

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.02.016

冷却系统流量对主轴温度的影响研究*

刘 蕾¹, 王 婷¹, 何圳涛^{1*}, 耿继青^{1,2}

(1. 珠海格力电器股份有限公司, 广东 珠海 519000;

2. 广东省高性能伺服系统企业重点实验室, 广东 珠海 519000)

摘要:针对电主轴运转过程中流量设计对主轴温升、寿命影响的问题,对电主轴冷却系统流量对主轴温度的影响进行了仿真分析和测试研究。首先,基于实际的电主轴使用情况,将其工况划分为低转速小扭矩、空载最高转速、低速最大扭矩3种工况,并对不同工况下主轴各关键部件的发热量进行了计算;然后,建立了主轴整机的温度场有限元仿真模型,将最佳流量的分析细化至了主轴的常用切削工况上,同时为避免主轴因流量供给不足造成寿命缩短、故障等问题,提出了最低流量的计算方法;最后,搭建了电主轴温升试验测试平台,对常用工况下主轴各关键部位的温升进行了测试,结合试验结果对仿真模型进行了误差验证。研究结果表明:仿真结果与试验测试之间的误差小于5%,证明电主轴仿真模型具有可靠性;常用工况下电主轴最佳冷却流量为8 L/min,恶劣空载时最低流量为0.4 L/min,恶劣负载下最低流量为0.67 L/min;该结果可为电主轴实际运转工程中的流量设计提供理论依据。

关键词:电主轴;温度场仿真;最佳流量;最低流量

中图分类号:TH133.2;TG659

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)02-0250-05

Influence of cooling system flow on motorized spindle temperature

LIU Lei², WANG Ting², HE Zhen-tao², GENG Ji-qing^{1,2}

(1. GREE Electric Appliances Inc. of Zhuhai, Zhuhai 519000, China; 2. Guangdong Provincial Key Laboratory of High Performance Servo System, Zhuhai 519000, China)

Abstract: Aiming at the influence of flow design on spindle temperature rise and service life during motorized spindle operation, the influence of flow of motorized spindle water cooling system on spindle temperature was simulated, analyzed and tested. Firstly, based on the actual use of motorized spindle, its working conditions were divided into three types: common working conditions, low speed and small torque, no-load maximum speed and low speed maximum torque, and the heating capacity of key components of spindle under different working conditions was calculated. Then, the finite element simulation model of the temperature field of the whole spindle was established, and the analysis of the optimal flow was refined to the common cutting conditions of the spindle. At the same time, in order to avoid the problems of shortening the service life a failure of the spindle caused by insufficient flow supply, the calculation method of the minimum flow was proposed. Finally, the motorized spindle temperature rise test platform was built to test the temperature rise of key parts of the spindle under common working conditions, and the error of the simulation model was verified combining with the test results. The results show that the error between the simulation results and the test is less than 5%. The simulation model is reliable. The analysis shows that the optimal cooling flow of motorized spindle under common working conditions is 8 L/min, the minimum flow under bad no-load is 0.4 L/min, and the minimum flow under bad load is 0.67 L/min. The results provide a theoretical basis for the flow design in the actual operation engineering of motorized spindle.

Key words: motorized spindle; temperature rise; optimal flow; minimum flow

收稿日期:2021-08-24

基金项目:广东省重点领域研发计划资助项目(2019B090917003)

作者简介:刘蕾(1995-),女,河南南阳人,主要从事高速电主轴方面的研究。E-mail:13526736278@163.com

通信联系人:何圳涛,男,硕士,工程师。E-mail:893884121@qq.com

0 引言

在高速、高精加工领域,电主轴已成为不可或缺的重要组成部分。

在电主轴的运转过程中,电机的损耗发热和轴承的摩擦生热是无法避免的,它们所引起的主轴热变形会直接影响机床加工精度^[1]。因此,了解电主轴整体的传热机制,并合理设计冷却系统,对主轴设计十分关键。

国内外学者就电主轴的冷却问题已做了大量研究。BOSSMANN B 等人^[2]采用有限差分法建立了电主轴的温度场模型,并用该模型对电主轴运转过程中的内部温度分布进行了分析。MIZUTA K^[3]和 UHLMANN E 等人^[4]建立了电主轴的三维模型,对电主轴内部的热源和传热机制进行了有限元分析。崔向昆^[5]研究了电主轴冷却水流量、冷却水温度及压缩空气进气压力3个参数对电主轴冷却效果的影响机制,并根据研究结果得到了电主轴最佳冷却效果下的参数组合。BOGLIETTI A 等人^[6]通过仿真分析与试验相结合的方法,研究了冷却水流速对主轴温升的影响。MANSINGH B B 等人^[7]对不同形式的冷却结构进行了数值分析,并研究了主轴温度场的分布状况,得出了循环冷却系统对主轴降温效果最好的结论。张丽秀等人^[8,9]建立了电主轴的温升预测模型,在考虑不同参数对电主轴温升影响的基础上,对空载下的电主轴温度场进行了精确预测。胡秋等人^[10]对空载最高转速下的电主轴进行了热耦合分析,并根据分析结果对电主轴的冷却结构进行了优化。芮执元等人^[11]采用正交实验的方法,研究了不同转速下冷却液流速对主轴温升的影响,为精准控制主轴温度提供了数值依据。

以上有关电主轴冷却液流量—温升的研究大部分仅考虑主轴不同转速的工况,未同时考虑主轴转速、负载及扭矩相互组合后对其温升的影响。

为此,笔者以某型电主轴为研究对象,以3种典型的主轴运转工况为例,分别计算3种工况下各关键部件的发热量;同时,建立主轴温度场仿真模型,结合实验验证仿真模型的可信度;最后,计算得到常用工况下最佳流量、恶劣工况下最低流量,为主轴冷却流量计算及结构设计提供参考。

1 不同工况下主轴部件发热量

在不同的工况下,主轴的各关键部件,如前轴承、

后轴承及电机定子、转子、绕组等部位的发热量存在较大的差异:

(1)切削工况下,由于主轴转速较低,扭矩大小一般,各关键部件发热量均不大;

(2)空载最高转速工况下,轴承部位以及电机部位的定/转子发热较为明显;电机部位的绕组因空载电流较小,发热相对较小;

(3)负载最大扭矩工况下,主轴转速较低,轴承与电机部位的定/转子发热不明显,但是较大负载导致电流迅速增加,从而引起电机部位的绕组发热偏高。

这3种典型的主轴运转工况,导致在计算最佳流量时存在一定的偏差,因此,必须明确采用其中一种工况,以某型电主轴为例,计算在这3种典型工况下各关键部件的发热量。

电主轴电机各部件的发热量计算主要依据的是 Maxwell 软件中 RMxpert 模块的磁路法^[12,13],包含机械损耗、电损耗与磁损耗。轴承发热量计算主要参考使用最广泛的 Palmgren 法计算公式^[14]。

以某型电主轴为例,3种典型的运转工况如表1所示。

表1 某型电主轴3种典型运转工况

工况	转速/(r·min ⁻¹)	扭矩/N·m
常用工况	500	15
恶劣空载	6 000	0
恶劣负载	400	50

不同工况下,某型电主轴各关键部件的发热量分别如表2所示。

表2 某型电主轴在不同工况下各部件的发热量(单位:W)

	绕组	定子铁芯	转子铁芯	前轴承1	前轴承2	后轴承
常用工况	82	110	10	53	20	12
恶劣空载	1 180	1 400	80	321	195	84.5
恶劣负载	1 350	320	50.5	55	15	1.8

2 主轴温度场建模及实验

2.1 有限元模型建立

根据某型电主轴的实际尺寸,笔者建立电主轴三维实体模型。首先笔者对模型进行适当简化,不考虑螺钉、电源线、接头等局部特征,保留与温度场仿真相关的结构;将三维模型导入有限元软件中,进行网格划分以及结构设置等操作;最后将模型导入流体分析软件中,进行边界条件的设置。

电主轴各相应部件的材料属性如表3所示。

表 3 某型电主轴材料属性

部件	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	比热容/ ($\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$)	热传导系数/ ($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)
轴承	7 810	460	44
箱体	7 280	510	45
绕组	4 140	871	380 轴向, 150 径向
铁芯	7 408	500	3.8 轴向, 40 径向
其余	7 870	460	44

笔者设置流体环境温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, 入水口温度为 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$, 进水口流量取 $1\text{ L/min} \sim 14\text{ L/min}$, 并换算为相应的质量流量、湍流强度及水力直径; 其中, 湍流强度一般根据经验公式 $I=0.16Re^{-1/8}$ 进行计算; 水力直径 $\varphi 10.7\text{ mm}$, 出水口边界采用默认的压力出口边界条件即大气压力; 并对主轴热源各关键部件的发热量进行设置, 其数值参考表 2。

由于热对流系数与转速、结构尺寸有关(计算公式参考文献[15]), 对温度场进行初始化之后, 即可进行仿真计算, 得到电主轴仿真结果。

2.2 温度场实验

为了验证流固耦合仿真计算结果的准确性, 笔者搭建了电主轴温升测试平台, 对常用工况下的某型电主轴各关键部件的温度进行了实验测试, 以此来验证仿真结果。

此处, 笔者通过预埋温度传感器 PT100 来采集电主轴各关键部位的温度数据^[16]。其中, 轴承位共 12 个测点, 电机位共布置 9 个测点。

电主轴内部各关键部位的温度传感器布置位置如图 1 所示。

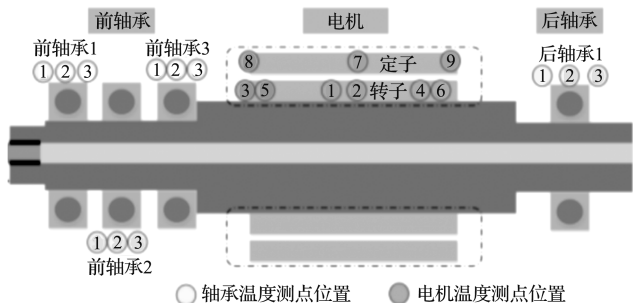


图 1 电主轴温度传感器布置示意图

某型电主轴温度实验测试现场如图 2 所示。

此处的试验条件参照常用工况的仿真条件进行设置, 在恒温环境下进行测试。其中, 环境温度 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷却水温度 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$, 主轴转速 500 r/min 。

在电主轴运转过程中, 主轴各关键部位的温度数据通过温度传感器 PT100、研华采集卡和 LabVIEW 编程进行实时采集, 以 30 min 内无波动的温度数据作为各关键部位的温度(由于测点布置较多, 同位置的测

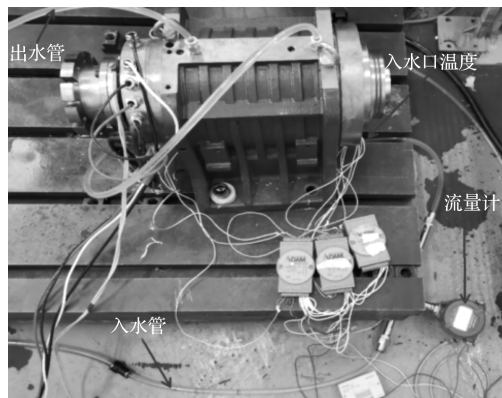


图 2 电主轴温度测试现场

点温度相差不超过 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$)。

2.3 实验与仿真结果对比

笔者将温度相对较高的前轴承 1 的 1 号测点、后轴承的 1 号测点和电机定子的 7 号测点的温度数据与仿真结果进行对比。

实验测量数据与仿真对比结果如图 3 所示。

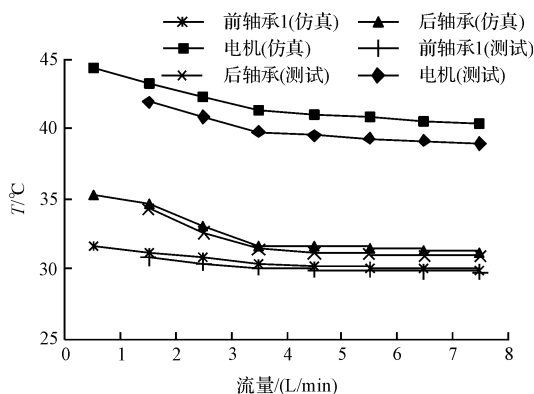


图 3 主轴温度场实验与仿真对比

从图 3 对比曲线可以看出: 实验测试所得的冷却流量对电主轴温度的影响曲线与仿真结果基本一致; 其中, 主轴前、后轴承处误差不超过 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 电机温度误差范围为 $1.0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 误差数值较小。

以上结果表明: 电主轴温度场仿真的模型及边界条件设置可靠, 其仿真分析结果具有一定的参考价值。

3 冷却流量计算及分析

3.1 常用工况下最佳冷却流量

在常用工况下, 笔者将电主轴各关键部件的热流密度及热对流系数纳入仿真模型, 分别计算冷却流量为 $1\text{ L/min} \sim 14\text{ L/min}$ 时, 电主轴各关键部件的平均温度及整机温度, 得到各关键部件的温度场分布云图。

在常用工况下, 电主轴各关键部件的温度场分布云图如图 4 所示(冷却流量为 8 L/min)。

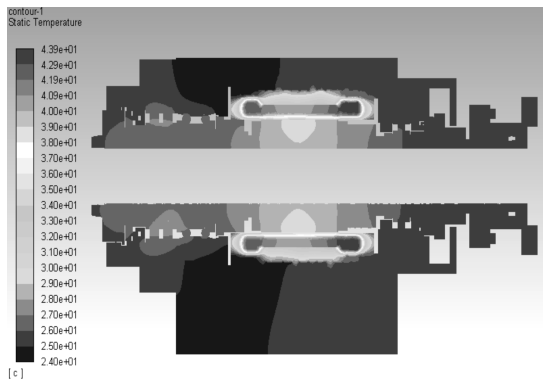


图4 常用工况下关键部件温度场分布云图

电主轴各关键部件的平均温度随冷却流量变化趋势,如图5所示。

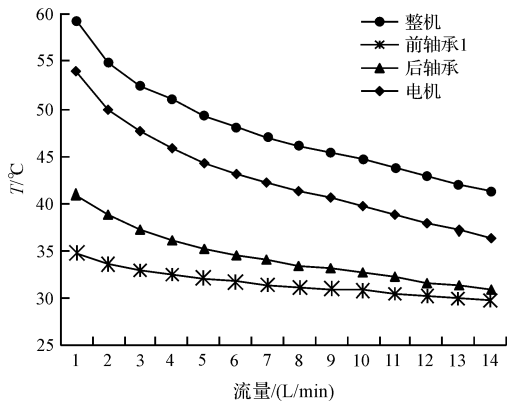


图5 各关键部件温度随流量变化趋势

从图5可以看出:在常用的工况下,随着冷却液流量的增加,电主轴各关键部位的温度呈现下降趋势;在冷却液流量小于8 L/min时,电主轴各部件的温度随流量的增加而迅速减小;在冷却液流量大于8 L/min时,电主轴各部件的温度梯度趋于不变,此时对应的冷却液流量即为其最佳流量。

3.2 恶劣空载下最低冷却流量

在恶劣空载工况下,在对电主轴进行最低冷却流量计算时,需要参考电主轴中各关键部件的温升和温度限制规范。

主轴电机温升或温度限制标准如表4所示。

表4 电机温升或温度限制标准

绕组绝缘等级	绕组温升限制/(°C)	最高温度限制/(°C)	性能参考温度/(°C)
A	60	105	80
E	75	120	95
B	80	130	100
F	105	155	120
H	125	180	145

主轴轴承温升或温度限制标准如表5所示。

表5 轴承温升或温度限制标准

轴承	空载温升	空载温度
	/(°C)	/(°C)
	30	60

由表4和表5可知:在电主轴运转过程中,其轴承的温升不超过30°C,温度不超过60°C。

而当前的电机绕组采用F级绕组,因此电机温升不超过105°C,温度限制为120°C。

在恶劣空载工况下,笔者将电主轴各关键部件的热源及热对流系数纳入主轴仿真模型;调整冷却流量值,通过观察电主轴各关键部件中哪个部件首先达到温度限值,并加以统计,即可得到最低冷却流量。

经现场调试可知,在恶劣空载工况下,后轴承温度最先达到温度限制,此时冷却液流量为0.4 L/min,则该流量即为恶劣空载工况下电主轴的最低冷却流量。

冷却流量为0.4 L/min时,电主轴整机温度场分布云图如图6所示。

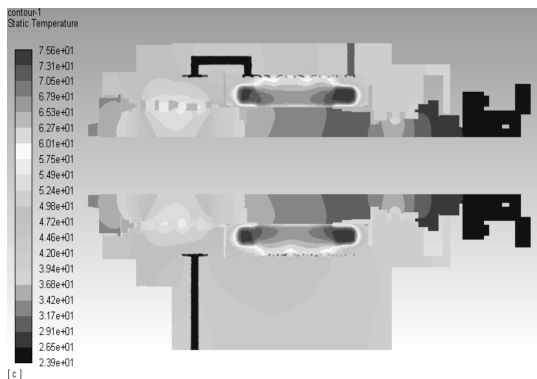


图6 恶劣空载下主轴温度场分布云图

3.3 恶劣负载下最低冷却流量

在恶劣负载工况下,在对电主轴最低冷却流量进行分析时,同样要参考电主轴各关键部件的温升和温度限制规范,即要将恶劣负载工况下,各关键部件热流密度及热对流系数纳入电主轴仿真模型,调整冷却流量值,通过观察电主轴各关键部件中哪个部件首先达到温度限值,并加以统计,即可得到最低冷却流量。

经现场调试可知,在恶劣空载工况下,电机绕组温度最先达到温度限制,此时冷却流量为0.67 L/min,该流量即为恶劣负载工况下电主轴的最低冷却流量。

冷却流量为0.67 L/min时,电主轴整机温度场分布云图如图7所示。

4 结束语

笔者针对某型高速电主轴,通过仿真方法分析了不同工况下冷却流量对主轴内部各关键部位温升的影



图 7 恶劣负载下主轴温度场分布云图

响;为了对仿真结果进行验证,搭建了电主轴温升测试平台,对不同工况下电主轴温升进行了实验测试,并将实验结果与仿真结果进行了对比分析。

研究的主要过程及结果如下:

(1) 针对某型电主轴,分别计算了常用切削、空载最高转速及低速最大扭矩 3 种典型运转工况下,主轴各关键部件发热量,结果表明,不同运转工况下主轴各关键部件发热量差异十分明显,因此,在确定主轴最佳冷却流量时应区别对待;

(2) 通过实验对仿真模型进行了验证,对比了不同冷却流量下主轴各关键部件的温度变化趋势,其误差小于 5% (前、后轴承处误差不超过 0.5 °C,电机温度误差在 1.0 °C ~ 1.5 °C),证明仿真模型是可靠的;

(3) 取常用切削工况进行了最佳冷却流量计算,得到了某型电主轴最佳流量;结合主轴行业中各关键部件的温度限值,分别取空载最高转速与低速最大扭矩运转工况进行了最低流量计算,得到了某型电主轴最低冷却流量。

以上分析结果表明,在大扭矩情况下,随着流量的不断减小,电机绕组容易因温度过高烧毁;而在转速较高的情况下,随着流量的不断减小,后轴承最容易因温度过高而烧毁。

为使该研究工作更加全面,在后续的工作中,笔者将会就不同冷却介质下的流量对主轴温升的影响进行研究。

参考文献 (References):

[1] 沈雨苏. 电主轴温度场与热变形的仿真与实验研究[J]. 机械与电子, 2018, 36(12): 18-21.

- [2] BOSSMANN B, TU J F. A thermal model for high speed motorized spindles[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1999(9): 1335-1360.
- [3] MIZUTA K, INOUE T, TAKAHASHI Y, et al. Heat transfer characteristics between inner and outer rings of an angular ball bearing[J]. *Heat Transfer-asian Research*, 2003, 32(1): 42-57.
- [4] UHLMANN E, HU J. Thermal modelling of a high speed motor spindle[J]. *Procedia Cirp*, 2012, 1(1): 313-318.
- [5] 崔向昆. 高速电主轴温度分布及其热位移研究[D]. 沈阳建筑大学机械工程学院, 2018.
- [6] BOGLIETTI A, CAVAGNINO A, LAZZARI M, et al. A simplified thermal model for variable-speed self-cooled industrial induction motor[J]. *Industry Applications IEEE Transactions*, 2003, 39(4): 945-852.
- [7] MANSINGH B B, PRAVIN A P A. Simulation of axial cooling loop for high speed spindles with rectangular crosssection using CFD[C]. *Frontiers in Automobile and Mechanical Engineering. IEEE*, 2011.
- [8] 张珂, 陈楠, 张丽秀, 等. 冷却水道宽度对陶瓷电主轴温升的影响研究[J]. *机械设计与制造*, 2015(3): 104-106.
- [9] 张丽秀, 李超群, 李金鹏, 等. 高速高精度电主轴温升预测模型[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(23): 130-136.
- [10] 胡秋, 何东林. 数控机床电主轴单元热-结构特性动态分析[J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2006(12): 5-7.
- [11] 芮执元, 陈涛, 雷春丽, 等. 基于 CFX 的高速电主轴水冷系统的仿真分析[J]. *机床与液压*, 2014, 42(7): 24-28.
- [12] 何强, 李安玲. 高速精密电主轴仿真关键技术研究[M]. 1 版. 武汉: 华中科技大学出版社, 2018.
- [13] 孙宇杰. 电主轴热特性机理分析及冷却实验研究[D]. 哈尔滨理工大学机械动力工程学院, 2019.
- [14] 康辉民, 陈小安, 陈文曲, 等. 高速电主轴轴承热分析与实验研究[J]. *机械强度*, 2011, 33(6): 797-802.
- [15] 张丽秀, 刘腾, 李超群. 冷却水流速对电主轴电机温升的影响分析[J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2015(8): 36-38, 42.
- [16] 贾军军, 尹管彬, 杨刚. 蓄能器壳体翻板旋压收口工艺数值模拟[J]. *压力容器*, 2021, 38(8): 81-86.

[编辑: 雷敏]

本文引用格式:

刘蕾, 王婷, 何圳涛, 等. 冷却系统流量对主轴温度的影响研究[J]. *机电工程*, 2022, 39(2): 250-254.

LIU Lei, WANG Ting, HE Zhen-tao, et al. Influence of cooling system flow on motorized spindle temperature[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022, 39(2): 250-254.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>