砂轮端面中心点的热位移, 计算结果如图9、10所示。由图10可知, 随着润滑油流量的增大, 主轴砂轮端端面中心点的热位移均逐渐减小, 直至趋于平衡。当润滑油流量由 $3L/min$ 增大到 $6L/min$ 时, 主轴砂轮端端面中心点的X、Y、Z向的热位移由原来的 $-25.76\mu m$ 、 $96.00\mu m$ 和 $228.42\mu m$ 减小到 $-18.69\mu m$ 、 $72.56\mu m$ 和  $169.66\mu m$ 。

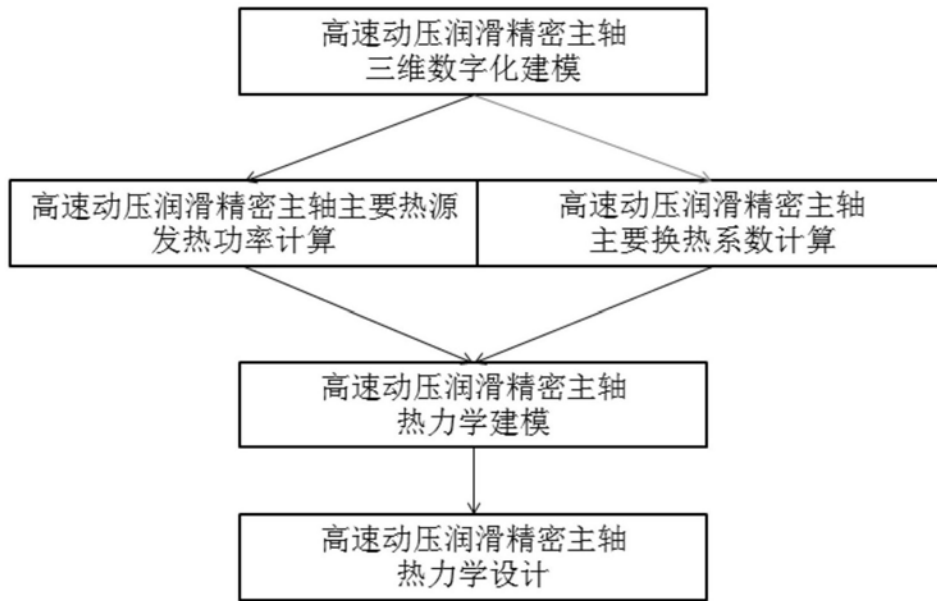
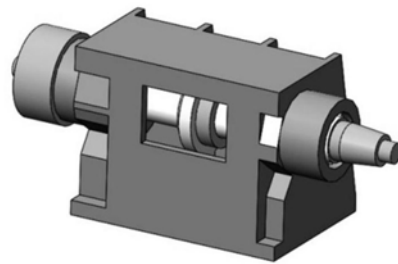
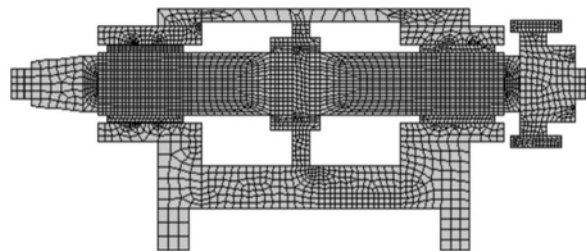


图1



2a



2b

图2

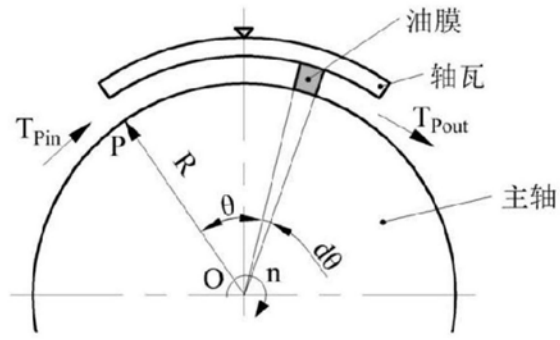


图3

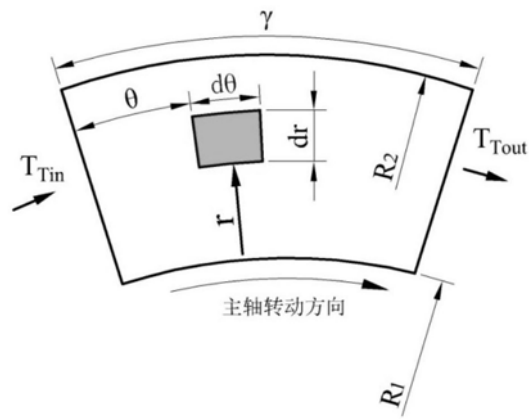
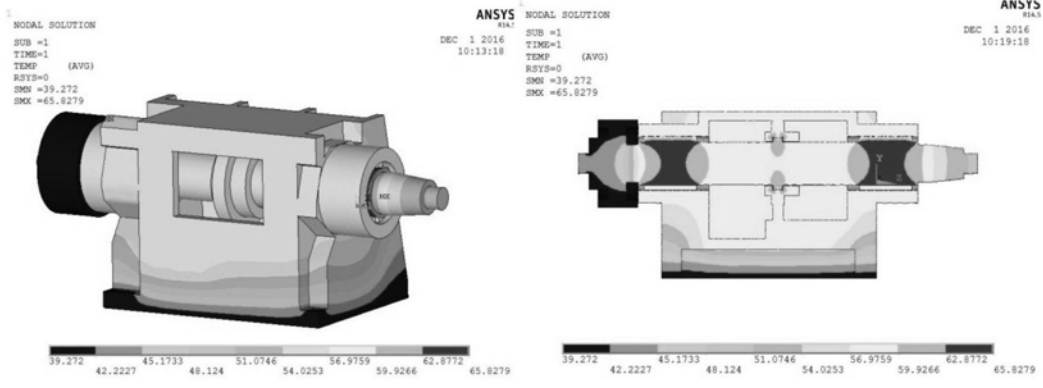
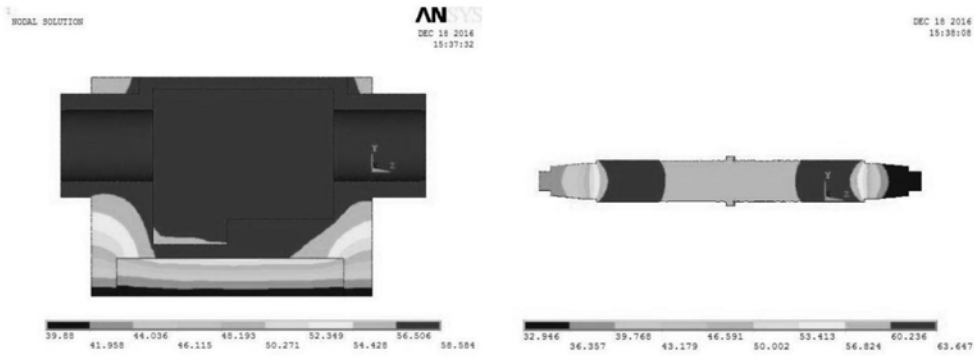


图4



5a

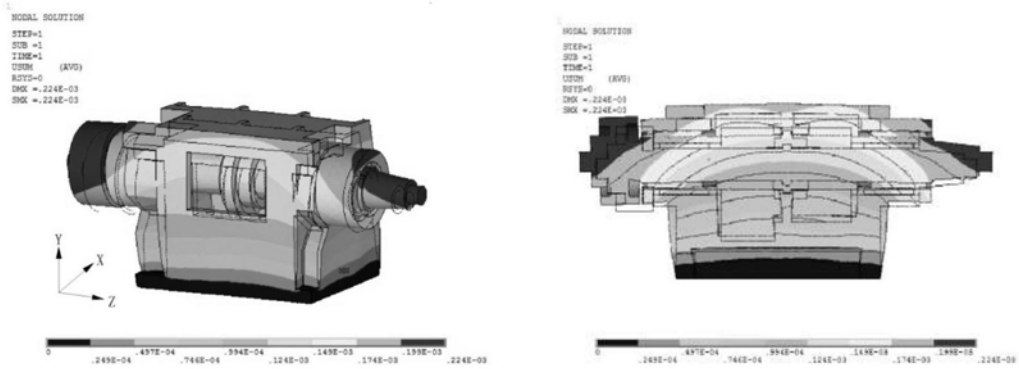
5b



5c

5d

图5



6a.

6b.

图6

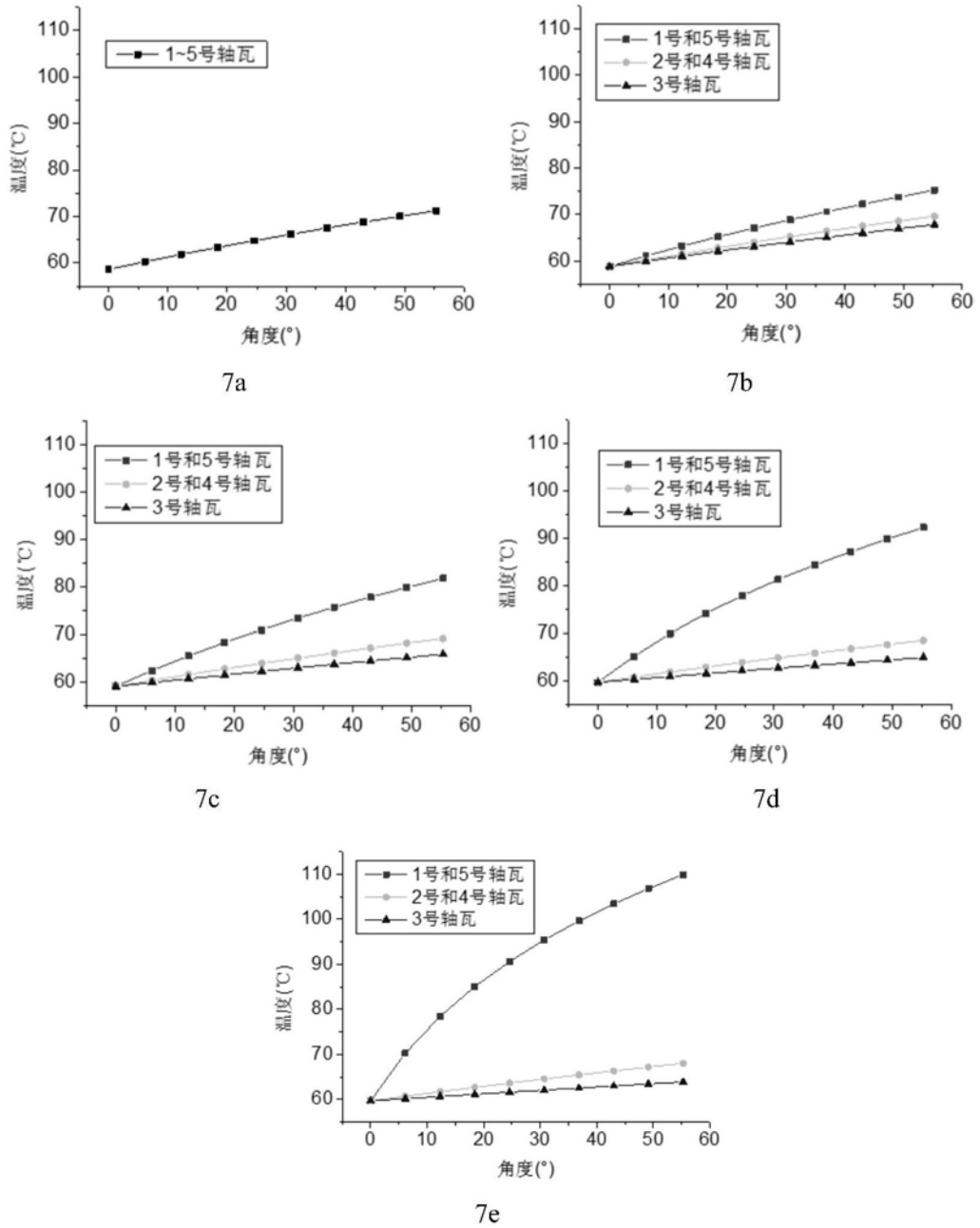


图7

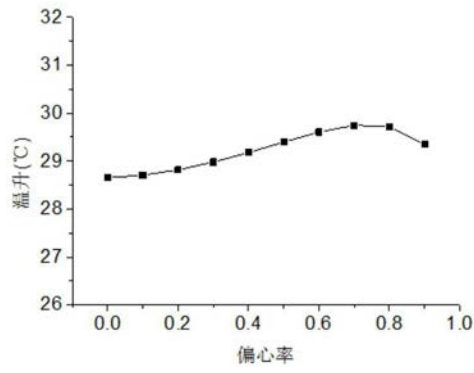


图8

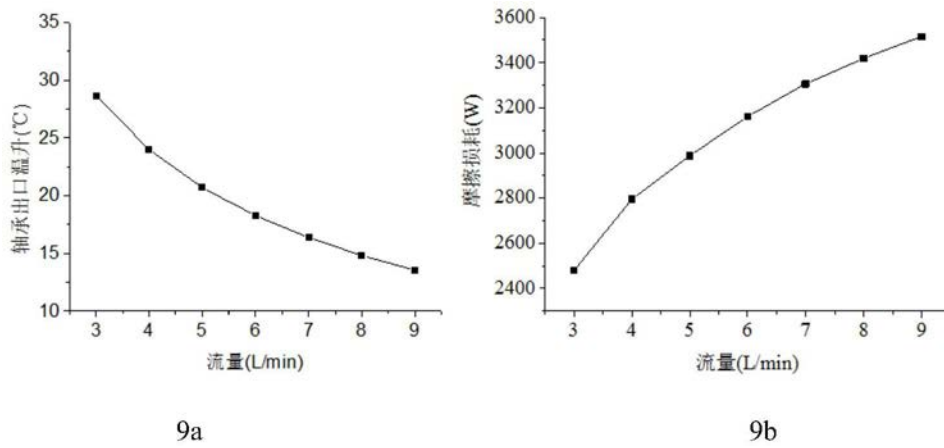


图9

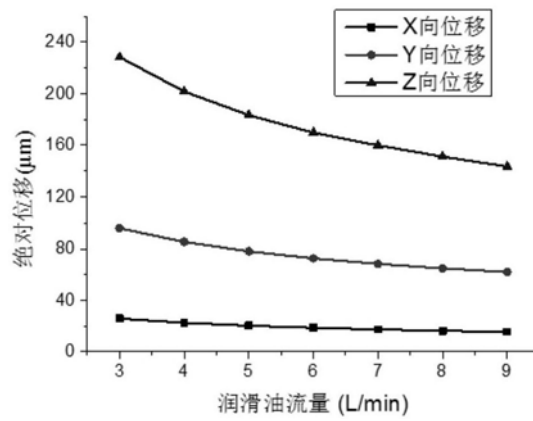


图10