

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.03.027

高速数控车床电主轴过盈配合仿真分析及性能评估

王建军^{1a,1b}, 王英^{1a,1b}, 王帅², 杨红军³, 穆龙涛^{1a,1b}, 张小叶⁴

(1. 陕西工业职业技术学院 a. 机械工程学院; b. 咸阳市高端数控机床关键零部件工程技术研究中心, 陕西 咸阳 712000;

2. 西安精雕精密机械工程有限公司, 陕西 西安 710061;

3. 宝鸡机床集团有限公司, 陕西 宝鸡 721013;

4. 航天推进技术研究院, 陕西 西安 710100)

摘要:对某高速数控车床电主轴转子过盈配合展开研究, 为其仿真设计提供思路。使用分析软件的冷缩配合功能, 求解热胀装配后转子套直径缩小量; 分析温升和离心力对接触压强的影响, 获得两种工作模式下转速、传递转矩值及安全系数, 评估过盈配合性能。

关键词:电主轴; 过盈配合; 冷缩配合; 接触压强; 传递转矩

中图分类号:TH122 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)03-0139-06

Interference Fit Simulation Analysis and Performance Evaluation of High Speed CNC Lathe Spindle

WANG Jianjun^{1a,1b}, WANG Ying^{1a,1b}, WANG Shuai², YANG Hongjun³, MU Longtao^{1a,1b}, ZHANG Xiaoye⁴

(1. a. College of Mechanical Engineering; b. Xianyang High-End CNC Machine Tool Key Components Engineering Technology Research Center, Shaanxi Polytechnic Institute, Xianyang 712000, China;

2. Xi'an Jingdiao Precision Machinery Engineering Co., Ltd., Xi'an, 710061, China;

3. Baoji Machine Tool Group Co., Ltd., Baoji 721013, China;

4. Aerospace Propulsion Technology Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Research on the interference fit of a high-speed CNC lathe electric spindle rotor was conducted to breed ideas for its simulation design. The cold shrink fit function of the analysis software was applied to solve the reduction in diameter of the rotor sleeve after thermal expansion assembly, and the effects of temperature rise and centrifugal force on contact pressure were analyzed. The rotational speed, transmitted torque value, and safety factor were obtained under two working modes, and the interference fit performance was evaluated.

Keywords: electric spindle; interference fit; cold shrink fit; contact pressure; transmitted torque

0 引言

过盈配合能够传递较大转矩, 承受变载荷和振动, 且转动平衡易于控制, 因此是高速机床行业中电主轴转子与主轴连接的理想方式。过盈配合常用的装配方法有机械压入法、胀缩法、油压法以及螺母压紧法等。在高速数控车床电主轴装配中, 热胀法是最常用的装配方法之一, 其特点在于热胀均匀, 加热温度可精确控制^[1]。

目前针对电主轴的配合问题, 国内外专家学者开展了大量研究。刘振宁和丁馨怡^[2-3]建立了

轴承内圈过盈配合和外圈间隙配合的模型, 分析了离心作用下接触变形与热变形对轴承内外圈配合的影响。胡鹏飞等^[4]通过热-结构耦合分析发现, 当施加的预紧力大于最小预紧力时, 温升随预紧力增加而显著升高。许江涛等^[5]通过仿真表明, 适当增大轴承过盈量可有效提高主轴运转稳定性。苏川^[6]进一步研究了热力耦合效应对高速电主轴部件过盈配合的影响。

1 问题的引出

某公司开发的高速数控车床, 主轴最高转速

基金项目:2024 年陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2024JC-YBMS-177); 2024 年度陕西省教育厅科学研究计划项目(24JK0316)

第一作者简介:王建军(1973—), 男, 教授级高级工程师, 硕士, 研究方向为数控机床产品和关键零部件研发及产教融合, see100p@163.com。

6 000 r/min,最大转矩 69 Nm。车床采用电主轴结构,主轴伺服电机选用西门子 1FE1082 内装式电机。电机转子与主轴之间设计有转子套,转子与转子套之间采用过盈配合连接^[7],转子套与主轴采用可拆卸的间隙配合,如图 1 所示。

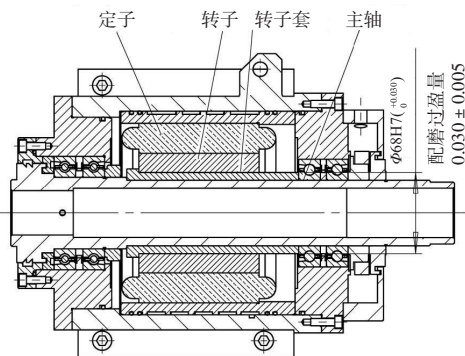


图 1 电主轴结构

转子套与转子过盈装配后内径缩小,直接影响转子套与主轴所需的配合关系。因转子有磁性,直接通过配磨已装配好的转子套内孔尺寸来满足转子套与主轴的配合间隙成本较高,所以比较理想的方式是在装配前完成转子套内孔尺寸的确定与加工,以避免带磁性加工。另外,在实际使用中,由于电机转子发热和高速旋转离心力作用,转子套与转子过盈装配中的接触压强变化会对传递转矩的能力造成负面影响,因此需要对过盈配合的性能进行评估。这些高速数控车床电主轴设计制造过程中的问题,凭借传统实践经验和 GB/T 5371—2004《极限与配合 过盈配合的计算和选用》标准中理论计算,存在实践周期长、定量测定难、结果误差大等缺点^[8]。随着有限元技术越来越成熟,可以采用有限元仿真技术辅助解决上述问题。

2 分析

圆柱面过盈配合可按文献[8]中公式法进行分析计算,一般为先计算过盈面的接触压强,再计算包容件和被包容件的直径变化量,求和得到过盈量。本例电机转子过盈量已由配套厂家给出了推荐值,需反推包容件和被包容件直径变化量,结果为过盈配合面的直径变化量,不能直接反映被包容件(转子套)内孔的直径变化量。加之公式法是针对等长、厚壁圆筒件给定的理想状态下的计算方法,计算的接触应力为单一固定值,难以精确地计算出过盈配合面的接触压强和等效应力分

布情况,误差较大。同时,在温升和离心力的双重作用下,实际过盈性能的评估变得更加困难^[9-10]。

本文采用 Solidworks Simulation 的冷缩配合功能^[11],在包容件(转子)和被包容件(转子套)间直接加载,可在分析结果中求解转子套直径缩小量,接着进一步通过分析温升和离心力对过盈接触压强的影响,获得两种工作模式下转速、传递转矩值及安全系数,实现对过盈配合性能的评估。

3 过盈配合仿真分析

将转子、转子套单独组装成 Solidworks 装配体模型,依据电机转子装配直径过盈量 0.025 mm 的推荐值,确定转子、转子套模型尺寸。由图 1 可知,本例中转子内径尺寸及公差为 $\phi 68H7 (+0.030)$ mm,实际应用中,因转子与转子套过盈量(0.025 mm)与转子制造公差范围 0.030 mm 接近,因此无法直接在图纸设计时,给定转子套外径尺寸精度来满足过盈量要求,通常采用配磨方式来实现精确控制过盈量。为保证至少 0.025 mm 过盈量,将配磨量及公差设为 (0.030 ± 0.005) mm。因公差尺寸与基本尺寸相比绝对值很小,对仿真分析结果影响可以忽略不计。为简化分析过程,将转子内径设为 $\phi 68$ mm,将转子套外径设为 $\phi 68.025$ mm,在模型上形成干涉重叠区域即可。

打开 Solidworks Simulation,新建立静应力分析算例 1,将转子、转子套材料设置为合金钢,并删除默认连结。选择分析树下的连结,选择相接触面组,再在类型上选择冷缩配合,分别选择转子内径面、转子套外径面作为接触面。为防止分析产生约束不足问题,属性里的摩擦选项需要勾选,并选用摩擦因数 0.1。模型不再添加其他边界条件,在分析属性中使用软弹簧、惯性卸除使整个模型稳定,分析前处理完成后,运行分析获得应力、位移、应变,其中位移结果如图 2 所示。

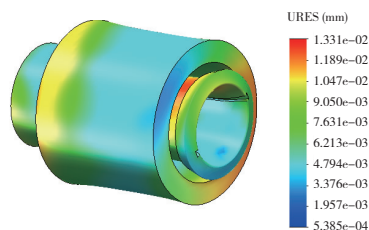


图 2 冷缩配合分析位移结果

由图 2 冷缩配合位移结果可看出,因转子套内孔有 2 个对称键槽影响,转子与转子套过盈配

合后会产生非对称变形,从轴向观察呈现椭圆形状。在配合的中间位置探测转子套内孔半径最大内缩量 0.014 3 mm,最小内缩量 0.010 4 mm。转子套内孔与主轴配合时,按最小包容原则,转子套在加工内孔时,应按正常配合尺寸加大内孔直径量 0.029 mm。

转子套在机加工阶段,内孔直径应按正常配合尺寸加大 0.029 mm,公差不变,内孔面直接加工成形;外圆直径留配磨加工余量,在装配阶段,根据测量待装配的电机转子内径尺寸,加入过盈量来确定转子套的外径尺寸,再按该尺寸配磨转子套外圆,可以精确控制转子与转子套的过盈量,实现过盈设计目标。

4 过盈配合性能评估

为确保转子与转子套之间连结的可靠性,有必要对转子过盈配合的传递转矩进行校核评估。下面分别按不考虑热力和离心力载荷因素、仅考虑热力因素、综合考虑热力和离心力载荷因素 3 种条件对过盈配合性能进行分析。

4.1 第 1 种条件(不考虑热力和离心力载荷)

上述过盈配合静应力分析算例 1 的分析结果,其接触压强如图 3 所示。

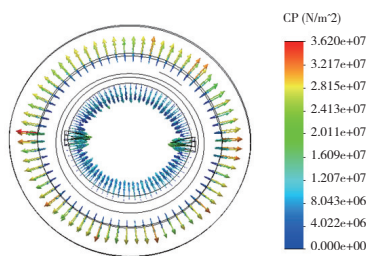


图 3 过盈配合的接触压强图

根据图 3,探测过盈配合接合面的接触压强平均值为 $1.029 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 。过盈传递的转矩 T 按下式计算:

$$T = 0.5 P_f \pi d_f^2 l_f \mu \quad (1)$$

式中: T 为传递的转矩, Nmm; P_f 为接触压强, N/mm^2 ; d_f 为配合直径, mm; l_f 为配合长度, mm; μ 为摩擦因数,取值 0.10。

将过盈配合的配合直径 68 mm、配合长度 100 mm 代入上式,求出过盈配合的传递转矩为 747.40 Nm,远大于电机的最大输出转矩 69 Nm,以 69 Nm 为基准,计算出过盈配合传递转矩安全系数为 10.8,证明不考虑热力和离心力载荷时过

盈配合传递转矩可靠。

4.2 第 2 种条件(仅考虑热力)

电机在高速运转中存在磁损耗、电损耗和机械损耗,会产生内部损耗生热。损耗使转子成为热源,在对流、传导等散热中,转子与转子套之间产生温度差,会降低过盈配合的接触应力,对传动转矩产生不利影响。转子发热占电机总损耗的比例较小,但散热条件不好,分析转子发热对过盈配合的影响,首先需用 Simulation 的热力分析获得转子、转子套和主轴的温度场,然后把温度场作为载荷加载到冷缩配合的静力分析上,求得接触应力后获得传递转矩,是一种热力耦合分析。

转子热分析需要首先分析确定热源大小、散热边界条件、接触热阻等。

1) 热源

电机的损耗功率都转化为热量而散发,本机床使用永磁同步电机,其转子损耗包括转子铁耗、永磁体损耗。根据文献研究,永磁同步电机转子损耗占电机总损耗的 4%~6%。根据电机样本参数,本主轴电机在额定转速、额定功率时的损耗为 2 000 W,则转子最大损耗为 120 W^[12-13]。

2) 转子与定子气隙的对流换热系数 h_a

转子和定子之间的气隙对流换热,由以下系列公式计算^[14-16]。

雷诺数 Re 按下式计算:

$$Re = \frac{\nu d}{\nu_f} \quad (2)$$

式中: ν 为气体流速, m/s; d 为特征尺寸, m; ν_f 为空气运动黏度, m^2/s 。

ν 按 $\nu = \pi n d_0 / 60$ 计算,其中 n 为电机转速,考虑到在主轴伺服电机恒转矩和恒功率转换点所处转速下,满负荷工作,主轴伺服电机发热量最大,取转换点所处转速 5 600 r/min, d_0 取 100.25 mm,求得 $\nu = 29.32 \text{ m/s}$; d 取气隙厚度为 0.000 5 m; ν_f 取值为 $1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 。将以上数值代入式(2)求得雷诺数 $Re = 990.59$ 。

本例 $Re < 2\ 200$,属层流状态,努塞尔数 N_{uf} 按下式计算:

$$N_{uf} = 1.86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

式中: Pr 为普朗特数,取 0.71; l 为气隙长度, m。

l 按 $l = \pi d_0$ 计算,求得 $l = 0.315 \text{ m}$ 。将数值代入式(3),求得 $N_{uf} = 1.93$ 。

转子与气隙的对流换热系数 h_a 按下式计算:

$$h_a = \left(\frac{N_{af} \lambda_f}{d} \right)^{0.25} \quad (4)$$

式中 λ_f 为常温空气的导热系数,取 $0.0267 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。将数值代入式(4)求得 $h_a = 3.19 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

3) 转子端部与周围对流换热系数 h_i

h_i 由下式计算:

$$h_i = 28(1 + \sqrt{0.45v_i}) \quad (5)$$

式中 v_i 为转子端部的平均周向速度, 24.63 m/s 。将数值代入式(5)求得 $h_i = 121.22 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

4) 主轴轴芯表面与周围对流换热系数 h

h 通过下式求得^[17]:

$$h = c_0 + c_1 \cdot u^{c_2} \quad (6)$$

式中: c_0 、 c_1 、 c_2 均为经验值,分别取为 9.70 、 5.33 、 0.80 ; u 为主轴端部平均速度, 20.51 m/s 。将以上数值代入式(6),求得 $h = 69.44 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

5) 接触面热阻

依据文献研究,过盈配合的接触面热导取值 $760 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,即接触面热阻值为 $1.32 \times 10^{-3} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$;主轴、转子套和转子金属接触面取值为 $1.22 \times 10^{-3} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ ^[18-19]。

利用 Simulation 的热力算例,输入以上热源和边界条件,获得转子、转子套与主轴组件在连续额定功率输出时的温度场^[20],如图4所示。

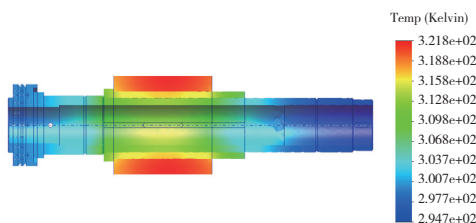


图4 转子组件温度场

将该温度场作为载荷,施加到上一步过盈配合算例中,得到如图5所示转子与转子套的过盈接触压强图。

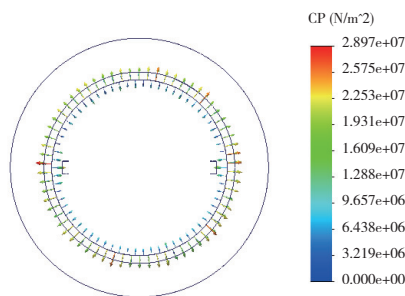


图5 转子发热后与转子套的接触压强图

根据图5,探测过盈配合接合面的接触压强平均值为 $8.538 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ 。依据式(1),计算电机转子发热后过盈配合传递的转矩 T 为 620.15 Nm 。以电机最大转矩为基准,计算出过盈配合传递转矩安全系数为 9.0 。

转子散热存在温度梯度,转子温升最高,按转子套、主轴方向依次降低。因转子热膨胀量大于转子套,转子发热引起过盈配合,接触压强由 $1.029 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 降低为 $8.538 \times 10^6 \text{ N/m}^2$,此时对应的过盈配合传递转矩的安全系数由 10.8 降低为 9.0 ,降幅达 17% ,由此可以看出转子发热对过盈配合传递转矩影响较大。

由于前后轴承发热源距离过盈接合面较远,同时本主轴前后轴承采用油气润滑,因此润滑油气可以有效地带走前后轴承大部分热量。此外,由于前后轴承发热会直接加热主轴轴芯和转子套,即使该热源对过盈配合有影响,也只会使其更趋于安全。鉴于上述原因,本文为简化分析,暂不考虑轴承热源。

4.3 第3种条件(综合考虑热力和离心力载荷)

转子组件在高速旋转中产生的离心力,也会对转子与转子套之间的接触压强产生影响。为进一步综合考虑离心力的影响,在以上分析的基础上再加入离心力载荷,如图6所示。



图6 过盈、热力、离心力综合加载

因电机输出特性有连续工作模式和断续工作模式区别。电机在断续工作模式下,恒转矩区转矩值较大对应输出时转速低,恒功率转换点为 3200 r/min 。同理电机在连续工作模式下,恒转矩区转矩值较小对应输出时转速高,恒功率转换点为 5600 r/min 。按以上两种模式,分别以 500 r/min 为增量,依据电机资料,查询计算每种转速下电机对应的最大转矩,按上面所述方法,综合考虑热力和离心力载荷,分析出每种转速下过盈配合接触压强如表1所示。

表1 转子与转子套接触压强

转速/ (r/min)	断续工作模式下 电机对应转速 最大扭矩/Nm	连续工作模式下 电机对应转速 最大扭矩/Nm	接触压强/ (N/m ²)
0	69.000	42.000	8.538×10^6
700	69.000	42.000	8.528×10^6
1 200	69.000	42.000	8.511×10^6
1 700	69.000	42.000	8.484×10^6
2 200	69.000	42.000	8.448×10^6
2 700	69.000	42.000	8.403×10^6
3 200	69.000	42.000	8.348×10^6
3 700	59.676	42.000	8.284×10^6
4 200	52.571	42.000	8.212×10^6
4 700	46.979	42.000	8.129×10^6
5 200	42.462	42.000	8.038×10^6
5 600	39.429	42.000	7.958×10^6
6 000	36.800	39.200	7.873×10^6

按不考虑热力和离心力载荷因素、仅考虑热力因素、综合考虑热力和离心力载荷因素3种条件对过盈配合性能进一步分析。依据图3、图5和表1所探测的过盈配合接触压强值,按照式(1)计算出两种工作模式各转速下的过盈配合转矩传递安全系数并进行对比,结果如图7、图8所示。

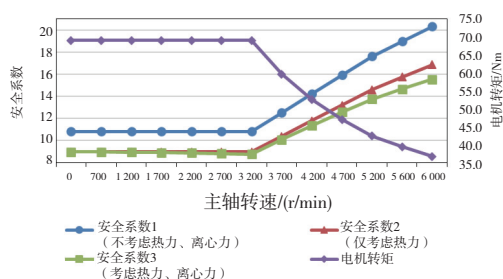


图7 断续工作模式下3种条件下安全系数比较

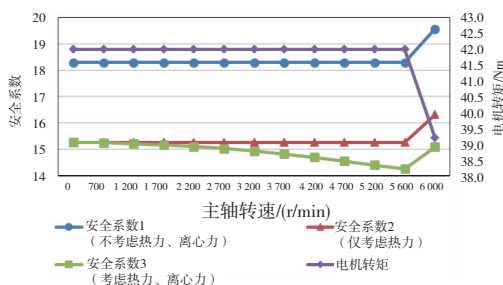


图8 连续工作模式下3种条件下安全系数比较

由图7、图8可以看出,不考虑热力和离心力载荷因素条件下,过盈配合转矩传递安全系数较

大(安全系数1);仅考虑热力因素条件下,安全系数相对安全系数1下降明显(安全系数2),约下降17%。从形式看,整个曲线统一平行下降;综合考虑热力和离心力载荷因素条件下,安全系数相对安全系数2在低转速时下降不明显(安全系数3),随着转速增高,安全系数下降幅度在增加,最大约下降8%。

从安全系数具体绝对值来看,在综合考虑转子发热和离心力负载条件下,依据图7,电机断续工作模式下,此时安全系数最低为8.8,达到恒功率转换点后,因电机输出转矩下降,安全系数开始增加;依据图8,电机连续工作模式下,传递转矩的安全系数一直在持续下降中,但总体安全系数较高,下降最低值为13.8。

综上所述,本主轴转子套与转子采用推荐的过盈配合量,在综合考虑热力、离心力影响因素的条件下,在机床最大扭矩和最高转速极限工况下,转矩传递安全系数最小(电机恒功率转换点转速时),值为8.8,能安全可靠传递电机转矩,达到主传动设计、制造要求。

5 结语

采用上述过盈量分析计算的电主轴,已成功应用于某高速数控车床上,机床经最大扭矩负载试验,主传动稳定可靠,达到设计、装配要求。装配完成的主轴、转子及转子套组件如图9所示,机床最大扭矩负载试验如图10所示。

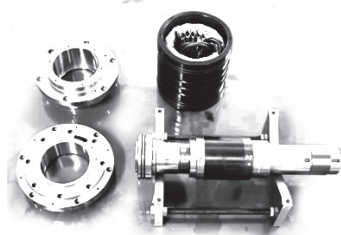
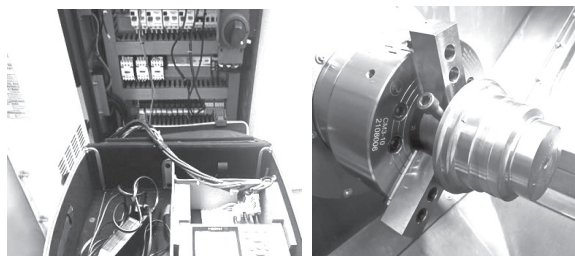


图9 装配完成的主轴、转子及转子套组件



(a) 试验功率表

(b) 试验测试件

图10 机床最大扭矩负载试验

文中以高速数控车床电主轴转子过盈配合为研究对象,得出以下结论:

1) 采用 Solidworks Simulation 的冷缩配合功能,可定量仿真分析电主轴转子套(截面带对称双键槽)热胀装配后内孔尺寸,供设计参考,提高了设计效率,降低了成本;

2) 通过 3 种载荷条件下分析可知:热力载荷对转矩传递安全系数整体影响较大,下降约 17%;离心力载荷对转矩传递安全系数在低转速时下降不明显,随着转速增高,安全系数下降幅度在增加,最大约为 8%;

3) 在 3 种载荷条件下,通过对转子过盈配合性能评估,定量求解了转矩传递安全系数,为其设计提供了有效的评估方法与思路。

参考文献:

- [1] 成大先. 机械设计手册·轴承[M]. 6 版. 北京:化学工业出版社,2017.
- [2] 刘振宁. 考虑轴承动态特性的电主轴轴承转子系统配合优化研究[D]. 沈阳:沈阳建筑大学,2024.
- [3] 丁馨怡. 考虑轴承径向游隙的电主轴转子系统非线性动力学研究[D]. 沈阳:沈阳建筑大学,2024.
- [4] 胡鹏飞,罗金良,罗彪,等. 高速电主轴角接触球轴承热-力耦合特性研究[J]. 机电产品开发与创新, 2023,36(2):76-79.
- [5] 许江涛,曹灏栋,秦育彦,等. 主轴轴承过盈配合量调节装置的设计与性能仿真分析[J/OL]. 轴承, (2023-10-27) [2025-04-17]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/41.1148.th.20231026.1359.002.html>.
- [6] 苏川. 考虑热力影响的高速电主轴动力学建模与振动特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2023.
- [7] 王展,贺文治,王子男,等. 轴承安装配合方式对电主轴轴承-转子系统振动的影响[J]. 轴承,2023(12): 11-19.
- [8] GB/T 5371—2004 极限与配合 过盈配合的计算和选用[S].
- [9] 王征兵,刘忠明,张志宏,等. 大型齿轮与空心轴过盈连接性能分析[J]. 制造业自动化,2017,39(10):48-50,83.
- [10] 庞强宏,刘琼,彭海岩. 基于 Workbench 的过盈配合设计[J]. 现代制造工程,2021(4):83-89.
- [11] (法)DS. SOLIDWORKS Simulation 高级教程[M]. 胡其登,戴瑞华,译. 北京:机械工业出版社,2020.
- [12] 张琪,鲁茜睿,黄苏融,等. 多领域协同仿真的高密度永磁电机温升计算[J]. 中国电机工程学报,2014, 34(12):1874-1881.
- [13] 刘蕾,刘光复,刘马林,等. 车用永磁同步电机三维温度场分析[J]. 中国机械工程,2015,26(11):1438-1444.
- [14] 巩丽琴. 高速电主轴的动热态分析及热误差建模[D]. 太原:太原科技大学,2013:26-29.
- [15] 张政. 高速电主轴热特性分析及试验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015:15-19.
- [16] 高帅. 高速电主轴热态性能优化分析[D]. 武汉:武汉工程大学,2018:27-29.
- [17] 邹里云,仇晓黎,赵义顺. CKH1463 精密数控车削中心电主轴热特性分析[J]. 机床与液压,2013, 41(13):20-25.
- [18] 杨佐卫,殷国富,尚欣,等. 高速电主轴热态特性与动力学特性耦合分析模型[J]. 吉林大学学报(工学版),2011,41(1):100-105.
- [19] 王建臣,周翎飞,戴温克,等. 接触热阻效应下的数控机床主轴系统热态特性[J]. 机械设计与研究, 2020,36(3):94-99.
- [20] 单文桃,刘意,吴战,等. 永磁同步电主轴热态特性分析[J]. 机械制造与自动化,2020,49(5):34-36.

收稿日期:2023-07-26