新能源汽车电机定子铁芯与壳体热套装配工艺及设备研究

丁增辉[1] 赵航[1] 董雷[1] 赵佳铭[1] 丁新泰[2]

（1.一汽模具制造有限公司，长春 130013；2.武汉理工大学，武汉 430063）

摘要：为优化新能源汽车电机定子铁芯与壳体的热套装配工艺，提高热套装配合格率，系统研究了电机定子铁芯与壳体的热套装配工艺的加热温度、装配精度、加热均匀性及铁芯回弹等关键问题。研究发现，壳体加热后因“热-结构耦合”导致定位孔间距变化，使轴线偏移，提出了菱形销定位补偿方案；通过优化加热工艺与比例-积分-微分（PID）控制，提升了加热均匀性；应用应力-强度干涉模型验证了装配间隙可靠性；针对铁芯回弹，优化保压时间并引入喷雾冷却，有效提升了冷却效率与尺寸稳定性。实践表明，相关措施显著提高了装配合格率与生产效率。

关键词：热套装配 加热工艺 冷却速率 应力-强度干涉模型 热-结构耦合

中图分类号：U466 **文献标志码：**B **DOI:** 10.19710/J.cnki.1003-8817.20250283

Research on Thermal Sleeve Assembly Process and Equipment for New Enerqy Vehicle Motor Stator Core and Shell

Ding Zenghui[1], Zhao Hang[1], Dong Lei[1], Zhao Jiaming[1], Ding Xintai[2]

(1. FAW Tooling Die Manufacturing Co., Ltd., Changchun 130013; 2. Wuhan University of Technology, Wuhan 430063)

Abstract: To optimize the thermal shrink fitting process of the stator core and housing in new energy electric drive systems and improve the qualification rate of thermal shrink fitting, a systematic study is conducted on key issues such as heating temperature, assembly accuracy, heating uniformity, and core rebound in the process. The results show that after housing heating, changes in the positioning hole spacing due to “thermal-structural coupling” led to axis offset, and a diamond pin positioning compensation scheme is proposed. By optimizing the heating process and Proportional-Integral-Derivative (PID) control, heating uniformity is improved. The stress-strength interference model is applied to verify the reliability of the assembly gap. In response to core rebound, the dwell time is optimized, and spray cooling is introduced, effectively enhancing cooling efficiency and dimensional stability. Practice has shown that the related measures significantly improve the qualification rate and production efficiency of the assembly process.

Key words: Hot sleeve assembly, Heating process, Cooling rate, Stress-strength interference model, Thermal-structural coupling

1 前言

新能源汽车产业的发展对电驱动系统的性能提出了更高要求。定子铁芯与壳体的装配质量直接影响电驱动系统的整体性能，热套装配工艺是电机装配的关键技术之一[1]，其具有良好的连接强度与稳定性，在新能源电驱动系统生产中应用广泛。然而，该工艺在实际操作中面临诸多问题，如加热温度控制精度低、装配精度低、加热均匀性差、冷却速率调控困难以及铁芯压装回弹等。上述问题多由“热-结构耦合”效应引起，即温度场的变化引发结构变形与应力，而结构的约束同时影

作者简介：丁增辉（1987—），男，工程师，学士学位，研究方向为智能制造。

参考文献引用格式：

丁增辉，赵航，董雷，等. 新能源汽车电机定子铁芯与壳体热套装配工艺及设备研究[J]. 汽车工艺与材料，2026(3): 25-33.

DING Z H, ZHAO H, DONG L, et al. Research on Thermal Sleeve Assembly Process and Equipment for New Enerqy Vehicle Motor Stator Core and Shell[J]. Automobile Technology & Material, 2026(3): 25-33.

响热的传递与分布。本文将从这一基本原理出发，对热套装配工艺进行系统分析。

2 加热温度设定依据

2.1 产品特性

本文以某新能源汽车电驱动产品及其自动化装配线中的热套压装设备为研究对象，电驱壳体铝合金材质为ADC12，标准为JIS H 5302: 2006，材料物理特性如表1所示，该材料具有轻质、高导热、抗磁性及加工性优于铸铁[2]等优点，但其高温力学性能存在明显短板，屈服强度随温度升高呈非线性衰减[3]，限制了热套工艺的温度上限，当温度到达200 ℃时，其屈服强度仅80 MPa。为避免壳体失效，热套温度一般控制在180 ℃以下，并通过实时温度监测与比例－积分－微分（Proportional-Integral-Derivative，PID）调控保证工艺稳定性。

表1 ADC12材料热物理参数

参数	典型值
导热系数K/W·(m·K)$^{-1}$	96（20 ℃）、85（200 ℃）
比热容C_p/J·(kg·K)$^{-1}$	900（20 ℃）、950（200 ℃）
密度ρ/kg·m^{-3}	2 700
热膨胀系数（CTE）/10^{-6}·K^{-1}	21（20 ℃）、23（200 ℃）

图1所示为壳体剖视图，其关键尺寸包括：支撑面到上端面总高度$A_1 = 228^{+0.15}_{-0.15}$ mm，定位支撑面到铁芯支撑面高度$A_3 = 87^{+0.15}_{-0.15}$ mm，定子铁芯高度$A_2 = 140^{+0.5}_{0.0}$ mm。根据图示尺寸链，为实现完全互换装配，封闭环A_0的尺寸公差必须由各组成环的公差累积决定。按照极值法计算，封闭环尺寸$A_0 = 1.12^{+0.25}_{-0.75}$ mm。

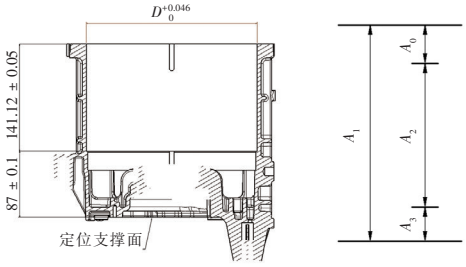


图1 壳体示意及尺寸链

壳体内径$D = \Phi226^{+0.046}_{-0.000}$ mm，定子铁芯外径$d = \Phi226^{+0.23}_{+0.17}$ mm，计算得出壳体与定子最大过盈量为0.23 mm，直接影响热套装配过程中加热温度与装配力的设定。理论上，为保证定子无干涉装配到加热的壳体内部，壳体加热后的热膨胀量需大于最大过盈量T_1=0.23 mm。同时，在实际工程中，需综合评估产品结构、定位精度、形位公差、质量要求、“热-结构耦合”等因素，科学设定热套工艺的温度参数。

2.2 电驱壳体定位方案分析

工程上通常采用壳体下方非轴线对称的2个定位销孔定位，如图2所示。该定位销孔偏置于轴线一侧，由于装配采用热套工艺，壳体加热后定位销孔间距发生变化，根据理论计算，加热到160 ℃后，定位销理论间距为189.44 mm，如图2所示，相对于常温下，孔间距变化量为0.6 mm。理论计算采用的线膨胀系数取自机械手册中一般铝合金的推荐值。为验证实际加热后产品定位孔大小、孔间距变化与温度的关系，实测了加热后5个壳体样件，采用数显游标卡尺测量温度从常温加热到160 ℃过程中，每提高10 ℃对应的孔间距，绘制曲线如图3所示。由图3可知，壳体加热到150 ℃后，定位孔间距由理论尺寸188.84 mm增至189.25 mm，增加量约为0.41 mm，该变化量略小于理论值0.6 mm，主要原因为：壳体实际结构并非理想均匀体，其复杂的结构对产品形成整体约束，相互制约，导致各部分的膨胀不能自由进行，从而在内部产生热应力。

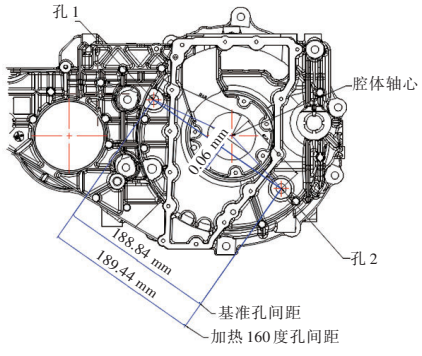


图2 定位销孔位置

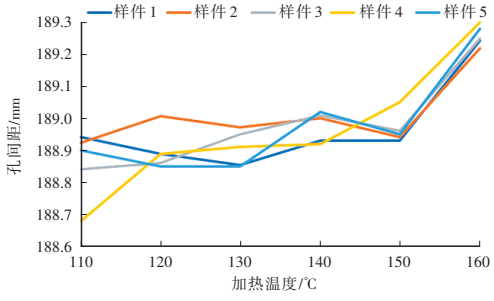


图3 实测定位孔间距加热后变化

进一步验证定位孔径随温度的变化规律,取2个壳体样件(样件1和样件2),采用三爪数显内径千分尺进行测量,首先测量样件1常温下的孔径作为基准,继而测量不同温度下各定位孔的直径(每个温度点测量5次取均值)。样件2的测试流程与样件1相同,测量结果如表2所示,结果表明,测量值在0.02 mm范围内离散,初步证明了定位孔内径随温度无显著变化。

表2　定位销孔直径

温度/℃	孔1直径/mm					均值
160	12.02	12.02	12.01	12.03	12.03	12.022
150	12.03	12.03	12.02	12.02	12.01	12.022
140	12.02	12.03	12.03	12.02	12.02	12.024
130	12.03	12.02	12.02	12.01	12.02	12.020
120	12.02	12.02	12.01	12.02	12.01	12.016
110	12.01	12.02	12.03	12.02	12.03	12.022
室温	12.01	12.02	12.01	12.01	12.01	12.012
温度/℃	孔2直径/mm					均值
160	12.02	12.04	12.03	12.03	12.02	12.028
150	12.01	12.02	12.02	12.02	12.02	12.018
140	12.02	12.02	12.03	12.02	12.02	12.022
130	12.02	12.02	12.02	12.03	12.01	12.020
120	12.03	12.01	12.03	12.03	12.02	12.024
110	12.02	12.02	12.03	12.02	12.02	12.022
室温	12.01	12.01	12.01	12.01	12.01	12.010

热套装配工位定位销按理论尺寸设计,为保证壳体重复定位精度,治具定位销与壳体定位孔为间隙配合,壳体采用欧感加热方式,即电磁感应加热,其具有较高的热效率,温升快,易于实现自动化,是目前最节能环保的热处理工艺之一[4]。加热后的壳体由机器人从欧感加热工位转运至热套合装工位,如图4所示。

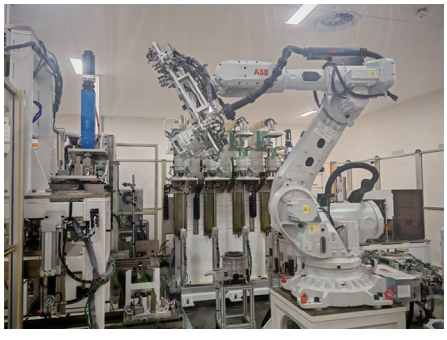


图4　机器人搬运加热壳体

加热后的定位孔间距变化使壳体定位孔与治具定位销发生剐蹭,一方面,损伤产品销孔表面,影响产品质量和后续工艺工位定位精度;另一方面,在现有定位方案下,两定位孔距的变化将导致装配腔体轴线发生偏移,增大热套装配过程中铁芯与壳体的同轴度偏差,增加了热套装配剐蹭的风险。壳体加热后腔体轴线偏移量如图2所示,为探究该轴线偏移的机理,本研究基于热-结构耦合原理建立了分析模型。该模型考虑了温度载荷下壳体材料的热膨胀行为以及其不对称结构带来的约束效应。通过理论计算,因壳体定位孔距变化产生的腔体轴线偏移量 T_2=0.06 mm,方向为2个孔连线的中垂线偏向腔体轴线一侧。为补偿热-结构耦合带来的孔间距变化并控制接触应力,热套装配定位治具采用圆销配菱形销设计方案。壳体定位孔公称尺寸为 Φ12 mm,精度为±0.02 mm;治具销公称尺寸为 Φ11.8 mm,精度为±0.02 mm,偏差 T_3=0.1 mm。设计菱形销宽度为3 mm,按照该间隙配合,加热后的定位销孔可沿腔体轴线与定位销孔外单侧滑移0.35 mm,如图5所示。尽管该滑移量小于孔间距变化(0.41 mm),但工程实践证明,该滑移量可有效兼容热变形,避免取放过程中的剐蹭。其他关键精度指标包括:设备上、下定位工装同轴度 T_4=0.1 mm。以定位孔为基准,产品腔体轴线的位置度 T_5=0.05 mm。

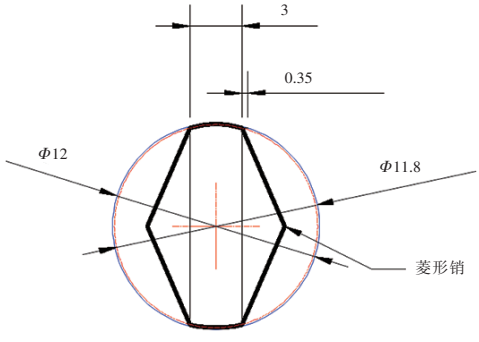


图5　菱形销尺寸

2.3　定子铁芯定位

定子铁芯尺寸如图6所示,以内径轴线为基准,外径同轴度为0.06 mm。本方案采用如图6所示的气动内撑定位方式,利用夹爪与铁芯内壁间的摩擦力拾取铁芯。外径的同轴度影响之后的合装状态,记为 T_6=0.06 mm。

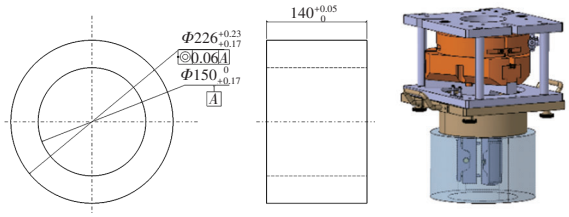


图6 定子铁芯尺寸及抓取工装

实践表明，壳体铸件ADC12内应力不容忽视，在热套装配时，较高的温度增强了原子运动，减弱了晶格的弹性畸变，晶格缺陷变少，从而使内应力释放，这一过程使新的内应力与工件内部的弹性变形建立了新的平衡，表现为壳体圆度变化[5]。由于该圆度变化随机性强、难以精确计算，加之其他潜在微量因素（如加热导致的腔体圆度变化）的影响，工程上为保障装配可靠性，需预留一定的安全裕量。鉴于此，本文将装配间隙的安全系数k取为1.12（即预留10%~15%的间隙）。

综上所述，影响壳体与定子铁芯套合的极限装配尺寸即理论间隙C_r为：

$$C_r=(T_1+T_2+T_3+T_4+T_5+T_6)\times k \tag{1}$$

经计算，C_r=0.724 6 mm。

虽然理论最大过盈量为0.23 mm，但壳体加热后需满足内径的可用间隙$C_a \geqslant C_r$，才能包容热-结构耦合带来的影响，保证无剐蹭装配。热膨胀方程为：

$$C_a = \alpha \cdot D \cdot \Delta T \tag{2}$$

式中：α=23.6×10^{-6} ℃$^{-1}$为铝合金线膨胀系数，D=226 mm为初始内径，ΔT=160 ℃为温升（20 ℃→180 ℃）。

经计算：C_a=0.804 mm。

通过理论计算，将热套温度设置为160 ℃时，腔体直径增大0.804 mm，大于C_r，满足热套装配时定子铁芯与壳体内壁无剐蹭的要求。

2.4 基于应力-强度干涉模型评估可靠性

为验证前文理论计算中安全裕量设计合理性并评估系统的可靠性，基于应力-强度干涉模型[6]定义壳体热膨胀后的可用间隙为C_a、装配所需的理论间隙为C_r（不包括安全系数）。

2.4.1 可用间隙C_a

假设壳体内径D服从正态分布，均值$\hat{D}$为Φ226.23 mm。假设ΔT服从正态分布，加热温度设定为160 ℃，室温20 ℃，即ΔT=140 ℃，传感器精度为±5 ℃，均值$\widehat{\Delta T}$=140 ℃，其他参数如表3所示。

表3 可用间隙参数

参数	热膨胀系数α	壳体内径D	温升ΔT
均值	23.6×10^{-6} ℃$^{-1}$	226.023 mm	140 ℃
变异系数CV	2%	0.003%	1.2%
标准差σ	0.472×10^{-6} ℃$^{-1}$	0.007 67 mm	1.67 ℃

可用间隙均值μ_a为：

$$\mu_a=\mu_a\times\mu_D\times\mu_{\Delta T} \tag{3}$$

式中：μ_a为膨胀系数均值，μ_D为壳体内径均值，$\mu_{\Delta T}$为平均温升。

经计算：μ_a=0.747 mm。

由于C_a是乘积关系，其变异系数CV_a为：

$$CV_a=\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{\mu_a}\right)^2+\left(\frac{\sigma_D}{\mu_D}\right)^2+\left(\frac{\sigma_{\Delta T}}{\mu_{\Delta T}}\right)^2} \tag{4}$$

式中：σ_a、σ_D、$\sigma_{\Delta T}$分别为膨胀系数标准差、壳体内径标准差、温升标准差。

经计算，CV_a=0.023 3。

可用间隙σ_a为：

$$\sigma_a=\mu_a\times CV_a \tag{5}$$

经计算，σ_a≈0.017 4 mm。

因此，C_a~N(0.747 0 mm,0.017 4 mm)。

2.4.2 所需间隙C_r

所需间隙C_r为：

$$C_r=T_1+T_2+T_3+T_4+T_5+T_6 \tag{6}$$

假设所有相关尺寸偏差均服从正态分布，具体信息如下：

a. 最大过盈量T_1：假设过盈量T_1服从正态分布，根据图1图纸尺寸，最大过盈量为0.124~0.230 mm。

b. 轴线偏移量T_2：即加热后定位销孔间距变化导致腔体轴线偏移的量，加热到160 ℃时，理论偏移量为0.06 mm。

c. 定位销偏差T_3：壳体定位销与销孔间隙配合导致的偏差。壳体定位孔公称尺寸为Φ12 mm，精度为±0.02 mm；治具销公称尺寸为Φ11.8 mm；精度为±0.02 mm；最大间隙范围为0.08~0.12 mm。

d. 设备同轴度T_4：即设备上侧定子铁芯内

撑工装与下侧壳体定位胎具之间的同轴度为0.1 mm。

e. 定位销孔与腔体轴线位置度T_5:根据图纸要求,其位置度为0.05 mm。

f. 定子铁芯内径外径同轴度T_6:如图6所示,根据图纸要求,定子铁芯以内径为基准,外径与内径的同轴度为0.06 mm。

各相关量的均值μ和标准差σ如表4所示。

表4　所需间隙参数　mm

偏差	均值μ	标准差σ
T_1	0.177	0.012 6
T_2	0.06	0.02
T_3	0.2	0.033 3
T_4	0.1	0.033 3
T_5	0.05	0.016 7
T_6	0.06	0.02

所需间隙均值μ_r为:

$$\mu_r = \mu_{T1} + \mu_{T2} + \mu_{T3} + \mu_{T4} + \mu_{T5} + \mu_{T6} \quad (7)$$

经计算,μ_r=0.647 mm。

所需间隙标准差σ_r为:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_{T1}^2 + \sigma_{T2}^2 + \sigma_{T3}^2 + \sigma_{T4}^2 + \sigma_{T5}^2 + \sigma_{T6}^2} \quad (8)$$

经计算,σ_r=0.058 8 mm。

因此,C_r~N(0.647 mm,0.058 mm)。

可靠度指数β为:

$$\beta = \frac{\mu_a - \mu_r}{\sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_r^2}} \quad (9)$$

式中:μ_a为可用间隙,σ_a为可用间隙标准差,μ_r为所需间隙均值,σ_r为所需间隙标准值差。

经计算,μ_a=1.652。

查表得可靠度R>95.053%,无法满足生产要求。

为使生产线合格率达到99.9%以上,设计了安全系数k用于放大所需间隙,即C_{a2}=k×μ_a,k值取为1.12,则设计值C_{a2}=0.747 mm×1.12=0.836 6 mm。

基于应力-强度模型验证:若使用设计值C_{a2}=0.836 6 mm,服从正态分布,则μ_{a2}=0.836、σ_{a2}=0.058 8 mm、C_{a2}~N(0.836 6 mm,0.017 4 mm)(安全系数k不影响变异系数),重新计算β为3.13,查表得可靠度R>99.91%,因此,安全系数k=1.12可保证装配可靠度。

2.5　有限元辅助定位分析

为验证前文理论计算中定位孔间距变化以及变化后导致腔体轴线偏移量的准确性,并分析壳体加热后的内应力与弹性变形达到新平衡导致的形状变化产生的影响,本研究采用UG NX Nastran软件对壳体进行了热-结构耦合仿真分析。先计算在欧感加热边界条件下的壳体温度场,继而将温度场作为载荷施加于结构场,求解由此产生的热变形与热应力,对壳体加热过程产生的变形进行分析。

首先,赋予壳体(材料为ADC12)材料参数,如表5所示。

其次,对模型进行网格划分并设定边界条件。最终测定加热后定位孔的位置变化以及壳体轴线相对于理论轴线的偏移量,分析对象如图7所示。

表5　材料属性

参数	设定值
弹性模量E/GPa	70
泊松比ν	0.33
导热系数K/W·(m·K)$^{-1}$	160

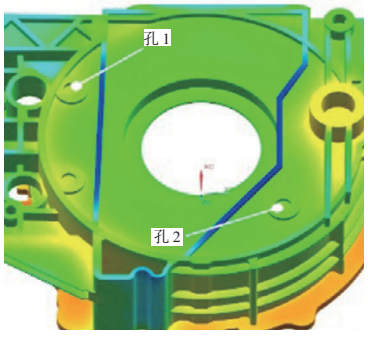


图7　定位孔仿真分析示意

如图7所示,以孔1和孔2为基准点,将壳体由20 ℃加热到180 ℃,每隔20 ℃测量腔体轴线中心位移X和Y,其腔体轴线偏移量镜像矢量位移仿真结果如图8所示,加热到160 ℃后镜像矢量位移为0.13 mm,与理论计算的偏移量0.06 mm基本一致,量级相近,验证了理论模型的合理性。上述结果表明,现有的定位方式加热后,即便定位销孔位置被刚性限制,壳体轴线位置也会发生偏移,导致定子铁芯与壳体内壁剐蹭,产生划痕或铝屑,严重影响装配质量,是制定工艺参数时必须考虑的因素之一。

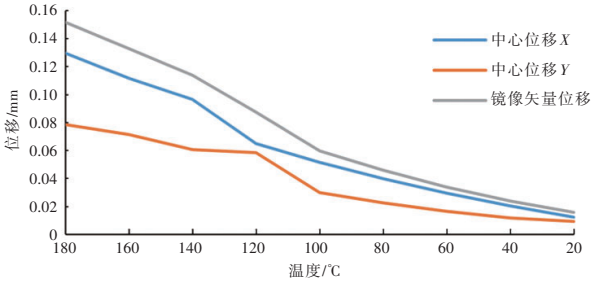


图8 腔体轴线偏移量

为深入探究壳体腔体形状随温度升高的变化规律，建立了有限元模型进行仿真分析。如图9所示，在壳体与定子铁芯的装配段（总高度为141 mm）内，沿轴向依次选取3个截面，分别记为x_1、x_2和x_3平面。在每个平面上，分别沿X轴与Y轴方向与内圆轮廓相交取点，以分析不同温度下各截面在X向与Y向的直径变化。仿真分析的温度区间设定为20~180 ℃，温度间隔为20 ℃。通过对各温度工况下3个截面在X向、Y向的直径变化进行仿真，评估壳体腔体在加热过程中的变化量。

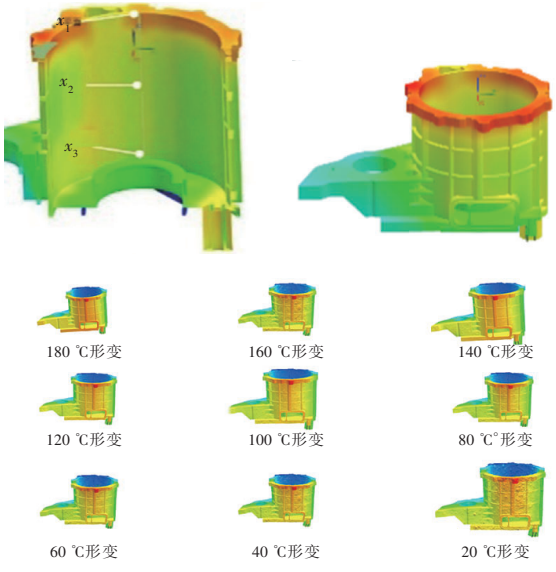


图9 缸内径仿真分析示意

缸内径热变化仿真结果如图10所示，当温度达到160 ℃时，3个平面最小直径为226.75 mm，均大于226.714 mm，满足压装要求且与理论计算值226.804 mm相当。由数据可知，加热到相同温度，3个平面从上到下直径依次变小，加热后各层的直径变化不同，腔体呈类倒锥状，这主要是由于越靠近x_3平面处，其加强筋等结构越多，热变形受到约束。该非均匀变形对工装定位方案的优化提出了更高的要求。

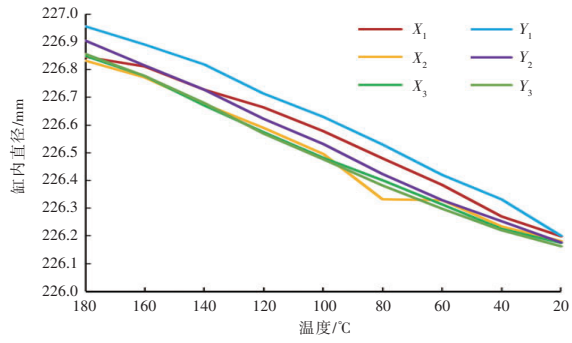


图10 缸内径热变化曲线示意

2.6 间接测量验证

为验证上述壳体内径热变形仿真规律的准确性，本研究设计了试验进行对比。由于采用较高效率的欧感线圈加热壳体，加热过程中线圈在腔体内部，无法直接测量腔体内径，加热后取出线圈温度损失过快，测量不准确，故采用间接测量法。将壳体置于定位工装上，工装上升至加热位，将4个百分表分别固定在壳体外侧x_1、x_2、x_3平面处，表针接触壳体外侧并有一定压缩量后归零。随后通过可编程逻辑控制器（Programmable Logic Controller，PLC）控制加热，加热至180 ℃后停止，利用相机捕捉百分表的最大示数变化，如图11所示。

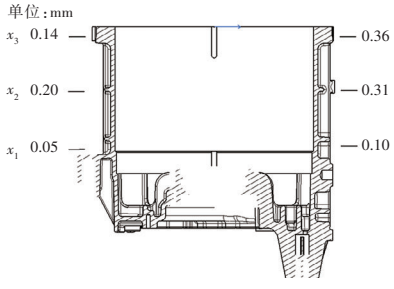


图11 间接测量位置及变化量

由图11可知，上侧x_1平面壳体外侧缸径变化量最大，下侧x_3平面壳体外侧变化量最小，该结果与仿真预测的趋势相符，表明壳体加热后内腔呈倒锥形变形。在变形量级上，试验测量值与仿真结果差异显著：仿真计算得到的x_1与x_3平面的直径偏差约为0.1 mm，而实际间接测量偏差约0.4 mm，即仿真的腔体锥度明显小于实际测量锥度。为确定偏差成因，综合分析加热线圈与壳体的相对位置及温度监测点数据，推测原因为壳体加热后温度分布不均，为此进行专项验证试验。

取标准壳体样件,放置到欧感加热台上,PLC控制升降托盘升至加热位,随后使用手持温度传感器分别测量壳体上端面以下105 mm(此为设备自动加热时的温控反馈点)处与155 mm(对应线圈最下端)处的温度,测量点位如图12所示,同时记录壳体加热温度与时间,如图13所示。数据显示,在同一时间,上端传感器温度比下端传感器温度平均高60 ℃。结果表明,虽然由于壳体结构非理想形状,间接检测结果受加强筋位置、同一平面材料厚度影响而存在偏差,但整体温度变化规律一致,因此前文判断准确,壳体加热温度控制传感器位于上侧,导致下侧温度比设定值低约60 ℃,形成显著的温度梯度。在热-结构耦合作用下,这种不均匀的温度场导致了壳体上、下部分非协调膨胀,下侧热膨胀量不足是造成仿真预测与间接测量结果存在偏差的根本原因。

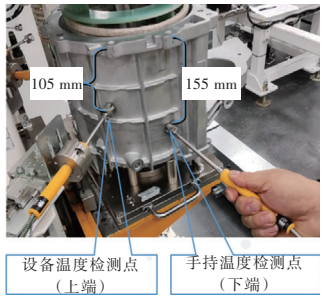
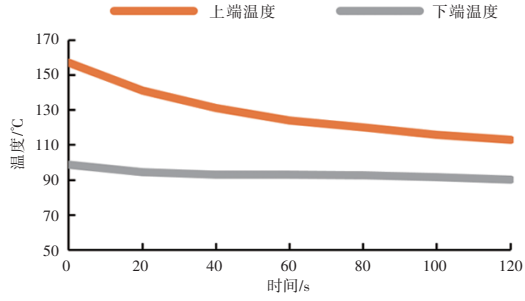
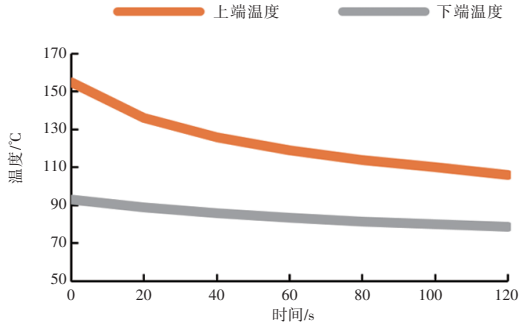


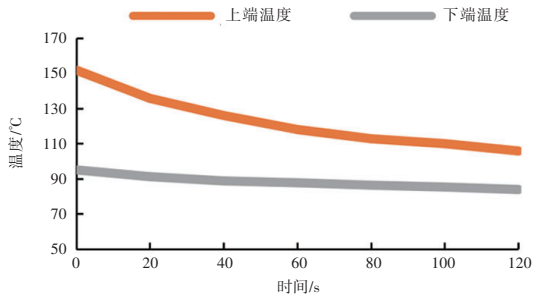
图12　壳体加热温度分布验证



(a)第1次测量



(b)第2次测量



(c)第3次测量

图13　加热温度和时间曲线示意

2.7　加热工艺改进

针对上述问题,对加热工艺进行改进。首先,欧感加热料位从2个增加为4个,以延长每个料位的加热时间,同时,每个料位增加一组温度传感器检测壳体下侧,仅当上、下2组传感器均达到设定温度后,开始为期60 s的保温计时。同时,加热线圈采用PID闭环控制算法以提升控温精度。优化后,壳体各位置充分热交换,受热均匀,如图14所示,改进加热方案后采集到的数据与仿真数据高度吻合,有效提升了加热均匀性,改善了热套装配质量。

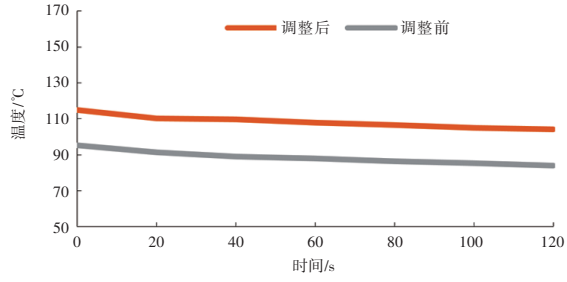


图14　参数调整前、后下端温度对比

3　铁芯与壳体热套装配设备分析

3.1　设备组成与工作流程

铁芯与壳体热套装配设备主要由机架、伺服压机、滑台、定子压头组成,如图15所示。滑台设有定子与壳体的定位工装,二者通过同一驱动机构实现同步运动。下侧有直线滑轨,后侧有驱动无杆气缸,定子压头可沿机架上的滑轨上下移动,压头包含压环、内撑夹爪及传感器等检测组件。合装工艺流程如下:初始状态下壳体工装在压机正下方,机器人将定子放置到滑台定子定位工装上,滑台正向平移使定子精确定位至压装中心,同时壳体定位工装移出压机待料(加热完成的壳

体)。随后,压机推动定子压头下降取料(定子铁芯),夹爪上侧压环压住定子铁芯上端面,夹爪打开在内部撑住定子铁芯,压机抬升将定子铁芯拉升至指定高度等待。欧感线圈加热完成的壳体被机器人迅速取出放置到滑台的壳体定位工装上,滑台反向平移将壳体移至压机正下方,压机缓慢下降,将铁芯平稳压入壳体内腔,待系统检测到压力与位移均达到设定阈值后,内撑夹爪缩回,压机保压10 s,最终压头复位完成装配循环。

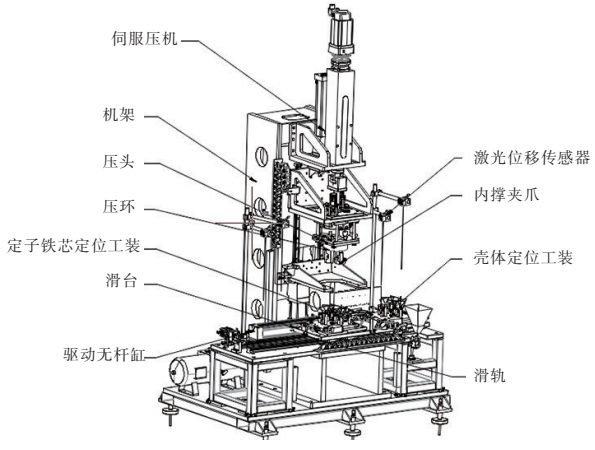


图15 设备结构示意

3.2 设备数字化与质量监控

该设备为全自动合装设备,机器人抓取定子和壳体上线,通过扫码绑定产品质量信息。PLC程序控制压装过程,所有动作均有传感器确保动作稳定可靠。压机内置压力传感器与位移传感器,实时监控合装压力和位移,压机控制器生成压力位移曲线,可用于记录分析压机压装定子过程状态。激光位移传感器检测定子与壳体之间的平键是否缺失或压装到位,质量数据全部通过MES系统上传服务器,大幅提高了生产过程的可控性与产品质量的可追溯性。大量传感器及生产过程中的实时工艺数据为自动化产线的数字孪生提供了条件,随生产过程存储的质量数据进一步提升了设备的智能化水平,通过建立数据模型,运用机器学习算法对数据进行深度挖掘和分析,能够进一步提升设备的智能化水平。

4 冷却速率对装配质量的影响及优化

4.1 冷却速率问题分析

按照压装工艺流程,压装完成的定子总成转移到冷却链内进行冷风冷却,随后进入测量工位对定子铁芯压装深度进行测量。根据尺寸链设计,理论高度差(即定子铁芯与壳体上端面距离)的合格范围为0.37~1.37 mm,工艺规范将高度差控制区间进一步收严为0.65~1.17 mm。在实际生产中合格率仅约95%,不合格产品高度差多小于0.58 mm。经分析,定子压装保压后温度约为80 ℃,此时壳体未完全冷却,热-结构耦合过程仍在持续,壳体在冷却收缩过程中内径减小,与定子铁芯的配合状态由间隙配合向过盈配合过渡。在此临界阶段,对铁芯的约束力尚未完全建立,导致压机抬起后部分铁芯在自身弹性作用下产生高度回弹,导致高度差超差。经计算验证,壳体内腔在80 ℃时与铁芯外径为过渡过程,存在间隙配合。为深入分析该回弹现象,通过对压机保压过程压力监控获得压力时间曲线,如图16所示。

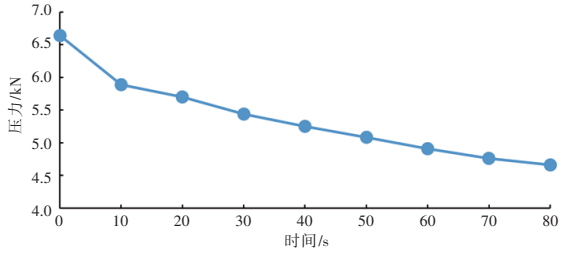


图16 压力时间曲线

压机压装到位后压力为6.5 kN,随时间延长到80 s后,降低至4.6 kN,图16中压力-时间曲线表明,铁芯在保压过程中,随着壳体温度降低,壳体内径逐渐收缩,与定子铁芯产生过盈配合,约束了部分被压缩的铁芯,降低了铁芯回弹力,但在第80 s时温度降至60 ℃以下,壳体进一步收缩,将铁芯周边挤压突起变形,该变形作用力施加在压机上,即使完全过盈配合后仍有部分压力无法消除。这也证实了壳体冷却未达到过盈配合温度,铁芯被压机压装后,高度反弹导致部分装配尺寸超差。

4.2 冷却速率优化措施

为解决上述问题,加热工位增加2个加热料口,并布置了温度传感器,确保壳体受热均匀,如图17所示,加热温度由140 ℃调整为160 ℃。

同时,压装保压工位增加红外温度传感器,并延长保压时间至40 s,设定保压后壳体温度低于

60 ℃,此时定子铁芯与壳体为过盈配合,可保证铁芯不反弹。对改进工艺后进行压拔验证,结果如图18所示,合装质量得到明显改善。测试设置5组压装,手动测量高度差,如图19所示。产品高度差合格率提升至99%,机器人取放壳体,销孔无划痕且状态良好。

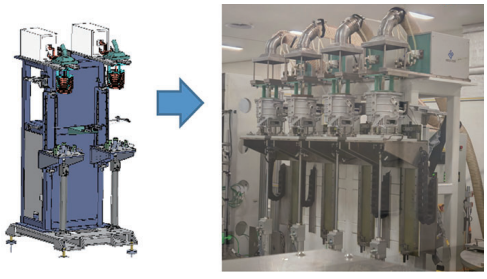
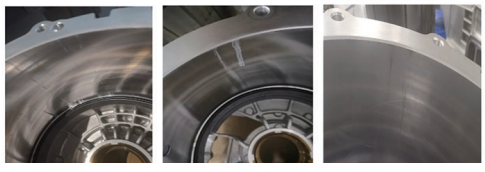
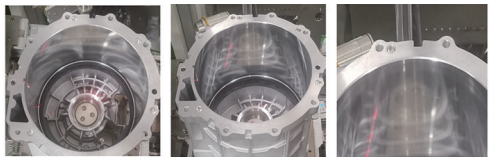


图17　加热料口改造



(a)调整前



(b)调整后

图18　参数调整前、后对比

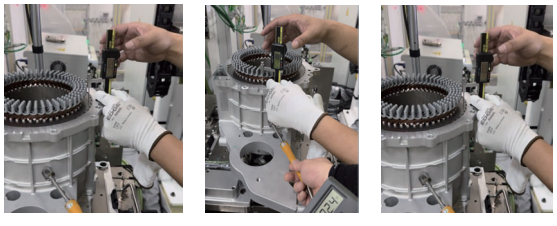


图19　测量高度差

然而,延长保压时间成为产线节拍瓶颈,降低了整体效率。为此,对压装后的冷却速率进行优化,旨在同步提升质量与产线速度。经压缩气体冷却验证,压缩气体能保证壳体快速冷却至过盈配合温度,有效解决了冷却速率与产线效率之间的矛盾。

为优化冷却工艺,进一步探索了冷却速率的优化方案,综合评估后采用喷雾冷却技术。在保压工位安装喷雾装置和排风回收冷凝系统,将液态工质经雾化后高速冲击壳体表面,通过自然对流、导热、沸腾释放壳体热量,喷雾冷却与现有压缩气体冷却相比,具有散热能力高、温差小、工质需求量小、没有沸腾滞后性等优点[7]。通过50%乙醇水溶液的工质进行试验测试[8],壳体冷却至60 ℃以下的时间可缩短约30%,在保证装配质量的同时,有效缓解了产线节拍压力。

5　结束语

本文对新能源电驱定子铁芯与壳体热套装配工艺及设备进行研究,从产品参数分析入手,利用有限元仿真与试验验证相结合的方法,对工装定位、加热工艺、定位孔热变形以及冷却速率等问题进行分析与优化。研究表明,控制热-结构耦合效应是解决此类精密装配工艺中变形、偏移、回弹等共性问题的关键。本研究仍存在若干问题需进一步探讨,如壳体在加热过程中的内应力分布状态、热变形对壳体内腔圆度的影响规律、加热后壳体温度场的精确检测方法以及不同温度下定子铁芯压装保压后的回弹特性等。未来,随着智能制造技术的不断发展,可进一步探索智能传感器实时监测、基于大数据的工艺参数自适应优化以及自动化装配设备的智能化升级等前沿技术在新能源电驱装配领域的应用。

参考文献:

[1] 董改花. 电机热套装配工艺[J]. 机电工程技术, 2015, 44(12): 53-56.

[2] 何一冉, 丛明, 毕京宇, 等. ADC12铝硅合金高速铣削稳定性实验研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(12): 10-13+18.

[3] 毕京宇, 丛明, 韩玉婷, 等. ADC12铝硅合金Johnson-Cook本构模型的研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2016(9): 1-4+8.

[4] 全亚杰. 感应加热电源的发展历程与动向[J]. 电焊机, 2001(11): 3-6.

[5] 陈钟煦, 李尧炯. 热套零件热变形量的初步探讨[J]. 机械, 1983(9): 23-25.

[6] 王庆平, 刘帅, 张宏建, 等. 基于应力-强度干涉模型的转子系统圆弧端齿连接结构可靠性评估方法[J]. 机械制造与自动化, 2025, 54(1): 146-152.

[7] 程文龙, 刘期聂, 赵锐, 等. 喷雾冷却发热壁面温度非均匀性实验研究[J]. 热科学与技术, 2008, 7(4): 301-307.

[8] 黄龙, 蒋彦龙, 王瑜, 等. 以乙醇溶液为冷却工质的开式喷雾冷却系统实验研究[J]. 低温工程, 2017(3): 28-33.