



北京航空航天大学学报

Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics

ISSN 1001-5965, CN 11-2625/V

《北京航空航天大学学报》网络首发论文

题目：离心雾化过程中转盘的耦合传热数值研究
作者：彭磊，李龙，赵伟
DOI：10.13700/j.bh.1001-5965.2022.0152
收稿日期：2022-03-15
网络首发日期：2022-06-23
引用格式：彭磊，李龙，赵伟. 离心雾化过程中转盘的耦合传热数值研究[J/OL]. 北京航空航天大学学报. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2022.0152>



网络首发：在编辑部工作流程中，稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定，且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式（包括网络呈现版式）排版后的稿件，可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定；学术研究成果具有创新性、科学性和先进性，符合编辑部对刊文的录用要求，不存在学术不端行为及其他侵权行为；稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准，正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性，录用定稿一经发布，不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容，只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认：纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊（光盘版）》电子杂志社有限公司签约，在《中国学术期刊（网络版）》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版，以单篇或整期出版形式，在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊（网络版）》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物（ISSN 2096-4188，CN 11-6037/Z），所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

离心雾化过程中转盘的耦合传热数值研究

彭磊^{1,2}, 李龙^{1,2,✉}, 赵伟^{1,2}

(1. 中国科学院力学研究所 高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190; 2. 中国科学院大学 工程科学学院, 北京 100049)

*通信作者 E-mail: lilong@imech.ac.cn

摘要 转盘离心雾化是一种制备球形金属粉末的重要方法, 在高熔点金属粉末制备中, 需要对转盘结构本身和下端的驱动电机进行热防护。本文采用数值模拟的方法, 研究了熔融铝液的转盘离心雾化流场模型的耦合传热问题, 给出了不同材料、不同转盘结构条件下的转盘温度场分布。为了提高冷却效率, 发展了带有肋片的新型转盘热防护结构, 分析了肋片结构的散热机理, 对比了不同肋片位置、肋片厚度和肋片直径的热防护效果。研究表明: 大热容和低导热系数的金属材料转盘的底端温度更低; 肋片和转盘之间形成的环形氮气流场是提高转轴散热能力的主要原因; 肋片位置越低, 直径越大, 厚度越厚, 转轴底端温度越低, 冷却效果越好。

关键词 转盘离心雾化; 流固热耦合; 热防护; 数值模拟; 肋片

中图分类号 TF123;

文献标识码: A

DOI: 10.13700/j.bh.1001-5965.2022.0152

Numerical study on coupled heat transfer of rotating disc in centrifugal atomization

Peng Lei^{1,2}, Li Long^{1,2,✉}, Zhao Wei^{1,2}

(1. State Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, No.15 Beisihuanxi Road, Beijing 100190, China

2. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, No.19 Yuquan Road, Beijing 100049, China)

*Tel.: 010-82544037 E-mail: lilong@imech.ac.cn

Abstract Rotating disk atomization is an important method to prepare spherical metal powder. In the preparation of high melting point metal powder, by this method, the rotary disk and the driving motor at the end of it need to be thermally protected. In this paper, the coupled heat transfer problem of centrifugal atomization flow field model of molten aluminum was analyzed by numerical simulation, and the temperature field distribution of disk under different materials and disk structures was given. In order to improve the cooling efficiency, a new type of rotary disk thermal protection structure with fins was developed. The heat dissipation mechanism of the fin structure was analyzed, and the thermal protection effects of different fin positions, fin thickness and fin diameter were compared. The results revealed that the metal rotating shaft with larger specific heat capacity and lower thermal conductivity has lower temperature at its bottom. Moreover, the annular nitrogen flow field formed between the fin and the rotary disk is the main reason to improve the heat dissipation capacity of the rotating shaft. Finally, the lower position, the larger diameter and the thicker the thickness of the fin, making the bottom of the rotating shaft has lower temperature and giving better cooling effect.

Key words Rotating disk atomization; Fluid-heat-solid coupling; Thermal protection; Numerical simulation; Fin

球形金属粉末在增材制造^[1]、电子封装^[2]、固体粉末燃料^[3]以及粉末喷涂^[4]等领域的应用日益扩大。工业中金属粉末常用的制备方法有双流雾化法^[4, 5]、旋转盘离心雾化法^[6]、旋转电极雾化法^[7]等。其中双流雾化法是将高压水流或者惰性气流冲击熔融金属液流, 从而使其破碎雾化形成液滴并凝固为

收稿日期: 2022-03-15

基金项目: 中科院力学所高温气体动力学国家重点实验室青年基金(基金号 QN20210004)

Fund: Youth Fund of State Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences (QN20210004)

网络首发时间: 2022-06-23 15:47:10 网络首发地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20220622.1710.003.html>

金属粉末。双流雾化虽然设备结构简单,生产难度较小,但雾化过程中容易形成粉末内部中空的空心粉和大粉末颗粒上粘附小粉末颗粒的卫星粉,生产的粉末具有相互粘连和粒径集中度低等缺点^[8]。旋转电极雾化由于以雾化金属自身为自耗电电极,所以金属棒料本身具有的不平衡性直接导致无法进行超高速雾化,雾化细粉率低^[9]。旋转盘离心雾化是将金属加热熔融后竖直流至转盘中心,转盘高速旋转使液态金属在离心力作用下迅速铺展雾化为粉末的技术,具有结构简单、粉末球形度好、粒径集中度高、无卫星粉等优点备受粉末冶金行业的青睐^[6, 10]。

液态熔融金属在转盘上铺展至边缘雾化的过程中,高温金属液对转盘结构烧蚀的同时还会通过转盘转轴将大量热量传递至高速电机,造成电机过热损毁。通常转盘采用耐高温材料制造,但是转盘及转轴在高温环境中强度降低,在高速电机的扭转作用下容易受力破坏,所以转盘离心雾化过程中对转轴温度的控制十分重要。由于目前对高温金属离心雾化仍处于短时间的实验阶段,并受限于高温环境与流固热耦合的复杂物理过程,国内外针对高温金属液的转盘离心雾化过程中转盘和电机热防护研究较少。土耳其卡拉迪兹技术大学的 Öztürk^[11-14]通过采用喷水冷却旋转盘的方法,减少热量向下传递,保护高速电机。但该方法冷却速度过快,使得转盘表面温度过低,绝大部分是长条状、棒状和哑铃状等球形度极差的粉末。因此,转盘的热防护设计中,冷却效果较差容易造成转轴和电机的烧蚀,冷却过度会导致转盘表面温度过低,金属液迅速凝固,粉末难以收缩为球形,雾化效果变差,需要对转盘热防护方案进行综合评估。

本文针对铝液的转盘离心雾化,构建了氮气环境下高温铝液在转盘上表面流动的对流换热模型,通过数值分析,对比了不同材料的转盘结构温度场分布。提出了在转轴上引入肋片散热结构新型转盘,由于肋片位置高度、直径和厚度均会对转盘整体加工难度和散热效果产生影响,所以必须对肋片结构进行优化设计。本文通过数值模拟研究了不同肋片参数对冷却效果的影响,并进行原理分析,为肋片设计提供了理论指导。

1 装置结构与传热模型介绍

本文以高温铝液的转盘雾化为研究对象,整体结构如图 1 所示。图中阴影部件为同一材料一体化加工的转盘和转轴,转轴下端连接高速电机,整套装置处于高纯氮气环境中。经坩埚加热融化至过热态的铝液竖直向下流至转盘上表面中心,并快速向边缘铺展为液膜。电机带动转盘高速旋转,在离心力作用下,液膜在转盘边缘破碎成液滴并被表面张力收缩成球形,在氮气中释热凝固形成粉末。为了优化转盘热防护性能,本文给出了一种转轴上带有肋片散热结构的转盘,如图 2 所示。

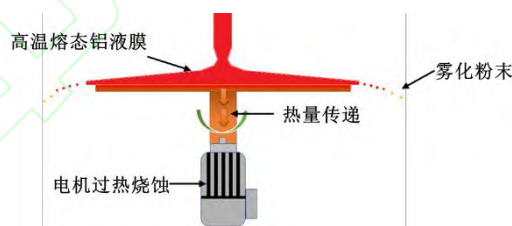


图 1 转盘离心雾化流场传热过程示意图
Fig.1 Schematic diagram of heat transfer process in rotating disk atomization

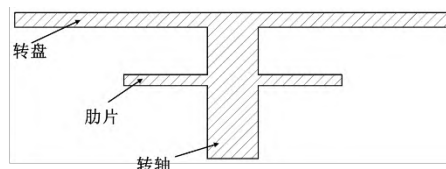


图 2 带有肋片结构的转盘
Fig.2 Rotary disk with fin

2 数值模拟

本文计算基于 ANSYS Workbench 平台，物理模型构建采用 Design Model 软件处理，计算流体域网格以及计算固体域网格均采用 ANSYS Mesh 软件进行划分，边界条件设置以及方程求解均在 Fluent 软件中完成。

数值模拟总体流程如图 3 所示，该计算包含了铝液和氮气的两相流动以及铝液、金属转盘和氮气的三相传热计算，计算过程较为复杂。

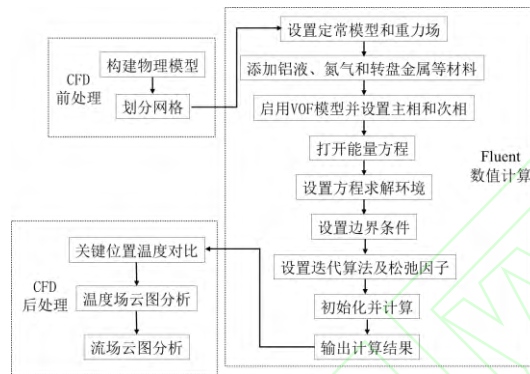


图 3 数值模拟流程图
Fig.3 Flow chart of numerical simulation

2.1 模型建立

转盘和转轴高速旋转，无法进行一维轴对称结构分析，本文采用 Design Model 软件建立三维模型。为简化计算，本文只考虑转盘、高温铝液和周围氮气域之间的耦合热传递，其中氮气域导热系数小，温度梯度只在转盘周边极小范围内变化大，故计算模型选用方形计算域，氮气出口边界距转盘侧边宽度为 5 mm。真实情况下转轴底端与高速电机连接，本文计算模型不包含转轴与电机之间的热传导，将转轴底端设置为绝热壁面。无肋片和带有肋片的流场物理模型相同，以无肋片模型为例，如图 4 所示，整个方形计算域长度 L 和宽度 W 均为 70 mm，高度 H 为 27 mm，转盘几何参数与真实值一致，转轴高度 H_1 为 23 mm，转盘厚度为 H_2 为 2 mm，进口距转盘表面高度 H_3 为 2 mm，转盘直径为 60 mm，转轴直径为 7 mm，液流进口直径为 2 mm。

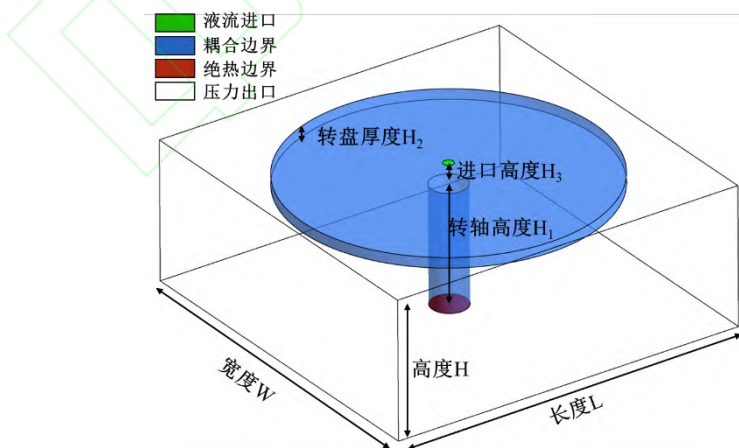


图 4 计算模型图
Fig.4 Calculation model

2.2 网格划分

将物理模型导入 ANSYS Mesh 中划分网格，流体和固体两部分采用共节点网格连接。为了得到

较高的网格质量，本模型采用多区域网格划分技术。计算过程中需要精准捕捉气液交界面，所以网格划分过程中在相界面处进行加密处理。划分好的物理模型整体网格和对称面网格分布如图 5 所示。

2.3 控制方程

本文采用 VOF 方法对计算过程中转盘上表面流动液膜精准捕捉，该方法是一种建立在欧拉网格下的界面追踪方法，核心思想是互不相容的多相流体组分共用一套控制方程，通过引入相体积分数 α_q 这一变量来实现对流体计算域内相界面的追踪。 α_q 表示其中一相的体积占所在网格体积的比值，当 $\alpha_q=1$ 时，网格内全为 A 相；当 $0<\alpha_q<1$ 时，网格内包含 A、B 两相，两相之间为相界面； $\alpha_q=0$ 时，网格内全为 B 相。

通过求解各相体积分数的连续方程，得到了各网格中 α_q 的值，从而确定了各相界面位置，各相体积分数的连续方程如式(1)所示：

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V} \alpha_q) = 0 \quad (1)$$

计算过程中每个控制体单元网格内物性参数均采用各相物性体积分数加权平均的方法进行计算，例如每个单元内密度计算结果由式(2)给出：

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \quad (2)$$

连续方程如式(3)所示：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

动量方程如式(4)所示：

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{u})] + \rho \vec{g} + \vec{f} \quad (4)$$

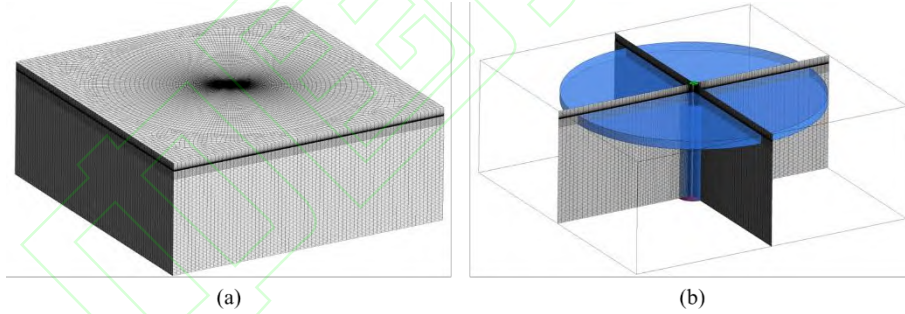


图 5 网格划分：(a)整体网格分布、(b)对称面网格分布
Fig.5 Mesh generation: (a) Global mesh distribution, (b) Symmetry plane mesh distribution

能量方程如式(5)所示：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\vec{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (5)$$

上式中 ρ 为密度，单位为 kg/m^3 ； \vec{u} 为速度矢量，单位为 m/s ； μ 为动力粘度，单位为 Pa s ； \vec{g} 为重力加速度，单位为 m/s^2 ； \vec{f} 为其他体积力源项，单位为 N ； E 为内能，单位为 J ； k_{eff} 为导热系数，单位为 W/(m K) 。在 VOF 计算模型中，气液表面张力在动量方程中通过体积力源项的形式体现，其表达式如(6)式所示：

$$f_{vol} = \sigma_{ij} \frac{\rho k_i \nabla \alpha_i}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (6)$$

雾化过程中转盘转轴高速旋转，所以选定 SST $k-\omega$ 湍流模型进行计算。湍流动能 k 和比耗散率 ω

可由式(7)和式(8)求得。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1-F_1) \frac{\rho}{\omega \sigma_\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 - \frac{\alpha \alpha^*}{\nu_i} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

上式中 β^* 、 β 、 α 和 α^* 均为常数, μ_t 为湍流粘度, σ_k 和 σ_ω 分别为 k 和 ω 的湍流普朗特数, F_1 为湍流模型中的第一混合函数。

2.4 边界条件及初始条件

铝液进口采用速度进口边界条件, 实验过程中测得铝液从坩埚中流下雾化体积流量在 2.9 mL/s~3.3 mL/s 之间, 所以在计算过程中铝液入口速度设置为 1 m/s, 进口体积流量为 3.14 mL/s。进口铝液温度与雾化实验时的温度一致, 为 850 °C。方形流体计算域的 6 面边界均设置为压力出口边界, 压力值为 1 atm, 出口温度设置为 25 °C。转盘转轴固体表面温度边界条件均设置为流固共轭边界, 计算环境温度设置为 25 °C。转盘转轴旋转采用旋转参考系方法, 转速设置为 12000 r/min。

计算中压力-速度耦合方程采用 Coupled 算法进行求解, 动量方程和能量方程均采用二阶迎风格式进行离散, 湍动能方程和湍动能耗散率方程均采用一阶迎风格式进行离散。

3 结果与分析

3.1 计算模型验证

本文采取空气射流冲击冷却平板为验证算例, 几何模型如图 6 所示, 底面设定恒定热流密度 $Q=1000 \text{ W/m}^2$ 进行加热, 冷却空气流温度 300 K, 进口射流雷诺数 $Re=30000$, 进口直径 $d=6 \text{ mm}$, $L/d=41.7$, $W/d=10.42$, $H/d=2$ 。采用模型 1/4 部分进行数值计算, 网格划分如图 7 所示。

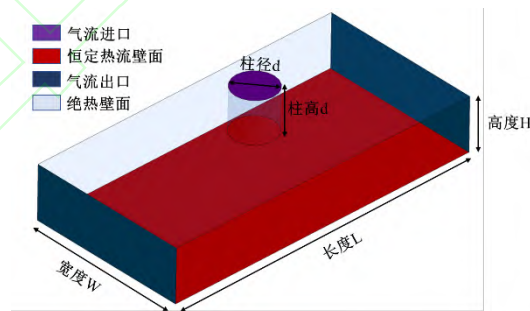


图 6 空气射流冷却几何模型图
Fig.6 Geometric model of air jet cooling

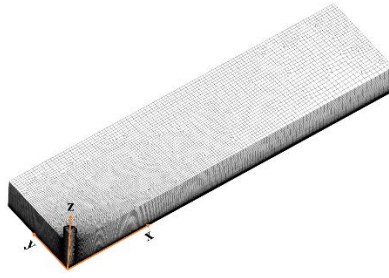


图7 空气射流冷却网格划分图
Fig.7 Grid of air jet cooling

通过对比 x 方向上壁面 Nu 数分布, Nu 数计算式如式(9)所示, Q 为热流密度, d 为射流进口直径, λ 为热传导系数, T_w 和 T_{in} 分别壁面温度和射流温度。

$$Nu = \frac{Qd}{(T_w - T_{in})\lambda} \quad (9)$$

图8为数值计算得到的沿 x 方向壁面 Nu 数与 San^[15]实验数据对比, 数值模型计算结果与文献中实验数据吻合较好, 考虑到实验误差以及数值计算是在完全理想条件下进行的, 在一定误差内, 与预期相符。因此验证了本文数值方法的正确性。

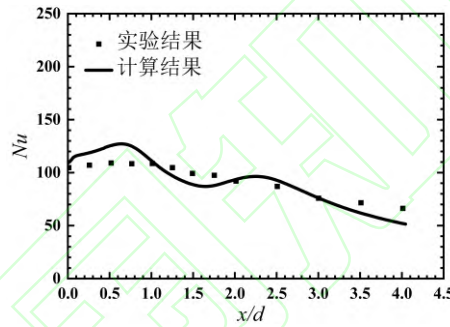


图8 x 方向的局部 Nu 数分布
Fig. 8 Local Nu number distribution in x direction

3.2 网格无关性验证

本文转盘雾化金属为熔融的铝液, 转盘转轴计算固体域材料为 304 不锈钢, 计算中所需熔融态铝与 304 不锈钢的热物性参数分别如表 1 和表 2 所示^[16-17]。

将几何模型划分网格, 网格尺寸从大到小设置, 分别划分了数量为 190 万、239 万、357 万的 3 套网格模型。对这 3 套网格在相同设置条件下计算验证: 进口铝液温度为 850 °C, 进口速度 1 m/s, 转盘转速为 12000 r/min, 得到 3 套网格模型下转轴中心线温度分布如图 9 所示:

表 1 熔态铝热物性参数表
Table 1 Thermophysical parameters of molten aluminum

物性	单位	计算式	适用范围
密度	(kg/m ³)	2667.5-0.311T	933K<T<1190K
比热容	(J/(kg·K))	1176.8	933K<T<2327K
导热系数	(W/(m·K))	48.226+0.057T-1.21×10 ⁻⁵ T ²	933K<T<2700K
粘性系数	(Pa·s)	1.852×10 ⁻⁴ exp(1850.1/T)	933K<T<1270K
标准状态焓值	(kJ/mol)	8.66	
表面张力	(N/m)	1.18-2.4×10 ⁻⁴ T	933K<T<1270K

表 2 304 不锈钢热物性参数表
Table 2 Thermophysical parameters of 304steel

温度(°C)	25	100	200	300	400	500	600	700	800	900
比热(J/(kg·k))	480	500	530	540	560	570	595	600	620	630
导热系数(W/(m·k))	14.8	15.8	17.7	18.8	20.7	21.4	23.5	24.5	25.8	27.5

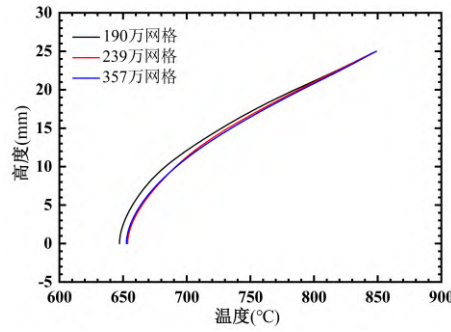


图9 不同网格数量转轴中心线温度分布图
Fig.9 Temperature distribution of rotating axis centerline with different grids number

从上图可以看出，不同网格密度下，计算得到的转轴中心线温度分布基本趋于一致，在 239 万网格数量的基础上加密网格对计算结果改变不大。所以计算过程中，为了缩短计算时长，模型网格划分尺度均与 239 万网格划分尺度相同。

3.3 转盘转轴材料对其传热性能的影响

为了研究不同金属材料转盘的传热性能，分别采用 304 不锈钢、高铬铸铁和镍 3 种金属材料进行数值实验，镍和高铬铸铁的热物理参数分别如表 3 和表 4 所示^[17-18]。计算得到转轴中心线、转盘上表面以及转盘截面温度分布如图 10 和图 11 所示，对比可得镍转盘转轴底端温度最高，转盘整体处于高温状态，而不锈钢转盘转轴底端温度最低，转轴温度随高度变化明显。这是由于镍的导热系数最高，根据傅里叶导热定律，导热系数越高热阻越小，热量越容易从转盘表面向下沿转轴传递。反之，导热系数越低，热阻越大，大部分热量通过转盘向周围的氮气对流换热，使得转轴底部温度很低。对比图 10(b)中转盘上表面温度可以看出，镍盘上表面大部分区域温度低于不锈钢和高铬铸铁盘，局部区域甚至降低到了 800 °C 以下。实际应用中，需要冷却转盘来保护轴下端的电机，但冷却效果太好会将热量迅速从转盘表面传递到转轴，转盘上表面温度过低，造成铝液过热度降低，液滴凝固时间缩短，粉末球形度变差。

表 3 镍热物理参数表
Table 3 Thermophysical parameters of nickel

温度(°C)	25	100	200	300	400	500	600	700	800	900
比热(J/(kg·k))	426	480	547	700	536	535	540	557	574	590
导热系数(W/(m·k))	90	87	76	64	60	62	65	67	71	72.7

表 4 高铬铸铁热物理参数表
Table 4 Thermophysical parameters of high chromium cast iron

温度(°C)	20	100	200	300	400	500	600	700
比热(J/(kg·k))	465	478	519	528	541	558	583	621
导热系数(W/(m·k))	54	50.34	46.68	43.02	39.36	35.73	32.04	29.86

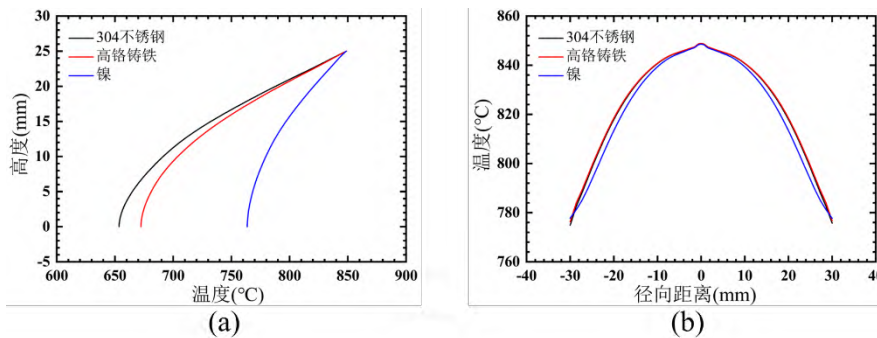


图 10 不同金属材料转盘温度分布：(a)转轴中心线，(b)转盘上表面
Fig.10 Temperature distribution of disk made of different metal materials: (a) Center line of rotating shaft, (b) Upper surface of disk

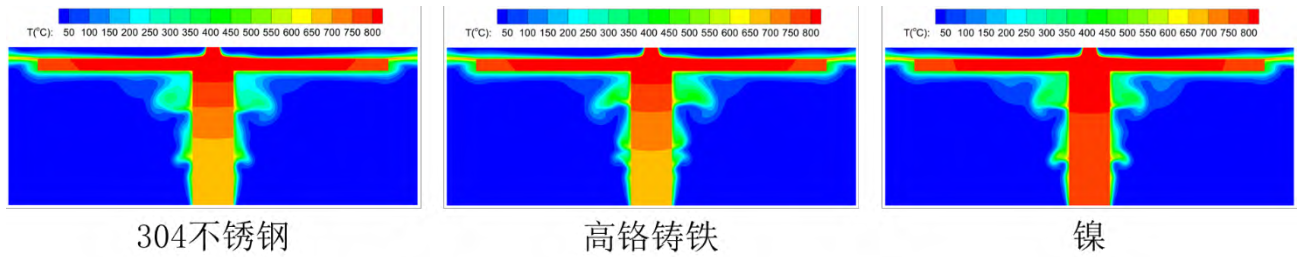


图 11 不同金属材料转盘截面温度分布

Fig. 11 Temperature distribution of turntable sections of different metal materials

3.4 肋片结构增强冷却性能的研究

3.4.1 正交试验

为了优化转盘热防护,防止过多热量通过转轴传递到下方的电机,本文给出了一种带有肋片散热结构的转盘,肋片位于转轴上,与转轴为同种材料,一体化连接。添加散热肋片后计算模型及网格截面如图 12 所示:

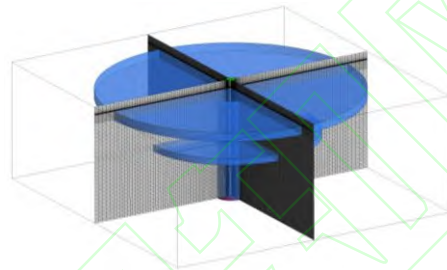


图 12 有肋片的转盘计算模型及网格截面

Fig. 12 Calculation model and mesh section of rotary disk with fin

为减少数值实验的计算量,本文采用正交试验的方法^[19],以转轴底端温度为指标,研究肋片位置高度(因素 1)、肋片厚度(因素 2)和肋片直径(因素 3) 3 种因素对转盘散热性能的影响。采用 3 因素 3 水平的正交试验(表 5)进行肋片尺寸和位置的优化设计。令 F_{mn} 表示表 5 中因素为 $n(n=1,2,3)$,水平为 $m(m=1,2,3)$ 的 9 个因素数据。

表 5 因素水平确定表

Table 5 Factors to determine level

水平	因素		
	肋片位置高度(mm)	肋片厚度(mm)	肋片直径(mm)
1	9	1	20
2	14	1.5	30
3	19	2	40

在设计肋片时考虑到转轴下端要预留 8 mm 为高速电机装夹使用,所以肋片位置高度在 9 mm~19 mm 之间。为了保证整个转盘转轴部件动平衡性能良好,所以在加工过程中肋片厚度和直径不能太大,两者范围分别在 1 mm~2 mm 和 20 mm~40 mm 之间。

3.4.2 以转轴底端温度为指标的显著性分析

以转轴底端温度为指标,研究不同因素对转盘转轴传热性能的显著影响。9 次数值实验计算得到的转轴底端温度如表 6 所示。表中 K_{mn} 为每个因素在同一水平下转轴底端温度之和,即 9 次数值实验中含有因子 F_{mn} 的 3 次实验结果的转轴底端温度之和。 k_{mn} 为每个因素在同一水平下转轴底端温度的平均值,表达式如式 10 所示。

$$k_{mn} = \frac{K_{mn}}{3} \tag{10}$$

采用极差分析法，以 R_n 为极差，即为每个因素在不同水平下转轴底端温度平均值的最大值与最小值之差，表达式如式 11 所示。

$$R_n = \max \{k_{mn}\} - \min \{k_{mn}\} \tag{11}$$

表 6 以转轴底端温度为指标的极差分析表
Table 6 Range analysis based on temperature at the bottom of rotating shaft

序号	肋片位置高度 (mm)	肋片厚度 (mm)	肋片直径 (mm)	转轴底端温度 (°C)
1	9	1	20	444.77
2	9	1.5	30	373.74
3	9	2	40	315.63
4	14	1	30	445.02
5	14	1.5	40	387.81
6	14	2	20	499.44
7	19	1	40	510.28
8	19	1.5	20	560.74
9	19	2	30	516.49
K_{mn}	1134.14	1400.07	1504.95	
	1332.27	1322.29	1335.25	
	1587.51	1331.56	1213.72	
k_{mn}	378.05	466.69	501.65	
	444.09	440.76	445.08	
	529.17	443.85	404.57	
R_n	151.12	25.93	97.08	

从表 6 极差分析中可以看出 R_n 值从大到小排列对应的影响因素依次为肋片位置高度、肋片直径、肋片厚度，从而反映了肋片位置高度对转轴底端温度影响最大，肋片直径影响次之，肋片厚度影响最弱。 R_n 值中最大值与最小值之比为 5.83，说明肋片位置高度对转轴底端温度的影响要远大于肋片厚度。

3.4.3 肋片散热对转盘上表面温度分布的影响

为研究肋片对转盘上表面温度的影响，图 13 对比了相同条件下的带有肋片散热结构的 9 个模型与无肋片的转盘上表面温度的径向分布，发现任何尺寸的肋片计算结果与无肋片的结果基本相同。这说明肋片结构的引入不会影响转盘上表面的温度分布，能够保证铝液的离心雾化效果。

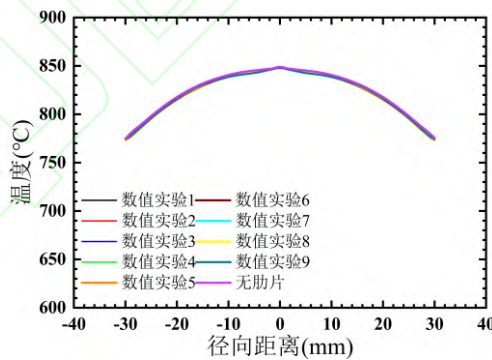


图 13 转盘上表面温度随径向分布
Fig.13 Radial distribution of temperature on the upper surface of rotary disk

3.4.4 肋片位置高度对转轴传热性能的影响

本文研究了在相同肋片直径、肋片厚度情况下，不同肋片位置高度对转盘转轴传热性能的影响，设定肋片直径为 40 mm，肋片厚度为 2 mm。设置转轴底端位置为 0，以 2 mm 为间隔，计算得到肋片高度在 9-19 mm 之间的转轴中心线以及转轴底端温度分布，如图 14 所示。可以看到，转轴中心线整体温度随肋片高度下降而降低，并且下降速率在肋片高度处迅速减小，肋片上部转轴温度下降快，散热能力强；肋片下部转轴温度下降慢，散热能力弱。对比不同肋片位置高度的转轴底端温度，发现随着肋片位置高度降低，转轴底端温度随之减小，但温度下降速率越来越慢。例如转盘位置高度从

$h=19\text{ mm}$ 下降至 $h=9\text{ mm}$ 过程中, 每隔 2 mm 转轴底端温度下降分别为 $63.78\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $36.51\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $28.57\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $22.41\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $17.46\text{ }^{\circ}\text{C}$, 在保证下降位置高度相同的情况下, 下降温度值会依次减小, 说明肋片位置高度对转轴散热的影响力会随着自身降低而减弱。

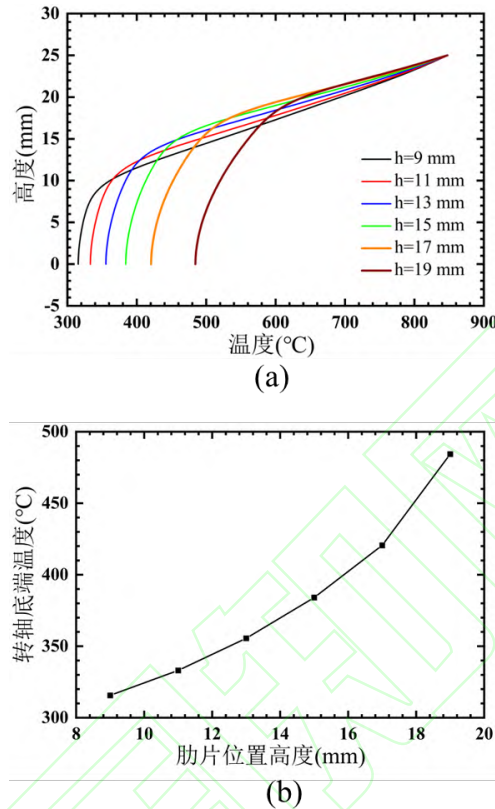


图 14 不同肋片位置高度下转轴温度分布: (a)转轴中心线温度; (b)转轴底端温度

Fig.14 The temperature distribution of the rotating shaft with different fin height position: (a) Temperature of center line of shaft; (b) Bottom temperature of shaft

图 15 对比了有无肋片和不同肋片位置高度的流场速度和温度分布, 发现随着转盘旋转, 肋片与转盘之间的氮气形成旋流, 且旋流速度远大于转轴周围氮气流速, 转轴通过肋片向氮气对流换热, 随着肋片位置降低, 氮气旋流速度也降低。肋片位置下部转轴区无氮气旋流的影响, 转轴换热能力减小, 温度下降速率降低。同时, 肋片位置越高, 旋流域内的转轴长度越短, 传热面积越小, 不利于转轴散热。通过对比分析发现, 旋流高度对转轴传热性能的影响大于氮气旋流速度, 所以, 肋片高度越低, 旋流体积越大, 肋片引起的散热效果越好, 转轴底端温度越低。

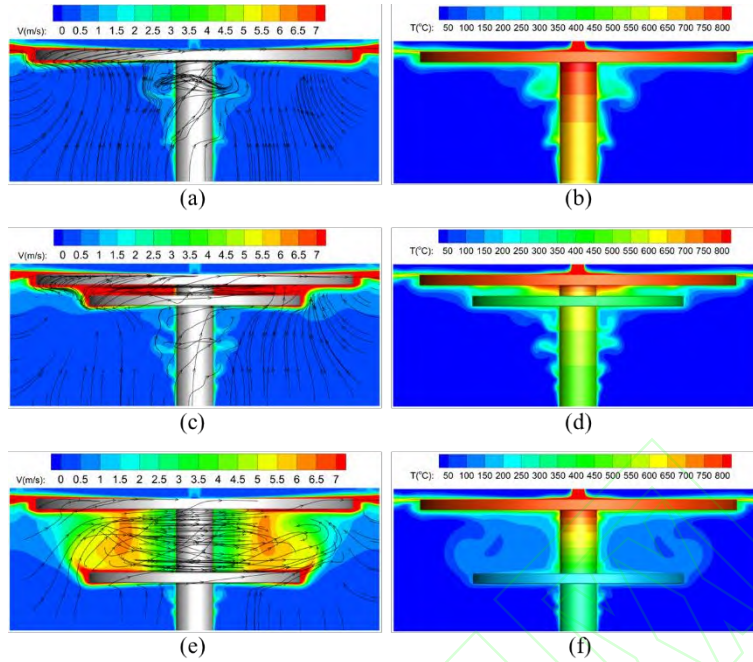


图 15 有无肋片条件下流场对比: (a)无肋片流场速度分布; (b)无肋片流场温度分布; (c)肋片高度 19 mm 流场速度分布; (d)肋片高度 19 mm 流场温度分布; (e)肋片高度 9 mm 流场速度分布; (f)肋片高度 9 mm 流场温度分布

Fig.15 Flow field comparison with or without fin: (a) Velocity distribution without fin; (b) Temperature distribution without fin; (c) Velocity distribution of flow field with fin height of 19 mm; (d) Temperature distribution of flow field with fin height of 19 mm; (e) Velocity distribution of flow field with fin height of 9 mm; (f) Temperature distribution of flow field with fin height of 9 mm

3.4.5 肋片直径对转轴传热性能的影响

固定肋片位置高度 9 mm、肋片厚度 2 mm，研究了不同肋片直径对转盘转轴传热性能的影响。肋片直径从 20 mm 到 40 mm 变化，间隔 5 mm，得到了不同肋片直径的转轴中心线和转轴底端温度分布如图 16 所示。

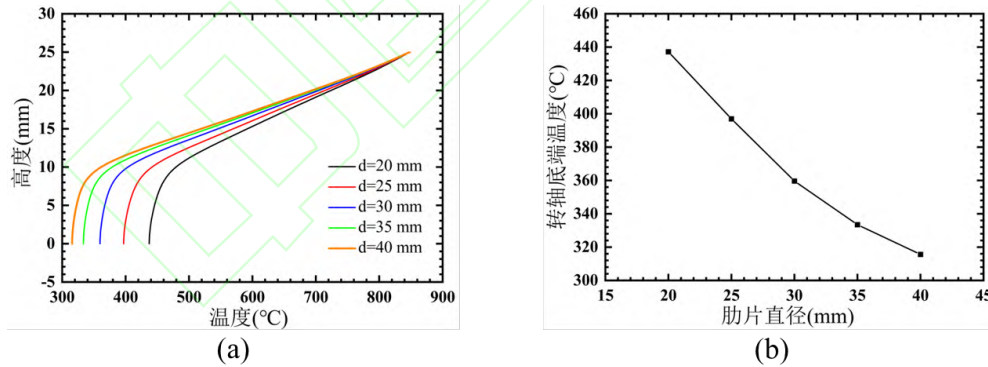


图 16 不同肋片直径下转轴温度分布: (a)转轴中心线温度; (b)转轴底端温度

Fig.16 The temperature distribution of the rotating shaft with the different fin diameter: (a) Temperature of center line of shaft; (b) Bottom temperature of shaft

从图 16 中可以观察到不同肋片直径下转轴中心线温度下降拐点均在 9 mm~11 mm 的肋片所在高度位置，肋片直径越大，温度曲线拐点前温度的下降速率越大，转轴底端温度越低。如图 17 所示，可以观察到肋片直径越大，肋片散热面积越大，旋流域宽度越宽，速度越快，增强了旋流域内转轴的散热能力。随着肋片直径增大，转轴底端温度下降速率变缓，例如转盘直径从 20 mm 增大至 25 mm，转轴底端温度下降了 40.23 °C，而转盘直径从 35 mm 增大至 40 mm，转轴底端温度只下降了 17.80 °C，增大相同肋片直径情况下，下降温度相差 2.26 倍，说明肋片直径在增大过程中对转轴冷却效果的影响力会变小。

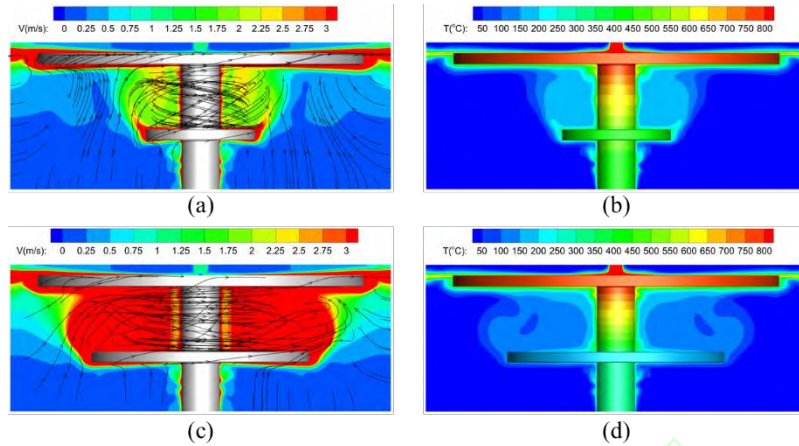


图 17 不同肋片直径下流场对比: (a)肋片直径 20 mm 流场速度分布; (b)肋片直径 40 mm 流场温度分布; (c) 肋片直径 20 mm 流场速度分布; (d) 肋片直径 40 mm 流场温度分布

Fig.17 Flow field comparison under different fin diameter: (a) Velocity distribution of flow field with fin diameter of 20 mm; (b) Temperature distribution with fin diameter of 20 mm; (c) Velocity distribution of flow field with fin diameter of 40 mm; (d) Temperature distribution with fin diameter of 40 mm

3.4.6 肋片厚度对转轴传热性能的影响

正交试验结果表明肋片厚度对转轴底端温度影响最小, 图 18 为不同肋片厚度转轴中心线温度分布和转轴底端温度。可以观察到肋片厚度越厚, 转轴底端温度越低, 每增加 0.25 mm 厚度, 肋片底端温度降低的范围在 10 °C~25 °C 之间, 增加同等厚度转轴底端温度相差不大, 降低幅度小于位置高度和直径。主要原因是厚度变化值较小, 只有 0.25 mm, 限制了肋片厚度对转轴散热能力的影响。

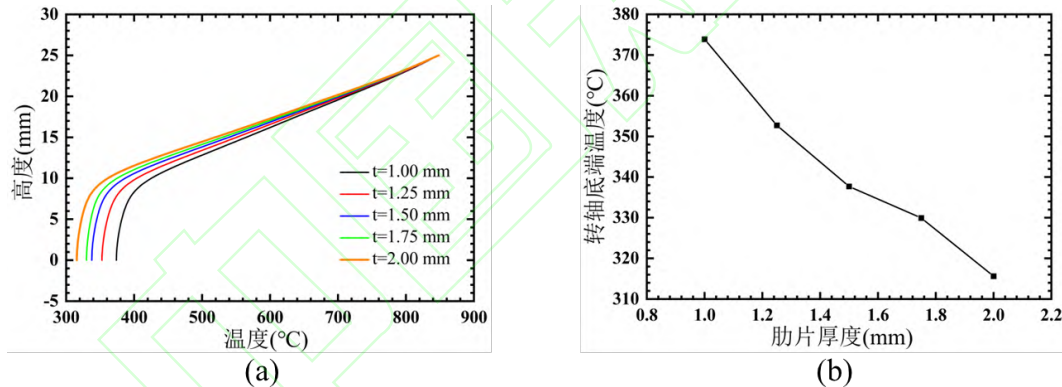


图 18 不同肋片厚度下转轴温度分布: (a)转轴中心温度分布; (b)转轴底端温度分布

Fig.18 The temperature distribution of the rotating shaft with the different fin thickness: (a) Temperature of center line of shaft; (b) Bottom temperature of shaft

对比肋片厚度分别为 1 mm 和 2 mm 的转盘流场截面速度 (图 19) 可以发现, 肋片厚度的增加, 增大了换热面积, 同时还增大了转盘和肋片间氮气环流速度, 减小了转轴底端温度, 增强了转轴换热能力。

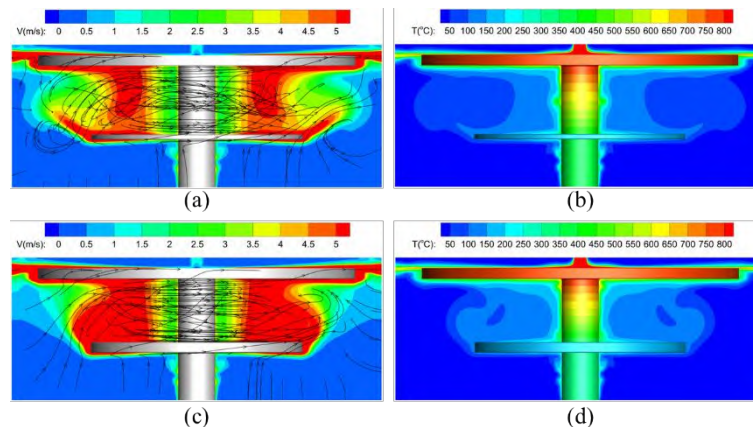


图 19 不同肋片厚度大小下流场对比: (a)肋片厚度 1 mm 流场速度分布; (b)肋片厚度 1 mm 流场温度分布; (c) 肋片厚度 2 mm 流场速度分布; (d) 肋片厚度 2 mm 流场温度分布

Fig.19 Flow field comparison under different fin thickness: (a) Velocity distribution of flow field with fin thickness of 1 mm; (b) Temperature distribution with fin thickness of 1 mm; (c) Velocity distribution of flow field with fin thickness of 2 mm; (d) Temperature distribution with fin thickness of 2 mm

4 结 论

本文针对转盘离心雾化铝液过程,通过数值模拟手段分析了不同金属材料对转盘转轴传热性能的影响,给出了带有肋片结构的转盘模型,通过正交试验,研究了肋片位置高度、肋片厚度和肋片直径对传热的显著性影响;在此基础上,进一步总结了肋片位置高度、肋片直径和肋片厚度对传热性能的影响规律,具体研究结论如下:

1)仿真计算了钢、高铬铸铁、镍三种金属材料转盘转轴的传热性能,发现镍盘转轴底端温度最高,钢盘底端温度最低。转盘雾化过程中,为了保证熔融金属的过热度 and 防止电机的高温烧蚀,需要保持上表面的温度较高、转轴底端温度较低,因此转盘材料尽量选择 304 不锈钢类的比热大和导热系数小的金属。

2)通过正交试验分析了肋片位置高度、肋片厚度和肋片直径对转轴底端温度影响的显著性。结果表明:肋片位置高度影响最大,其次是肋片直径,肋片厚度影响最小。

3)肋片对转盘上表面温度分布影响非常小,可以忽略。转盘与肋片之间形成的环形氮气流场是提高转轴散热能力的主要原因,肋片位置高度降低、直径增加、厚度增加,能够导致转轴底端温度降低,热防护效果增强。优选肋片位置高度为 9 mm,肋片直径为 40 mm,肋片厚度为 2 mm。

参考文献 (References)

- [1] SINMONS M. Additive manufacturing—a revolution in progress? Insights from a multiple case study[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, 96(1-4): 735-749.
- [2] 杨冰. BGA 封装技术[J]. 电子与封装, 2003, 3: 7-14.
YANG B. BGA packaging technology[J]. Electronics & Packaging, 2003, 3: 7-14(in Chinese).
- [3] KIM C K, KIM K H, PARK J M, et al. Development of advanced research reactor fuels using centrifugal atomization technology[J]. Metals and Materials, 1999, 5(2): 149-156.
- [4] SOVA A, DOUBENSKAIA M, TROFIMOV E, et al. Cold spray of metal powder mixtures: achievements, issues and perspectives[J]. Transactions of the Indian Institute of Metals, 2021, 74(3): 559-570.
- [5] 高莹, 顾毅, 吴艺辉, 等. 铁锰无磁合金粉的水雾化法生产工艺研究[J]. 粉末冶金技术, 2018, 6: 465-469.
GAO Y, GU Y, WU Y H, et al. Research on production technology of nonmagnetic Fe-Mn alloy powders by water atomization[J]. Powder Metallurgy Technology, 2018, 6: 465-469(in Chinese).
- [6] 刘英杰, 胡强, 赵新明, 等. 增材制造用高流动性铝合金粉末制备技术研究[J]. 稀有金属材料与工程, 2021, 50(5): 1767-1774.
LIU Y J, HU Q, ZHAO X M, et al. Investigation of centrifugal atomization technology of high fluidity aluminium alloy powder for additive manufacturing[J]. Rare Metal Materials and engineering, 2021, 50(5): 1767-1774(in Chinese).
- [7] TANG J, NIE Y, LEI Q, et al. Characteristics and atomization behavior of Ti-6Al-4V powder produced by plasma rotating electrode process[J]. Advanced Powder Technology, 2019, 30(10): 2330-2337.
- [8] 王建军. 中国雾化制粉技术现状简介[J]. 粉末冶金工业, 2016, 26(5): 1-4.
WANG J J. Brief introduction to the present situation of atomization powder technology in China[J]. Powder Metallurgy Industry, 2016, 26(5): 1-4(in Chinese).
- [9] 杨洪涛, 卢志辉, 孙志杨, 等. 等离子旋转电极雾化制粉设备国内研究现状[J]. 粉末冶金工业, 2021, 31(4): 88-93.

- YANG H T, LU Z H, SUN Z Y, et al. Domestic research status of plasma rotation electrode process equipment[J]. Powder Metallurgy Industry, 2021, 31(4): 88-93(in Chinese).
- [10] LABRECQUE C, ANGERS R, TREMBLAY R, et al. Inverted disk centrifugal atomization of AZ91 magnesium alloy[J]. Canadian Metallurgical Quarterly, 1997, 36(3): 169-175.
- [11] ÖZTÜRK S, ARSLAN F. Production of rapidly solidified metal powders by water cooled rotating disc atomisation[J]. Powder Metallurgy, 2013, 44(2): 171-176.
- [12] ÖZTÜRK S, ARSLAN F, ÖZTÜRK B. Effect of process parameters on production of metal powders by water jet cooled rotating disc atomisation[J]. Powder Metallurgy, 2013, 48(2): 163-70.
- [13] ÖZTÜRK S, ARSLAN F, ÖZTÜRK B. Effect of production parameters on cooling rates of AA2014 alloy powders produced by water jet cooled, rotating disc atomisation[J]. Powder Metallurgy, 2013, 46(4): 342-348.
- [14] ÖZTÜRK S, USTA G, ÖZTÜRK B. Production of bronze powders by water jet cooled rotating disc atomisation[J]. Powder Metallurgy, 2013, 54(3): 393-399.
- [15] San J-Y, Shiao W-Z. Effects of jet plate size and plate spacing on the stagnation Nusselt number for a confined circular air jet impinging on a flat surface [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(19-20): 3477-3486.
- [16] 夏盛勇, 胡春波. 液态铝和三氧化二铝物性参数计算方法综述[J]. 推进技术, 2019, 40(5): 961-969.
- XIA S Y, HU C B. Review of physical property calculations of liquid aluminum and alumina[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(5): 961-969(in Chinese).
- [17] Mills K C. Recommended values of thermophysical properties for selected commercial alloys [M]. Ohio: Woodhead Publishing, 2002: 134-166.
- [18] 范瑞杰. 基于 ANSYS 的热轧辊蠕变疲劳寿命的预测 [D]. 燕山: 燕山大学, 2014.
- FAN R J. The hot roll creep fatigue life prediction based on the ANSYS platform[D]. Tangshan: Yanshan University, 2014: 29-30(in Chinese).
- [19] 魏泽辉, 高世杰, 闫素英, 等. 基于极差分析与费用年值法的太阳能-空气源热泵互补供热系统的正交优化[J]. 可再生能源, 2019, 37(8): 1146-1151.
- WEI Z H, GAO S J, YAN S Y, et al. Orthogonal experimental of the solar heating system assisted with air source heat pump based on annual cost and solar fraction[J]. Renewable Energy Resources, 2019,37(8):1146-1151(in Chinese).