

真空干泵驱动电机冷却效果分析*

韩雪秋¹, 安跃军¹, 安辉¹, 孔祥玲², 毕德龙²

(1. 沈阳工业大学电气工程学院, 辽宁 沈阳 110870;

2. 中国科学院沈阳科学仪器股份有限公司真空干泵事业部, 辽宁 沈阳 110168)

摘要: 针对真空泵用驱动电机在极端真空环境工作时发热严重的问题,对真空泵用电机的冷却系统进行设计和分析。以1台2.9 kW屏蔽式异步电机作为研究对象,通过有限元软件建立机壳带有螺旋水路的电机三维模型,对其进行损耗计算。根据螺旋水道的流速和压强分布验证了水道尺寸设计的合理性,并对电机各部分温度分布情况进行仿真分析。根据电机在二倍额定负载和冷却水故障条件下的温度变化情况分析电机能安全运行的时间。最后对样机进行了温升试验,将得到的测试结果和仿真结果进行对比分析,验证了机壳带有螺旋水道的冷却系统对真空干泵驱动电机具有一定的冷却效果,为极端真空环境下真空泵用驱动电机的进一步研究提供科学依据。

关键词: 屏蔽电机; 温度场; 冷却系统; 真空干泵

中图分类号: TM 358 文献标志码: A 文章编号: 1673-6540(2021)06-0069-08

doi: 10.12177/emca.2021.032

Analysis of Cooling Effect of Drive Motor for Vacuum Dry Pump*

HAN Xueqiu¹, AN Yuejun¹, AN Hui¹, KONG Xiangling², BI Delong²

(1. School of Electrical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China;

2. Vacuum Dry Pump Division, SKY Technology Development Co., Ltd., Chinese Academy of Sciences, Shenyang 110168, China)

Abstract: In view of the serious heating problem of drive motor for vacuum pump in extreme vacuum environment, the cooling system of the drive motor for vacuum pump is designed and analyzed. A 2.9 kW shielded asynchronous motor is taken as the research object. The three-dimensional model of the motor with spiral waterway is established by finite element software, and the loss is calculated. According to the velocity and pressure distribution of spiral waterway, the rationality of waterway size design is verified, and the temperature distribution of each part of the motor is simulated and analyzed. According to the temperature changes of the motor under double rated load and cooling water fault conditions, the safe operation time of the motor is analyzed. Finally, the temperature rise test of the prototype is carried out, and the test results and simulation results are compared and analyzed. It is verified that the cooling system with spiral channel in the shell has a certain cooling effect on the drive motor for the vacuum dry pump, which provides a scientific basis for the research of the drive motor for vacuum pump in the extreme vacuum environment in the future.

Key words: shielded motor; temperature field; cooling system; vacuum dry pump

收稿日期: 2021-01-24; 收到修改稿日期: 2021-04-25

* 基金项目: 国家科技重大专项项目(2017ZX02201005-002)

作者简介: 韩雪秋(1994—),女,硕士研究生,研究方向为特种电机及其控制。

安跃军(1962—),男,博士,教授,研究方向为特种电机及其控制。

0 引言

随着经济的飞速发展,企业对于节能水平和设备质量的要求越来越高,因此各种类型的泵产业市场得以快速发展。干式真空泵以其无污染、无油的清洁特性得到广泛应用^[1]。常见的干式真空泵有多级罗茨式、多级爪式、螺杆式和涡旋式罗茨爪式组合式干泵机组。本文的研究对象是罗茨真空泵用驱动电机。由于真空干泵的工作环境特殊,其驱动电机与泵同轴,多采用屏蔽电机。为了防止泵输送的液体损坏电机内部,屏蔽电机的定子和转子通常带有屏蔽套,在工作过程中会产生屏蔽套损耗,故真空泵驱动电机面临着温升过高、散热难的问题。温升过高会引起电机绕组绝缘损坏、鼠笼导条强度遭到破坏,因此分析电机各部分的温度分布情况并设计合理高效的冷却系统降低电机温升是真空泵驱动电机研发的重中之重^[2]。

近年来国内外已有大量关于电机温升的研究,目前常用的分析方法为有限元法。有限元法既可以精确地计算电机各部分的温度分布情况,又可以计算出局部过热点^[3-4]。同时计算流体力学的发展已经很成熟,可以通过有限元软件对流体场进行多物理量的数值模拟,为电机冷却系统的设计提供帮助。电机的冷却方式通常分为风冷和液冷。常见的液冷有水冷和油冷。2007年国外学者将冷却通道建在电机的定子铁心轭部,取得了很好的冷却效果^[5]。国内学者通过建立流固耦合模型的方法分析比较螺旋型和折返型水道,得出减小压差的方法^[6]。真空干泵用驱动电机内部多为真空环境,在工作过程中存在发热严重的现象,因此采用液冷冷却方式。

本文以1台2.9 kW 真空泵用屏蔽电机为模型,使用商业有限元软件计算电机各项参数,建立电机三维模型。根据电机的生热情况设计机壳内螺旋冷却水道尺寸,使用 Ansys 软件对螺旋水道中冷却介质的流动状态和电机温度场进行仿真分析,并通过样机试验验证了冷却效果。

1 真空泵屏蔽电机建模与损耗计算

1.1 屏蔽电机建模仿真

罗茨真空泵的泵头通过轴承实现机械密封,

运行时可能存在泄漏,因此真空泵的驱动电机多采用屏蔽式电机^[7]。屏蔽式电机是在异步电机的基础上在电机定子内径和转子外径添加屏蔽套,使泵头、电机机壳端部和屏蔽套处于封闭的空间内,防止真空泵运行过程中气体的泄漏^[8]。

本文所研究的2.9 kW 罗茨真空泵用屏蔽电机由机壳、定子铁心、定子屏蔽套、定子绕组、转子铁心、转子导条、转子端环和转轴组成。图1为电机的三维结构示意图。图2为磁通密度云图。表1给出了电机的各项参数。

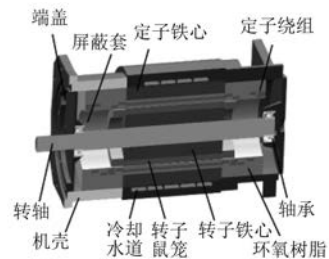


图1 2.9 kW 真空泵驱动用电机三维结构示意图

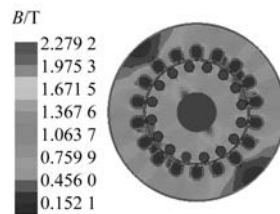


图2 电机磁通密度云图

表1 真空泵驱动电机的基本参数

参数名称	参数值
功率/kW	2.9
额定电压/V	220
极数	2
相数	3
额定频率/Hz	50
屏蔽套厚度/mm	0.5
进水温度/℃	25
绝缘等级	F
防护等级	IP66

电机的定子槽选择梨型槽,在电机定子内径设置屏蔽套防止气体泄漏。屏蔽套的材料选择SUS304非导磁型材料。电机转子采用由铜导条焊接而成的鼠笼型导条,以降低转子损耗、减少发

热量、提高电机效率。

1.2 电机损耗计算

异步电机的损耗主要包括铁耗、铜耗、屏蔽套损耗、机械损耗和附加损耗。

异步电机铁耗分为定子铁耗和转子铁耗,因转子铁耗占比较小,一般可忽略不计。定子铁耗包括磁滞损耗 P_h 和涡流损耗 P_e ,其中磁滞损耗是由铁磁物质交变磁化所产生的损耗,涡流损耗是铁心磁场发生变化产生涡电流所对应的损耗。与铁耗相关的 2 项损耗可以按照下式计算:

$$\begin{cases} P_h = \sigma_h f B_m^\alpha \\ P_e = \sigma_e f^2 B_m^2 \\ P_{Fe} = P_h + P_e \end{cases} \quad (1)$$

式中: P_{Fe} 为总的铁心损耗; σ_h 和 σ_e 为磁滞损耗系数和涡流损耗系数; f 为磁场频率; B_m 为磁密幅值; α 为经验系数。

鼠笼异步电机铜耗包括定子绕组的铜耗和鼠笼导条上产生的铜耗,可按按下式计算:

$$\begin{cases} P_{Cu1} = m_1 I_1^2 R_1 \\ P_{Cu2} = m_1 I_2'^2 R_2' \end{cases} \quad (2)$$

式中: P_{Cu1} 为定子绕组铜耗; P_{Cu2} 为转子导条铜耗; m_1 为电机相数; I_1 为定子相电流; I_2' 为折算到定子侧的转子相电流; R_1 为定子绕组电阻; R_2' 为折算到定子侧的转子电阻。

机械损耗包括轴承摩擦损耗和通风损耗。本文研究的屏蔽式异步电机是全封闭式结构且转子处于真空环境中,因此不存在通风损耗。电机的摩擦损耗可根据下式估算:

$$P_f = 0.15 \frac{F}{d} v \times 10^{-5} \quad (3)$$

式中: P_f 为轴承摩擦损耗; F 为轴承载荷; d 为以轴承中心与滚珠中心间距离为半径的圆的直径; v 为滚珠中心的圆周速度。

鼠笼异步电机的附加损耗成因复杂,难以准确计算。本文主要考虑电机在绕组周围产生的谐波磁场,在绕组及其附近的金属构件中产生的涡流损耗,其值可由下式估算:

$$\begin{cases} P_{2^v} = \frac{4m_1^2 N_1^2 K_{dqv}^2 K_{2^v}^4}{Z_2} R_2' I_1^2 \\ P_{2^v} = C_m m_1 I_1^2 R_2' \end{cases} \quad (4)$$

式中: P_{2^v} 为定子相带谐波磁势在笼型转子绕组中

产生的附加损耗; N_1 为定子绕组每相串联匝数; R_2' 为转子导条交流电阻; K_{dqv} 为 v 次谐波的定子绕组系数; K_{2^v} 为假想的转子绕组对 v 次谐波的绕组系数; P_{2^v} 为定子齿谐波磁势在笼型转子绕组里产生的附加损耗; R_2' 为折算到定子侧的转子导条交流电阻; C_m 为转子损耗系数。

电机运行时在屏蔽套内产生的涡流损耗被称为屏蔽套损耗,可以根据经验公式计算:

$$P_e = 0.5 B_\delta^2 n^2 D_1^3 L_1 \delta_1 \frac{1}{\rho} K_p \times 10^{-14} \quad (5)$$

式中: B_δ 为气隙磁密; n 为同步转速; D_1 为定子内径; L_1 为定子铁心长; δ_1 为屏蔽套厚度; ρ 为屏蔽材料电阻系数; K_p 为涡流损耗修正系数。

通过建立真空泵电机二维模型,使用商用有限元软件仿真求得电机在额定运行时的各部分损耗,结果如表 2 所示。

表 2 电机内各部分损耗

损耗参数	损耗值/W
定子铜耗	231
转子铜耗	113
铁耗	42
机械损耗	31
屏蔽套损耗	345

2 电机冷却系统的设计

2.1 冷却结构设计

因为罗茨真空泵工作环境中存在有害物质,电机的定转子被屏蔽套包裹处于密闭状态,加剧了电机的散热难度,所以选择采用散热效果较好的液体冷却方式^[9]。本文电机选择 F 级绝缘,其允许温升为 105 K,绕组的温度限制为最高 155 °C。冷却介质的物理特征参数如表 3 所示。

表 3 水的相关物理参数表

名称	数值
导热系数 $\lambda_r / (W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	0.62
比热容 $C_p / (J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	4 200
运动黏度 $\nu / (N \cdot s \cdot m^{-2})$	8.12×10^{-7}
普朗克数 Pr	5.52
进水温度 $t_{in} / ^\circ C$	25

电机发热最严重的部位是定子绕组,因此将

冷却水道嵌放在机壳内,定子铁心热装入机壳,实现铁心与机壳的密切接触,利于传导散热。水道的结构为轴向结构,进出水口分布在电机两侧,冷却水与机壳接触面积较大,冷却效果更好,适用于发热严重的电机^[10]。

2.2 冷却水道尺寸的设计

电机水道的内径为 137 mm,水道的截面为矩形,长为 22 mm,宽为 4 mm。图 3 为电机螺旋水道模型。表 4 给出了电机机壳和冷却结构的尺寸数据。

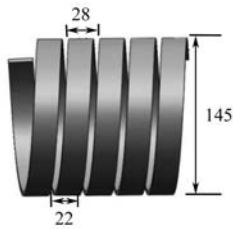


图 3 螺旋形水道(mm)

表 4 电机冷却结构尺寸 mm

结构名称	参数值
机壳外径	176
机壳内径	135
电机总长	220
水套内径	137
螺距	28

计算电机的总损耗:

$$P = P_{Fe} + P_{Cu} + P_0 + P_f + P_s = 762 \text{ W} \quad (6)$$

然后根据传热学原理计算电机冷却系统所需的各项参数^[11]。

冷却水道内冷却介质的流速计算式如下:

$$W = \frac{Q}{A} \quad (7)$$

式中: Q 为流量; A 为水道截面积, $A=a \times b$; W 为水道流速; a 、 b 为水道截面的长和宽,分别为 22 mm 和 4 mm。

由式(7)可计算出流量为 4.5 L/min 时水道流速为 0.85 m/s。

流体的雷诺数是判别流体流动状态的无量纲数。当雷诺数较小时,流动的流体处于层流状态。雷诺数越大,惯性对流场的影响越大,水流速度越大,水流越杂乱无章,流体越趋向于湍流。湍流更

有利于散热。因此,设计电机水道的截面尺寸时应考虑使流体在管道内以一定流速流动时处于湍流状态。流体的雷诺数可根据下式计算:

$$\begin{cases} D_e = \frac{4A}{U} \\ U = 2(a + b) \\ Re = \frac{wD_e}{\nu} \end{cases} \quad (8)$$

式中: Re 为流体的雷诺数; D_e 为当量直径; U 为水槽的湿润周长。

矩形截面的螺旋型水道的雷诺数超过 4 000 时,管道内的流体流动状态为湍流^[12]。计算本文设计的水道内冷却介质的雷诺数为 7 082,大于 4 000,因此螺旋形水道内的流体流动状态为湍流。可以忽略流体的黏性力,认为其是不可压缩流体,处于湍流状态有利于电机的散热。

可根据下式计算努塞尔特系数并求解水道的对流换热系数 α_1 ^[13]:

$$\begin{cases} \varepsilon_r = 1 + 10.3 \left(\frac{D_e}{R_0} \right)^3 \\ Nu = \frac{\alpha_1 D_e}{\lambda_f} = 0.023 Re^{0.8} Pr^m \varepsilon_r \end{cases} \quad (9)$$

式中: m 为水道内流量; ε_r 为螺旋管的修正系数; R_0 为螺旋管的曲率半径。将水的物理性质参数代入式(9),求得 $Nu = 31.76$,进而求得水道的对流换热系数 $\alpha_1 = 2\,909 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

设冷却介质进口处温度为 25 °C,则可以根据下式计算冷却通道内冷却介质的平均温度 t_f 和平均温升 Δt ,便于后续计算螺旋型水道的伸展长度和圈数:

$$\begin{cases} t_f = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \\ \Delta t = t_w - t_f \end{cases} \quad (10)$$

式中: t_{in} 、 t_{out} 为进出水口的温度; t_w 为壁温。

若电机产生的热量全部被冷却水吸收,则电机的冷却效果达到最佳。根据下式可以计算冷却水道内冷却水吸收的热量和由冷却管道吸收的热量:

$$\begin{cases} \Phi_1 = C_p m (t_{out} - t_{in}) \\ \Phi_2 = \alpha_1 \pi D_e L \Delta t \end{cases} \quad (11)$$

式中: Φ_1 为冷却水吸收的总热量; Φ_2 为冷却水从水道吸收的热量; L 为螺旋管伸展长度。

由式(10)、式(11)联立求得冷却流道平均温度为 25.1 °C, 平均温升为 5.7 K。电机冷却水吸收的热量与冷却水道吸收的热量相等, 并且其值 ≥ 电机产生的损耗时, 冷却系统才有效。因此使 $\Phi_1 = \Phi_2 = 762 \text{ J}$, 求得螺旋管道的伸展长度为 2.15 m。由公式 $n = L / (\pi d_1)$ 求得螺旋管的圈数 n 约为 5, 其中 d_1 为螺旋管的内径。

2.3 冷却水道流速和压降分析

图 4 所示为螺旋型水道的流速分布仿真结果。由图 4 可见螺旋型水道的流速较为均匀, 平均流速可以达到 0.885 m/s。水道转弯处流速下降, 最低为 0.703 m/s。流速降低, 热对流散热效果减弱, 会在转弯流速降低处产生温度较高的点。

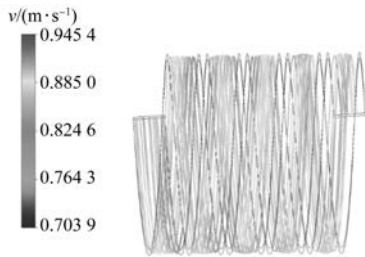


图 4 水道流速分布

冷却介质在流动过程中, 水道的路径和截面的变化所产生的阻力消耗了冷却介质动能, 因此产生了管流压降。螺旋型水道的管道压降仿真结果如图 5 所示。

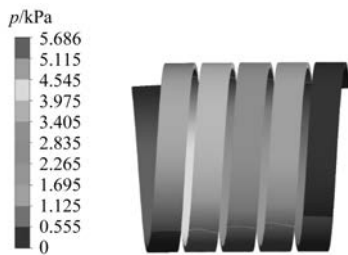


图 5 水道压力分布

冷却水道的流阻可分为沿程阻力和局部阻力^[14], 可以根据下式计算沿程阻力和局部阻力的值:

$$\begin{cases} H_f = \xi_f \frac{Lv^2}{D_e 2g} \\ H_j = \xi_j \frac{v_0^2}{2g} \end{cases} \quad (12)$$

式中: H_f 为沿程阻力; ξ_f 为沿程阻力系数; g 为重力加速度, 取 10 m/s^2 ; v_0 为水道内平均流速; H_j 为局部阻力; ξ_j 为局部阻力系数^[15]。

由图 5 可见螺旋型水道的进出口压降为 $\Delta p = 5 \text{ 687 Pa}$ 。管道压降决定了水道入口处水泵消耗的功率, 因此了解管道压降对于冷却系统的设计和运行具有重要作用。

3 屏蔽式电机的温度场仿真

3.1 屏蔽式电机的温度场数学模型

将真空泵用驱动电机的传热情况用电机内部各部分热源和边界条件进行描述, 根据传热学理论得出当 $\partial T / \partial \tau = 0$ (T 为温度, τ 为时间) 时电机内稳态温度场的数学模型。其表达式为

$$\begin{cases} K_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + K_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = c\gamma \frac{\partial^2 T}{\partial \tau} \\ -K \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{S_1} = 0 \\ -K \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{S_2} = \beta(T - T_e) \end{cases} \quad (13)$$

式中: K_x, K_y, K_z 为电机内介质在 x, y, z 正方向上的导热系数; S_1 为电机的绝热边界面; S_2 为电机的散热边界面; T_e 为 S_2 周围介质的温度; q 为热源密度; c 为比热容; γ 为密度; β 为 S_2 面的散热系数; K 为 S_1, S_2 面的法向导热系数^[16]。

在计算电机稳态温度时需要给定电机边界条件, 如电机所处环境的温度、电机材料的导热系数和热流密度。通常定子和转子内部零件之间的边界条件为热传导, 屏蔽套与气隙之间的边界条件为热辐射, 机壳水道间的传热方式为热对流, 机壳与空气接触为自然散热^[17]。

3.2 电机温度场数值计算

在电机的温度场仿真过程中, 由于电机的结构和工作环境非常复杂, 为了降低计算难度, 通常选择将结构复杂的绕组的导热性能等效处理^[18]。将定子槽内的铜线、槽绝缘和空气等效为一个实体, 计算其等效导热系数 λ_j :

$$\lambda_j = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \lambda_i} \quad (14)$$

式中: δ_i 为单个槽体内各部分的厚度; λ_i 为槽内

各个实体的导热系数。

3.3 屏蔽式电机的温度场仿真

3.3.1 电机额定负载运行时的温度场分析

将电机三维模型导入温度场仿真软件中,对简化的三维模型进行剖分。同时将电机的各部分损耗分别计算成热流密度,然后在温度场仿真软件内给电机各部件添加材料和热流密度,并对电机的散热边界条件进行设置。电机各部件的热流密度值如表 5 所示。

热源	热流密度
定子绕组	2.4×10^{-3}
定子铁心	2.7×10^{-5}
转子导条	7.8×10^{-4}
转子铁心	9.8×10^{-6}
屏蔽套	8.4×10^{-3}

图 6 和图 7 分别是电机定子铁心和定子绕组的温度分布云图。由图 6 可见定子铁心的温度沿径向递减,最高点在定子内径的圆周上,温度值为 $48.3\text{ }^\circ\text{C}$ 。由图 7 可见,定子绕组的端部是温度最高的部位,达到了 $68.2\text{ }^\circ\text{C}$,而包裹在绝缘内的有效绕组的温度比较低,与端部的温度相差 20 K 。这是由于有效绕组所在的定子铁心外部有机壳水道覆盖,有效绕组产生的热量通过定子铁心热传导至机壳,然后再被机壳内的冷却水通过对流传热带走。

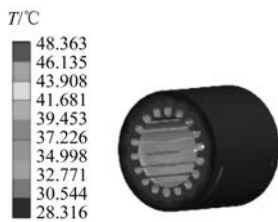


图 6 定子铁心温度分布

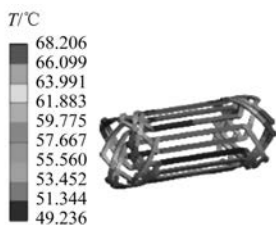


图 7 定子绕组温度分布

图 8 和图 9 分别是转子鼠笼和铁心的温度分布云图。对于屏蔽式异步电机,转子的运行环境与外界隔绝,散热十分困难,因此转子的温升较高。转子鼠笼的最高温度在两侧端环,最高温度为 $41.2\text{ }^\circ\text{C}$,温升为 16.2 K 。由于电机的轴对称结构,鼠笼的温度呈轴向对称分布。

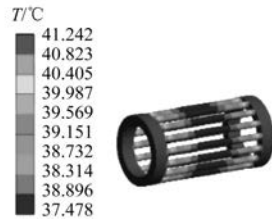


图 8 转子鼠笼温度分布



图 9 转子铁心温度分布

3.3.2 不同工况下电机的温度场分析

由电机稳态温度场仿真结果可知,真空泵驱动电机在额定工作状态下的温升符合 F 级绝缘等级要求。但电机在运行中遇到的特殊情况会导致电机温升过高,因此电机绝缘等级的温升限制和绕组最高温度限制需留有一定的安全裕量。

图 10 为电机在 $9.5\text{ N}\cdot\text{m}$ 额定负载下运行时,绕组温度最高点温度变化曲线。温度快速增长并在 1 346 s 后稳定在 $68.2\text{ }^\circ\text{C}$ 附近,其温升距离绝缘限制还有很大的余量。

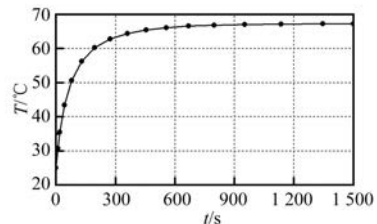


图 10 额定负载下定子绕组的温度变化曲线

当真空干泵遇到机械或系统故障时,其漏气速率会增大,使电机承受极大的冲击负载。在该

冲击负载的作用下,电机的转速会下降,定子相电流升高,电机各部分损耗增大,导致电机温度升高。表 6 为电机在二倍额定负载转矩下运行时的各部分损耗。

损耗参数	参数值
定子铜耗	976
转子铜耗	298
铁耗	45
机械损耗	31
屏蔽套损耗	441

利用表 6 损耗值计算热流密度,对二倍负载状态下运行的电机进行温度场仿真,结果如图 11 所示。电机在额定负载下运行,温度达到稳定。在 1 500 s 时电机开始在二倍额定负载转矩下运行。在此工况下运行 1 268 s 后绕组温度升至 130 °C,温升达到 F 级绝缘等级的温升限制 105 K。因此,电机在二倍额定负载冲击下运行超过 1 268 s(约 21 min)会达到绝缘极限温度,如果继续运行将导致电机烧毁。

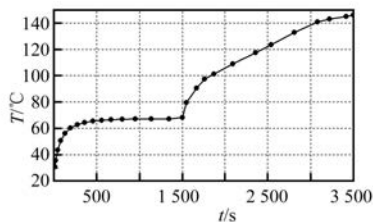


图 11 二倍额定负载下定子绕组的温度变化曲线

当电机的冷却系统发生故障、冷却水中断时,电机长时间处于自然散热条件下,电机的温度会快速上升直到绝缘烧坏。图 12 为冷却水故障条件下的电机瞬态温度场仿真结果。分析仿真结果可以得出,电机在冷却水故障条件下运行 1 440 s(24 min)后,绕组温度升至 130 °C,温升达到 F 级

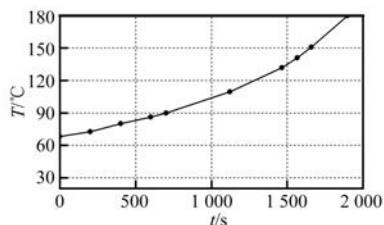


图 12 冷却系统故障时定子绕组温度变化曲线

绝缘等级的温升限制 105 K。

4 温升试验

为了验证真空干泵用特种电机冷却系统设计的合理性,对 2.9 kW 螺旋形冷却水道屏蔽式电机进行温升试验。依据 GB/T 1032—2012,电机的温升试验方法有电阻法、温度计法和埋置检温计法。由于真空干泵用驱动电机的工作环境和结构特殊,本文采用在电机定子绕组埋置 pt100 温度传感器的方法。pt100 温度传感器通常埋置在电机发热严重的绕组端部。在样机的定子绕组端部放置多个 pt100 温度传感器进行测试,获得绕组端部的温度最高点。真空干泵用驱动电机温升试验平台由电涡流制动器、转矩转速传感器、pt100 温度传感器、功率分析仪、三相电源和变频器构成。其中电机的机械转矩采用电涡流制动器测量,电机转速用非接触式的转速传感器测量,电机的输入功率由功率分析仪测量。在电机工作的过程中配备了一套水冷循环系统,包括水冷机、管线、阀门和流量计,分别为电机和变频器进行冷却。图 13 为真空干泵用电机温升试验台。

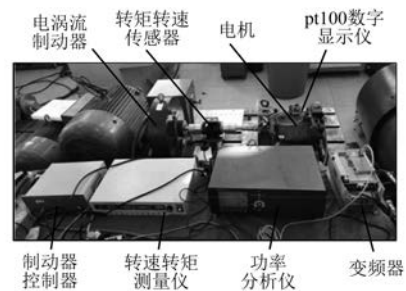


图 13 真空干泵用屏蔽电机温升试验台

在电机温升试验过程中,调节电涡流制动器使 2.9 kW 屏蔽式异步电机在负载下工作,保持外界环境温度与仿真设置的外界条件一致,使水道的进水口流量保持在 4.5 L/min,环境温度为 25 °C,实时监测 pt100 数字显示仪上的温度值,直到温度值在间隔 30 min 内变化不超过 1 K,真空泵驱动电机温升达到稳定为止。表 7 给出了电机温升试验的结果、温度场仿真的温升结果及仿真误差。

由表 7 可知,电机温升仿真值与试验值的相对误差为 3.24%,在工程允许范围之内。电机冷

却效果较好,因此电机冷却系统设计合理并且电机的温度场仿真结果是有效的。

表 7 电机温升试验值与仿真值

冷却方式	螺旋型冷却水道
试验值/K	44.70
仿真值/K	43.25
误差值/%	3.24

5 结 语

本文从工程实际需要出发,为 1 台 2.9 kW 真空干泵驱动用屏蔽电机设计和匹配了冷却水道结构和参数。针对电机发热问题开展了仿真计算和试验验证,得到以下结论:

(1) 通过三维稳态温度场仿真,明确了电机温度场分布情况,温度最高点位于绕组端部,电机温升为 43.2 K。温升试验结果为 44.7 K,仿真结果误差为 3.24%。说明 F 级绝缘等级有合适的安全裕度,冷却系统设计合理。

(2) 对于实际工程应用时会出现的直排大气和冷却水中断工况,开展瞬态温度场仿真分析,结果表明,电机额定负载运行至温度稳定后,将负载加至二倍额定负载,电机运行超过 21 min 后会烧毁;额定负载运行时,在冷却水中断条件下,电机运行 24 min 后会烧毁。

(3) 所获得的在二倍负载状态和冷却水中断时故障状态下电机可安全运行的极限时间数据,对确定真空泵采取合理技术手段和保护措施的窗口期提供了科学依据。

【参考文献】

[1] 孙玮艺. 我国干式真空泵发展现状与未来发展战略研究——以山东宁森真空设备公司为例[J]. 中小企业管理与科技(上旬刊),2016(7): 8.

[2] 王超. 大型屏蔽泵电机定子腔的温度场与应力场的计算与分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.

[3] 张英莉. 涡旋干式真空泵内流场和热场的模拟研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2016.

[4] BOGLIETTI A, CAVAGNINO A, STATION D, et al. Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3): 871.

[5] BAGGU M M, HESS H L. Evaluation of an existing thermal model of an induction motor and its further application to an advanced cooling topology [C] // Electric Machines & Drives Conference, 2007: 1079.

[6] 吴柏禧, 万珍平, 张昆, 等. 考虑温度场和流场的永磁同步电机折返型冷却水道设计[J]. 电工技术学报, 2019, 34(11): 2306.

[7] 孙丹. 大型屏蔽电机泵轴向力分析[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2018.

[8] 申喜. 屏蔽电机的建模与仿真[J]. 舰船电子工程, 2017, 37(9): 65.

[9] 王钰琦, 黄晓艳, 方攸同. 车用电机温度场分析与冷却结构选择[J]. 微电机, 2020, 53(1): 1.

[10] 王晓远, 杜静娟. CFD 分析车用电机螺旋水路的散热特性[J]. 电工技术学报, 2018, 33(4): 955.

[11] 李争, 史雁鹏, 杜深慧, 等. 永磁电机自然散热及水冷系统分析[J]. 三峡大学学报(自然科学版), 2019, 41(6): 86.

[12] 李茂青. 小型水冷电机冷却系统设计与计算研究[J]. 科技资讯, 2010(13): 110.

[13] 吴桂珍, 孟大伟, 许明宇. 高能量密度水冷电机冷却系统设计与热力计算[J]. 防爆电机, 2008(3): 1.

[14] PECHANEK R, BOUZEK L. Analyzing of two types water cooling electric motors using computational fluid dynamics [C] // Power Electronics & Motion Control Conference, 2012.

[15] 付佳玉. 高速大功率永磁电机流体场与温度场的计算分析[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2020.

[16] 毕晓舜, 安跃军, 杨维国, 等. 真空干泵用屏蔽电机温度场仿真分析与试验[J]. 电机与控制应用, 2020, 47(5): 64.

[17] 安跃军, 张振厚, 张强, 等. 干式涡旋真空泵用特种电机温度场仿真与实验[J]. 电机与控制学报, 2017, 21(8): 48.

[18] 陈彦锡. 45 kW 汽车用水冷电机温度场计算与冷却系统设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2013.