

一种地铁列车制动系统用风量计算新方法^{*}

钟 正,倪文波[△]

(西南交通大学 机械工程学院,四川 成都 610031)

摘 要:地铁列车制动系统是列车重要用风单元。过去多采用模拟式制动系统,利用中继阀控制制动缸的压力。随着数字式高速开关阀的控制技术的运用,地铁列车制动系统目前普遍使用了数字式制动系统取代模拟式制动系统,利用 EP 阀控制制动缸压力。此种对压力的控制方法与模拟式制动系统不同。传统的制动系统用风量计算方法仅考虑制动缸和管路耗气,本文提出一种新的用风量计算方法,通过搭建地铁列车制动系统 AMESim 模型对地铁列车制动系统各用风元件进行用风量计算,可获得制动系统工作中所有元件的总用风量。

关键词:列车制动 用风量 用风量计算 仿真

中图分类号:U270.2

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0001-05

A new air consumption calculation method for metro train braking system

ZHONG Zheng, NI Wenbo

Abstract: The braking system of the metro train is an important air unit. In the past, analogue braking systems were widely used, in which the pressure of the braking cylinder was controlled by using relay valves. Nowadays the digital braking system is widely used to replace the analogue braking system, and EP valves are used to control the pressure of the braking cylinder. This pressure control method is different from that of the analogue braking system, and the traditional air consumption calculation method for the braking system is no longer applicable. This paper proposes a new air consumption calculation method. By building an AMESim model of the metro train braking system, the air consumption of each air element is calculated, and the total air consumption of the braking system is obtained.

Keywords: train braking, air consumption, air consumption calculation, simulation

0 引言

地铁列车在我国城市轨道交通具有重要地位,其有运量大、速度快、能耗少、污染小、安全性较高等优点,是解决城市交通拥堵、减少汽车尾气排放量等问题的重要手段^[1]。地铁列车起停频繁,其制动系统是列车主要用风单元,保证运行中制动系统用风量是地铁列车供风系统的主要功能。获取准确的制动系统用风量是完成供风系统设计的基础。

传统的制动系统采用空气传动系统动力学原理方法,通过考虑制动缸容积、估算管路容积并结合制动管路空气压力计算用风量。通过这种方式计算出的用风量对于传统的模拟式制动系统而言,具有一

定的工程运用价值。随着数字式制动控制系统的运用,系统采用了数字式高速开关阀控制技术,完成对制动缸压力控制。工作过程中,两个高速开关阀根据指令不停动作以调整制动缸压力,增大了系统的耗气量,因此传统的计算方法具有局限性。

本文参考地铁列车采用的 EP2002 制动系统原理图,利用 AMESim 平台搭建制动系统模型,采用仿真的方法计算不同制动工况下制动系统各元件的用风量。此种计算方法不仅能够得到制动缸的用风量,还能够将制动系统中各控制阀的用风量考虑在内,计算更准确。可为供风系统设计提供更为准确的用风量,保证所设计的供风系统性能能够满足列车用风需求。

1 传统的用风量估算方法

传统的用风量计算是根据空气热力学基本定律和空气传动系统动力学原理进行。把制动过程看作是制动储风缸经过减压阀给制动缸充气的过程。

针对单个制动缸的充气过程建立数学模型,如图1(a)所示。为简化计算,作如下假定:①在动作过程中,制动缸腔室内气体与外界无热交换;②气源压力 p_0 恒定,气源温度 T_0 为环境温度;③制动缸工作腔室中的气体热力过程为准静态过程;④制动缸的内外泄漏均可忽略不计^[2]。

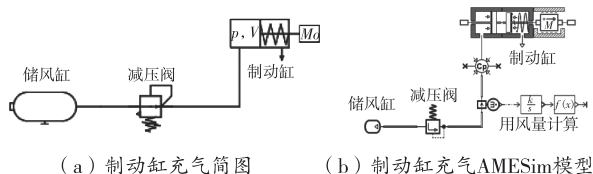


图1 制动缸充气简图、AMESim 模型

制动时,制动缸活塞推动闸瓦移动,制动缸工作腔室的充气过程为一变质量系统的热力过程。在上述假定条件下,对于工作腔,根据恒定气源压力向有限容积绝热充气的能量方程,即:

$$kRT_0 dM = V dp + k p dV \quad (1)$$

$$Q_m = dM/dt \quad (2)$$

可得

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kRT_0 Q_m}{V} - \frac{k p}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

式中: p —工作腔中的空气绝对压力; $V = V_0 + Ax$ —工作腔容积; V_0 —工作腔的起始容积,等于制动缸死容积与工作腔至减压阀间连接管道容积之和; x —活塞的位移; A —工作腔侧活塞作用面积; T_0 —气源温度; Q_m —气源经管道进入工作腔的质量流量。

将 V 代入式(3)得工作腔压力变化方程式:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kRT_0 Q}{V_0 + Ax} - \frac{k p}{V_0/A + x} \frac{dx}{dt} \quad (4)$$

根据牛顿第二定律写出制动缸活塞的运动方程:

$$M_c \frac{d^2 x}{dt^2} = pA - F \quad (5)$$

式中: M_c —活塞及其驱动部件的质量; F —力负载,主要包括弹簧力、摩擦力。

通过进气管道系统向工作腔充气的质量流量

Q_m 采用如下流量公式计算:

$$Q_m = \frac{A_0 p_u \sqrt{1-b}}{\sqrt{RT_u}} \omega(\sigma, b) \quad (6)$$

$$\omega(\sigma, b) = \begin{cases} 1, & \sigma = \frac{p_d}{p_u} \leq b \\ \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma - b}{1-b}\right)^2}, & \sigma = \frac{p_d}{p_u} > b \end{cases} \quad (7)$$

式中: A_0 —进排气管道系统总有效面积, m^2 ; b —临界压力比; T_u, p_u, p_d —管路上游温度,K;上游压力和下游压力,Pa。

式(4)~式(7)为制动系统制动过程动态响应计算模型。通过计算机数值积分,所得时间即为运动时间 t ,进一步结合质量流量得到制动缸用风量。上述制动储风缸给制动缸充气过程的数学模型在工程上可以利用 AMESim 平台实现,如图1(b)所示,制动储风缸用一个初始容积100 L、初始压力950 kPa的气容代替,制动储风缸后设置一减压阀模拟制动控制阀对制动缸压力的控制。采用对减压阀出口管路的质量流量进行积分的方式计算用风质量(g)和制动缸的用风量(L)。

实际运用中,由于制动缸行程较小,最大为45 mm。因此制动系统动态响应计算模型可以简化为一个简单定容充气,如公式(8),不考虑活塞的动作过程,而是以活塞完成动作过程达到稳定状态为对象。通过公式右端工作腔容积 $V = V_0 + Ax$ 与其对应的气体压力 p ,转化为公式左端标准大气压 p_0 下的气体体积 V_{gs} , V_{gs} 即为用风量的估算值,其与无控制阀用风的仿真值相差不大,差值低于1%,如表1所示。简化计算能够满足工程设计要求。

表1 用风量估算值与不考虑控制阀用风仿真值对比

制动缸预 控制压力 /kPa	用风量估 算值 V_{gs} /L	不考虑控制 阀用风仿真值 /L	差值 /L	差值 /%
240	36.6	36.3	0.3	0.83
290	42.4	42.1	0.3	0.71
340	48.2	47.9	0.3	0.63
390	54.0	53.7	0.3	0.56
507	67.4	67.3	0.1	0.15
紧急制动				

$$V_{gs} \cdot p_0 = p \cdot Ax + (p - p_0) \cdot V_0 \quad (8)$$

式中: V_{gs} —用风量估算值; p_0 —标准大气压强, $p_0 = 101.3 \text{ kPa}$ 。

2 EP2002 制动系统的组成及原理

目前我国地铁列车广泛使用了数字式制动控制系统,以 EP2002 制动系统为例,其主要包括空重车限压阀、初调中继阀、二次调压阀、EP 阀、远程缓解装置等,制动系统原理图如图 2 所示^[3]。

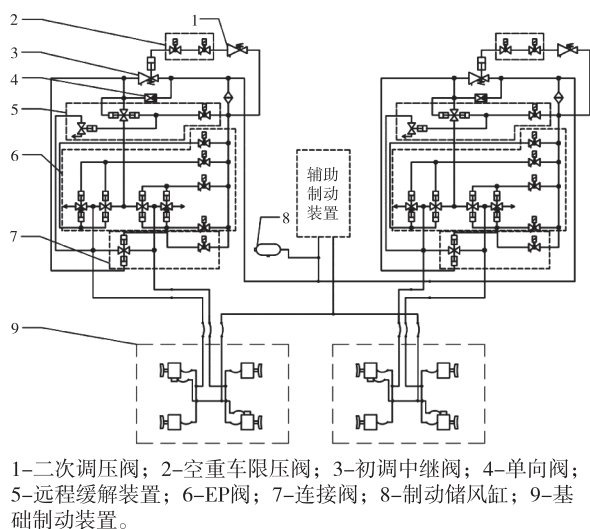


图 2 EP2002 制动系统气路原理图^[3]

在列车需要常用制动时,司机发出制动指令给车辆控制单元和制动控制单元,列车优先采用电制动,制动控制单元会对车辆所需空气制动参数进行处理并传输至 EP2002 制动系统^[4],传输制动缸预控制压力至 EP 阀,通过 EP 阀的动作使得制动缸的实际压力上升,推动闸瓦与车轮踏面接触产生摩擦力使列车减速;列车紧急制动触发后,安全回路断开,触发 EP2002 制动系统的紧急制动功能^[5],EP 阀失电,来自初调中继阀的气体经过 EP 阀到达制动缸使得制动缸压力上升,列车在闸瓦与车轮踏面的摩擦力作用下减速直至停车。

EP2002 制动系统将来自制动储风缸的压缩空气经过内部各控制阀的相应动作过程,最终完成空气压力的处理并输送至制动缸。因此,EP2002 制动系统的用风不仅发生在制动缸,各控制阀的用风同样应当考虑在内。

3 EP 阀的建模

EP2002 制动系统的 AMESim 模型的建立在一些文章^[3,6]中都有介绍,且在 EP2002 制动系统中 EP 阀是比较重要的用风单元,因此本文以 EP 阀的建模为例进行介绍。

EP 阀的功能是将图 2 中元件 3 初调中继阀的输出压力进一步调整为要求的制动缸压力。将图 2 中元件 6 EP 阀的气路控制原理进行分析,如图 3 (a) 所示,图中主要包括两部分,一是通过电子装置控制的 EP 阀,二是 EP 阀控制下的 BCP 压力调节装置。通过电子装置控制的 EP 阀出口压力控制 BCP 压力调节装置的输出压力达到预控制压力,EP 阀的控制由制动工况、预控制压力和 BCP1、BCP2 压力反馈信号共同决定。在原理图的基础上建立 AMESim 模型,如图 3 (b) 所示。

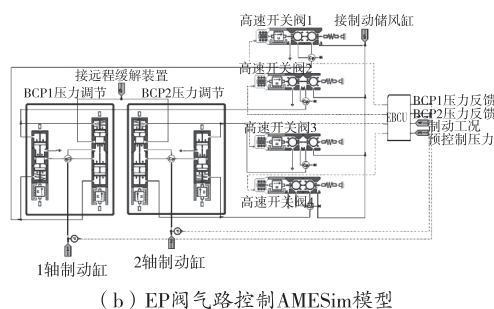
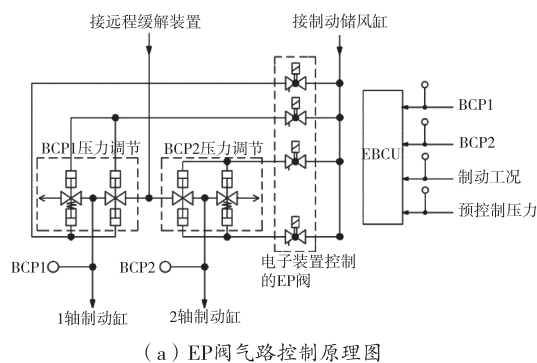


图 3 EP 阀气路原理图及气路控制 AMESim 模型

如图 3 (b) 所示,以 BCP 压力调节装置的出口压力达到预控制压力一定范围内为控制目标,高速开关阀 1 和 2 的输出压力对 BCP1 进行压力调节,高速开关阀 3 和 4 的输出压力对 BCP2 进行压力调节,BCP1、BCP2 压力传感器的实际压力信号反馈至 EBCU 实现压力的闭环控制。为了达到压力控制目

标,关键在于对高速开关阀的出口压力的控制,即 PWM 脉宽调制的占空比调整。由于高速开关阀的流量与脉宽占空比成正比^[7],流量又直接关系到高速开关阀的耗气量,因此高速开关阀的控制方法会对制动系统的耗气量产生一定影响。

同理依次建立二次调压阀、远程缓解装置、连接阀的仿真模型。然后将建立后的各模型进行连接,得到 EP2002 制动系统模型,如图 4 所示,通过输入预控制压力、制动工况,能够进行多种工况下的用风量仿真计算。

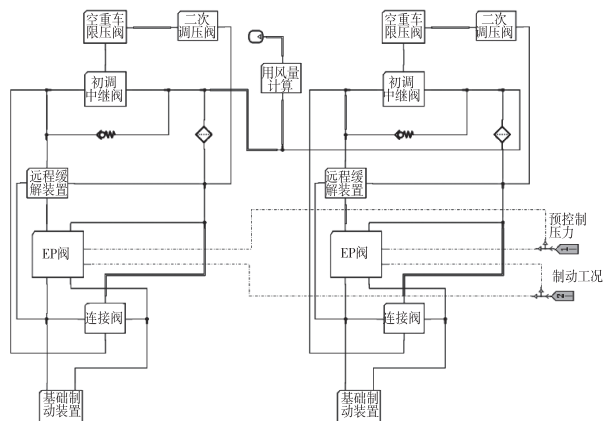


图 4 EP2002 制动系统 AMESim 模型

4 用风量的仿真计算和对比分析

在常用制动工况下,对一节车的制动系统模型进行仿真,设置预控制压力为 240 kPa、290 kPa、340 kPa、390 kPa,得到制动缸实际压力变化曲线(图 5(a)),同时得到制动系统在不同制动缸压力下的用风量变化曲线,如图 5(b)所示,从图 5(b)中看出,在制动缸压力稳定后,制动系统的用风量基本不再变化。

取图 5(b)曲线中用风量稳定后的数值能够得到表 2 中的制动系统考虑控制阀的用风量仿真值,并与用风量估算值进行对比。此用风量仿真值不仅考虑了制动缸、制动缸管路等参数,同时考虑 EP 阀、初调中继阀等控制阀的用风,考虑内容更加全面。

实施紧急制动时,EP 阀接收到紧急制动信号后失电,制动缸压力上升至紧急制动空气压力。紧急制动下制动缸压力上升曲线和用风量曲线如图 5

(c)、图 5(d)所示,从图中可以看出,制动缸压力在 1 s 左右上升至 507 kPa,用风量约为 78.6 L。

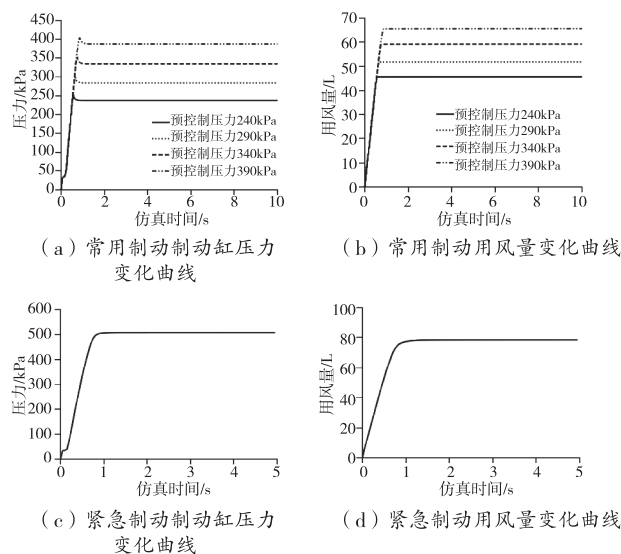


图 5 不同工况下制动缸压力、用风量变化曲线

表 2 用风量计算结果表

制动缸预 控制压力 /kPa	估算值 V/L	仿真值/L		差值 /L	差值 /%
		不考虑控 制阀用风	考虑控制 阀用风		
240	36.6	36.3	45.6	9.0	24.5
290	42.4	42.1	51.8	9.4	22.1
340	48.2	47.9	59.2	11.0	22.8
390	54.0	53.7	65.6	11.6	21.4
507 紧急制动	67.4	67.3	78.6	11.2	16.6

5 结论

通过搭建地铁列车制动系统 AMESim 模型,采用仿真的方法对地铁列车制动系统在不同工况、不同制动缸预控制压力下的用风量进行计算,此种方法相较于用风量估算方法考虑制动系统的用风量更加准确全面。从仿真值与传统计算值的结果对比来看,两者差值最小 21.4%、最大达到 24.5%,不能被忽略。从简化运用的角度,在传统用风量估算值的基础上,常用制动用风量应加上 22% 的值,紧急制动加 16%,使制动系统的用风量更贴近实际。本文可为地铁列车制动系统的研究提供参考。

车用电池管理系统绝缘监测及故障诊断

戚益炀,周文华,朱江华,郭修其

(浙江大学,浙江 杭州 310027)

摘要:为提高纯电动汽车动力电池绝缘监测系统的准确性和可靠性,基于相对成熟的硬件方案,设计了绝缘监测系统的故障自诊断策略,并针对电桥法计算绝缘电阻时间长的缺点设计了两种可供选择的计算策略,在 MATLAB/Simulink 中完成核心控制算法的图形化开发和代码自动生成,最后,硬件在环仿真测试系统上进行试验。试验结果表明,该系统能实时准确监测动力电池组的绝缘电阻,且两种检测方式均能满足电动汽车动力蓄电池的绝缘监测需求。

关键词:纯电动汽车 绝缘监测 故障自诊断

中图分类号:U463.6

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0005-05

Insulation monitoring and fault diagnosis of battery management system of vehicles

QI Yiqiang, ZHOU Wenhua, ZHU Jianghua, GUO Xiuqi

Abstract: In order to improve the accuracy and reliability of the insulation monitoring system of the power batteries of electric vehicles, a fault self-diagnosis strategy of the insulation monitoring system is designed based on a relatively mature hardware scheme. Aiming at the disadvantage of long calculation time of insulation resistance by the bridge method, two alternative calculation strategies are designed. The graphical development of the core control algorithm and automatic code generation are completed in MATLAB/Simulink, and the test is carried out on the hardware-in-the-loop simulation test platform. The results show that the system can accurately monitor the insulation resistance of the power batteries in real time, and the two detection methods can both meet the insulation monitoring requirements of the power batteries of electric vehicles.

Keywords: electric vehicle, insulation monitoring, fault self-diagnosis

参考文献

- [1] 樊贵新,曹忠林,李学峰.城轨车辆国产制动系统的研制及应用[J].现代城市轨道交通,2007(6):34-38.
- [2] 李建藩.气压传动系统动力学[M].广州:华南理工大学出版社,1991:60-61.
- [3] 孟庆栋,张新永,陈澍军,等.基于 Amesim 的地铁车辆 EP2002 智能阀系统仿真[C]//2016 Siemens PLM Software 仿真与试验技术大会.2016.
- [4] 翟玉千,穆俊斌,孙景辉. EP2002 制动控制系统在地铁车辆中的应用分析[J].中国高新科技,2014(5):124-125.
- [5] 杜守忠,吴志明. EP2002 制动系统的控制过程研究[J].电力机车与城轨车辆,2013,36(4):35-38.

- [6] 胡薇,朱皓青,王宗明,等.基于 AMESim 的轨道交通车辆架控系统建模与仿真[J].城市轨道交通研究,2015,18(1):89-92.
- [7] 胡竞湘,魏建华,滕辉.高速开关阀的控制及应用[J].矿业研究与开发,2008,28(4):46-47.

基金项目:国家自然科学基金项目(51965016)。

作者简介:钟正(1998-),女,江苏徐州人,硕士研究生,主要研究方向为轨道车辆制动技术。

通讯作者:倪文波(1969-),男,云南建水人,博士,教授,主要研究方向为机车车辆主动控制、列车制动技术,以及机电液一体化技术。

收稿日期:2022-11-06

0 引言

随着电动汽车的快速发展,大多数乘用车的工作电压已到达 300 ~ 400 V,少数高端乘用车的工作电压可达 800 V,均已远远超过了人体可承受的安全电压。国家标准化委员会于 2020 年发布了 GB 18384—2020《电动汽车安全要求》^[1],新标准对人员防触电方面进行了修改,并要求车辆必须具备绝缘监测功能^[2]。电动汽车的绝缘性一般通过整车绝缘电阻来表征,动力电池组对地的绝缘电阻又是整车绝缘电阻的重要组成部分^[3],可以通过计算直流母线对地的电阻得到。围绕绝缘电阻检测的准确性,国内外高校和企业对绝缘检测的方法展开了研究,提出了电桥法^[4]、信号注入法^[5]、有源绝缘电阻检测法^[6]。本文基于电桥法,研究分析影响绝缘检测精度的因素,设计了一种绝缘电阻实时监测系统,并从硬件和软件算法上优化绝缘监测性能。

1 绝缘监测原理及误差分析

电桥检测法是目前车用电池管理系统上最常用的绝缘检测方法,分为平衡电桥法和非平衡电桥法。平衡电桥法能快速判断绝缘状态,但由于其使用场合的局限性,通常与其他检测方法同时使用来优化绝缘监测系统的性能^[7]。

非平衡电桥法通过改变接入电路的偏置电阻,以解方程组的方式得到绝缘电阻。对非平衡电桥法所得绝缘电阻进行误差分析^[8],可知绝缘电阻的测量误差与偏置电阻精度、电压测量误差和偏置电阻与实际绝缘电阻的比值有关。

此外,由于整车高压回路中存在 Y 电容等因素,当接入回路的偏置电阻改变时,直流母线的电压经过一定时间才能到达稳定值^[9],因此电压的采样时间点是否准确也影响绝缘电阻的准确性。

基于上述影响因素,可通过以下措施来减小绝缘电阻测量误差:

1) 选取高精度、低温漂且阻值大小合适的偏置电阻。

2) 提高电压采集精度。

3) 通过合理的软硬件设计提高绝缘监测的性能,如准确性、实时性等。

前两种措施可通过选择合适的电子元器件来实现,已经有比较成熟的方案且有较多的选择,因此基于相对成熟的硬件方案通过合理的软件算法提升绝缘监测的准确性和实时性是本文的重点。

2 绝缘监测系统硬件方案

基于上述措施,设计了如图 1 所示的绝缘监测系统硬件电路框图。

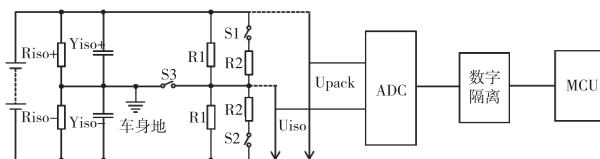


图 1 绝缘监测系统硬件电路设计框图

当偏置电阻远小于绝缘电阻值时,绝缘电阻的计算误差最小。但是实际情况下,过小的偏置电阻会导致整个高压系统的绝缘性降低,增加系统失效风险。基于此,偏置电阻 R_1 选择精度为 0.1%、阻值为 3 M Ω 的固定电阻, R_2 选择精度为 0.1%、阻值为 500 K Ω 的固定电阻。

该方案测量的电压为两种开关状态下的电池组总负对地电压 U_{iso1} 和 U_{iso2} 以及电池组总电压 U_{pack} , 内置四个采样通道及一个 12 位 ADC 的 ADS7950, 在满足电压转换精度要求的同时保证电压采集的同步性。

当需要进行绝缘电阻检测时,首先闭合 S_3 。闭合 S_1 ,断开 S_2 ,ADC 采集电压 U_{iso} 和 U_{pack} ,待 U_{iso} 稳定,计算并记录 $\theta_H = U_{iso}/U_{pack}$;断开 S_1 ,闭合 S_2 ,ADC 采集电压 U_{iso} 和 U_{pack} ,待 U_{iso} 稳定,计算并记录 $\theta_L = U_{iso}/U_{pack}$ 。根据电路原理可列方程组:

$$\theta_H = \frac{R_1 // R_{iso-}}{R_1 // R_{iso-} + R_1 // R_2 // R_{iso+}} \quad (1)$$

$$\theta_L = \frac{R_1 // R_2 // R_{iso-}}{R_1 // R_{iso+} + R_1 // R_2 // R_{iso-}} \quad (2)$$

对方程组进行求解,可得电池组正负端对地的绝缘阻值:

$$R_{iso+} = \frac{\gamma_p R_2 R_1}{R_1 - \gamma_p R_2} \quad (3)$$

$$R_{iso-} = \frac{\gamma_m R_2 R_1}{R_1 - \gamma_m R_2} \quad (4)$$

式中, $\gamma_p = (\theta_H - \theta_L) / \theta_L$, $\gamma_m = (\theta_H - \theta_L) / (1 - \theta_H)$ 。

根据式(3)、式(4) 计算出正负母线对地的绝缘电阻值。但在实际使用过程中:1) 必须设计完善的绝缘检测电路的自诊断策略, 确保检测电路本身工作正常;2) 考虑到母线的分布电容等因素, 开关切换时监测电压 U_{iso} 稳定需要一定延时, 诊断策略需要兼顾效率和诊断误差。

3 绝缘监测系统软件控制策略设计

绝缘监测策略主要通过 MATLAB/Simulink 图形化开发工具及代码自动生成工具实现。主芯片选择英飞凌微处理器 TC275, 绝缘监测系统需实现系统自诊断、快速检测、循环检测和绝缘电阻的计算。

3.1 绝缘监测系统故障诊断策略

无故障的硬件平台是实现绝缘监测的前提条件, 为此需在每次绝缘监测前完成绝缘监测电路的自诊断, 完成如继电器粘连、继电器无法闭合、电压传感器故障等具体故障的监测。由于外接偏置电阻 R_1 和 R_2 的阻值固定且已知, 根据电路原理可知正常状态下的电路状态, 因此通过比较系统不同状态下 $\theta_n = U_{iso} / U_{pack}$ 的实际值和理论值对具体故障进行诊断, 具体诊断逻辑如图2。

图中的 δ 表示允许偏差阈值, 0.125、0.5 和 0.875 分别是不同开关状态下系统无故障时 θ_n 的理论值, 实际应用过程中可根据系统实际情况, 通过标定软件改变相应的阈值。

3.2 考虑电压稳定时间的绝缘电阻检测策略设计

分析图1 电路可知, 对于负母线端, U_{iso} 近似于等效电容 Y_{iso-} 两端的电压。 U_{iso} 的稳定过程可以用等效电容 Y_{iso-} 的充放电过程来表示。根据电容的充放电过程可得 $\theta = U_{iso} / U_{pack}$ 的表达式:

$$\theta = \theta_0 + (\theta_{\infty} - \theta_0) \times (1 - e^{-\frac{t}{RC}}) \quad (5)$$

式中, θ_0 表示开关切换前的 θ , θ_{∞} 表示稳定状态下的 θ , R 和 C 表示电路中的等效电阻和电容, t 表示电压稳定的时间。

θ 的稳定时间要根据整车的实际情况来决定。在某些情况如整车发生事故, 等电压完全稳定是不合理的, 这会导致检测结果的滞后性, 影响绝缘性的判断。过短的检测时间无法保证电压达到稳定值,

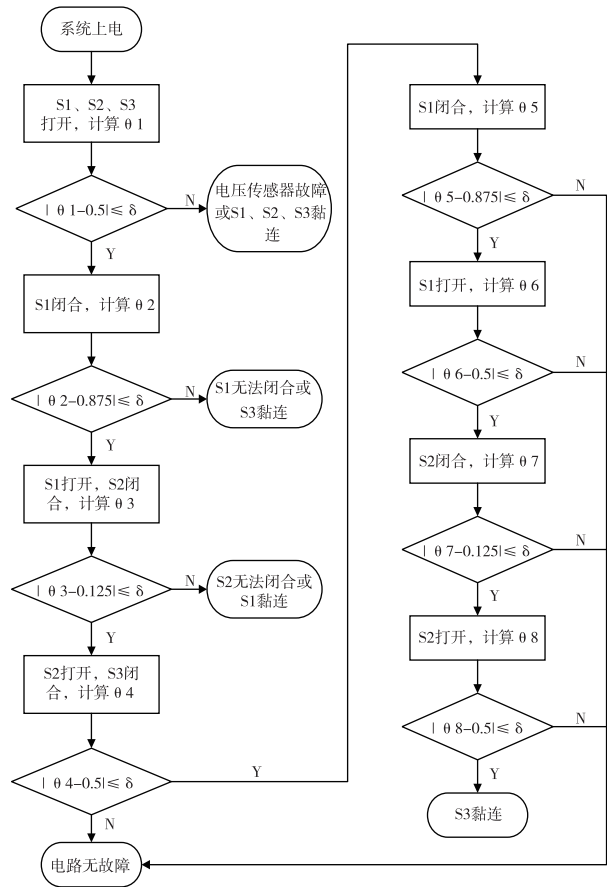


图2 系统的自诊断流程图

导致绝缘电阻的检测值误差较大。综合两方面因素, 本文提出两种确定电压稳定值的方法: 快速检测和循环检测。

3.2.1 快速检测策略

如图3, 在快速检测过程中, 取电压稳定过程中时间间隔相等的三个点A1、A2、A3, 根据式(5) 计算三点对应 θ 的差值, 可得方程:

$$\theta[k+1] - \theta[k] = (1 - e^{-\frac{\Delta t}{RC}}) (\theta_{\infty} - \theta[k]) \quad (6)$$

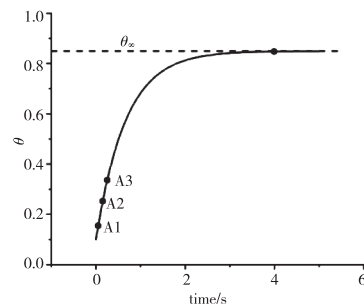


图3 快速检测原理图

电流,电压的模拟电压范围为0~6 V,电压输出精度为1 mV;包含了精度为1%的电阻板卡,来模拟动力电池组的绝缘电阻。

将两块电阻板卡分别接入电池组正负端与车身体之间,在上位机的Veristand软件中对电阻值进行配置。试验过程基于XCP on CAN协议在ETAS IN-CA上建立监控和标定平台。实时监测不同情况下绝缘电阻的测量情况,并计算绝缘电阻检测值和实际值的相对误差,试验结果如表1。

表1 绝缘电阻试验结果

测试序号	电池正端并电阻/kΩ	电池负端并电阻/kΩ	快速检测所得绝缘电阻/kΩ	循环检测所得绝缘电阻/kΩ	快速检测相对误差/%	循环检测相对误差/%
1	151.2	990	150.87	151.42	0.22	0.15
2	98.8	990	100.32	99.42	1.54	0.63
3	50.8	990	50.15	50.34	1.28	0.91
4	19.8	990	19.40	19.76	2.02	0.20
5	10.1	990	9.87	10.25	2.28	1.49
6	990	151.2	150.50	151.96	0.46	0.50
7	990	98.8	97.95	98.68	0.86	0.12
8	990	50.8	49.98	51.07	1.61	0.53
9	990	19.8	20.35	19.76	2.78	0.20
10	990	10.1	10.25	10.06	1.49	0.40
11	10.1	19.8	10.50	10.25	3.96	1.49
12	50.8	98.8	49.25	50.89	3.05	0.18
13	19.8	50.8	20.52	19.76	3.64	0.20
14	19.8	10.1	10.37	10.25	2.67	1.49
15	50.8	10.1	10.06	10.06	0.40	0.40

根据表中数据可知,本绝缘监测系统快速检测所测绝缘电阻的相对误差在±5%,且鲁棒性较循环检测差,因此快速检测一般用于特殊情况,如控制器上电后快速检测绝缘状况。循环检测作为本系统常态化检测方式,所测绝缘电阻的相对误差在±2%,两种检测方式均能满足电动汽车动力电池的绝缘检测要求。

5 结束语

本文设计了车用电池管理系统绝缘监测系统,

在合适的硬件方案的基础上,针对绝缘电阻电桥检测法检测时间较长的缺点,设计了快速检测和循环检测两种检测方法提高检测结果的准确性,并设计了自诊断程序保证系统的可靠性。对自搭建的硬件在环系统中进行了试验。试验结果表明:该绝缘监测系统的两种检测方式均能准确检测不同情况下的绝缘电阻,满足车用动力电池绝缘电阻检测要求。

参考文献

- [1] 中华人民共和国工业和信息化部. 电动汽车安全要求:GB 18384—2020[S]. 北京:中国标准出版社,2020.
- [2] 郭婷,王芳,梁荣亮. 基于GB 18384电动汽车安全要求新旧国标的对比分析[J]. 中国标准化,2022(9):180-186.
- [3] 张天强,宋芳. 电动汽车绝缘电阻计算方法研究[J]. 汽车技术,2021(10):42-46.
- [4] DAI Q Q, ZHU Z W, HUANG D G, et al. Insulation detection of electric vehicle batteries [C]//AIP Conference Proceedings. 2018:040021.
- [5] 孙克亮,雷小军,程思. 基于交流注入的电动汽车绝缘检测系统设计[J]. 国外电子测量技术,2018,37(7):127-131.
- [6] 陈宁,钟志平,赵旭,等. 电动汽车绝缘电阻的有源检测方法[C]//第35届中国控制会议论文集(F). 2016:142-147.
- [7] 尹会春. 基于电桥法的电动汽车动力电池组绝缘监测系统研究[D]. 长沙:湖南大学,2018.
- [8] 高跃. 电动汽车绝缘电阻检测方法分析及优化[J]. 理化检验(物理分册),2021,57(5):27-30.
- [9] DU J, ZHENG T Q, YAN Y, et al. Insulation monitoring method for DC systems with ground capacitance in electric vehicles[J]. Applied sciences,2019,9(13):2607.

作者简介:戚益炅(1999-),男,浙江宁波人,硕士生,研究方向为汽车电子控制技术。

周文华(1968-),男,浙江湖州人,副教授,博士,研究方向为汽车电子控制技术。

收稿日期:2022-11-02

基于电化学-热耦合模型的锂离子电池容量衰减研究*

田建辉¹, 张成¹, 韩兴本¹, 刘军洁², 许永强²

(1. 西安工业大学 机电工程学院 CAE 工程应用分析室, 陕西 西安 710021;

2. 北京正脉科工科技有限公司, 北京 102401)

摘要: 锂离子电池电极上的 SEI 副反应是导致电池容量衰减的主要原因之一。本文基于 SEI 副反应建立了模拟电池容量衰减的电化学-热耦合模型, 研究了不同环境温度和不同放电倍率下的 SEI 膜厚度增长规律, 分析了电池相对容量的衰减问题, 得出了一些有用的结论。结果表明: 高温在一定程度上会加快 SEI 反应速率, 但温度的升高对于 SEI 膜生长速度的影响是有限的。高倍率放电情况下, 倍率大小对 SEI 膜厚度增长影响很小, 低倍率放电情况下, 倍率越低, SEI 膜越厚。SEI 膜厚度与电池相对容量在一定程度上呈负相关。

关键词: 锂离子电池 容量衰减 SEI 膜 电化学-热耦合模型

中图分类号: TM912

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)05-0010-06

Study on capacity decay of lithium-ion battery based on electrochemical-thermal coupling model

TIAN Jianhui, ZHANG Cheng, HAN Xingben, LIU Junjie, XU Yongqiang

Abstract: SEI side reaction on the lithium-ion battery electrode is one of the main causes of battery capacity decay. In this paper, an electrochemical-thermal coupling model is established to simulate the battery capacity decay based on SEI side reaction, the SEI film growth rules under different environmental temperatures and discharge rates are studied, and some useful conclusions are drawn. The results show that high temperature can accelerate the SEI reaction rate to some extent, but the effect of temperature on the growth rate of SEI film is limited. In the case of high-rate discharge, the effect of discharge rate on the growth of SEI film is very small; in the case of low-rate discharge, the lower the discharge rate, the thicker the SEI film. The SEI film thickness is negatively correlated with the relative capacity of the battery to some extent.

Keywords: lithium-ion battery, capacity decay, SEI film, electrochemical-thermal coupling model

0 引言

锂离子电池因其优越的性能广泛应用于电子设备和电动汽车等领域^[1-2]。但锂离子电池对外界温度极其敏感, 加上自身散热能力比较差, 往往会引起电池内部温度的升高, 加快电池容量衰减^[3]。

当前, 锂离子电池中最常见的负极材料是石墨。对于石墨电极而言, 部分锂离子的流失会与电解液中的有机溶剂相结合在石墨电极表面形成一层钝化膜即固体电解质界面(SEI)层。研究发现, SEI 膜形成于电池的首个充放电过程中并在之后的循环中持续变化。SEI 膜的不断增长导致了活性锂的减少和电池内阻的增加, 造成了电池容量的加速衰减^[4-5]。除此以外, SEI 膜的生长受到电解液、充放电电压/

电流、温度等多重因素的影响^[6]。

由于 SEI 反应与锂离子的脱嵌反应同时发生, 常规的电化学实验方法不能将二者分开, 考虑到锂离子电池对于温度敏感的特性, 常规电化学模型局限于环境温度对电池的影响, 忽略了电池本身在使用时的温度变化。所以为了研究 SEI 反应与电池容量衰减的关系, 本文建立了一种用于模拟电池容量衰减的电化学-热耦合模型, 分析了温度、放电倍率对于 SEI 副反应和电池容量衰减的影响。

1 锂离子电池电化学-热耦合容量衰减模型

1.1 电化学衰减模型

本文建立三元 18650 型锂离子电池的一维电化学衰减模型, 包含三个部分: 正极为 $\text{LiNi}_{0.8}\text{Co}_{0.15}$

$\text{Al}_{0.05}\text{O}_2$ 、负极为石墨 Li_xC_6 和隔膜 (PP/PE/PP), 电解液的溶质为 $1.1\text{ mol} \cdot \text{L}^{-1}$ 的 LiPF_6 , 溶剂为 EC:EMC(3:7), EC 为碳酸乙烯酯, EMC 为碳酸甲乙酯。本模型包括锂离子电池充放电主反应和发生在负极的副反应。

本文所建立的模型是在 Newman 模型的基础上, 添加了锂离子电池副反应形成一维电化学衰减模型。Newman 模型是将在电极上的活性物质粒子假设为大小单一的球形颗粒, 锂离子的嵌入和脱出发生在活性材料粒子表面^[7-9]。石墨负极的副反应为寄生锂、溶剂还原反应:



其中, S 为溶剂 (碳酸亚乙酯, EC), P_{SEI} 是反应中形成的产物。 Li^+ 为锂离子, e^- 为电子。 P_{SEI} 的产生导致电池中可循环锂的损耗, 还引起 SEI 层的电阻增加和负极中电解质体积分数的降低。

SEI 膜形成反应的动力学表达式基于 Ekström 和 Lindbergh 的研究^[10]。在该研究中, SEI 形成受限于通过所形成的 SEI 膜的扩散过程。寄生反应的动力学表达式如式(2)所示:

$$I_{\text{SEI}} = - (1 + H) \frac{K(J_{1C})}{\exp\left(\frac{\alpha\eta_{\text{SEI}}F}{RT}\right) + \frac{q_{\text{SEI}}fJ}{I_{1C}}} \quad (2)$$

其中, I_{SEI} (A/m^2) 为寄生反应电流, H 和 K 为无量纲石墨膨胀因子 (取决于石墨荷电状态), H 在脱嵌过程中为零; J 为寄生反应的无量纲交换电流密度; I_{1C} (A/m^2) 为 1C 放电速率的局部电流密度; α 为电化学还原反应的传递系数; η_{SEI} (V) 为过电位, 与锂相比的平衡电位为 0 V; F 为法拉第常数; R (m) 为粒子半径; T (K) 是温度; q_{SEI} (C/m^2) 是形成 SEI 引起的局部累积电荷; f 是基于 SEI 膜属性的集总无量纲参数。其次, I_{SEI} 可以表示为多孔电极中形成的 SEI 浓度 c_{SEI} (mol/m^3) 对时间的积分函数, 公式为:

$$\frac{\partial c_{\text{SEI}}}{\partial t} = \frac{v_{\text{SEI}} I_{\text{SEI}}}{nF} \quad (3)$$

其中, v_{SEI} 是反应中 SEI 物质的化学计量系数, 为 250; n 为参与电子数, 值为 1。

由公式(2)和(3), 得出 q_{SEI} :

$$q_{\text{SEI}} = \frac{Fc_{\text{SEI}}}{A_v} \quad (4)$$

其中, A_v ($1/\text{m}$) 是电极表面积。

相对电池容量 C_{batt} (无量纲) 计算如下:

$$C_{\text{batt}} = \frac{Q_{\text{batt},0} - q_{\text{SEI}}}{Q_{\text{batt},0}} \quad (5)$$

其中, q_{SEI} 的初始值设置为 0, 当 $t = 0$, 对应于 100% 的初始容量的理想状态。根据所得出的 SEI 浓度 c_{SEI} , 计算 SEI 层的厚度 δ_{film} , 公式为:

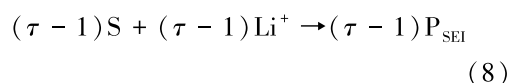
$$\delta_{\text{film}} = \frac{c_{\text{SEI}}M_p}{A_v\rho_p} + \delta_{\text{film},0} \quad (6)$$

其中, M_p ($0.1\text{ kg}/\text{mol}$) 是 SEI 层中电解液的摩尔质量, ρ_p ($2100\text{ kg}/\text{m}^3$) 是副反应形成的产物密度, 假设 $t = 0$ 时初始膜厚 $\delta_{\text{film},0}$ 为 1 nm。最后, 根据式(5) 计算负极 SEI 层的电阻 R_{film} ($\Omega \cdot \text{m}^2$) 为:

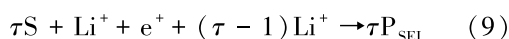
$$R_{\text{film}} = \frac{\delta_{\text{film}}}{\kappa} \quad (7)$$

其中, κ 为 SEI 层的电导率。

此外, 由于电池需要经历多个循环才能表现出明显差异, 所以在这里假定循环过程中的每个循环间增加的差异非常小。假设模型中模拟的每个充放电循环表示大量循环 τ 的平均老化特性, 可以表示容量损失的加速, 即将以下反应公式:



添加到式(1) 中得:



这里的 τ 可视为时间加速因子, 表示模拟的每个电池循环实际上应表示多少个循环。在此模型中, τ 设为 250。

1.2 耦合模型

基于 Newman 电化学模型和单体电池的生热传热机理建立电化学 - 热耦合模型。将一维电化学模型和三维热模型耦合, 来自一维电化学衰减模型产生的热量作为三维热模型的内生成热:

$$Q_{h,3D} = Q_{h,1D} \frac{(L_{\text{neg}} + L_{\text{sep}} + L_{\text{pos}})}{L_{\text{batt}}} \cdot \frac{((r_{\text{batt}} + d_{\text{can}})^2 - r_{\text{mandrel}}^2)(h_{\text{batt}} - 2d_{\text{can}})}{(r_{\text{batt}}^2 - r_{\text{mandrel}}^2)h_{\text{batt}}} \quad (10)$$

其中, 第一个因子是产生热量的总一维模型的分数, 即负极、隔膜和正极的长度之和除以电池总长度。第二个因子是产生热量的三维圆柱电池几何形状的体积分数。公式(10)中各参数含义如表 1 所示。

表 1 热模型中所使用的项目符号

符号	单位	含 义
$Q_{h,3D}$	J	三维模型传递热量
$Q_{h,1D}$	J	一维模型传递热量
L_{neg}	mm	负极
L_{sep}	mm	隔膜
L_{pos}	mm	正极
L_{batt}	mm	电池总长度
r_{batt}	mm	电池半径
d_{can}	mm	电池罐直径
$r_{mandrel}$	mm	电池芯轴半径
h_{batt}	mm	电池高度

一维模型的发热率受到温度相关电化学参数的影响。与温度相关的电化学参数由 Arrhenius 方程导出:

$$X_0(T) = X_{0,ref} \exp \left[\frac{E_{a,i}}{R} \left(\frac{1}{T_{ref}} - \frac{1}{T} \right) \right] \quad (11)$$

式中, $X_0(T)$ 是温度相关参数, $E_{a,i}$ 是活化能, 而 $X_{0,ref}$ 是参考温度时的参数, 这里的 $T_{ref} = 298.15 \text{ K}$ 。

温度变化之后会作用于电化学模型影响相关变量, 以此达到电产生热、热改变电的双向耦合变化, 实现了锂离子电池模型中温度与热的相互关联。

1.3 有限元模型参数设置

针对锂离子电池采用有限元技术模型建模(图 1)。

模型采用固体传热的方式, 电池罐表面设置热通量边界条件。热通量为:

$$q_0 = h(T_{ext} - T) \quad (12)$$

式中, $h = 20 (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 为传热系数; T_{ext} 为电池外部温度; T 为电池内部温度。

为了使电池每一次的充电都能够达到电池当前的最高容量, 使得每一次充放电循环都为完整循环, 电池进行充放电循环过程为: 首先以 1 C 电流充电到电池电压为 4.1 V 以上; 再以恒定的 4.1 V 电压充电直到充电电流下降至 0.1 A 以下; 最后以恒定的 1 C 电流放电, 直到电池电压下降至 3.1 V 以下。

对于 SEI 反应, 本模型在一维电化学模型中负极处设置多孔电极反应并添加溶解-沉积物质, 设

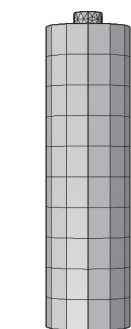


图 1 电池有限元模型

置初始 SEI 膜厚度为 1 nm。

2 结果和讨论

2.1 不同温度下电池性能变化

图 2 为不同环境温度下电池在 2000 次循环时的温度分布云图, 由图 2 可知, 在不同环境温度下, 从中心到四周电池温度呈梯次递减, 中心部位是电化学发生集中区, 温度最高可达到 302 K, 电池中最大温差小于 1 K。图 3 是在不同环境温度下经过 2000 次循环的电池温度变化曲线图。由图 3 可知, 锂离子电池对于温度非常敏感, 呈现出环境温度越高电池内部温度变化越显著的特点, 在前 200 个循环周期内, 电池温度急剧上升, 之后随着循环次数的积累电池升温速度逐渐放缓。

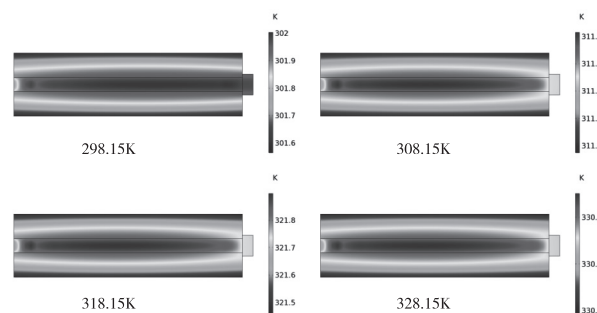


图 2 不同环境温度下电池温度分布图

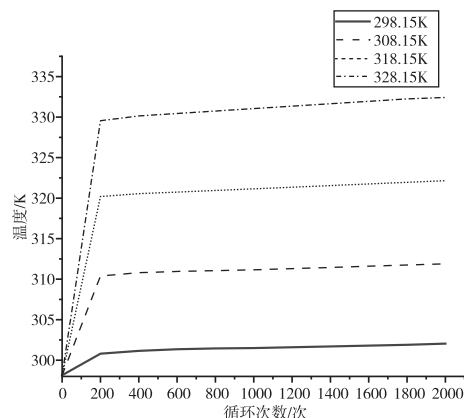


图 3 不同环境温度下电池温度变化曲线

图 4 为在不同环境温度下的 SEI 膜厚度随循环次数增长的曲线。SEI 膜在前 500 个循环周期快速增长, 之后趋于平缓并呈现阶段性增长。在环境温度为 298.15 K 下电池经历 2000 次循环之后, SEI 膜厚度增长了 0.248 nm, 在环境温度分别为 308.15

K、318.15 K 和 328.15 K 下,SEI 膜在 2000 次循环后厚度在 25℃ 的基础上又增长了 0.003 nm、0.01 nm 和 0.014 nm,增长率分别为 1.2%、3.6% 和 5.6%。由此可知,SEI 膜厚度随着电池温度的升高在逐渐增加,环境温度的升高在一定程度上加快了 SEI 反应速率,但环境温度的升高对 SEI 膜厚度的增长率的影响是有限的。

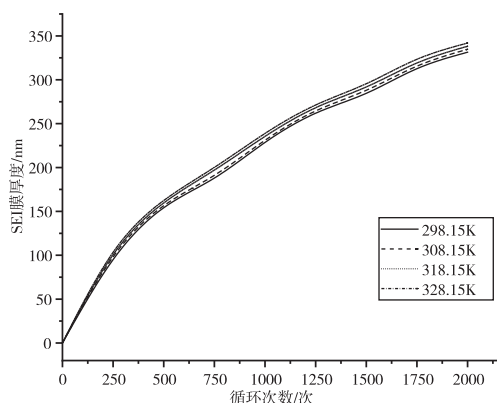


图4 不同环境温度下 SEI 膜厚度增长曲线

图 5 所示曲线是在不同环境温度下电池相对容量随循环次数下降的曲线。电池相对容量在前期快速下降之后衰退逐渐变缓。在环境温度为 298.15 K 下电池经历 2000 次循环之后,电池相对容量减少了 12.7%,在环境温度为 308.15 K、318.15 K 和 328.15 K 下,电池在 2000 次循环后相对容量在 298.15K 的基础上又下降了 0.3%、0.8%、1.6%。由此可知,随着电池温度的升高,在相同的循环周期内电池相对容量逐渐降低,环境温度的升高加深了电池容量的衰减程度。

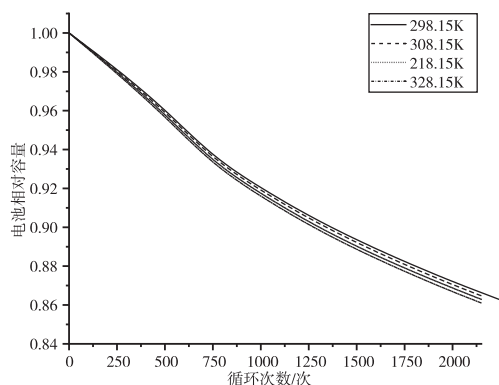


图5 不同环境温度下电池相对容量衰减曲线

图 6 为电池相对容量与 SEI 膜厚度变化的拟合

曲线图,结果显示,伴随着 SEI 膜厚度的增加,电池的相对容量也在逐渐减少,二者之间呈现负相关的关系,除此以外,环境温度的升高在一定程度上促进了 SEI 膜厚度的增长,同时也加快了电池容量的衰减速度。

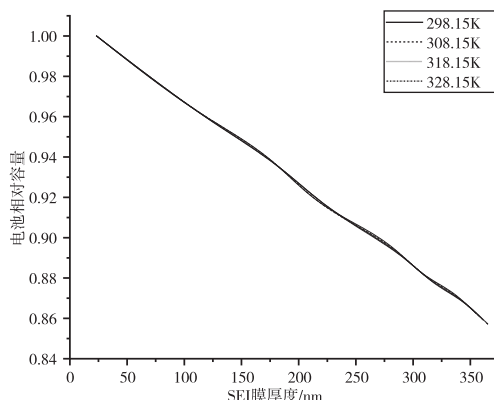


图6 不同环境温度下电池相对容量与 SEI 膜厚度拟合曲线

2.2 放电倍率的影响

为了探究放电倍率对于 SEI 副反应的影响,在模型的循环测试中,分别取 0.1 C、0.3 C、0.5 C、1 C、1.5 C 和 2 C 放电倍率下 1000 次循环的 SEI 膜厚度变化作比较,这里环境温度取 298.15 K。

图 7 所示曲线分别为缩小放电倍率至 0.1 C、0.3 C、0.5 C 和扩大放电倍率至 1.5 C 和 2 C 下 SEI 膜厚度随循环次数增长的曲线。在初始放电倍率为 1 C 下电池经历 1000 次循环之后,SEI 膜厚度增长了 0.22 nm,在缩小放电倍率至 0.1 C、0.3 C 和 0.5 C 时,SEI 膜在 500 次循环后厚度在 1 C 的基础上又增长了 0.04 nm、0.035 nm 和 0.015 nm,增长率分别为 18%、15.9% 和 6.8%。在扩大放电倍率至 1.5 C 和 2 C 时,SEI 膜在 1000 次循环之后厚度在 1 C 的基础上下降了 0.006 nm 和 0.01 nm,增长率分别为 -2.7% 和 -4.5%。由此可以看出,SEI 膜厚度随放电倍率的变化呈现出放电倍率越小、SEI 膜厚度生长越厚的特点。但是高放电倍率并未对 SEI 膜的生长产生显著的影响。

图 8 为 0.1 C、0.3 C、0.5 C、1 C、1.5 C 和 2 C 放电倍率下电池相对容量衰减曲线。在缩小放电倍率至 0.1 C、0.3 C 和 0.5 C 时,电池相对容量在经历 1000 次循环之后减少了 13%、11.3% 和 10.4%,在扩大放电倍率至 1 C、1.5 C 和 2 C 时,电池相对

容量在经历 500 次循环之后减少了 9.5%、9.4% 和 9.2%。由此可知,在缩小放电倍率时,电池相对容量随着放电倍率的减小,衰减程度反而加深;在扩大放电倍率至 2C 时,电池相对容量的衰减程度基本持平;这与 SEI 膜厚度随放电倍率的变化特点保持一致。

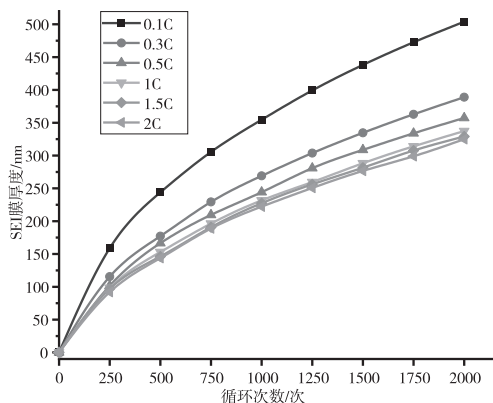


图 7 不同放电倍率下 SEI 膜厚度增长曲线

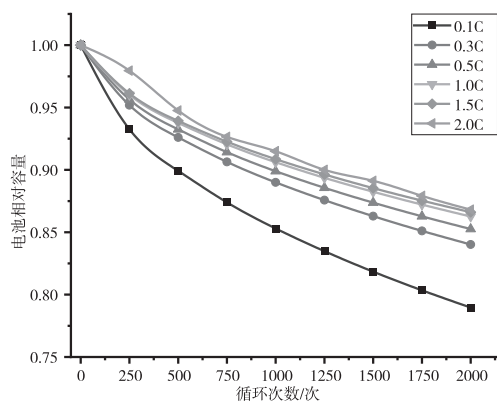


图 8 不同放电倍率下电池相对容量衰减曲线

图 9 为不同放电倍率下电池相对容量与 SEI 膜厚度变化的拟合曲线图,本图以循环次数为基本量,将电池相对容量与 SEI 膜厚度变化进行拟合。结果表明,伴随着 SEI 膜厚度的增加,电池的相对容量也在逐渐减少,二者之间呈现负相关的关系。除此以外,在低倍率放电条件下,SEI 反应速率减缓,但反应持续时间变长,SEI 膜厚度增加更多,并且低放电倍率会加深电池的放电程度和电池容量衰减的程度。

3 结论

本文基于 SEI 副反应建立了模拟电池容量衰减的电化学-热耦合模型。通过研究得出:

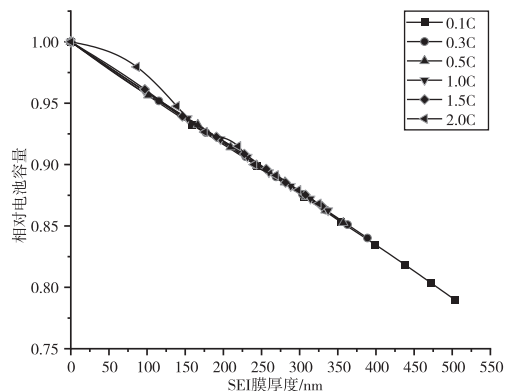


图 9 不同放电倍率下电池相对容量与 SEI 膜厚度拟合曲线

1) SEI 膜厚度增长会随着电池温度升高而增加,环境温度的升高($293.15\text{K} < T < 332.15\text{K}$)在一定程度上增加了 SEI 反应的速率,但环境温度的提高对 SEI 膜厚度的增长率的影响有限。

2) 分析不同放电倍率所获得的 SEI 膜厚度增长曲线,得出了高放电倍率对 SEI 膜增长影响不大,在低倍率放电情况下,放电倍率越低,SEI 膜厚度越厚。

3) 分析了 SEI 膜厚度变化与电池相对容量变化的关系,得出了 SEI 膜厚与电池相对容量呈现负相关变化的结论。即在一定程度上,SEI 膜越厚,电池相对容量越低,电池容量的衰减越严重,验证了 SEI 副反应是电池容量衰减的主要原因之一。

参考文献

- [1] ETACHERI V, MAROM R, ELAZARI R, et al. Challenges in the development of advanced Li-ion batteries: a review [J]. Energy & environmental science, 2011, 4(9): 3243-3262.
- [2] PANCHAL S, MATHEW M, FRASER R, et al. Electrochemical thermal modeling and experimental measurements of 18650 cylindrical lithium-ion battery during discharge cycle for an EV [J]. Applied thermal engineering, 2018, 135: 123-132.
- [3] JIANG G, ZHUANG L, HU Q, et al. An investigation of heat transfer and capacity fade in a prismatic Li-ion battery based on an electrochemical-thermal coupling model [J]. Applied thermal engineering, 2020, 171: 115080.
- [4] PRASAD G K, RAHN C D. Model based identification of aging parameters in lithium ion batteries [J]. Journal of power sources, 2013, 232: 79-85.

基于视觉技术的砖坯搬运机器人的设计*

石进水

(山东交通职业学院, 山东 潍坊 261206)

摘 要:免烧砖现在广泛应用于建筑行业,盘转式制砖机由于其能够连续出砖、稳定性好、效率高而被广泛使用。为解决盘转式制砖机生产过程中需要人工取砖、作业环境差、自动化程度低等问题,设计了一种砖坯搬运机器人,抓取机构采用独特的滚筒式结构设计,以 PLC 为控制核心,通过视觉技术进行良品废品检测分析。机器人已在山东、河北等地使用,实现了砖坯从生产到搬运的全自动流程,其不仅使盘转式制砖机加工节拍得到提高,还大幅降低了后续码垛过程中砖坯的总体破损率。

关键词: 砖坯搬运 PLC 智能相机 视觉检测

中图分类号:TP242.3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0015-04

Design of brick handling robot based on vision technology

SHI Jinshui

Abstract: Baking-free bricks are now widely used in construction industry. The rotary brick-making machine is widely used because of its continuous brick production, good stability and high efficiency. In order to solve the problems of manual brick taking, poor working environment and low automation level in the production process of rotary brick-making machine, a brick handling robot is designed. The grasping mechanism adopts a unique roller structure design, with PLC as the control core. Visual technology is used to detect defective products. The robot has been put into service in Shandong, Hebei and other

- [5] EKSTRÖM H, LINDBERGH G. A model for predicting capacity fade due to SEI formation in a commercial graphite/LiFePO₄ cell[J]. Journal of the Electrochemical Society, 2015, 162(6): A1003.

[6] PINSON M B, BAZANT M Z. Theory of SEI formation in rechargeable batteries: capacity fade, accelerated aging and lifetime prediction[J]. Journal of the Electrochemical Society, 2012, 160(2): A243.

[7] FULLER T F, DOYLE M, NEWMAN J. Simulation and optimization of the dual lithium ion insertion cell[J]. Journal of the Electrochemical Society, 1994, 141(1): 1.

[8] DOYLE M, NEWMAN J, GOZDZ A S, et al. Comparison of modeling predictions with experimental data from plastic lithium ion cells[J]. Journal of the Electrochemical Society, 1996, 143(6): 1890.

[9] DOYLE M, FULLER T F, NEWMAN J. Erratum: Modeling of galvanostatic charge and discharge of the lithium/polymer/insertion cell[J]. Journal of the Electrochemical Society, 2018, 165(11): X13.

[10] EKSTRÖM H, LINDBERGH G. A model for predicting capacity fade due to SEI formation in a commercial graphite/LiFePO₄ cell[J]. Journal of the Electrochemical Society, 2015, 162(6): A1003.

基金项目:西安工业大学校长基金项目(XGPY200213);陕西省教育厅科研计划项目(19JK0412)。

作者简介:田建辉(1979-),男,西安工业大学副教授,主要研究方向为新能源电池技术、新能源汽车热管理技术。

张成(1999-),男,西安工业大学机电工程学院硕士研究生,主要研究方向锂离子电池老化性能研究。

收稿日期:2022-12-07

places, and has realized fully automatic production of bricks. The robot has not only improved the production efficiency of the rotary brick-making machine, but also significantly reduced the overall damage rate of bricks in the subsequent stacking process.

Keywords: brick handling, PLC, intelligent camera, visual inspection

红砖被限制使用后,免烧砖大量进入建筑等行业。盘转式(八孔或十六孔)制砖机能利用各种工业废料、废渣、煤矸石、河沙等为基本原料,生产出标准规格的墙体砖、空心砖、地板砖等产品,可为乡镇企业利用当地废料、废渣资源,节约土地,脱贫致富、乡村振兴创造了新的条件。

以八孔式盘转式制砖机为例,每分钟可成型 35 次左右,其不仅具有机械运动稳定可靠、成型砖坯废品率低、质量密实、强度高等优点,还具有砖坯成型无需托板、可直接搬运的优点。但砖坯在被挤压成形后,现在仍然需要人工将其从制砖机上取下,摆放于传送平台上,以备码垛。因该砖机的工作效率高,每台砖机最少需配 2 名工人。工人的工作环境差,劳动强度大,目前国内外还没有与之配套的高效、实用的自动化、智能化码砖设备。

本文采用独特机械结构设计了一种可代替人工的码砖机器人,可有效配合八孔盘转式制砖机的工作,现已在河北、山东等地企业进行推广应用。

1 机器人机械结构设计

本文设计的可配合盘转式制砖机工作的智能码砖机器人,选取典型的盘转式八孔制砖机作为配套对象,可与其他输送搬运设备一起组成完整的砖坯生产及输送流水线。

如图 1 所示,取砖机器人整体设计安装于八孔盘转式制砖机的上方,机械结构主要由支撑架、支撑主轴、取放架、砖坯移除机构、取砖机械手及各部分的驱动装置等机构组成。^[1]

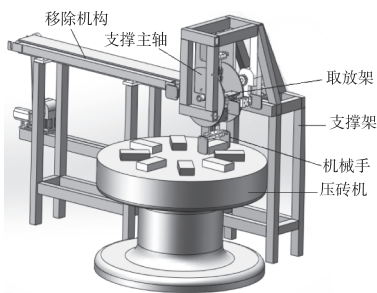
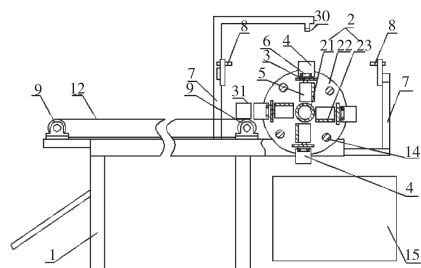


图 1 机器人整体机械结构
三维示意图

如图 2 所示,支撑架上安装有由旋转动力装置驱动(伺服电机)转动且水平设置的支撑主轴。支撑主轴采用滚筒式设计,按 90 度均匀分布设计 4 个取放架,每一个取放架分别装有夹砖机械手,每个机械手由两只气动夹紧臂组成。1 号取放架对应转盘式制砖机的砖块出口,4 号工位对应砖坯移除机构(图 2-图 4)。在每个取放架上设计安装一个伸缩气缸,用来控制砖夹的升降;设计安装两个夹持气缸,同夹持机构组成气动机械手,来对砖坯进行夹紧和松开。在支撑主轴侧面安装两个电磁控制阀,控制气缸的通气 and 排气。



1-支撑架; 2-支撑主轴; 3-取放架; 4-夹紧臂; 5-取放气缸;
6-夹紧气缸; 7-支架; 8-光电开关; 9-传动辊; 12-传送带;
14-连接柱; 15-盘转式制砖机; 21-半轴; 22-安装盘; 23-取放
气缸; 30-智能相机; 31-废品推动气缸。

图 2 机器人关键机械结构设计图

支撑主轴包括连接在支撑架上的两段半轴,其中一段半轴由伺服电机作为动力源并通过减速器带动其转动;两半轴上安装有相对设置的两个安装盘,两安装盘之间连接有沿支撑主轴轴线环布的 4 个安装架。为了保证两安装盘的转动稳定性,在两安装盘之间安装有将其连为一体的多根连接柱。两个半轴采用空心轴的结构,可以将取放气缸、夹紧气缸的动作控制连线以及气路连接从空心轴的中间穿入并通过旋转头连通,这样即方便了连接,又避免了主轴转动时出现线路拧辫现象。

取放架连接在安装架上且可沿支撑主轴径向方向滑动,安装架上装有沿支撑主轴轴线方向间隔分布的支撑套,并在取放架上固接有沿支撑主轴径向

方向伸入支撑套且与支撑套滑动配合的支撑柱。支撑柱可沿支撑套滑动,其滑动方向为支撑主轴的径向方向。

取放动力装置为连接在安装架上的取放气缸,取放架动力连接在取放气缸的活塞杆上。

夹紧动力装置为连接在取放架上且沿支撑主轴轴向方向相对设置的两个夹紧气缸,两夹紧气缸的活塞杆可对称向外伸出或向内伸出。此处设计采用两个夹紧气缸的好处在于,可以单独控制每一个夹紧气缸的行程,当该机与盘转式制砖机配装尺寸出现偏差时,可以及时调整夹紧气缸的行程,从而保证两夹紧臂夹持砖坯后位于中间位置,提高将砖坯码放到砖坯移出机构时的整齐度,为后期的码坯做好准备。

砖坯移除机构位于支撑主轴后方,包括连接在支撑架上且前后平行布置的两根传动辊,其中一根传动辊由动力装置(伺服电机)驱动,两传动辊之间包覆有砖坯传送带。取放架从拾取砖坯工位旋转270°后,将砖坯放置在该砖坯传送带上。

2 机器人工作过程

当砖坯经盘转式制砖机成型后,砖坯呈平放状态自制砖机一个出砖口被顶出。机器人初始位置时,正下方的取放架位于制砖机出砖口的上方。此时通过取放气缸驱动取放架,沿支撑主轴径向方向运动,也就是使取放架靠近出砖口。夹紧气缸驱动两夹紧臂沿支撑主轴轴向方向相向移动,从而夹取砖坯;夹住砖坯后,再通过取放气缸驱动取放架远离出砖口,将砖坯拾起。然后通过旋转动力电机驱动支撑主轴转动,使带有砖坯的取放架转动90°,此时另一个取放架正对出砖口上方,重复上述动作即可实现连续取砖。支撑主轴每转动90°,正下方的夹紧臂夹取一次砖坯,同时后方的夹紧臂在移除机构上摆放一次砖坯,取放气缸的推出还具有将砖坯推齐的作用。由于砖坯在上述装置的带动作用在竖直状态下旋转,因而砖坯在旋转后被放置到砖坯移出机构时,便呈现为立放状态,可方便现有的其他大功率搬运机器人对砖坯进行批量抓取搬运。

另外,支撑架上装有夹砖感应装置和智能相机检测系统,通过感应装置和智能相机检测系统,可以

感应出位于正上方的取放架上的夹紧臂是否夹取了砖坯,砖坯的成型表面质量图像可传输到视觉控制器,视觉控制器经综合判定后发出相应的信号给电气控制系统,进一步保证设备的正常运行。

3 电气控制系统设计

机器人电气控制系统,采用西门子S7-1200可编程逻辑控制器(PLC)为核心,支撑轴和移除机构驱动装置均采用HG-KN43J-S100型号伺服电机,MR-JE-40A型号伺服驱动器,采用脉冲+方向控制方式。PLC通过接收感应开关,智能相机等传感器所传递的外围状态信号,控制各机构的动作,实现机械、电气联合控制,使各机构按规定节拍运行,同时使用人机界面调整系统的用户参数数据^[2]。PLC与伺服驱动器的接线方式如图3所示,PLC部分输入输出点的定义如表1所示。

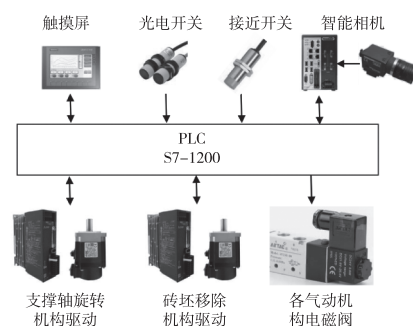


图3 S7-1200为核心的电气控制系统图

表1 PLC系统部分输入输出点定义

输入点	含义	输出点	含义
I0.0	启动	Q0.0	旋转机构脉冲
I0.1	暂停	Q0.1	旋转机构方向
I0.2	停止	Q0.2	传送机构脉冲
I0.3	光电检测开关	Q0.3	传送机构方向
I0.4	接近开关	Q0.4	旋转机构伺服复位
I0.5	原点定位信号	Q0.5	旋转机构伺服上电
I0.6	旋转机构伺服完成	Q0.6	传送机构伺服复位
I0.7	旋转机构伺服准备	Q0.7	传送机构伺服上电
I1.0	旋转机构伺服报警	Q1.0	夹紧气缸
I1.1	传送机构伺服完成	Q1.1	取放气缸
I1.2	传送机构伺服准备	Q1.2	推动气缸(不良品)
I1.3	传送机构伺服报警	Q1.3	视觉控制器 STEP 信号
I1.4	视觉控制器 READY 信号	Q1.4	备用
I1.5	视觉控制器 BUSY 信号	Q1.5	备用
I1.6	视觉控制器 OR 信号	Q1.6	备用

4 视觉系统设计

移除机构上累计达到 20 块砖坯后,专用的场地移动式大功率砖坯搬运机器人会将这 20 块砖坯进行批量夹取搬运。但部分砖坯成型时存在裂纹、破损等质量问题,在使用上述搬运机器人搬运时因受力较大产生破损,从而导致其他砖坯一并从机器人夹具中掉落,给企业生产带来很大损失。为解决上述问题,本系统中采用了一种高集成化微型视觉系统——智能相机^[3]。

智能相机系统采用欧姆龙 FH-L550 视觉控制器, FZ-SC2M 相机, 焦距 12 mm 的标准镜头模组。其工作原理为:视觉控制器接收到 PLC 发出的测量触发信号后,按照测量流程中登录的处理项目顺序,对来自相机的输入图像进行识别对比,主要检测砖坯边缘是否完整、砖坯表面是否存在缺陷及其他砖坯成型质量,在进行综合判定后将检测结果输出给 PLC^[4]。当 PLC 接收到视觉控制器的判断结果为不良品时,该砖坯仍然会被摆放至移除机构输送带,但 PLC 将控制推动气缸将该废品推出。通过剔除边缘不完整、表面有缺陷、成型质量差的砖坯,减少后续搬运工序中的整体破损率。

PLC 和视觉控制器之间采用并行接口进行数据传输,其工作时序如图 4 所示。

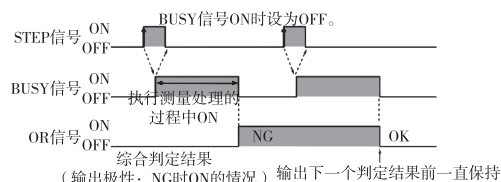


图 4 视觉控制系统的时序图

(1) 在视觉控制器输出信号 BUSY 为 OFF 的条件下,PLC 根据工作节拍输出拍照触发信号 STEP 到视觉控制器。

(2) 视觉控制器接收到 STEP 端的触发信号后,开始进行图像测量处理,其输出信号 BUSY 在执行测量处理的过程中从 OFF 变为 ON。

(3) 当图像测量处理完成后,视觉控制器的输出信号 BUSY 从 ON 变为 OFF,同时在 OR 端输出综合判定结果信号。PLC 此时读取 OR 信号值,并以此信号值进行后续流程的处理。

5 结束语

本文所设计的码砖机器人,利用滚筒式支撑主轴的旋转,既实现了取砖、码砖同时进行,又实现了砖块的姿态变换,为后续设备的工作提供了便利,大大提高了制砖企业的生产效率和生产过程的自动化程度,其创新点体现在:

①采用四工位同时工作设计,该机器人的拾取、码放单个砖坯的工作周期可达到 1 秒以内。在节约了人力成本的同时,还可使盘转式制砖机的工作效率得到进一步提高,且该机器人完全可以与十六孔制砖机配合使用。

②采用伺服系统控制滚筒式支撑主轴旋转,达到准确定位的效果,支撑主轴通过 270° 的旋转实现了砖坯由挤压成型时的水平摆放转换为输送带上的竖直摆放,保证输送带上砖坯的后续顺利转运。

③充分利用气动元件动作迅速的特点,采用气动元件控制砖夹的升降;利用气缸夹持力柔和快速调整的特点,采用气动手指夹持砖坯,确保砖坯的可靠夹持并保证砖坯不变形,降低砖块搬运破损率。

④采用机器视觉技术取代传统的人工检测,对砖坯成型质量进行分析,剔除质量欠佳的砖坯,为后期砖坯搬运的低破损率和砖垛的稳固性奠定了良好的基础。

参考文献

- [1] 卢洪德,尹英桥,石进水,等.一种自动卸砖码砖机:CN201410667390.8[P].2015-03-11.
- [2] 刘建波,王佳佳,张礼华,等.基于现场总线的 PC 构件码垛养护控制系统研究[J].制造业自动化,2018,40(9):34-37.
- [3] OMRON. SDNC-CN5-013E[Z]. 2021.
- [4] 陆佳艳.搬运机器人视觉检测技术研究[D].天津:天津职业技术师范大学,2020.

基金项目:2021 年度潍坊市科技发展计划项目(2021GX075):
基于视觉技术的智能码砖机器人的研发与推广。

作者简介:石进水(1981-),男,副教授,硕士,主要从事工业机器人技术应用方向研究。

收稿日期:2022-12-10

绕组节距不对称对永磁同步电机性能的影响与仿真分析

刘显兰,刘有恩,杨 林,刘 勇
(贵州航天林泉电机有限公司,贵州 贵阳 550081)

摘 要:永磁同步电机效率高、可控性好,通常被用作在伺服系统中作为动力元件,随着永磁同步电机在航空航天领域的推广应用,对功率密度和性能的要求越来越高,永磁同步电机的绕组设计和嵌放方式已与传统结构有较大变化,手工绕制仍是这类电机绕组的主要安放方式。当电机的绕组匝数、槽数较多,跨距为非整距时,手工绕制过程中容易引起节距不对称。本文通过理论分析,建立永磁同步电机交流绕组向量模型和有限元分析模型,分析了绕组跨距不对称时,对电机电感、电阻,空载反电势、转矩和转矩脉动的影响。

关键词:永磁同步电机 非整距绕组 节距不对称 仿真分析

中图分类号:TM405

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0019-06

Simulation and analysis of the influence of asymmetric winding pitch on the performance of permanent magnet synchronous motor

LIU Xianlan, LIU Youen, YANG Lin, LIU Yong

Abstract: The permanent magnet synchronous motor (PMSM) has high efficiency and good controllability, and is usually used as the power component in the servo system. With the wide application of PMSM in the aerospace field, the requirement of its power density and performance is higher and higher. Manual winding is still the main installation method of this kind of motor windings. When there are many turns and slots, and the span is non-full-pitch, it is easy to cause asymmetric pitch in the process of manual winding. In this paper, the vector model and finite element model of PMSM AC windings are established by theoretical analysis, and the influence of asymmetric pitch on the inductance, resistance, no-load potential, torque and torque ripple of the motor is analyzed.

Keywords: permanent magnet synchronous motor, non-full-pitch winding, asymmetric pitch, simulation analysis

1 概述

永磁同步电动机因其高功率密度、调速性好等优点被广泛应用到航空航天、工业机器人和新能源汽车领域。永磁同步电机在航空航天的应用主要有伺服舵机系统和力矩电机直驱系统等用途,这些用途无不对电机的反电势正弦度和低齿槽转矩提出了更高的要求。分数槽结构能够显著降低反电势谐波含量,提高相反电势正弦度和抑制齿槽转矩,此外分数槽绕组结构还能提高电机的槽满率,显著缩短绕组端部,有效减小电机的用铜量和电枢电阻,降低电

机的成本和发热。相比于分布绕组,分数槽集中绕组电动机具有端部绕组短、结构紧凑、工艺简单、功率密度高等特点。此外,研究还表明多层绕组结构能够降低磁动势谐波含量,有效减小转矩波动。

由于分数槽绕组跨距特殊,受生产规模、制造成本和电机结构的影响,航空航天领域应用的电机不能通过自动化绕线设备进行绕组嵌放,通常需要借助传统的手工绕线方式进行生产。一些电机结构小,但槽数和匝数较多,手工下线难免会存在绕制不对称的情况,当三相绕组分布不对称时,电机三相反电势不对称,电机在运行过程中会引起转矩波动增

大,引起电机振动和噪音等问题,因此分析因绕组嵌放分布不对称对电机性能的影响具有重要意义。

目前国内在研究绕组不对称和绕组参数方面,取得了诸多进展。文献[2]针对表贴式多相分数槽绕组无刷直流电机,借鉴绕组函数的思路,由磁路方法解析推导了通用的电感计算公式,其计算过程简单,物理意义清晰,并通过有限元仿真验证了计算结果,验证结果表明满足工程精度需求。该解析公式能够得到电机自感与各相互感间的关系,因此能够大大减少多相绕组电感参数的数目,有利于编程计算和多相电机数学模型的建立。所推导的通用计算公式适用于不同结构的分数槽绕组,例如当 $y=1$ 时可以计算集中绕组结构的电感。由于整数槽结构属于分数槽绕组的一种特殊情况,因此可以用来计算多相整数槽结构的各相电感。

目前国内外的研究重点,都在针对绕组按照设计要求制造后,在使用过程中出现短路故障或因自身选用特殊的极槽配合^[4]等原因所引起的绕组不对称,并针对这种不对称所表现的特性进行分析研究。对于电枢绕组在加工过程中所引起的绕组节距与设计要求的不对称,导致电机性能变化的研究甚少。

2 三相同步电动机基本理论

2.1 交流同步电机的原理

三相交流同步电机的模型如图 1 所示,在定子侧,定子绕组逆时针相隔 120° 排布。在转子上,励磁绕组中通入励磁电流或将转子换为永磁转子,转子磁极如图 1 所示。

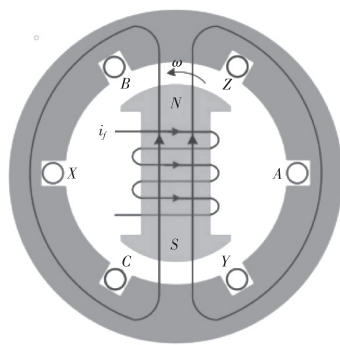


图 1 三相交流电机模型

在定子 ABC 绕组上施加三相对称电压 V_A 、 V_B 、 V_C ,三相电压幅值 U_m 相同,频率 ω 相同,相位相差 120° 。从而在气隙中生成逆时针旋转的磁场,旋转磁场拖动转子磁极旋转。

$$V_A = V_m \cos(\omega t) \quad (1)$$

$$V_B = V_m \cos\left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right) \quad (2)$$

$$V_C = V_m \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) \quad (3)$$

电机向量模型如图 2 所示,当绕组对称分布时,三相电压施加在绕组上后,将在电枢上产生合成电势 V_δ , V_δ 以角速度为 ω 在定子铁芯上形成旋转磁场。为确保转子旋转平稳,则需要定子磁场旋转平稳。根据公式可知,定子磁场旋转平稳需要 A、B、C 三相的幅值须相同,绕组分布需要对称。

$$\begin{aligned} V_\delta &= V_A + V_B e^{j\frac{2}{3}\pi} + V_C e^{-j\frac{2}{3}\pi} \\ &= \frac{3}{2} V_m [\cos(\omega t) + j\sin(\omega t)] \end{aligned} \quad (4)$$

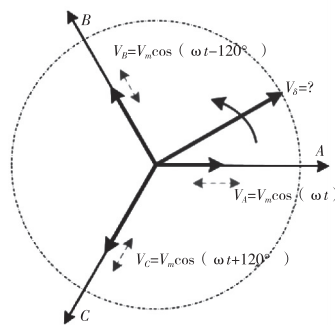


图 2 三相交流电机定子向量模型

2.2 三相交流电机的反电势

当永磁同步电机的转子旋转后,转子磁场将会在定子上产生旋转磁场,该旋转磁场将会在电枢绕组中产生感应电势。当一匝绕组的两个边置于旋转磁场中时,根据参考文献[1]中的匝电动势计算(图 3),将在绕组的两个边中产生感应电势,所对应感应电势分别用 E_{c1} 和 E_{c2} 表示。该线圈的总感应电势之和 E_{t1} 为两个线圈的感应电势向量和。对于整距绕组,两个边位于两个磁场方向相反的磁极下,所产生的感应电势相反,线圈所产生的感应电势幅值最大,随着跨距从整距变化为短距或长距,线圈的合成电势幅值逐渐减小。

对于整个同步电机的交流绕组,设每相绕组都由 s 个线圈组成,每个线圈又有 n 个匝组成,则对于 A 相反电势 E_A 需通过公式计算得出。同理,可计算出 B 相和 C 相的相反电势 E_B 、 E_C 。

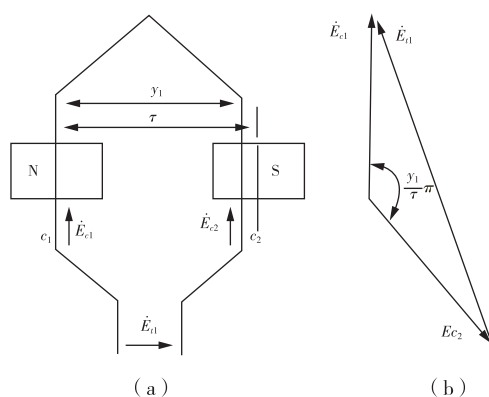


图3 匝电动势计算^[1]

$$\dot{E}_A = \sum_{k=1}^s n(\dot{E}_{kAe1} + \dot{E}_{kAe2}) \quad (5)$$

其幅值为:

$$E_A = 4.44 N k_{N1} f \phi \quad (6)$$

式中: N 表示串联匝数, k_{N1} 为绕组系数, f 为磁场交变旋转频率, ϕ 为气隙磁通有效值。

2.3 交流绕组的电阻和电感

交流绕组由一系列漆包线缠绕而成,绕组的电阻由漆包线电阻率、匝数、节距、槽数和铁芯直径等组成,设电机绕组总匝数为 N ,每一匝的平均半匝长为 L ,一匝的线圈数为 n ,漆包线电阻率为 ρ ,并绕根数为 k 。则电机的相电阻值可通过公式计算得出:

$$R = 2 N n L k \rho \quad (7)$$

可见对于相同铁芯结构的电机,绕组电阻只与漆包线的线径、并绕根数和缠绕匝数有关,与绕组的绕制方式,绕向等参数无关,只要绕组总的匝数、并绕根数和所选漆包线线径相同,则绕组的电阻值相同。

绕组是由一系列的漆包线按照一定规律缠绕在铁芯齿上所形成,因此这些漆包线就形成了一个电感,根据三相同步电机的输入特性可知,该类电机主要表现为大电感结构,其电感值对电机自身的性能有重要影响。根据电感定义可知,电感为通电线圈磁链与产生该磁链的电流之比:

$$L_m = \frac{\psi}{i} \quad (8)$$

根据参考文献[2]可知,对于表贴式永磁同步电机,电枢自感 L_m 和互感 M_{k-j} 可通过公式计算得出。

$$L_m = \frac{y}{a^2} \cdot \frac{Z_t - y}{Z_t^2} \cdot N_c^2 \cdot \mu_0 \cdot \frac{l_{ef}}{\delta_{ef}} \cdot \pi D \quad (9)$$

$$M_{k-j} = [(Z_t - y) \cdot (y - |k - j|) - y |k - j|] \cdot \frac{1}{a^2} \cdot \frac{1}{Z_t^2} \cdot N_c^2 \cdot \mu_0 \cdot \frac{l_{ef}}{\delta_{ef}} \cdot \pi D \quad (10)$$

式中: y 为节距, t 为单元电机个数, a 为并联支路数, N_c 为匝数, μ_0 为真空磁导率, k 指代三相中的一相, δ_{ef} 是考虑了永磁体厚度的等效气隙长度, Z_t 为单元电机的槽数, D 为气隙圆周处的直径, l_{ef} 为定子铁芯的有效长度。

根据公式(9)和公式(10)可知,绕组的自感和互感与绕组的节距有关,当绕组节距发生变化时,自感和互感均会引起变化。

3 电机仿真分析

3.1 电机分析模型建立

本文研究的电机绕组节距不对称的绕组图如图4所示,电机参数如表1所列。根据绕组图可知,节距不对称又可以分为同一槽中导体电流相同和同一槽中电流不同两种。

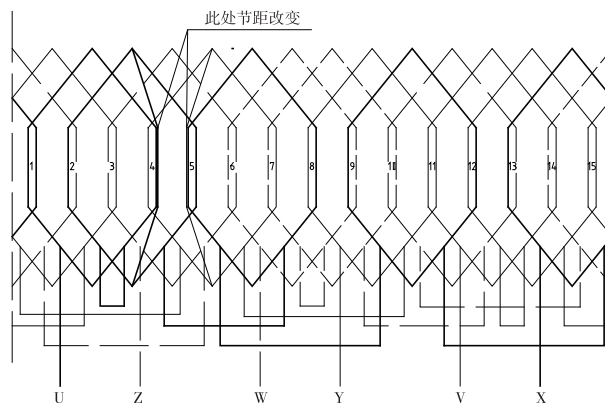


图4 节距不对称绕组图

表1 电机主要参数

铁芯外径 /mm	铁芯内径 /mm	铁芯长度 /mm	转子外径 /mm	绕组 匝数	槽数	节距
49	23	59	21.4	19	15	3

为简化仿真分析,设槽中的绕组一部分绕制不对称,一部分绕制对称,且不对称只出现在一处,同一电机模型只有一种不对称。根据绕组图将模型对

应的绕组实体进行分割,并分别设置对称部分和不对称部分绕组的导体根数、电流流向和分配所属的绕组元件,建立电机有限元分析模型,如图 5 所示。

3.2 电枢 Maxwell
2D 仿真分析

3.2.1 电感仿真分析
永磁同步电机转

子上安装有永磁体,通常永磁体产生的磁场较强,会与绕组通电在铁芯上产生的磁场相互反应。此外,由于受转子结构影响,电机电感会有交直流电感之分,因此转子与铁芯的相对位置不同,其电感值有差异。为排除因转子结构对电感值的影响,将建立的电机 Maxwell 2D 分析模型进行改进,将永磁体、轴的材料设置为空气或非导磁体,建立纯电枢分析模型。

为突出分析效果和简化分析,提高分析准确性,将模型中的不对称绕组实体内的绕组根数设置成完全不对称,即该线圈整个放置不对称。仿真分析出电枢在绕向不对称和节距不对称情况下三相绕组自感和互感统计情况,如表 2 所示。

表 2 电枢三相电感对比情况

节距		自感/mH	互感/mH
对称	L_U	1.079	L_{UV} 0.27
	L_V	1.079	L_{VW} 0.27
	L_W	1.079	L_{VW} 0.27
不对称	L_U	1.0493	L_{UV} 0.28
	L_V	1.0879	L_{VW} 0.25
	L_W	1.079	L_{VW} 0.25

根据仿真分析可知,节距不对称会对涉及两相绕组的自感和互感都有一定影响,这种影响体现在其中一相绕组的自感显著减小,互感增大;另一相绕组的自感增大,但对未涉及相的自感和互感无影响。

3.2.2 电枢磁场仿真分析

为研究外界对称电流加在绕组不对称电枢上所产生的磁场分布情况,通过给电枢注入三相对称交

流电流源,仿真出节距对称电枢和节距不对称电枢在相同时刻的磁场分布情况,如图 6 所示。

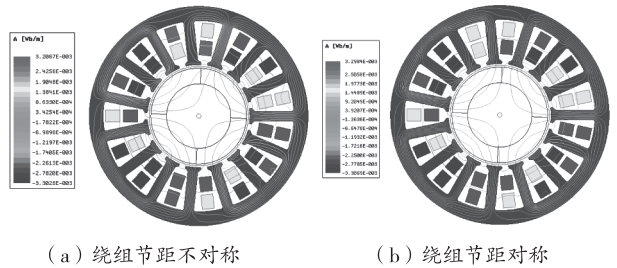


图 6 绕组节距不对称和对称结构同一时刻电枢磁场分布情况

根据仿真结果可知,当绕组节距不对称时,绕组线圈的不对称边所在电枢位置的磁场将发生重要变化,其中一个线圈的不对称边所产生磁场将同一槽中另一绕组边产生的磁场直接抵消,引起该线圈边所在处的合成磁场强度削弱,致使该磁场轴线方向偏移。而在另一个线圈中,不对称边产生的磁场加强了该槽所在位置的电枢磁场,引起该线圈边所在处的合成磁场加强,同样也引起了磁场轴线方向偏移。由于节距不对称,引起电枢上的部分磁场轴线方向发生偏移,其余未受影响的磁场轴线未发生偏移,致使电机磁场分布不再对称。

3.3 电机空载反电势仿真分析

通过对电机的绕组节距不对称分析模型进行设置,给转子一定的转速,输入电流值设置为 0,仿真出绕向不对称时电机三相反电势有效值随 U 相和 V 相各有一个线圈边节距不对称匝数变化的曲线如图 7 所示。

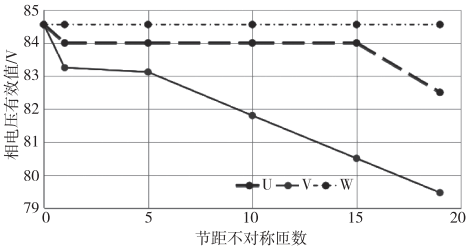


图 7 节距不对称电机空载反电势有效值变化曲线

根据曲线可知,电机 U 相和 V 相的空载反电势随着不对称匝数的增加而降低,其中 V 相下降较为明显,从 84.5 V 降低至 79.5 V,降幅达 10%。

表3 节距不对称电机空载相反电势谐波含量统计

相电压	谐 波 次 数								绕组不对称数 组间对匝数
	1		3		5		7		
	幅 值 /V	占 比 /%	幅 值 /V	占 比 /%	幅 值 /V	占 比 /%	幅 值 /V	占 比 /%	
U	119.15	91.320	10.2	7.818	0.26	0.195	0.87	0.667	0
	118.46	91.462	10	7.721	0.22	0.170	0.84	0.647	1
	118.45	91.460	10	7.721	0.22	0.170	0.84	0.649	5
	118.44	91.452	10	7.721	0.22	0.170	0.85	0.656	10
	118.4	91.450	10	7.724	0.22	0.170	0.85	0.657	15
	116.47	93.408	6.60	5.293	1.16	0.932	0.46	0.366	19
V	119.15	91.320	10.2	7.818	0.26	0.195	0.87	0.667	0
	118.76	91.481	9.97	7.680	0.2	0.154	0.89	0.686	1
	117.26	92.077	9.11	7.148	0	0.078	0.98	0.769	5
	115.4	92.342	8.11	6.490	0.35	0.280	1.11	0.888	10
	113.6	92.598	7.22	5.885	0.63	0.515	1.23	1.003	15
	112.2	92.737	6.6	5.455	0.87	0.723	1.31	1.085	19
W	119.15	91.320	10.2	7.818	0.26	0.195	0.87	0.667	0
	119.15	91.324	10.2	7.818	0.25	0.192	0.87	0.667	1
	119.15	91.324	10.2	7.818	0.25	0.192	0.87	0.667	5
	119.15	91.324	10.2	7.818	0.25	0.192	0.87	0.667	10
	119.15	91.324	10.2	7.818	0.25	0.192	0.87	0.667	15
	119.15	91.324	10.2	7.818	0.25	0.192	0.87	0.667	19

统计U、V、W三相的空载反电势,并进行傅里叶分析其谐波幅值和占比,如表3所列。通过分析可知,随着绕组节距不对称匝数的增加,W相的谐波幅值和含量未出现明显变化,U相反电势3次谐波节距不对称匝数较低时变化不明显,但达到19匝时明显降低,分析是由于本分析模型中U相节距不对称方向为短距方向,当不对称数增加到一定量后,相当于绕组短距涉及,极大削弱了3次谐波和基波含量,由于3次谐波的频率是基波的3倍,其削弱效果比基波更为明显。V相随着节距不对称数增加,基波幅值降低,3次谐波占比有明显降低。分析同样是由于短距效应削弱了基波和3次谐波的含量。

综上所述可知,节距不对称对电机的空载影响主要是引起空载反电势幅值不对称,且随着不对称绕组数量的增加,其反电势幅值和有效值的不对称度增加。但对相反电势的谐波影响较小。

3.4 电机电磁转矩仿真分析

电磁转矩是电机的关键指标,电机输出性能主

要通过电磁转矩拖动负载。电磁转矩的性能由转矩大小和转矩波动来表征,其中转矩大小表征了电机的带载能力和效率,是电机的数量指标,转矩波动表征了电机带载运行的平稳性,是电机的重要指标,对于伺服电机,转矩波动尤为重要。较大的转矩波动还会影响系统的位置精度和响应快慢,当转矩波动过大时,将会严重降低伺服系统的可靠性和精度。

通过给电机三相绕组设置对称三相交流电流,通过Ansoft Maxwell 2D软件设置,模拟电机在 $I_d=0$ 方式驱动下闭环旋转,仿真分析出节距不对称情况下电机的电磁转矩曲线,如图8所示。

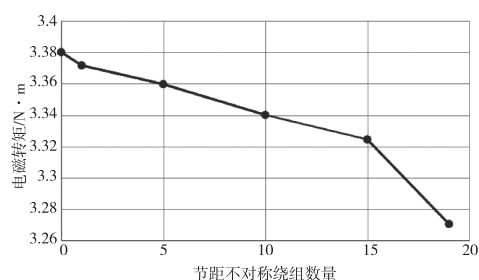


图8 绕组节距不对称电机电磁转矩平均值变化曲线

根据仿真曲线的变化情况可知,随着节距不对称绕组数量的增加,电机的电磁转矩降低,特别是当线圈的不对称数绕组超过15根后,转矩下降幅度有明显的增大。结合本文仿真模型分析可知,绕组节距不对称变化方向对应的是绕组短距方向,分析是由于当不对称数增大到一定程度后,采用短距嵌放方式的绕组占绝大多数,短距效果明显,转矩显著降低。

转矩波动的变化曲线如图9所示,根据曲线变化情况可知,随着节距不对称绕组数的增加,电磁转矩的转矩波动增加,当线圈不对称绕组数量超过15根以后,转矩波动增幅明显增强。对比前文的电枢磁场分布情况可知,电机转矩波动的增加主要是由于定子磁场分布不均匀引起,线圈内的绕组节距不对称数量超过一定数量后,整个定子磁场分布不均匀,不对称线圈所在的磁场方向偏离,引起电枢反应不平衡,进而引起电磁转矩波动增大。

4 总结

本文先介绍了三相交流同步电机的基本理论,

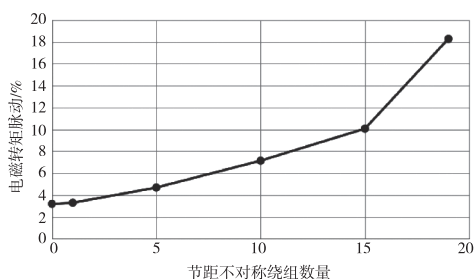


图9 绕组节距不对称电机电磁转矩波动变化曲线

包括交流同步电机的原理、电机三相反电势的计算、交流绕组电阻和电感的计算,再在 Maxwell 2D 建立绕组节距安放不对称情况的电机模型,从电枢电感(自感和互感)、电枢磁场、电机空载反电动势和电机电磁转矩方面进行仿真分析,分析绕组嵌放分布不对称对电机性能的影响。

①节距不对称会对涉及两相绕组的自感和互感都有一定影响,这种影响体现在其中一相绕组的自感显著减小,互感增大,另一相绕组的自感增大,但对未涉及相的自感和互感无影响;

②当绕组节距不对称时,绕组线圈的不对称边所在电枢位置的磁场将发生重要变化,一方面引起该线圈边所在处的合成磁场强度削弱,磁场轴线方向偏移。另一方面则加强了另一个线圈该槽所在位置的电枢磁场,引起该线圈边所在处的合成磁场加强,磁场轴线方向偏移。由于节距不对称,引起电枢上的部分磁场轴线方向发生偏移,其余未受影响的磁场轴线未发生偏移,致使电机磁场分布不再对称;

③随着不对称绕组的匝数增加,电机的电磁转矩降低,转矩波动增加。

参考文献

- [1] 辜承林,陈乔夫,熊永前. 电机学[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2018.
- [2] 戴雅婷,李东臻,邱原. 表贴式多相分数槽绕组电机的电感分析[J]. 舰船电子工程,2021,41(9):190-195.
- [3] 葛红岩,卓亮,刘勇,等. 永磁力矩电机三相绕组不对称性改进方法研究[J]. 电机与控制应用,2017,44(10):83-87.
- [4] 王仁璠. 信息光学理论与应用[M]. 2版. 北京:北京邮电大学出版社,2009:145-149.
- [5] 黄守道. 电机瞬态过程分析的 MATLAB 建模与仿真[M]. 北京:电子工业出版社,2013:278-279.
- [6] 洪乃刚. 电力电子和电力电子拖动控制系统的 MATLAB 仿真[M]. 北京:机械工业出版社,2006:78-81.
- [7] 陈益广. 分数槽集中绕组永磁同步电机的电感计算[J]. 电工技术学报,2014,29(3):119-124.
- [8] 夏永洪,王善铭,黄劭刚,等. 齿谐波绕组感应电动势波形快速计算[J]. 电机与控制学报,2011,15(9):1-5.

作者简介:刘显兰(1991-),女,大专学历,助理工程师,主要从事电机制造。

刘有恩(1992-),男,学士,工程师,主要从事电机设计与制造研究。

收稿日期:2022-12-12

选区激光熔化温度场仿真及温度调控研究

孔 帅,李亚琦,曹素红,李九良,吝肖肖,吴宝平
(中国船舶重工集团公司第七一八研究所,河北 邯郸 056000)

摘 要:在选区激光熔化(SLM)加工过程中,温度对工件的成形质量具有决定性的作用,而温度取决于加工工艺。因此,针对铜合金加工的温度问题,建立了铜合金温度场三维有限元仿真模型,研究了不同工艺参数对温度场温度的影响,为铜合金加工的工艺调控提供理论基础。基于温度场仿真模型,本文分别研究了激光功率、扫描速度、扫描间距、粉末层厚对温度场的影响,研究表明:熔池的温度随着激光功率的增加而增加,随着扫描速度的增加而减小,扫描间距和扫描层厚对温度场的温度会有一定的影响,但是影响非常小。

关键词:选区激光熔化(SLM) 温度场 工艺调控 熔池

中图分类号:TH146

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0025-05

Temperature field simulation and temperature control of selective laser melting

KONG Shuai, LI Yaqi, CAO Suhong, LI Jiuliang, LIN Xiaoxiao, WU Baoping

Abstract: In the selective laser melting (SLM) process, temperature has a decisive impact on the forming quality of the workpiece, and the temperature depends on the processing technology. Therefore, aiming at the temperature problem of copper alloy processing, a three-dimensional finite element simulation model of the temperature field of the copper alloy is established, and the influence of different process parameters on the temperature field is studied, so as to provide a theoretical basis for the process control of copper alloy processing. Based on the temperature field simulation model, the influence of laser power, scanning speed, scanning spacing, and powder layer thickness on the temperature field is studied. The results show that the temperature of the molten pool increases with the increase of laser power and decreases with the increase of scanning speed. The scanning spacing and scanning layer thickness have a certain influence on the temperature field, but the influence is very small.

Keywords: selective laser melting (SLM), temperature field, process control, molten pool

0 引言

由于SLM技术能够直接制造出形状复杂、组织致密度高、成形尺寸精度高、力学性能好的零件,被认为是当前最有潜力的AM技术之一^[1-3]。现在已经被大量应用于航空航天、医学生物、电子、汽车、建筑、海军潜艇等各个领域,成为当今的一个研究热点。然而,SLM技术也面临着一些技术难题需要解决,例如粉末材料经过快速熔化与凝固,发生复杂的物理与化学变化,导致最后成形件出现致密度、精度不高,裂纹翘曲,力学性能差等现象,因此SLM成形技术还需要进一步研究和完善。由于选区激光熔化

热行为是非常复杂的,而且在选区激光熔化过程中激光热源扫描速度快、激光光斑直径小和加工环境封闭等条件限制了SLM加工过程的观察与监测。

当前的主流研究路线图都强调开发建模和仿真工具,以增进对SLM加工过程的理解,并最终用作优化过程和减轻缺陷的预测工具。当前大多数的学者采用有限元法(Finite Element Analysis, FEA)来对SLM的温度场进行研究。华中科技大学李佳佳^[4]基于温度场模型研究了加工工艺参数对选区激光熔化多组元合金温度场的影响。南京航空航天大学李雅莉等^[5]采用有限元法对温度场建模,在只改变激光功率的情况下对AlSi10Mg熔池尺寸进行了分析,

结果表明:熔池长度与深度之比随着激光功率的增加而增加。华中科技大学彭刚勇等^[6]将材料的各向异性考虑到温度场模型中来提高预测模型的精度,并且基于实验进行了验证。中北大学李宝强等^[7]为了探究多激光选区激光熔化技术,建立了一个3D有限元模型来获得不同扫描次数的AlSi10Mg的温度场。

1 SLM 温度场仿真模型

1.1 控制方程

SLM 在加工过程中,一直存在热传导、热对流、热辐射的作用,如图1所示。粉床内的热量变化可以采用非线性瞬态热传导方程来描述^[8-10]:

$$k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

其中, T 是温度, t 是时间, k 为粉末的有效导热系数, c 为材料的比热, ρ 为粉末的密度, q 为热流密度。

在这些参数中, k, c, q 都随温度呈现非线性变化规律。本文通过查阅合金手册和采用插值法确定了实体状态和液体状态铜锡合金的材料热物性参数,并根据孔隙率计算出了粉末的热物性参数。

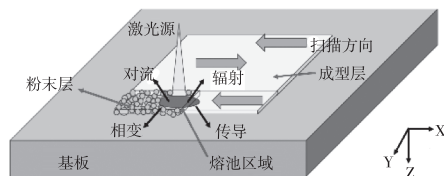


图1 SLM 物理模型示意图

1.2 热源模型

采用的高斯激光热源可以表示为^[11-12]:

$$\begin{cases} q = \frac{2AP}{\pi\omega} \exp\left(-\frac{2r^2}{\omega^2}\right) \\ r = (x - x_0 - vt)^2 + (y - y_0)^2 \end{cases} \quad (2)$$

式中, P 为激光功率,W; ω 为激光光斑半径; A 为激光吸收功率; r 为粉床表面上某一点位置到光斑中心的距离; v 为激光扫描速度。

1.3 相变潜热

本文基于ANSYS采用热焓法进行相变潜热处理,其公式为:

$$H = \int \rho c(T) dT \quad (3)$$

式中, ρ 为材料的密度; c 为材料比热容; T 为温度。

1.4 边界条件

边界条件主要分为四种,第一种边界条件为初始条件下边界温度,假设初始温度为室温 T_0 ,可以表示为:

$$T(x, y, t) \big|_{t=0} = T_0 \quad (4)$$

本文激光热源辐射到粉末表面被简化为热流密度输入,属于第二种边界条件,可以定义为:

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} = q \quad (5)$$

粉床表面存在以空气(保护气体氩气)为介质的对流换热过程,属于第三种边界条件,可以定义为:

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} = h(T - T_0) \quad (6)$$

式中, h 为对流换热系数。

粉床表面向环境辐射热能,属于第四类边界条件,可以定义为:

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} = \sigma \varepsilon (T - T_0) \quad (7)$$

式中, ε 为物体的有效辐射率(黑度); σ 为Stefan-Boltzmann常数, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ 。

1.5 有限元模拟

基于ANSYS软件对SLM过程中铜锡合金温度场进行模拟仿真,SLM的工艺参数如表1所示。在仿真过程中,有限元模型主要分为两层,

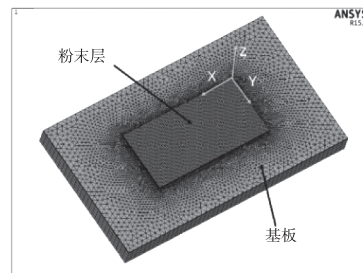


图2 温度场有限元模型

如图2所示,分别为基板和粉末层,粉末层的尺寸为 $1.2 \text{ mm} \times 0.6 \text{ mm} \times 0.03 \text{ mm}$,基板的尺寸为 $2.4 \text{ mm} \times 1.4 \text{ mm} \times 0.2 \text{ mm}$ 。

表1 有限元分析中的参数

参 数	值	参 数	值
激光功率 P	100 ~ 400 W	熔点 T_m	956 °C
扫描速度 v	0.2 ~ 0.8 m/s	潜热 ΔH	188 kJ/kg
扫描间距 d	80 ~ 120 μm	激光光斑半径 ω	60 μm
铺粉层厚 Z	20 ~ 40 μm	激光吸收率 A	0.26
热对流系数 h	80 W/m ² · K	初始环境温度 T_0	20 °C

2 基于有限元模型的 SLM 温度调控分析

SLM 温度场温度对于工件的成形质量具有重要的作用,而温度场温度又是由加工工艺决定的,并且温度场温度很难被直接测量,因此本文基于温度场有限元模型来研究不同加工工艺参数对温度场的影响。基于大量学者的研究表明,影响选区激光熔化成形质量的加工工艺参数非常多,但是激光功率、扫描速度、粉末层厚和扫描间距等是影响工件成形质量的重要参数。所以本文分别研究激光功率、扫描速度、粉末层厚和扫描间距这些工艺参数对铜合金温度场温度的影响。

因此,本文建立了铜合金 SLM 温度场有限元模型,研究了不同工艺参数(激光功率、扫描速度、粉末层厚、扫描间距)对温度场温度的影响,以达到通过调控温度来提高成形质量的目的。

2.1 激光功率对温度场温度的影响

图 3 为不同激光功率下熔池对比图。从图中可以看出:激光功率为 100 W、200 W、300 W、400 W 时,温度场的最大温度分别为 866.266 °C、1681.37 °C、2522.06 °C、3346.83 °C,随着激光功率的增加而增加。随着激光功率的不断增加,红色区域熔池的面积越来越大,热量扩散的区域也越来越大,这是由于随着激光功率的增加,单位时间内输入的热量增多导致的。图 3(a)基本上看不到红色区域,这是因为激光功率过小,没有超过粉末熔点,此时粉末完全不熔化;图 3(d)中熔池区域最大,最大温度超过了沸点,会导致出现粉末气化蒸发等现象,而且当前工艺下会产生非常剧烈的液滴飞溅等现象,这些现象不利于最终工件的成形质量。

2.2 扫描速度对温度场温度的影响

图 4 为不同扫描速度下熔池云图对比图。从图中可以看出,中心最大温度、红色区域熔池面积和热扩散区域为(a)>(b)>(c)>(d)。通过对比可以得知,扫描速度对温度场熔池的影响非常明显,随着扫描速度的增加,熔池最大温度、熔池的面积和热扩散区域不断减小;但是相对于激光功率对温度场的影响,扫描速度对最大温度和红色区域熔池面积影响较小,对热扩散区域的影响要大于激光功率。而且

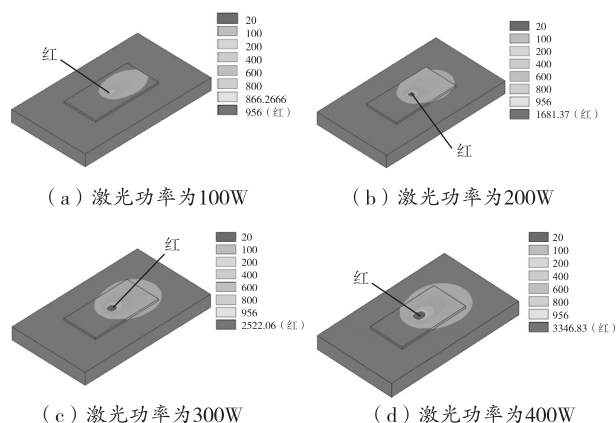


图 3 不同激光功率下熔池云图对比

扫描速度的大小也会影响熔池存在的时间,研究表明:熔池存在的时间长短对球化现象会有显著的影响。

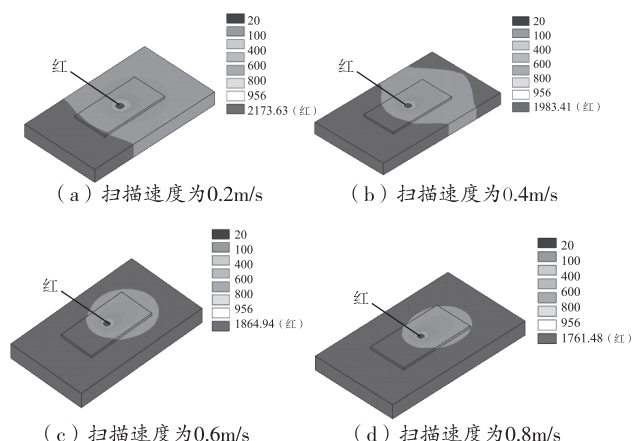


图 4 不同扫描速度下熔池云图对比

2.3 扫描间距对温度场温度的影响

图 5 为不同扫描间距下熔池云图对比图,图 5(a)、图 5(b)和图 5(c)分别代表扫描间距为 80 μm、100 μm 和 120 μm,对应的熔池最大温度分别为 2601.01 °C、2580.52 °C、2570.16 °C,随着扫描间距的增加,最大温度逐渐降低,两者呈负相关,但是变化并不明显。从图中可以看出:图 5(a)、图 5(b)和图 5(c)没有明显的区别,这说明扫描间距对温度场的熔池的温度影响不大。事实上,扫描间距对加工至关重要,如果扫描间距过大,导致搭接率较小,相邻的单熔道之间就会搭接不良,并且出现较大的缺陷,从而导致成形工件表面的粗糙度较大,而且也

会导致出现致密度不高等缺陷;如果扫描间距过小,导致搭接率较大,就会导致过度重熔,从而产生球化等现象,同样会使工件成形质量不高,而且扫描间距过小会影响加工效率。

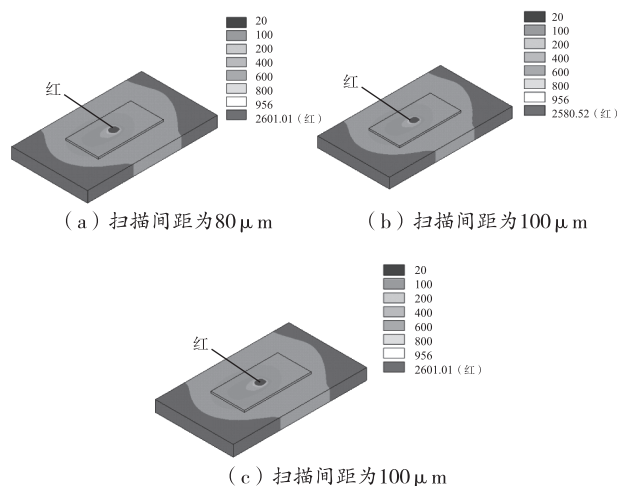


图5 不同扫描间距下熔池云图对比

2.4 粉末层厚对温度场温度的影响

图6为不同粉末层厚下熔池分布云图对比图,其中图6(a)、图6(b)和图6(c)分别是粉末层厚为20 μm、30 μm和40 μm时的熔池云图,从图中可以看出:粉末层厚为20 μm、30 μm和40 μm时熔池最大温度分别为2425.81 °C、2511.98 °C、2576.62 °C,随着粉末层厚的增加,最大温度逐渐增加,但是变化并不明显,熔池云图基本相同,这表明在一定范围内粉末层厚对温度场熔池温度影响不大。但是,粉末层厚对于SLM加工有着重要的作用,粉末层厚较小会导致加工效率过低,粉末层较厚会导致粉末不能完全熔化。因此,在选区激光加工过程中,粉末层厚需要控制在合理的范围内,既不能过大也不能过小,要略微大于熔池的深度。

3 结论

1) 本文基于温度场有限元模型,分析了不同工艺参数对温度场的影响,在一定工艺参数范围内,SLM的激光功率和扫描速度对温度场温度的影响非常显著,随着激光功率的增大而增大,随着扫描速度的增大而减小;扫描间距和粉末层厚虽然对温度场温度有一定的影响,但是影响非常小,温度场温度

大小的调控主要取决于激光功率和扫描速度。

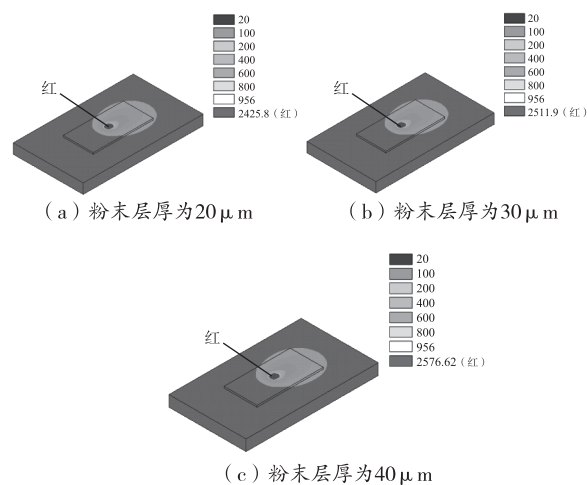


图6 不同粉末层厚下熔池云图对比

2) 温度虽然是决定SLM成形质量的重要因素,但是SLM成形过程是非常复杂的,它还和熔池的特性、粉末的特性等因素有关;扫描间距和粉末层厚虽然对温度场温度的影响较小,但它们仍是影响SLM成形质量的重要因素;因此SLM的成形质量除了考虑温度外,还需要多因素进行考虑,采用多目标进行决策寻优,这也是本文下一步研究的重点方向。

参考文献

- [1] 杨永强,陈杰,宋长辉,等. 金属零件激光选区熔化技术的现状及进展[J]. 激光与光电子学进展,2018,55(1):9-21.
- [2] 顾冬冬,张红梅,陈洪宇,等. 航空航天高性能金属材料构件激光增材制造[J]. 中国激光,2020,47(5):32-55.
- [3] CHEN Q, LIANG X, HAYDUKE D, et al. An inherent strain based multiscale modeling framework for simulating part-scale residual deformation for direct metal laser sintering[J]. Additive manufacturing,2019,28:406-418.
- [4] 李佳桂. 金属粉末选择性激光熔化成形模拟及试验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2007.
- [5] LI Y, GU D. Parametric analysis of thermal behavior during selective laser melting additive manufacturing of aluminum alloy powder[J]. Materials & design,2014,63:856-867.
- [6] 彭刚勇. 激光选区熔化成形钛合金温度场和应力场数值模拟[D]. 武汉:华中科技大学,2018.

等截面四点接触球轴承承载能力分析*

张 俊, 刘天宋

(江苏联合职业技术学院 常州刘国钧分院, 江苏 常州 213000)

摘 要:等截面四点接触球轴承是工业设备中核心部件之一, 实现两部件之间的载荷传递和相对运转, 较高的使用频率、冲击载荷、材料的原始缺陷等极易造成薄壁四点接触球轴承损伤, 影响工业设备工作精度和效率。通过赫兹接触理论进行接触应力和接触面积的理论分析, 获得滚动体与滚道接触区域接触应力和接触面积的解析解。建立滚动体与滚道接触有限元验证模型, 通过与赫兹接触理论进行对比, 验证数值模型的有效性。最后, 运用验证过的滚动体与滚道接触有限元模型对滚动体与滚道接触区域承载能力进行分析。本文的研究有利于提高工业设备等截面四点接触球轴承承载能力的计算精度, 为等截面四点接触球轴承的研发设计和优化设计提供可靠的手段和依据。

关键词:等截面四点接触球轴承 赫兹接触理论 承载能力 理论计算 数值分析

中图分类号: TH117.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)05-0029-07

Analysis of bearing capacity of equal section four-point contact ball bearing

ZHANG Jun, LIU Tiansong

Abstract: Equal section four-point contact ball bearing is one of the core components of industrial equipment, which plays the role of relative motion and load transfer between two components. The high use frequency, the impact load, and the original defects of materials will affect the normal operation of the bearing and the entire equipment. In this paper, theoretical analysis of the contact stress and the contact area is carried out by using the Hertzian contact theory, and the analytical solutions of the contact stress and the contact area between the rolling element and the raceway are obtained. The finite element

- [7] LIU B, LI B Q, LI Z, et al. Numerical investigation on heat transfer of multi-laser processing during selective laser melting of AlSi10Mg [J]. Results in physics, 2019, 12: 454-459.
- [8] SOHRABPOOR H, MOUSAVIAN R T, OBEIDI M, et al. Improving precision in the prediction of laser texturing and surface interference of 316L assessed by neural network and adaptive neuro-fuzzy inference models [J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2019, 104: 4571-4580.
- [9] HERTLEIN N, DESHPANDE S, VENUGOPAL V, et al. Prediction of selective laser melting part quality using hybrid bayesian network [J]. Additive manufacturing, 2020, 32: 101089.
- [10] PARK H S, NGUYEN D S, LE-HONG T, et al. Machine learning-based optimization of process parameters in se-

- lective laser melting for biomedical applications [J]. Journal of intelligent manufacturing, 2022, 33 (6): 1843-1858.
- [11] ELHAM M, NING J, PETER B, et al. Thermal modeling of temperature distribution in metal additive manufacturing considering effects of build layers, latent heat, and temperature-sensitivity of material properties [J]. Journal of manufacturing & materials processing, 2018, 2 (3): 63.

作者简介: 孔帅 (1993-), 男, 助理工程师, 2021 年硕士毕业于北京工业大学机械工程专业, 现主要从事气象制氢技术研究。

收稿日期: 2022-12-28

verification model between the rolling element and the raceway is established, and the validity of the numerical model is verified by comparing it with the Hertzian contact theory. Finally, the bearing capacity of the contact area between the rolling element and the raceway is analyzed by using the validated contact model. The research is conducive to improving the calculation accuracy of the bearing capacity of the equal section four-point contact ball bearing, and provides a reliable means and basis for the design and optimization of the equal section four-point contact ball bearing.

Keywords: equal section four-point contact ball bearing, Hertzian contact theory, bearing capacity, theoretical calculation, numerical analysis

0 引言

等截面四点接触球轴承是先进制造业中的重要零件,起到两部件之间旋转和传递载荷的作用,由滚动体、内圈、外圈和保持架等部件组成,可同时承受轴向力、径向力、倾覆力矩的综合载荷,广泛用于精密仪器、机床、工程机械、工业机械人等领域。随着先进制造业的高速发展,各行各业对等截面四点接触球轴承的承载能力和可靠性提出了更高的要求^[1-2]。

在等截面四点接触球轴承承载能力研究方面,国内外学者通过对一些条件进行简化设置,建立静力学模型,计算结果与实际情况存在一些误差,但可用于等截面四点接触球轴承承载能力研究。轴承静力学分析是以 Hertz 接触理论作为基础理论,为轴承的设计和分析提供理论支撑。轴承解析计算通常将内圈和外圈假设成刚性体,变形仅发生在滚动体与滚道接触区域,运用赫兹接触理论求解接触区域的力学特性分析^[3]。当赫兹接触理论假设不满足时,解析解应用的范围和精度受较大影响,理论结果与实际工程情况存在误差,例如:球式轴承滚球与滚道半径相差小,不满足非协调性接触假设等。

数值计算模型能够有效解决赫兹接触理论带来的误差,而且可以考虑更多的影响因素,计算精度和效率高,但是数值计算模型不同,参数设置、网格大小、算法等对计算结果影响不同,需要进行模型验证。罗继伟等^[4]运用赫兹接触理论求解圆锥滚子轴承滚子与滚道接触区域的接触应力。吴飞科等^[5]建立数值模型分析不同滚道曲率系数对点接触类型滚动轴承的影响。Houpert^[6]对不同轴承受力模型进行分析,提出滚动体计算的新方法,但对深沟球轴承及内圈和外圈不重合的球轴承无法使用。

尚振国等^[7]建立轴承有限元模型,材料设置为弹性和弹塑性两种,研究不同材料参数的滚动体与滚道接触受载后的变形情况。Khonsari 等^[8]建立滚球与平板接触有限元模型,将接触区域应力分布与赫兹接触理论结果进行对比,计算结果对比显示两者误差小。Pandiyarajan 等^[9]建立大直径球轴承接触有限元模型,分析滚球与滚道接触区域的应力分布和变形。

解析计算方法和数值计算方法对等截面四点接触球轴承承载能力计算结果不同,计算结果误差大。本文根据赫兹接触理论提出一种数值模型验证方法,排除数值模型设置对计算结果的干扰,提高数值模型精度。运用验证过的数值模型进行等截面四点接触球轴承承载能力分析,提高等截面四点接触球轴承承载能力计算的精度和效率,对等截面四点接触球轴承设计人员结构设计和优化设计提供重要参考,对工程实际应用具有重要意义。

1 等截面四点接触球轴承承载能力理论计算

1.1 等截面四点接触球轴承结构尺寸

本文以等截面四点接触球轴承作分析,单个滚球与内圈和外圈有四个接触点,如图 1 所示,虚线为滚球与滚道接触点连线,而且外径与内径比值小,滚球直径小且数量多,横截面和重量一般约为相同内径的标准轴承的 20% 和 5%,可同时承受轴向力、径向力和倾覆力矩的联合作用,整体结构尺寸参数如表 1 所示。等截面四点接触球轴承的滚球、内圈和外圈材料均为 GCr15 轴承钢,其弹性模量为 207000 MPa,泊松比 0.3。等截面四点接触球轴承与深沟球轴承装配方式相同,滚球个数 z 的约束函数^[10]:

$$\frac{\phi_{\min}}{2\sin^{-1}\frac{D_w}{D_{wp}}} + 1 \leq z \leq \frac{\phi_{\max}}{2\sin^{-1}\frac{D_w}{D_{wp}}} + 1 \quad (1)$$

式中: D_w - 滚球直径, D_{wp} - 滚道直径, $\phi_{\min}$ - 最小填球角, $\phi_{\max}$ - 最大填球角。

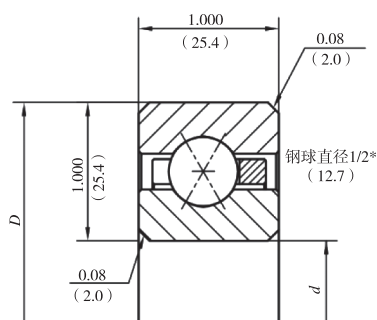


图1 等截面四点接触球轴承结构图

轴承滚球个数 z 一般为基数, 根据公式(1) 和等截面四点接触球轴承结构参数, 本文选择滚球个数 z 为 45。

表1 等截面四点接触球轴承结构尺寸

参 数	数 值
轴承宽	25.4 mm
内径 d	101.6 mm
外径 D	152.4 mm
滚球直径 D_w	12.7 mm
滚道直径 D_{wp}	127 mm
内圈沟曲率半径系数 f_e	0.52
外圈沟曲率半径系数 f_i	0.52
轴向力 F_a	50 kN
倾覆力矩 M	200 kN · mm
接触角 α	45°

当轴向力单独作用在等截面四点接触球轴承滚球与滚道时, 各滚球受载相同, 如图 2(a) 所示, 每个滚球与滚道的接触载荷 P_a 为:

$$P_a = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad (2)$$

在圆周上径向力对滚动体产生最大接触载荷 Q_0 的角度位置设为 $\phi_0 = 0$, 如图 2(b) 所示。处于 ϕ 角度位置滚球承受径向接触载荷可表示为:

$$F_r = [Q_0 + 2 \sum (P_\phi \cos \phi)] \cdot \cos \alpha, \text{ 其中 } \phi \leq \pi/2 \quad (3)$$

处于 ϕ 角度位置滚柱承受径向接触载荷可表示为:

$$F_r = Q_0 + 2 \sum (Q_\phi \cos \phi), \text{ 其中 } \phi \leq \pi/2 \quad (4)$$

$$P_\phi = Q_0 \cdot \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \quad (5)$$

$$Q_\phi = Q_0 \cdot \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \quad (6)$$

滚球径向载荷表示为:

$$F_r = \frac{Z Q_0 J_r(\varepsilon)}{\cos \alpha} \quad (7)$$

当倾覆力矩单独作用在等截面四点接触球轴承滚球与滚道时, 如图 2(c) 所示, 忽略接触角影响, 假定接触变形只发生在滚球的竖直方向。倾覆力矩单独作用下滚动体竖直方向最大变形量为 $\delta_{\max}$, 则 $\delta_\phi = \delta_{\max} \cos \phi$, 正压力的竖直分量对 Y 坐标产生的力矩为:

$$dM = q_\phi \cdot \sin \alpha \cdot ds \cdot \frac{D_{wp}}{2} \cdot \cos \phi \quad (8)$$

$$M = \int_0^{2\pi} dM = \int_0^{2\pi} q_\phi \cdot \sin \alpha \cdot ds \cdot \frac{D_{wp}}{2} \cdot \cos \phi \quad (9)$$

在角度 ϕ 处单位弧长上的载荷 P_M 为:

$$P_M = \frac{4M \cos \phi}{D_{wp} Z \sin \alpha} \quad (10)$$

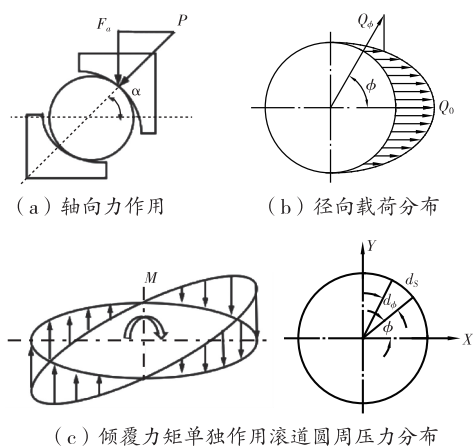


图2 载荷示意图

当等截面四点接触球轴承同时承受轴向力和倾覆力矩作用时, 运用载荷叠加法获得等截面四点接触球轴承滚球与滚道受载后最大接触载荷 $Q_{\max}$ 为^[11]:

$$Q_{\max} = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} + \frac{4.37 F_r}{Z \cos \alpha} + \frac{4M}{D_{wp} Z \sin \alpha} \quad (11)$$

根据表 1 中等截面四点接触球轴承结构参数及

公式(11), 获得滚球与滚道最大接触载荷为 1769 N, 后续将用于滚球与滚道局部有限元模型中。

1.2 等截面四点接触球轴承承载能力理论计算

轴承求解力学性能的经典方法是赫兹接触理论, 赫兹接触理论做了以下假设: 滚球垂直作用于滚道, 接触区域仅发生弹性变形, 忽略滚球与滚道间摩擦^[12-14]。赫兹接触理论计算滚球与滚道接触长短半轴和最大接触应力如下^[15-16]:

$$a = a^* \left[\frac{3Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{1 - u_1^2}{E_1} + \frac{1 - u_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

$$b = b^* \left[\frac{3Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{1 - u_1^2}{E_1} + \frac{1 - u_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (14)$$

式中: a - 接触区域长半轴长, a^* - 赫兹接触系数, b - 接触区域短半轴长, b^* - 赫兹接触系数, E - 弹性模量, Q - 接触载荷, u - 泊松比, $\sum \rho$ - 曲率和。

根据表 1 中等截面四点接触球轴承结构参数及式(11)、式(12)、式(13)和式(14), 查《球轴承的设计计算》^[17] 表获得滚球与滚道最大接触应力为 4005.2 MPa, 接触区域长半轴长 0.58306 mm, 短半轴长 0.36187 mm。

2 等截面四点接触球轴承局部承载能力数值计算

2.1 等截面四点接触球轴承数值模型验证

为了验证等截面四点接触球轴承有限元模型精度, 在保证模型计算精度的情况下减少有限元模型的网格数量, 选取 1/4 滚球和滚道模型, 如图 3 所示, 截取部分滚球和滚道。滚道底面约束全部自由度, 滚球保留 X 方向平移自由度和 Y 方向平移自由度, 其他自由度被约束。在实际工况中, 当等截面四点接触球轴承受载后, 滚球往滚道边缘移动, 接触角发生变化, 滚球上的载荷不垂直于滚道, 不满足赫兹接触理论中载荷垂直施加在接触表面的假设, 因此, 赫兹接触理论不能直接验证等截面四点接触球轴承局部接触有限元模型的计算结果。为了解决上述问题, 在滚球上施加与初始接触角方向相同的载荷 F , 保证滚球与滚道之间始终垂直接触, 如图 4 所示, 这

样等截面四点接触球轴承局部接触有限元模型满足赫兹接触理论假设, 验证滚球与滚道局部接触有限元模型的有效性。

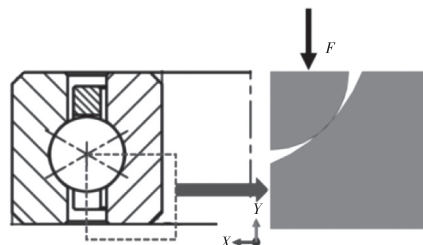


图 3 滚球与滚道接触局部有限元模型

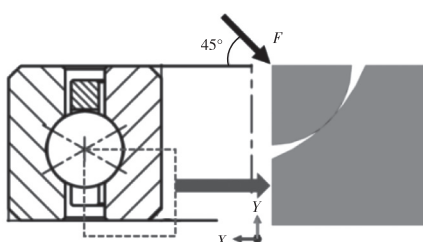


图 4 滚球与滚道接触局部有限元验证模型

为了验证滚球与滚道接触局部有限元模型的有效性, 对赫兹接触理论计算结果和滚球与滚道接触局部有限元验证模型结果进行对比, 以赫兹接触理论为基准, 采用图 4 中载荷施加方式, 使滚球载荷垂直于滚道, 满足赫兹接触理论假设。选择滚球与滚道接触区域的不同有限元网格尺寸, MS 0.04 (网格尺寸 0.04 mm)、MS 0.06 (网格尺寸 0.06 mm)、MS 0.08 (网格尺寸 0.08 mm)、MS 0.10 (网格尺寸 0.10 mm)、MS 0.12 (网格尺寸 0.12 mm)。如图 5(a) 所示, 当有限元网格尺寸由大变小过程中, 滚道上的等效应力逐渐变大。如图 5(b) 所示, 当有限元网格尺寸由大变小过程中, 最大接触应力的波动由剧烈变平缓, 与赫兹接触理论获得的最大接触应力值误差逐渐变小, 当有限元网格尺寸为 0.04 mm 模型的误差为 3.201%。如图 5(c) 所示, 对比接触区域面积, 当有限元网格尺寸为 0.04 mm 模型的误差为 5.702%, 误差在可接受范围^[18], 有限元模型中网格尺寸为 0.04 mm 时对有限元计算结果的影响较小, 所以最终滚球与滚道接触区域有限元网格尺寸为 0.04 mm, 用于后续承载能力分析, 选取有限元网格尺寸大小与王大力等^[19] 和 Satyanarayana 等^[20] 的研

究分析相吻合。

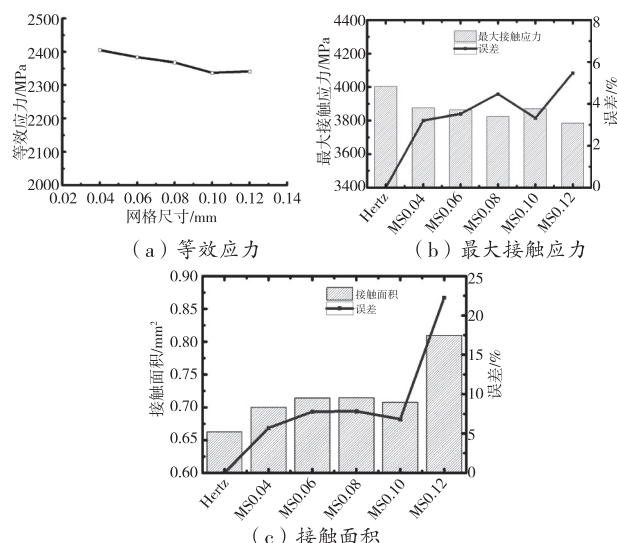


图5 滚球与滚道接触局部有限元验证模型结果

2.2 等截面四点接触球轴承局部承载能力数值计算

当等截面四点接触球轴承正常工作时,滚球与滚道载荷施加形式如图3所示。如图6(a)所示,滚球与滚道局部接触区域的最大等效应力为2133 MPa,最大等效应力位置位于滚球与滚道接触区域的表面下方。如图6(b)所示,在滚球与滚道接触有限元模型中,滚道表面接触应力最大值为3443 MPa,接触区域形状类似于椭圆形,而在2.2节中,通过赫兹接触理论计算的滚球与滚道最大接触应力为4005.2 MPa,两者误差为14.04%。影响等截面四点接触球轴承承载性能的重要参数之一是接触角,从滚道圆弧中点到滚道最大等效应力点连线,与水平夹角为接触角,当空载时滚道与滚动体之间属于点接触,随着载荷的增加,滚道与滚球接触区域变为面接触时,等效应力最大的地方发生变化。如图6(c)所示,滚球与滚道接触模型受载后接触角为45.52°,与初始接触角45°不同,所以,对于等截面四点接触球轴承不满足赫兹接触理论假设,不能直接通过赫兹接触理论对数值模型进行验证。

3 等截面四点接触球轴承整体承载能力数值分析

3.1 等截面四点接触球轴承整体有限元

等截面四点接触球轴承尺寸大,滚动体数目多,

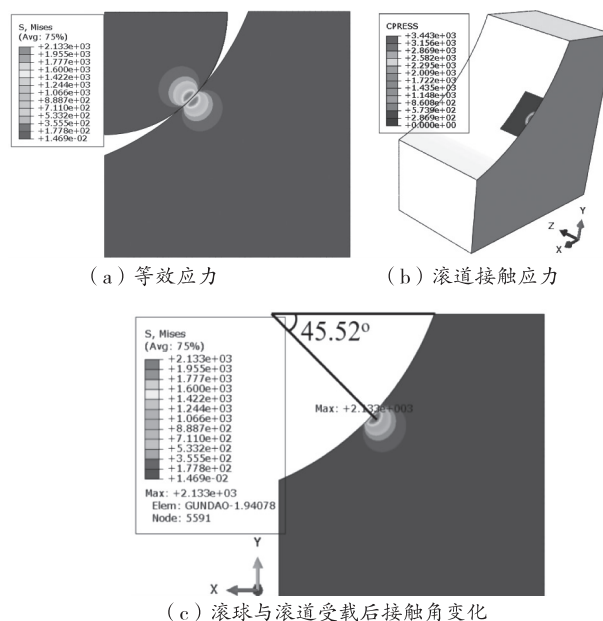


图6 滚球与滚道接触局部有限元模型结果

整体有限元模型不仅花费大量建模时间,而且计算时间长,接触对数量多,计算收敛难度大,对计算设备要求高。使用非线性结构代替滚动体,模拟滚道与滚球之间的接触行为,可大幅缩小等截面四点接触球轴承有限元模型的规模和计算时间,降低计算难度。根据赫兹接触理论,等截面四点接触球轴承中滚球与滚道载荷-变形可描述为:

$$Q = k^{-\frac{3}{2}} \delta^{\frac{3}{2}} = K \delta^{\frac{3}{2}} \quad (15)$$

式中: K - 刚度系数, Q - 接触载荷, δ - 变形量。

K 的数值由等截面四点接触球轴承滚道直径、滚球直径、滚道曲率半径和材料特性确定,根据参考文献[17]所提供的计算方法以及相关参数, K 取值446961 N/mm。根据图1和表1的结构和参数在ABAQUS/CAE中建立等截面四点接触球轴承数值模型。采用Partition功能菜单,对内外圈进行分区切割,滚道上网格尺寸为0.05 mm,单元形状为Hex六面体单元,结构化网格,网格划分算法为Medial Axis中性轴算法,单元类型选择C3D8I,如图7(a)所示。等截面四点接触球轴承内圈全固定,外圈上表面与参考点RP-1运动耦合(Kinematic coupling),约束X轴和Y轴方向的移动及X轴和Y轴方向的转动,表1中的载荷施加在参考点RP-1,如图7(b)所示。在Interaction接触功能模块中,弹

簧/阻尼器菜单中选取两点连接方式创建线性弹簧, 弹簧的连接端点对应滚球与滚道的接触点, 利用非线性弹簧代替滚球, 两对非线性弹簧表示一个滚球, 如图 7(c) 所示。

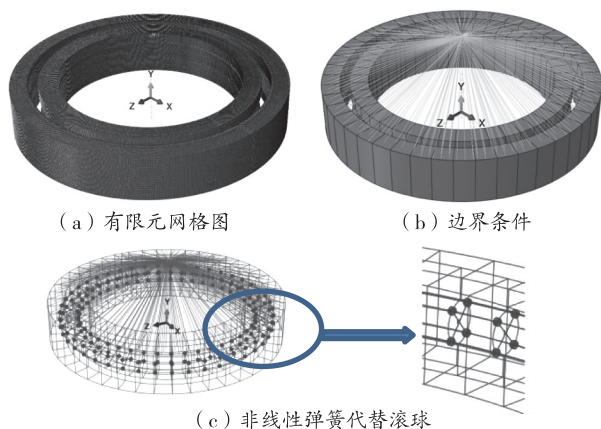


图 7 等截面四点接触球轴承整体有限元模型结果

3.2 等截面四点接触球轴承整体承载能力数值计算

将图 2(b) 中角度 ϕ 根据滚球个数等分获得不同滚球所处位置, 代入公式 (3) 获得各滚球所受的倾覆力矩, 与公式 (2) 轴向力叠加, 获得每个滚球所受的载荷, 如图 8 所示。这个结果为解析结果, 内外圈假设为刚体, 仅滚球与滚道接触区域发生变形。提取等截面四点接触球轴承整体有限元模型中弹簧上的载荷, 获得各滚球所受载荷。滚球受压, 所以载荷为负值。如图 8 所示, 等截面四点接触球轴承解析结果和数值结果的载荷分布趋势相同, 数值结果大于解析结果, 这是由于数值模型中的内外圈为弹性体, 受载后发生变形。如表 2 所示, 如果以解析结果为基础, 数值结果对比的误差为 15%, 在允许误差范围内^[18]。等截面四点接触球轴承整体有限元模型变形如图 9 所示, 在内圈固定的情况下, 载荷施加在外圈上端面, 所以变形发生在外圈。根据公式 (2) 和公式 (3) 及表 1 的数据可知, 各滚子所受的轴向力远大于倾覆力矩, 所以外圈各处未出现明显扭转。

表 2 各模型求解最大接触载荷对比

解析模型最大 载荷/N	数值模型最大 载荷/N	最大接触载荷 相对误差
-1769	-2048	15%

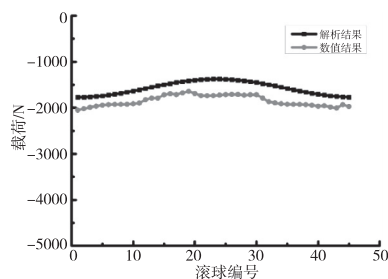


图 8 等截面四点接触球轴承整体有限元模型结果与解析结果对比



图 9 等截面四点接触球轴承整体有限元模型变形图

等截面四点接触球轴承结构尺寸大, 套圈的抗变形能力不易保证, 部分学者认为许用接触应力应取低一些, 国际上轴承厂家基本上取万分之一滚动体直径变形时的接触应力为最大接触应力, ISO 国际标准和 ANSI 美国国家标准^[21]给出不同类型轴承滚动体直径万分之一永久变形的接触应力, 点接触形式最大接触应力为 4200 MPa。滚道静承载能力以滚动体允许的最大变形时接触应力与许用接触应力的比值来衡量, 因此, 用静态安全系数来衡量等截面四点接触球轴承滚道静承载能力。等截面四点接触球轴承安全系数计算公式为:

$$f_s = \left(\frac{[\sigma_{\max}]}{\sigma_{\max}} \right)^3 \quad (16)$$

式中: f_s - 安全系数, $\sigma_{\max}$ - 滚球与滚道接触应力, $[\sigma_{\max}]$ - 滚球与滚道许用接触应力。

等截面四点接触球轴承静载荷安全系数 f_s 一般大于 1.5, 根据滚球与滚道接触强度的安全系数为 1.82, 说明在最大载荷条件下, 其强度可以保证等截面四点接触球轴承主机的使用性能要求。

4 结论

本文通过对等截面四点接触球轴承承载能力进行分析, 建立接触滚球与滚道有限元验证模型, 与赫

兹接触理论通过最大接触应力和接触面积对比分析,运用验证过的滚球与滚道接触有限元模型进行承载能力分析,结论如下:轴承局部接触有限元模型中,大尺寸有限元网格尺寸模型计算结果远远大于小尺寸有限元网格模型,对等截面四点接触球轴承承载能力分析影响大。在等截面四点接触球轴承正常工况时,由于滚球与滚道之间接触角发生较大变化,不满足赫兹接触理论中载荷垂直施加在滚道上的假设,不能用于局部接触有限元结果验证。等截面四点接触球轴承整体数值模型内外圈设置为弹性体,所以计算结果大于解析结果。通过对等截面四点接触球轴承承载能力的研究,一方面提高等截面四点接触球轴承承载能力的计算精度和有效性,另一方面有利于降低等截面四点接触球轴承有限元模型的规模,提高等截面四点接触球轴承计算分析的效率,为等截面四点接触球轴承设计人员计算校核承载能力和结构优化设计提供重要参考。

参考文献

- [1] 陈月. 四点接触球轴承精度寿命影响因素研究[D]. 洛阳:河南科技大学,2020.
- [2] 陈森. 超薄壁圆柱滚子轴承的高速打滑分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2021.
- [3] 陈锦江,任成祖,徐燕申. 数值计算赫兹接触问题的新方法[J]. 机床与液压,2004(1):42-43.
- [4] 罗继伟,张俊杰. 圆锥滚子接触应力数值求解[J]. 轴承,2004(9):1-3.
- [5] 吴飞科,罗继伟,张磊,等. 关于 Hertz 点接触理论适用范围探讨[J]. 轴承,2007(5):1-3.
- [6] HOUPERT L. Load-displacement relationships for ball and spherical roller bearings[J]. Journal of tribology, 2015,137(2):0211021-02110217.
- [7] 尚振国,董惠敏,毛范海,等. 具有塑性变形的转盘轴承有限元分析方法[J]. 农业工程学报,2011,27(12):52-56.
- [8] KHONSARI M M, LOVELL M R, MARANGONI R D. A finite element analysis of the frictional forces between a cylindrical bearing element and MoS₂ coated and uncoated surfaces[J]. Wear, 1996,194(1/2):60-70.
- [9] PANDIYARAJAN R, STARVIN M S, GANESH K C. Contact stress distribution of large diameter ball bearing using Hertzian elliptical contact theory[J]. Procedia engineer- ing, 2012,38(4):264-269.
- [10] 姚龙. 薄壁四点接触球轴承参数化设计与动力学分析[D]. 昆明:昆明理工大学,2019.
- [11] 顾家祯. 回转支承材料及力学性能研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2012.
- [12] 张迅雷,邵凤常,曹诚梓. 角接触球轴承额定动载荷与刚度双目标函数优化设计[J]. 轴承,1995(7):2-4.
- [13] 贾平. 偏航变桨轴承力学特性分析与结构优化[D]. 大连:大连理工大学,2012.
- [14] 高学海,黄筱调,王华,等. 双排四点接触球转盘轴承滚道接触压力分布[J]. 南京工业大学学报,2011,31(1):80-83.
- [15] 郑红梅,田贵,梁昌文,等. 基于弹塑性有限元方法的转盘轴承材料许用接触应力研究[J]. 轴承,2016(1):36-39.
- [16] 池冰. 航空发动机滚动轴承动力学模型分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016.
- [17] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京:机械工业出版社,2003.
- [18] 曹金凤. Abaqus 有限元分析常见问题解答与实用技巧[M]. 北京:机械工业出版社,2020.
- [19] 王大力,孙立明,单服兵,等. ANSYS 在求解轴承接触问题中的应用[J]. 轴承,2002(9):1-4.
- [20] SATYANARAYANA S, MELKOTE S N. Finite element modeling of fixture-workpiece contacts: single contact modeling and experimental verification[J]. International journal of machine tools & manufacture, 2004,44(9):903-913.
- [21] Load ratings and fatigue life for ball bearings: ANSI/AFBMA Std 11-1990[S]. 1990.

基金项目:江苏省教育科学“十三五”规划课题(C-b/2020/03/03);江苏联合职业技术学院立项课题“基于工作过程系统化的《机器人示教与编程》课程建设与实践”(B/2020/10/061);常州市科技计划项目应用基础研究计划(CJ20209033);江苏省青蓝工程项目。

作者简介:张俊(1989-),男,讲师,硕士,研究方向:工业机器人结构设计、系统开发。

收稿日期:2022-10-25

新能源汽车双面水冷散热器热设计及校核

郭松,张运吉

(贵州永红散热器有限责任公司,贵州 贵阳 550009)

摘要:对新能源汽车双面水冷散热器进行热设计计算,并分别采用 CAE 仿真和台架试验测试的方法对热设计计算结果进行校核,同时对热设计计算、CAE 仿真校核及热测试试验结果进行分析。研究结果显示:对双面水冷散热器的热设计计算结果与 CAE 仿真和热测试结果趋于一致,双面水冷散热器能够满足设计要求。

关键词:新能源汽车 散热器 热设计 校核

中图分类号:U469.72+2

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0036-05

Thermal design and verification of double-side radiator for new energy vehicles

GUO Song,ZHANG Yunji

Abstract:The thermal design calculation of the double-side radiator for new energy vehicles is carried out,and the calculation results are verified by using CAE simulation and bench test. Then the thermal design calculation,the CAE simulation and the thermal test results are analyzed. The research results show that the thermal design calculation results are consistent with the CAE simulation and thermal test results,indicating that the double-side radiator can meet the design requirements.

Keywords:new energy vehicle,radiator,thermal design,verification

0 引言

作为新能源汽车电控系统核心部件的 IGBT 模块,其工作时会产生大量的热量。近年来随着 IGBT 模块日趋小型化、集成化,双面冷却的 IGBT 模块已经在新能源汽车中大量采用,双面水冷散热器可以有效带走 IGBT 模块工作时所产生的热量,确保 IGBT 模块的热稳定性和可靠性。本文通过 CAE 仿真和台架测试对双面水冷散热器的热设计计算进行校核,确保双面水冷散热器能够满足使用要求。

1 双面水冷散热器的结构

如图 1 和图 2 所示,需进行冷却的 IGBT 模块被安装在双面水冷散热器的上下两个组件之间,冷却液通过散热器

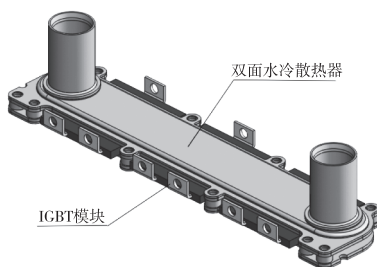


图 1 双面水冷散热器示意图

的管嘴流入散热器,通过散热器上与 IGBT 模块贴合的功能面将模块工作时的热量带走。

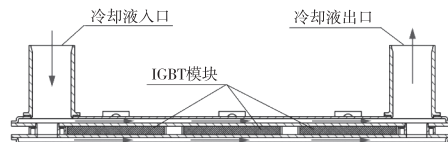


图 2 双面水冷散热器剖面图(翅片未示出)

2 双面水冷散热器热设计计算

2.1 设计要求

双面水冷散热器材质为 6063 铝材,流经其中的冷却介质为防冻液(乙二醇 50%+水 50%),散热器上沿冷却液流动方向串联均布 3 个 IGBT 模块,设计要求见表 1。

表 1 双面水冷散热器设计输入

单个模块发热功率/W	单面发热面积/mm ²	冷却液入口温度/℃	冷却液流量/(L/min)
500	55×32	25	10

续表 1

环境温度 /℃	散热器工作 压力/MPa	散热器压降 /kPa	模块功能面均温 /℃
25	0.2max	≤25	≤43

2.2 热设计计算

因 3 个 IGBT 模块发热功率相同且串联排布,为了简化计算,将双面水冷散热器上的 3 个 IGBT 模块合并,简化为一个发热源(发热功率为 3 个模块发热功率之和),模块发热表面温度均匀分布,散热器上的散热功能面与热源大小相同。因每个 IGBT 模块为双面发热并分别与散热器的两个散热功能面进行贴合散热,因此散热器上每个与 IGBT 模块接触的散热功能面上吸收的热量为 IGBT 模块总发热量的一半。简化后的传热计算模型如图 3 所示,其换热计算可按照 GB/T 15428—1995《电子设备用冷板设计导则》中均温冷板进行^[1]。

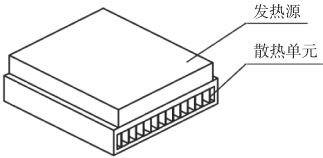


图 3 简化后的传热计算模型示意图

散热器中的锯齿形翅片的尺寸示意图及几何参数如图 4 所示。

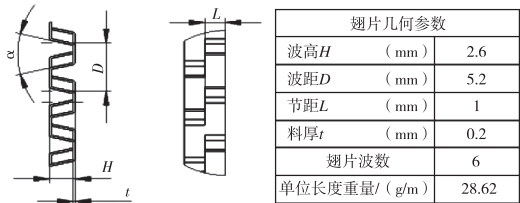


图 4 锯齿形翅片的尺寸示意图及几何参数

冷却液出口温度:

根据能量平衡方程,IGBT 模块发出的热量与散热器内冷却液带走的热量相等,可计算出冷却液流经散热器后的出口温度。

$$Q = q_m \cdot c_p (t_2 - t_1) \tag{1}$$

式中:Q—IGBT 模块单面的发热量; q_m —冷却液的质量流量; c_p —冷却液的定压比热容; t_1 —冷却液入口温度; t_2 —冷却液出口温度。

散热器的换热系数:

$$h = j \cdot G \cdot c_p \cdot P_r^{-2/3} \tag{2}$$

式中: j —考尔本数,与翅片的结构形式和雷诺数相关,可通过 J—Re 关系曲线图查找其数值; G —单位面积的质量流量; c_p —冷却液的定压比热容; P_r —普朗特数,与流体的动力粘度系数、导热系数和比热容有关^[2]:

$$P_r = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \tag{3}$$

其中: μ —流体导热系数; λ —流体动力粘度系数。

翅片效率^[3]:

$$\eta_f = \frac{th(mH)}{mH} \tag{4}$$

$$\text{其中: } m = \sqrt{\frac{2h}{\mu \cdot t}} \tag{5}$$

式中:H—锯齿形翅片高度; h —散热器的换热系数; μ —翅片材料导热系数; t —翅片厚度。

散热器的总效率:

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f) \frac{S}{S_1} \tag{6}$$

式中:S—锯齿形翅片的传热面积; S_1 —散热单元的总面积。

传热单元数:

$$NTU = \frac{h \cdot \eta_0 \cdot S_1}{q_m \cdot c_p} \tag{7}$$

式中: h —散热器的换热系数; η_0 —散热器的总效率; S_1 —散热单元的总面积; q_m —冷却液的质量流量; c_p —冷却液的定压比热容。

散热功能面平均温度:

$$t_s = \frac{e^{NTU} t_2 - t_1}{e^{NTU} - 1} \tag{8}$$

式中: t_1 —冷却液入口温度; t_2 —冷却液出口温度。

经计算,双面水冷散热器功能面的平均温度为 40.63℃。

以上对双面水冷散热器的热计算是基于均温冷板的计算,得到的计算结果是散热器功能面的平均温度^[1],在 IGBT 模块实际工作的情况下,散热器表面的温度并不是均匀的,靠近冷却液出口处的散热器表面温度由于吸收 IGBT 模块工作时的热量,会高于入口处的温度。仅通过计算得出的平均温度低于许用温度,无法保证 IGBT 模块正常工作。因此通过 CAE 仿真分析综合模拟 IGBT 模块与散热器

的相互作用,得出冷板表面的温度分布云图,确保散热器设计的合理性,提高热设计的可靠性。

同时,因受到散热器整体结构形式,如进出口通道、冷却介质分流结构、流体转向、换热单元结构及流体在不同位置的流动状态等多种因素影响,涉及到以上诸多位置的沿程阻力和局部阻力的叠加,其计算过程相对复杂且计算结果准确度不高,因此没有进行散热器的阻力特性计算,对于散热器的阻力特性通过 CAE 仿真和试验台架校核的方式进行。

3 仿真校核

仿真校核采用 Autocad CFD2018 软件进行,参照散热器技术要求中相关参数对相应的边界条件进行设定,运行仿真计算后分别得到冷却液的流动迹线图和散热器表面温度的分布云图以及阻力特性^[4]。基于 CFD 软件的热仿真流程及主要步骤如图 5 所示。

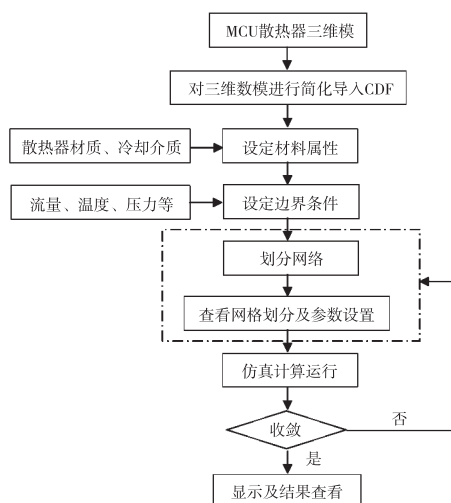


图 5 基于 AutocadCFD2018 的热仿真流程图

进行仿真计算时,对散热器数模中的安装孔、支撑柱等与散热器传热关系不大的结构进行简化,IG-BT 模块及散热器与周围空气的对流换热及辐射散热均忽略不计。由于网格划分的数量和网格精度会直接影响到有限元计算的工作量和计算结果的准确性,为了尽量准确地进行温度场和流场计算,满足边界层对网格质量的要求,同时兼顾现有电脑硬件资源,网格尺寸大小取 0.04 mm,对固体和流体区域划分成均质六面体网格,网格数量约为 3600 万个左

右,如图 6 所示。

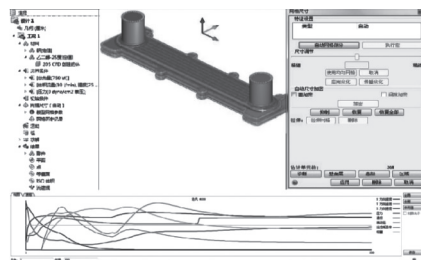


图 6 简化模型网格划分及运算迭代收敛图

温度场分析:如图 7 所示,散热器出口温度为 28.49 °C,从图 8 散热器的纵向温度云图和图 9 表面温度云图上可以看出,散热器表面温度沿冷却液流动方向逐渐升高,图 10 显示,功能面最高温度位于靠近散热器出口位置的芯片发热区域,最高温度为 40.48 °C。

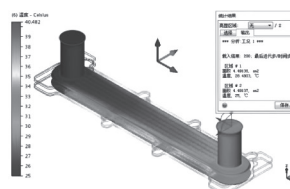


图 7 散热器出口温度图

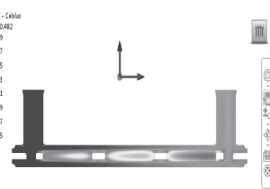


图 8 散热器纵向截面温度云图

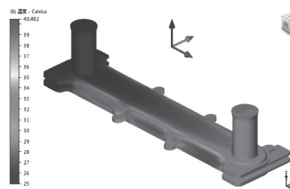


图 9 散热器表面温度云图

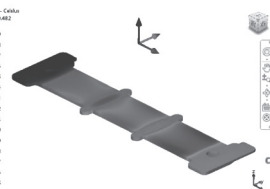


图 10 散热功能面温度云图

压力场和流场分析:设定散热器的进口压力为 0,出口压力 17.26 kPa(图 11)。从图 12 的冷却介质的流迹图可以看出,冷却液进入散热器后在上下两个组件之间的流量分配比例为 50.4% : 49.6%,流量分配均匀,使得散热器上下两个组件的冷却效果基本相同,在散热器进出口通道、冷却介质分流结构、流体转向等位置,没有明显的涡流现象产生。

4 试验校核

热测试试验校核的目的主要是对热设计计算和 CAE 仿真计算的效果进行检验,能够对 MCU 散热

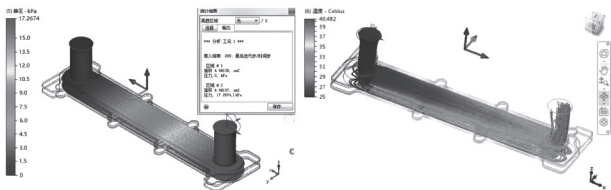


图 11 散热器阻力特性图 图 12 冷却介质流迹图

器的适用性和有效性进行最直接、最准确的评价。测试时将散热器样品按照试验要求在测试台上进行安装,如图 13 所示,采用 3 个热等效装置(片状电阻热源,发热均匀)模拟 IGBT 模块发热,测试时功能面的温度采样点取在每个等效热源的中心位置。待系统达到热平衡后,记录散热器温度采样点的温度度数、进出口压差、散热器出水温度等参数的测量值,测试结果见表 2。



图 13 散热器台架测试

表 2 散热器台架测试结果

环境温度/℃	进口温度 /℃	出口温度 /℃	流量 /(L/min)	流阻 /kPa
25.6	25.8	28.1	10.1	19.4
负载热源功率/W	负载 1	负载 2	负载 3	总功率
	251	251	252	754
功能面温度/℃	负载 1	负载 2	负载 3	平均温度
	38.4	39.9	41.8	40.03

5 设计计算、仿真校核及热测试试验结果分析

通过设计计算确定的 MCU 散热器方案,是将 3 个 IGBT 模块进行简化合一,同时对散热器有效工作部分结构进行简化,采用均温冷板的热力计算方法,经过计算得出 MCU 散热器功能面的平均温度。但是在实际工况中,散热器功能表面的温度不可能是均匀的,随着冷却介质在散热器内流动,经过每一个 IGBT 模块,冷却介质的温度都在升高,散热器功

能面的温度也在升高。因此,仅通过计算得出功能面的平均温度不超过设计要求中允许的范围,无法保证散热器功能表面不超温。同时在计算的过程中,一些计算参数的选取是通过查找图表的方法得到的,这样也会导致计算结果的准确性出现一定偏差。

CFD 仿真计算可以直观地了解散热器内部的压力场、温度场以及功能面温度等参数的分布和变化的情况,进而可以实现对换热器设计方案的优化和改进。本次对双面散热器的 CFD 仿真计算校核,虽然没有对 IGBT 模块和散热器有效工作部分的结构进行简化,但是考虑到网格划分的数量和质量以及仿真计算结果的精度和效率。在计算时对锯齿型翅片的模型及散热器上对散热性能影响不大的结构进行了简化处理,也忽略了其他热损失,这些会与散热器的实际工况产生少量差异。经过设计计算确定的 MCU 散热器方案与 CFD 仿真分析出的散热器功能面的平均温度数值相接近,说明设计计算与仿真计算校核的结果有一定的符合性。

双面水冷散热器的热测试试验是最能够真实反映在实际的使用场景下散热器的工作状态,能够验证设计计算和 CFD 仿真计算校核的准确性,热测试试验过程中因环境温度变化、负载发热均匀性、负载与散热器功能面接触热阻、传感器布置以及测量误差等因素的影响,可能会导致测试结果与设计计算及 CFD 仿真计算的结果出现一定的误差。设计计算、CFD 仿真及热测试试验结果对比见表 3。

表 3 计算、仿真校核及热测试试验结果对比

对比内容	功能面温度/℃	散热器压降/kPa
设计计算	40.63	——
CFD 仿真	40.48	17.27
热测试试验	40.03	19.4

6 结论

通过对双面水冷散热器热设计计算、CFD 仿真计算校核以及热测试试验的结果分析,双面散热器冷却液出口温度、模块功能面温度及冷却液压降值趋于一致,说明双面水冷散热器的热设计能够满足使用要求。

基于力矩平衡原理的一种车辆质心自动测量系统设计与研究

刘建建

(厦门市产品质量监督检验院,福建 厦门 361023)

摘要:以民生产品电动两轮车辆作为设备设计研究开发的测量对象,基于质量反应法下的力矩平衡原理开发设计出的两轮车辆质心自动测量系统,利用车轮外廓圆形的特征设计出双辊轮自动对正支撑装置,同时配合使用双向同步夹紧装置,实现车辆在整个测量过程中的垂直度和前后轮轴的平行度;通过导入高精度位移传感器配合 PLC 程序运行控制,不仅实现测量过程的可重复性、可追溯性,还实现质心测量过程的自动化。试验结果表明,该两轮车辆质心自动测量系统具有检测精度高、检测数据稳定性好、检测高效便捷、自动化程度高等优点。另对该系统延伸使用进行推广介绍,具有广泛的应用前景。

关键词:两轮车辆 质心测量 自动化测试 质量反应法 力矩平衡

中图分类号:TH6

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0040-05

Design of an automatic measurement system for vehicle centroid based on moment balance principle

LIU Jianjian

Abstract: Taking the electric two-wheeled vehicle as the research object, based on the moment balance principle of the mass response method, an automatic measurement system for the centroid of the two-wheeled vehicle is developed. The double roller automatic alignment support device is designed based on the characteristics of the round wheel profile, and the perpendicularity of the vehicle and the parallelism of the front and rear axles during the whole measurement process are realized by using the two-way synchronous clamping device. By introducing the high-precision displacement sensor and PLC program operation control, the repeatability and traceability of the measurement process is realized, as well as the automation of the measurement process. The test results show that the automatic measurement system for the centroid of the two-wheeled vehicle has the advantages of high accuracy, good stability, high efficiency, and high level of automation. The extended use of the system is introduced, which has broad application prospect.

Keywords: two-wheeled vehicle, centroid measurement, automatic testing, mass response method, moment balance

参考文献

- [1] 全国电工电子设备结构综合标准化技术委员会. 电子设备用冷板设计导则: GB/T 15428—1995[S]. 北京: 中国标准出版社, 1995.
- [2] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [3] 赵淳夫. 电子设备热设计[M]. 北京: 电子工业出版社, 2009.
- [4] 朱戈. Autodesk CFD 入门·进阶·精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017.

械工业出版社, 2017.

作者简介: 郭松(1977-), 男, 辽宁省沈阳市人, 高级工程师, 研究方向: 各类车载热交换器产品研发。
张运吉(1987-), 男, 贵州省威宁县人, 工程师, 研究方向: 各类车载热交换器产品研发。

收稿日期: 2022-12-02

近年来,电动两轮车辆具备的出行便利性已广受国民的喜爱,已成为重要的短途个人出行交通工具之一,同时因其具备一定的载物性能,也已成为专业配送、快递从业人员的谋生工具。随着近年来电动两轮车辆使用需求量的激增,带动着整个电动两轮车辆制造产业的飞速发展,创造的社会、经济价值已在国民经济中扮演着重要的角色。作为民生使用的电动两轮车辆产品,在其高效便捷的使用背后,社会各方应加大对产品安全性能的关注,如车辆的驾驶稳定性。电动两轮车辆的行驶稳定性是影响其行驶安全的一个非常重要的因素,而车辆的质心位置是评估车辆行驶稳定性的关键,因此质心位置的准确测量是对研究车辆的行驶性能有着非常重要的意义^[1],也是对车辆从各个学科进行使用性能分析的基础。

目前国家已制定了相关两轮车辆质心测量试验方法的国家标准^[2-3],故而在两轮车辆质心测量原理上已有据可依,但标准中对于质心测量程序较为复杂,涉及工装配套较多,便捷性不足,易造成测量精度低、误差大的问题。因此,基于电动两轮车辆质心测量的检测需求,文中设计研究以国家标准规定的质心测试方法为基础,应用车辆质心测量方法如摇摆法、悬挂法、质量反应法、不平衡力矩法等^[4-6]中的质量反应法结合力矩平衡原理开发设计电动两轮车辆质心自动测量系统,该系统采用前后双辊轮自动对中结构为支撑,双向同步对称夹紧装置,电控线性滑轨与剪刀叉升降结构以及高精度位移、质量采集及通信技术,通过 PLC 及配合相关软件设计,实现了对电动两轮车辆质心位置快速、精准的测量确定。

1 电动两轮车辆质心自动测量系统研究设计的基础原理

电动两轮车辆在水平面内的质心位置和质心高,根据在同一位置的同一物体,其重心和质心重合的原理^[7],用测物体重心的方法、原理测取电动两轮车辆质心的水平坐标位置;质心高的测量,需将车辆的前轮(后轮)抬高使车辆倾斜一定的角度,且应保证车轮处于直线行驶位置。综合文献[2]、[3]中对两轮车辆质心的测量方法,文中的设计研究采用

的基础原理为:

电动两轮车辆质心距前轮轴线距离 L_g 按图 1 及公式(1)测量计算得出。

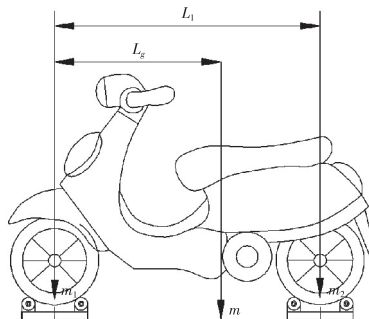


图1 车辆质心水平坐标位置

质心距前轮轴线距离 L_g :

$$L_g = \frac{m_2}{m} \times L_1 \quad (1)$$

其中,整车质量 m = 前轮质量 m_1 + 后轮质量 m_2 。

两轮车辆质心高 H_g 按图 2 及公式(2) 测量计算得出。

质心距车辆接触地面的距离 H_g :

$$H_g = r_j + \frac{\Delta m}{m} \times \frac{L_1}{\tan \alpha} \quad (2)$$

式中: $\Delta m = m_1' - m_1$ 。

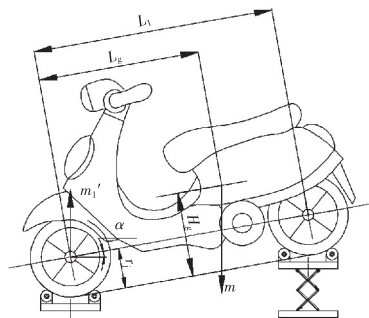


图2 车辆质心高坐标位置

当前后轮直径规格不相同,式中 r_j 按式(3) 计算:

$$r_j = r_{j1} + \frac{m_1'}{m} \times (r_{j2} - r_{j1}) \quad (3)$$

综上式(1)式(2)式(3)可知,测量两轮车辆质心的关键是要先测出两轮车辆的轴距、前后轮质量、举升角度及举升后的前后轮质量等(轮胎半径可采用轮胎规格对应的半径数值),故而两轮车辆质心

位置测量的准确程度取决于对上述各项参数的测量准确程度。文中围绕如何快速、精准自动测量出车辆轴距、前后轮质量、举升角度等展开对电动两轮车辆质心自动测量系统的设计与研究。

2 系统总体设计方案

研究以质量反应法及力矩平衡原理为理论依据,通过以双辊轮自动对中结构为支撑配合双向同步对称夹紧装置实现保证车辆处于垂直状态,由高精度位移传感器采集车辆轴距,同时通过高精度压力传感器采集前后轮的质量;通过精密剪刀叉升降机构将车辆后轮抬起一定高度,并由相关传感器采集提升高度、前后轴在水平方向上的距离和前后轮质量;采集到的数据通过软件程序运算后输出测量所需的质心水平位置 L_g 和质心高度 H_g ;上述所有的动作过程及数据采集运算均为通过由预先编制的 PLC 程序控制运行,实现了质心测量运算的快速化、自动化,其工作原理流程见图 3,主要机械设计结构见图 4。

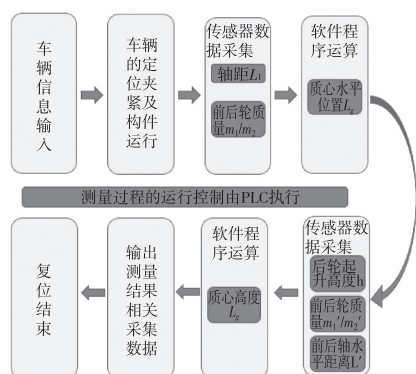


图 3 质心自动测量系统运行原理

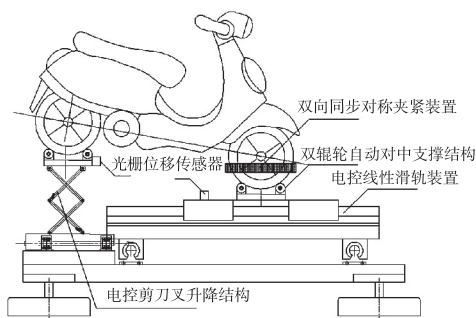


图 4 质心自动测量系统机械设计结构

3 系统主要创新结构设计

3.1 双辊轮自动对中支撑结构及双向同步对称夹紧装置

双辊轮自动对中支撑结构是两轮车辆轴距测量精度的保证,在支撑座中心平面前后对称布置两件辊轮,当车轮以自然状态处于两辊轮间上方时,即可利用车轮圆形轮廓的特征实现自动对中,即实现两辊轮对称平面与车轮轴竖直截面重合,解决了因车辆前后轮轴宽度不同,无法通过轴端直接测量轴距的问题。

双向同步对称夹紧装置是保证两轮车辆在后续测量过程中始终保持铅直状态的必要条件,两轮车辆前轮实现自动对中后,通过程序自动启动双向同步电动推杆对前轮轮毂进行双向夹紧,实现车辆始终处于铅垂状态。

3.2 电控线性滑轨装置

电控线性滑轨装置是实现两轮车辆平稳直线移动的驱动装置,在前轮实现自动对中及夹紧后,通过程序自动启动线性滑轨向右滑动同时带动车辆向前进方向运动,在车辆前进运动过程中,利用直线运动学原理实现车辆前后运动处于同一竖直平面内,即实现前后轮轴线处于平行状态,保证车辆轴距测量的准确度。除此之外,通过利用线性滑轨装置还可满足对不同轴距车辆的测量应用,实现设备的柔性化使用。

3.3 电控剪刀叉升降结构

为测得两轮车辆的质心高度,依照前文原理需将车辆抬高至某一处使得车辆处于前后倾斜一定角度,在满足设备使用条件、形状紧凑、结构稳固可靠、经济性上,电控剪刀叉升降结构无疑是最理想的选择。通过程序自动启动剪刀叉电动推杆,实现车辆后轮提升并可保持在行程范围内的任何位置,满足车辆按照程序设定倾斜至测量所需的多个角度。

4 数据采集与控制系统设计

测试数据的采集通信是两轮车辆质心自动测量机械结构系统与两轮车辆质心自动测量控制运算系统连接的桥梁纽带,其主要包括压力及应变传感器、运动控制器模块、串行总线采集模块、微型光栅位移

传感器^[8]采集模块,数据采集及通信传输的准确、稳定可靠离不开系统的保障。上述的硬件配置加上 PLC 的连接电路和高速计数的软件设计方法,实现测量过程的自动化^[9]。

通过基于 PLC 高速光电编码器对光栅传感器信号进行的高速处理^[10-13],实现在车辆前进方向运动过程中对车辆移动距离的实时在线测量^[14-15],在车辆后轮到位并自动对中对后,通过应变传感器发出信号的同时,光栅位移传感器完成对车辆移动位移数据的采集,前后轮双辊轮自动对中支撑装置下方的压力传感器完成对车辆前后轮质量数据的采集。采集到的数据通过通信传输至后台软件计算模块进行相关运算,得出质心水平位置 L_g 。

通过 PLC 编程的运动控制和光栅位移采集指令,实现在车辆后轮逐渐上升的过程中,前轮通过电控滑轨相应后退移动,确保车辆后轮始终以自然状态处于两辊轮间上方。车辆倾斜至测量所需的倾斜位置时,光栅位移传感器完成对车辆水平移动位移数据和竖直上升移动位移数据的采集、前后轮双辊轮自动对中支撑装置下方的压力传感器完成对车辆前后轮质量数据的采集。利用后轮上升移动的位移、车辆轴距、车辆轴距在水平上的投影长度(由水平光栅位移传感器测得并经运算所得)三者组成直角三角形数学模型的原理,见图 5。

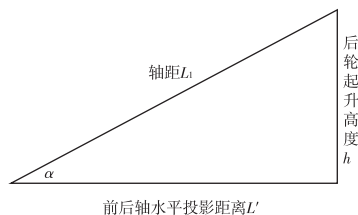


图 5 直角三角形数学模型

后台程序根据采集到的参数,利用公式(4)可自动算出当前车辆倾斜角度的正切值;同时利用公式(5)自动运算出当前的倾斜角度 α 。

$$\tan \alpha = \frac{h}{L'} \quad (4)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{h}{L'}\right) \quad (5)$$

上述采集到的数据通过通信传输至后台软件计算模块进行相关运算,得出质心高度 H_g 。

5 系统创新点分析

文中基于质量反应法下的力矩平衡原理创造性设计开发出的两轮车辆质心自动测量系统,利用车轮圆形外轮廓特征设计开发出双辊轮自动对中支撑装置,解决了车辆轴距和车辆后轮质量因高度提升而存在摩擦力拖拽的测量难点和准确度问题;采用剪刀叉升降机构,不仅使整体设备结构紧凑实用、平稳可靠、可实现行程范围内的任意高度升降,还兼顾了整体设备的经济性;在测量质心高度中,通过引入直角三角形数学模型,使得倾斜角度正切值通过高精度光栅位移传感器采集到的位移数据直接运算得出,减少通过测量倾斜角度而产生的间接测量的误差,提高了质心高度的测量精度;通过采用 PLC 自动控制运行,实现测量过程的自动化、无人化,不仅减少人力测量工作强度、减少人为测量带来的不可控影响,保证测量精度,还可实现测量过程数据的可追溯性及可重复性或可复现性。

6 系统测试试验及结果误差分析

质心测量试验采用标准两轮车辆为被测车辆,车辆属性为电动自行车,整车质量 51.6 kg;轴距为 1040 mm;前后轮静力半径均为 178 mm,前后轮额定胎压均为 250 kPa;质心位置为 $L_g = 610$ mm;质心高 $H_g = 280$ mm。质心自动测量设备按照设定程序进行全自动测量:质心水平位置 L_g 测量一次,实测前后轮轴距为 1039.52 mm,整车质量实测为 51.58 kg;质心高 H_g 测量三次,倾斜角度分别为 10.1° 、 11.8° 、 14.1° 。测量结果见表 1。

表 1 电动自行车质心测量结果

m_1/kg	m_2/kg	m_1'/kg	H_g/mm	L_g/mm
21.33	30.25	22.24	280.96	609.64
		22.36	277.36	
		22.60	279.90P	

从测量的结果中分析可知,质心水平位置测量值与标准值相差 0.36 mm,偏差率为 0.06%;三次测量的质心高度之间差值最大为 3.60 mm、最小为 1.06 mm,平均值为 279.41 mm,偏差率介于 0.38%~1.29%之间,质心高度测量平均值与标准值相差

0.59 mm,偏差率为0.21%。从上述结果分析中可知,造成上述测量结果与标准值存在偏差的主要原因是轴距测量值与标准值存在0.48 mm的偏差,经分析造成该偏差的主要原因是前后车轮在双辊轮自动对中支撑装置上因轮胎受力变形所造成的。综上,因质心位置测量偏差率远低于1%,所以上述测量结果已完全满足国家标准的要求,达到了较高的测量精度,数据可以采信。

7 结论

针对电动两轮车辆无自平衡、前后轮轴线易不平行的特点,基于质量反应法下的力矩平衡原理,利用双辊轮自动对正支撑装置、双向夹紧装置和直线运动学原理设计开发出了一套两轮车辆质心自动测量系统,实现了对两轮车辆质心位置全自动、快速精确的测量。该车辆质心自动测量系统的成功设计研制,不仅满足两轮车辆的质心位置测量所需,还可通过适当改造使其适用于其他诸如轻型三轮车、老人代步车、无人物流配送车、小型智能消防车等微型车辆的质心测量设备,具有广泛的应用前景。此次研究设计制造的质心自动测量系统结构为层加复试结构,无形中在整体设备高度上存在过高的缺陷,今后可通过改善整体结构包括优化结构设计、材料选择、改换运动部件或采用下沉式设计方案等使得整体设备的支撑平面尽可能离地面高度小,便于车辆的上下;此外,还可通过引用更高测量精度的传感器如激光跟踪测距仪等,更大可能使质心测量精度得到提高。

参考文献

- [1] 张书会,李经纬,何登军,等.质心测量方法综述[J].科技创新与应用,2016(24):63.
- [2] 国家发展和改革委员会.摩托车重心位置的测量方法:GB/T 24546—2009[S].北京:中国标准出版社,2010.
- [3] 国家发展和改革委员会.轻便摩托车重心位置的测量方法:GB/T 24547—2009[S].北京:中国标准出版社,2010.
- [4] SHRAIM H, RABHI A, OULADSINE M, *et al.* Estimation and analysis of the tire pressure effects on the comportment of the vehicle center of gravity[C]//International Workshop on Variable Structure Systems. IEEE, 2006: 268–273.
- [5] FABBRI A, MOLARI G. Static measurement of the centre of gravity height on narrow-track agricultural tractors[J]. Biosystems engineering, 2004, 87(3): 299–304.
- [6] BAGARIA W J. Vehicle center of gravity height measurement errors[J]. SAE transactions, 1998, 107(6): 1540–1548.
- [7] 冷传刚,苏梅,胡瑞.摩托车质心位置测量[J].小型内燃机与车辆技术,2016(6):75–77.
- [8] 魏正杰,张迪,吴冠豪.用于精密位移测量的微型光栅传感器开发[J].光子学报,2021,50(9):9–19.
- [9] 韩克镇,孙全颖,王洪运.基于PLC的光栅位移测量技术的研究[J].哈尔滨理工大学学报,2005,10(5):43–45.
- [10] 贾虹.可编程控制器对光栅传感器信号进行高速处理[J].河南科技大学学报(自然科学版),2003,24(1):34–36.
- [11] 潘征宇,胡玲,洪扁.一种利用相序测定原理的编码器计数方法[J].工业仪表与自动化装置,2014(1):43–45.
- [12] 唐中燕,杨静.基于单片机智能型光电编码器计数器[J].电子测量技术,2001(3):20–21.
- [13] 郑绍春.用单片机提高光电编码器分辨率的一种实现方法[J].交通与计算机,1998(1):72–75.
- [14] JIN Y H, QIN K Y, ZHANG X. Discrete spectrum correction based on centroid method[C]//Proceedings of the 8th International Conference on Electronic Measurement and Instruments. 2007:740–743.
- [15] 梁应选,王楠,张昌明.基于光栅传感器位移测量系统设计[J].机械研究与应用,2022,35(1):85–88.

作者简介:刘建建(1986–),男,工程师,硕士学位,研究方向:机动车及非机动车产品检验检测,相关检测标准的研究和制修订,试验方法和仪器设备研究开发等。

收稿日期:2022-12-20

基于 PLC 的热成型件自动抓取装置研究与设计*

曾小安,高秋明,杨怀斌,李如敏

(罗定职业技术学院,广东 罗定 527200)

摘要:针对热成型件激光切割生产加工过程,普遍存在效率慢、劳动强度高和安全隐患等突出问题,为解决上述问题,本文提出一种应用上下料的自动抓取装置。采用 Solidworks 软件初步设计了热成型件自动抓取装置,并进一步利用 MATLAB 软件提出了真空吸盘布置方案,以达到减小真空吸盘夹具变形的目的。该装置通过 PLC 控制真空吸盘夹具和工业机器人,实现精确自动拾取、运动轨迹规划和吸放等动作,实现柔性化生产,提高工作效率,节省用工成本,具有一定的实用性。

关键词:自动抓取 真空吸盘 MATLAB PLC 控制

中图分类号:TP23

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0045-05

Research and design of automatic grasp device for thermoforming parts based on PLC

ZENG Xiaohan, GAO Qiuming, YANG Huaibin, LI Rumin

Abstract: In order to solve the problems such as low efficiency, high labor intensity and hidden safety hazards in the laser cutting process of thermoforming parts, we proposed an automatic grasping device for loading and unloading materials. We firstly designed the automatic grasping device by using Solidworks, and then designed the arrangement of the vacuum chucks by using MATLAB to reduce the deformation of the vacuum chucks. By controlling the vacuum chucks and the industrial robot with PLC, the device can realize precise automatic pick-up, motion track planning, suction and release, etc. The device will help to realize flexible production, improve working efficiency and save labor costs. The device is proved to have certain practicability.

Keywords: automatic grasp, vacuum chuck, MATLAB, PLC control

目前国内汽车热成型件的生产线中,普遍采用人工上下料,存在人工成本高、效率慢和安全隐患等问题。自动抓取装置具有安全、降本增效等优点,在热成型件激光切割自动化生产加工行业中自动抓取装置的应用越来越多。自动抓取装置用于完成热成型件抓取、送料、放料等工作的执行装置,作为机器人上下料生产线中关键技术之一。

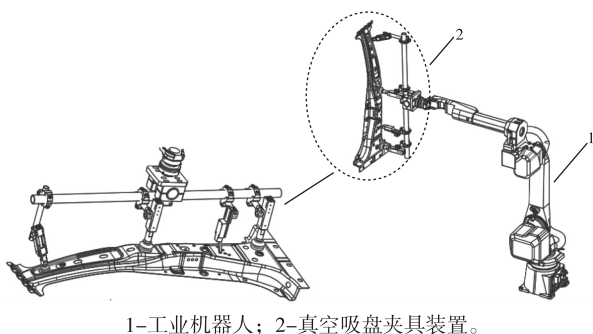
本文针对热成型件具有不规则曲面、薄而坚的特点,非常适合采用真空吸附的工作原理来实现抓取、送料、放料等执行动作。吸盘吸附热成型件是通过内部中气流的稳定来实现的,要求吸盘内具有一定的真空度且压力、流速均匀且稳定^[1]。由于采用的机器人末端负载和结构原因,在设计真空吸盘夹具装置上需合理布局,以确保热成型件抓取的安全

可靠。为保证热成型件的实现传送、激光切割机和工业机器人之间的工作节拍,采用三菱 PLC 可编程控制器程序实现精确控制,使其在生产过程中实现智能化,减少人力成本,提高了整个制造阶段的效率^[2]。

1 自动抓取装置整体设计

1.1 自动抓取装置结构设计

根据真空吸附的工作原理,我们采用机器人+真空吸盘机构设计方案,并对真空吸盘自动抓取装置进行了详细的结构设计,采用 Solidworks 三维软件建立了图 1 所示的工业机器人热成型件自动抓取装置三维模型。自动抓取装置由工业机器人、真空吸盘夹具装置组成,初步设计基本构成如图 1 所示。



1-工业机器人; 2-真空吸盘夹具装置。

图1 自动抓取装置

1.2 真空吸盘夹具装置的气动回路设计

真空吸盘是通过吸盘与工件之间的密闭空间内形成一定的真空度,使吸盘内外形成一定的压力差,实现吸盘吸起工件的^[3]。所设计的真空吸盘气路系统原理如图2所示,气路系统整个工作循环包括4个步骤,即准备阶段、吸附阶段、上料阶段和下料阶段。

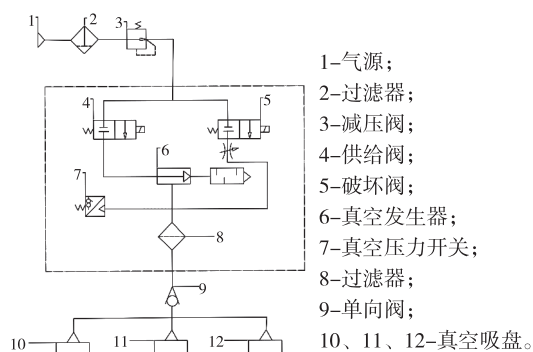


图2 气动回路原理图

1)准备阶段:自动抓取装置运动到热成型件位置,供给阀断电,破坏阀通电,吸盘吹气,可以清理工件表面杂物。

2)吸附阶段:当吸盘到达热成型件标定位置时,供给阀得电,压缩空气通过供给阀进入真空发生器中,吸盘开始吸附热成型件,如果吸盘与热成型件之间的真空度高于真空压力开关设定的压力时,真空发生器维持真空度。

3)上料阶段:自动抓取装置将热成型件吸起,工业机器人沿设定轨迹上料。在上料过程中,若出现压缩机停止供气等情况,单向阀关闭,让真空吸盘内维持一定时间的真空度。

4)下料阶段:到达设定位置后,供给阀断电,破

坏阀通电,压缩空气充入吸盘,破坏真空系统,释放热成型件。

2 真空吸盘夹具装置设计

2.1 真空吸盘材料选用

在选择吸盘的材料时,要根据吸盘的应用场合、材料的力学性能、温度环境以及被吸附物的表面状况及重量决定^[4]。目前常用的吸盘材料为丁腈橡胶、聚氨酯、硅橡胶、氟橡胶、氨基甲酸乙酯橡胶等^[5]。在激光切割自动化生产过程中,热成型件表面光滑且质量较大,所选用的吸盘应具有较好的耐磨性、耐撕扯性、小的透气性等特点,采用丁腈橡胶材料制作的吸盘,具有较大的扯断力,通常选用丁腈橡胶材质的吸盘即可满足要求。

2.2 真空吸盘选型

为拟合首工位汽车冲压生产线的汽车覆盖件形态,确定本方案所用板料为热成型件;依据工业机器人末端的最大承载为50 kg,设计热成型件重约5.0 kg;考虑到生产节拍,系统的加速度为 4.5 m/s^2 ;为保证热成型件抓取搬运过程的安全可靠,真空吸盘的总吸力需大于所抓取热成型件的重量。吸盘内的真空度由真空泵提供,最大真空 P_m 为850 mbar ($0.85 \times 10^5 \text{ Pa}$),因此吸盘内的真空度应为 ηP_m (η 为输送效率)。吸盘垂直吸取工件时,安全系数 ≥ 8 ;水平吸取时,安全系数 ≥ 4 ^[6]。由于本方案的吸取方式为水平和倾斜,且运行平稳,因此 $T=6$ 。热成型件表面为曲面形,吸盘的数目 N 取3,通过改变抓取机构的受力点(铰链进行位置移动、角度调整),令其达到最佳曲面抓取的姿态。

$$A = (4\pi D/2)^2 \quad (1)$$

$$F = (\eta P_m) A / T \geq mg \quad (2)$$

式中: A —单个吸盘有效面积, mm^2 ; D —吸盘直径, mm ; F —单个吸盘吸力, N ; m —热成型件质量, kg ; T —安全系数; η —输送效率。

设气路的输送效率 η 为0.25,经计算,得吸盘的理论直径为:

$$D \geq \left[\frac{(mgT)}{N\pi\eta P_m} \right]^{1/2} \geq [(5 \times 9.8 \times 6) /$$

$$(3\pi \times 0.25 \times 850 \times 100)]^{1/2} \approx 38.3 \text{ mm}$$

因此,安全起见,选购直径为40 mm的某型号的

真空吸盘。

2.3 真空吸盘布置设计

真空吸盘抓取装置的真空吸盘是执行元件,热成型件抓取过程中须保证吸盘与工件之间的接触面积。如果真空吸盘的布置方式不合理,热成型件在抓取时会产生一定的弯曲变形,会减小吸盘与热成型件之间的接触面积^[7]。在极端情况下大的弯曲变形甚至会直接导致吸盘和板料分离,使板料直接脱落,产生不安全的生产因素^[8]。选择一种合理的真空吸盘布置方式是保证安全生产必不可少的一个重要环节。

本文以 $0.250\text{ m} \times 1.0\text{ m}$ 重量为 5 kg 的热成型件为例。通过 MATLAB 对真空吸盘的布置方式进行设计,可将热成型件视为一个杆件,对其进行受力分析,如图 3 所示,分别为受力图和弯矩图。

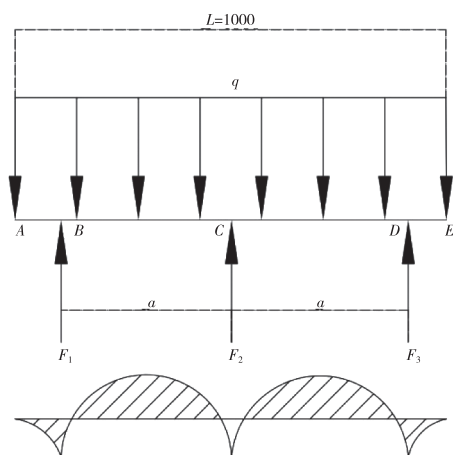


图3 吸盘主杆弯矩图

热成型件的总长度为 $L=1.0\text{ m}$,为便于计算假设 $F_1=F_2=F_3=mg/3$, F_2 位于中心位置,左右两侧为 F_1 、 F_3 ,均距 F_2 为 a 。均布载荷 $q=mg/L=5 \times 9.8/1=49\text{ N/m}$ 。根据受力分析:

$F_1=F_2=F_3=qL/3$ 。由图 3 分析计算可得:

在 AB 段, $M_{\max}=-1/2 qa^2$

在 BC 段, $M_{\max}=1/8 qL^2-1/2 qLa$

在 CD 段, $M_{\max}=1/8 qL^2-1/2 qLa$

在 DE 段, $M_{\max}=-1/2 qa^2$

利用 MATLAB 对 $0 \leq a \leq 0.5\text{ m}$ 的范围内取不同的值, a 以 0.05 m 为一个单位进行取值。其中 $L=1.0\text{ m}$, $q=49\text{ N/m}$, $M_{AB}=M_{DE}=-24.5 a^2$, $M_{BC}=M_{CD}$

$=6.125-24.5 a$ 。对 M_{AB} 和 M_{BC} 进行计算,在 MATLAB 中输入以下命令:

```
clc;
clear;
close all;
a=0:0.05:0.5;
MAB=-24.5*(a.^2);
MBC=6.125-24.5*a;
plot(a,MAB,'-r^',a,MBC,'-bo','linewidth',
2.5);
grid on;
legend('MAB','MBC');
```

得出结果如表 1 所示。

表1 M_{AB} 和 M_{BC} 仿真结果

间距	弯矩 M_{AB}	弯矩 M_{BC}	间距	弯矩 M_{AB}	弯矩 M_{BC}
a/m	$/\text{N} \cdot \text{m}$	$/\text{N} \cdot \text{m}$	a/m	$/\text{N} \cdot \text{m}$	$/\text{N} \cdot \text{m}$
0	0	6.125	0.3	-2.205	-1.225
0.05	-0.06125	4.9	0.35	-3.00125	-2.45
0.1	-0.245	3.675	0.4	-3.92	-3.675
0.15	-0.55125	2.45	0.45	-4.96125	-4.9
0.2	-0.98	1.225	0.5	-6.125	-6.125
0.25	-1.53125	0			

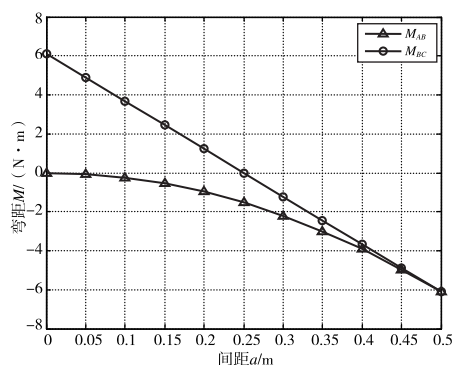


图4 M_{AB} 和 M_{BC} 的对应关系

通过 MATLAB 分析结果表 1 和图 4 可知:当 $a=0.25\text{ m}$ 时, M_{AB} 和 M_{BC} 大小较为相近且相差不是太大,此时 $M_{AB}=M_{DE}=-1.53125\text{ N} \cdot \text{m}$, $M_{BC}=M_{CD}=0.00\text{ N} \cdot \text{m}$,弯矩较为合理。通过调整吸盘位置,可减小弯矩,从而达到减小弯曲变形的目的。即吸盘布置时,两侧吸盘中心距离中间吸盘中心距离均为 0.25 m ,最终真空吸盘布置如图 5 所示。

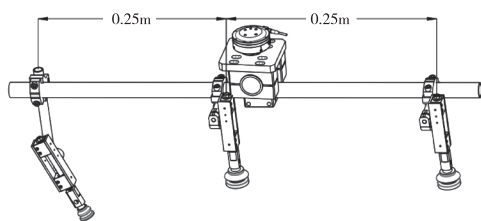


图5 真空吸盘布置图

2.4 真空吸盘夹具装置

通过上述分析,设计出如图6所示的真空吸盘夹具装置。通过改变抓取机构的受力点(铰链进行位置移动、角度调整),令其达到最佳曲面抓取姿态,实现对热成型件的抓取。在设计方案中,我们增加传感装置和防撞感应器,其中传感装置是为了感应抓取机构是否抓取到热成型件,同时也防止抓取机构在移动过程中发生脱落现象,造成不必要的损失,影响生产效率;防撞感应器是为了抓取机构在运行过程中,防止突然末端物体发生碰撞,造成机器人损坏,增加生产成本。经现场调试验证,真空吸盘夹具装置满足生产需求。

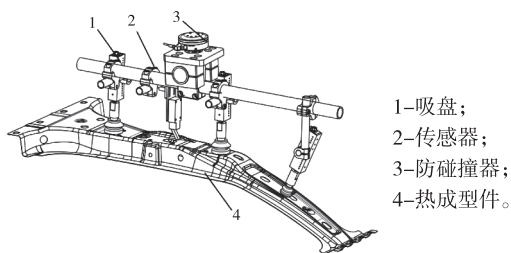


图6 真空吸盘夹具装置

3 系统的控制与实现

自动抓取装置控制系统可以对工业机器人和真空吸盘自动抓取装置实时相互通信,为了实现工业机器人精准拾取并放置物料,控制系统选用三菱PLC可编程控制器,配合触摸屏控制工业机器人。主要电气元件及型号如表2所示。

根据上述电气选型,本控制系统由PLC、工业机器人和HMI 3个通信设备组成,以PLC为控制核心,工业机器人精确拾取或搬运热成型件,HMI用于信息的输入与显示,它们各自分配在相同网段的IP地址,实现三菱PLC的控制工业机器人控制系统交互数据。通过触摸屏控制工业机器人精确移动到

上下料放置点;通过控制气路系统,实现真空吸盘自动抓取装置吸取动作,结合传感器的反馈,确保吸盘具有适当的抓取力度并防止脱落空运行现象^[9-10]。通过工业机器人示教器规划其运动轨迹,运行过程中避开易发生干涉碰撞的区域,精准定位到激光切割工件位置,从而实现上下料过程。

表2 主要电气元件及型号

序号	产品名称	产品型号	数量
1	ABB 工业机器人	IRB 2600-20/1.65	1
2	三菱 PLC 可编程控制器	FX3U-48	1
3	触摸屏	6AV6648-0CC11-3AX0	1
4	防撞撞器	HKM-M-Y90-H20	1
5	传感器	NJK-8001	1

4 结语

本文设计的自动抓取装置,采用真空吸附的工作原理来实现抓取、送料、放料等执行动作,可有效提高自动化生产线工作状态的生产效率和可靠性,尤其适用具有不规则曲面、薄而坚的特点,且不容易夹取的工件。经实践应用证明,得出如下结论:

1) 利用机器人+真空吸盘机构设计装置方案,实现自动搬运热成型件的目的,替代了人工。

2) 采用 MATLAB 分析来调整吸盘的位置,可以减小弯矩,从而达到减小真空吸盘夹具装置变形的目的。

3) PLC 控制系统实现工业机器人和真空吸盘自动抓取装置实时相互通信,可以有效调整工业机器人末端姿态,并拾取搬运物料,提高作业效率。

参考文献

- [1] 宋兆峰,袁锐波,赵丰. 基于 Fluent 的真空搬运吸盘的多因素仿真分析[J]. 农业装备与车辆工程,2021,59(9):99-103.
- [2] 郭穗浩. 探析机械设计制造及其自动化的发展方向[J]. 装备制造技术,2022(5):252-255.
- [3] 司震鹏,曹西京,姜小放. 真空吸附式机械手系统设计[J]. 包装与食品机械,2009,27(6):26-30.
- [4] 张艳朋,胡建,葛丽敏,等. 一种铅锭搬运机器人真空吸附夹具的设计与分析[J]. 包装与食品机械,2009,27(6):26-30.
- [5] 张静,薛伟,梁允魁,等. 真空吸附技术及其在工程机械装配中的应用[J]. 机床与液压,2016,44(5):142-145.

基于有限元分析的箱式变电站的散热设计

卢海

(贵阳电气控制设备有限公司, 贵州 贵阳 550025)

摘 要:通过对目前已通车的高速公路箱式变电站的走访维护,发现大部分变电站的箱体都由厚钢板制作而成,而且这个箱体基本露天安装,备受日晒雨淋,在夏天的时候,里面温度普遍比室外高,当室外温度为 30 ℃ 时,箱体内可达 40 ~ 50 ℃,遇到高温天时甚至可达 60 ℃。为了改善这些问题,通过对变电站箱体的微小结构优化,在箱体门增设具有满足防尘等级要求的“小窗户”。相对之前成本增加较小,增加了箱体内的通风条件,然后通过 Flow Simulation 热仿真对其优化后的变电站室内进行相同环境下的仿真,仿真结果显示,改进后的高速公路机电箱式变电站室内温度基本接近于仿真时设置的室外温度。

关键词:箱式变电站 结构优化 高速公路输变电系统 Flow Simulation 热仿真

中图分类号:TH16

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0049-04

Heat dissipation design of prefabricated substation based on finite element analysis

LU Hai

Abstract: The cabinet of the prefabricated substation is usually made of thick steel plates, which is basically installed outdoors and heavily exposed to sunshine and rain. In summer, the temperature inside the cabinet is generally higher than that outside. When the outside temperature is 30 °C, the temperature inside the cabinet can reach 40 °C to 50 °C, even 60 °C when encountering extremely high temperature days. In order to solve the problem, the structure of the cabinet is optimized, and a small window that can meet the dust prevention requirements is added to the cabinet door. Compared with the previous cabinet, the cost increase is small, and the ventilation condition inside the cabinet is improved. The optimized substation is simulated under the same environment conditions by using Flow Simulation, and the results show that the optimized prefabricated substation outperforms the common prefabricated substation in terms of heat dissipation.

Keywords: prefabricated substation, structure optimization, highway power transmission and transformation system, Flow Simulation

- [6] 赵建会,徐志刚,等.冲压端拾器的组装和调试精密成形工程[J].精密成形工程,2012(2):67-71.
- [7] 王国栋,徐尚超,冯宁宁,等.真空吸盘型板料抓取装置吸盘布置设计[J].制造业自动化,2021,43(3):14-16.
- [8] 丛海鹰,毛承志,刘北英.吸盘式上下板料机械手关键结构设计[J].机械制造与自动化,2008(3):76-78.
- [9] 吕明珠,高端.小型气动搬运机械手的控制系统开发与设计[J].机械设计与制造,2016(11):215-217.
- [10] 袁清珂,赵冲,林立仁.基于PLC气动式机械手控制系统的设计与开发[J].仪表技术与传感器,2015(11):59-61.

基金项目:2021 年度广东省科技创新战略专项资金(大学生科技创新培育)项目资助(项目编号:pdjh2021b1001);云浮市 2021 年省科技专项资金(“大专项+任务清单”)项目资助(项目编号:2021020401);广东省高等职业院校机电类专业教学指导委员会(粤高职机电教指委[2021]2 号)课题“课程思政融入机电类专业创新创业教学实践的路径研究”(项目编号:GDJDJZW202114)。

作者简介:曾小安(1990-),男,硕士,助教,研究方向:机械CAD/CAM及自动化技术、高职教育。

收稿日期:2023-01-02

0 引言

箱式变电站是高速公路输变电系统的重要组成部分,专供高速公路上相对较短隧道或没有条件修建配电房的情况使用,尤其是在西南地区山区丘陵较多、地势复杂等条件下被广泛使用,具有系统集成化高、体积小、安装方便、使用简单等特点^[1]。因为使用环境及条件的限制,高速公路上大部分使用的箱式变电站设计上都要求采用较厚的钢板制作,这样可以延长使用寿命、防止外部破坏,对里面设备有一定的保护作用^[2-3]。但也正因为是金属壳体,让这种钢板制作的箱体更容易聚热,在夏天的时候里面的温度高^[4],而较高的温度有时候会对里面的设备的正常工作带来一定影响,给高速公路的正常用电带来较大隐患^[5-6]。所以本文通过改变箱体的微小结构,在门上增设具有满足防尘等级要求的“小窗户”,相对之前成本增加较小,增加了箱变室内的通风条件,可人为控制室内温度。并且将变电箱原有设计的百叶窗结构设计成通风栅结构,内部内衬满足防护等级的防尘网,增加自然通风的条件。最后通过 Flow Simulation 热仿真对其室内进行相同环境下的仿真,改进后的高速公路机电箱式变电站散热要优于一般常用的机电箱式变电站。

1 优化后的高速公路机电箱式变电站室的结构

改进后的高速公路机电箱式变电站不仅在机电箱式侧面增加了许多通风栅结构的通风孔,还在顶部也增加了许多通风结构,从而满足站内环境的散热条件和防尘条件。改进的箱式变电站如图 1 所示。

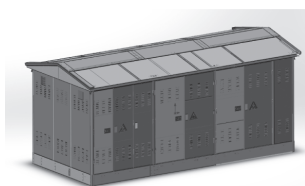


图 1 改进后的高速公路机电箱式变电站

改进后的高速公路机电箱式变电站的顶端四周边缘下方增加了许多通风小孔,因为此处比较不容易受到雨水灰尘等的干扰,所以四周增加了许多通风小孔。顶端的通风小孔如图 2 所示,形状为直槽口。沿着四周的直边阵列分布,具体分布情况如图 3 所示。



图 2 箱式变电站顶端侧边缘通风孔

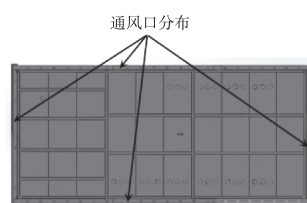


图 3 箱式变电站顶端侧边缘通风孔分布

改进后的高速公路机电箱式变电站的顶端侧面,采取两层顶面的结构,如图 4 所示。采用这样的结构在两层中间除可以增加许多散热孔,还可以让变电站更好地散热和防尘,如图 5 所示。

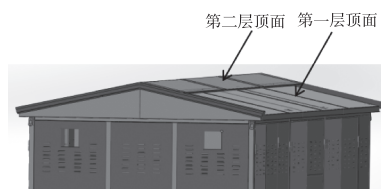


图 4 箱式变电站顶端结构

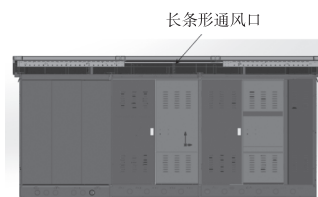


图 5 箱式变电站顶端正视图剖面

改进后的高速公路机电箱式变电站侧面通风口设计成通风栅结构,内部内衬满足防护等级的防尘网,不仅增加自然通风的条件还让变电站更加的防尘。通风栅结构如图 6 所示。

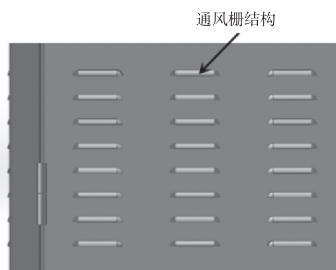


图 6 芯体装夹模具和载盘结构简图

高速公路机电箱式变电站内部分布如图 7 所示。其内部主要分布高压进线柜、计量柜、PT 柜、出线柜等。这些也是变电站内的主要发热源。

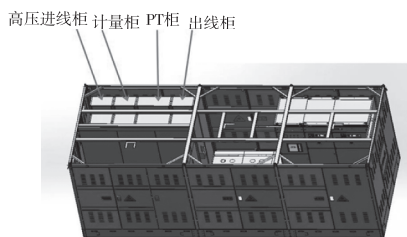


图7 高速公路机电箱式变电站内部分布

2 高速公路机电箱式变电站室内的 Flow Simulation 热仿真

2.1 对高速公路机电箱式变电站三维模型进行模型简化

从改进后的高速公路机电箱式变电站三维模型(图1)可以看出,箱体的小孔数量特别多,如果直接使用该模型参与热仿真的计算,会导致计算算例增加甚至导致计算机卡顿,从而计算失败。所以要对改进箱式变电站的三维模型进行相应的简化,本文采取的方法是将有箱体面规律的小孔改为一个长条孔,这样之前一个侧面的许多小孔,最后划分为两个长条孔。然后在开始划分流体域时,系统会在长条孔处添加封盖,然后在封盖上新建多孔板。新建多孔板的开孔率与原箱式变电站的开孔率相等,且开孔位置也大致重合。

经过这样的模型简化处理后,不仅可以解决原模型孔多,影响仿真的计算问题,还可以尽量接近箱式变电站的实际模型,从而减少计算的误差。改进后的高速公路机电箱式变电站简化三维模型如图8所示。

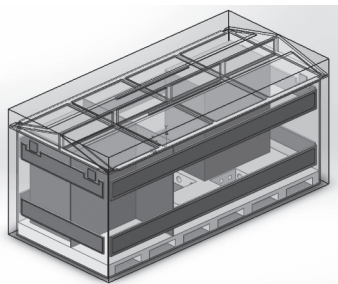


图8 简化高速公路机电箱式变电站三维模型

2.2 对高速公路机电箱式变电站室内进行 Flow Simulation 热仿真

对改进后的高速公路机电箱式变电站三维模型进行简化后,然后对变电站进行相应的边界设置,最后点击计算得出结果。

高速公路机电箱式的热仿真的温度切面图,如

图9所示。其中图9(a)(b)(c)(d)分别为高速公路机电箱式的热仿真温度的等高线切面图中的正视图、俯视图、左视图、右视图。

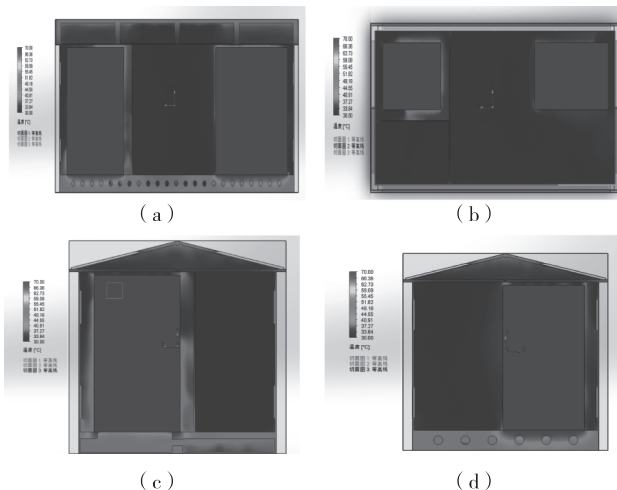


图9 高速公路机电箱式变电站热仿真温度切面图

在图9中的标有1处为此变电站的发热源。从(a)(b)(c)(d)四个温度的等高线切面图中可以得出,在改进后的高速公路机电箱式变电站的室内温度主要为30℃左右,基本接近于仿真时设置的室外温度(30℃),在发热源的附近接近37℃左右。发热源的主要温度通过变电站的底座和排气扇及散热小孔排出,所以变电站的室内温度接近于室外温度。常规的高速公路机电箱式变电站,当室外温度为30℃时,箱体内可达40~50℃,遇到高温天时甚至可达60℃。从仿真结果看,改进后的高速公路机电箱式变电站的散热要优于常规的变电站。

高速公路机电箱式的风速的速度切面图,如图10所示。其中图10(a)(b)(c)(d)分别为高速公路机电箱室内风速的速度等高线切面图中的正视图、俯视图、左视图、右视图。从图10可以得出,在改进后的高速公路机电箱式变电站的室内的风速分布比较均匀,且风速最大为1.046 m/s,风速较大处也分布在热源的附近。这样也符合箱式变电站的散热规律。

高速公路机电箱式变电站风速-速度流动迹线图如图11所示。从图中可以看出,在变电站的顶端和热源处风速-速度轨迹线较密。这样确实加快了变电站与外界的散热。

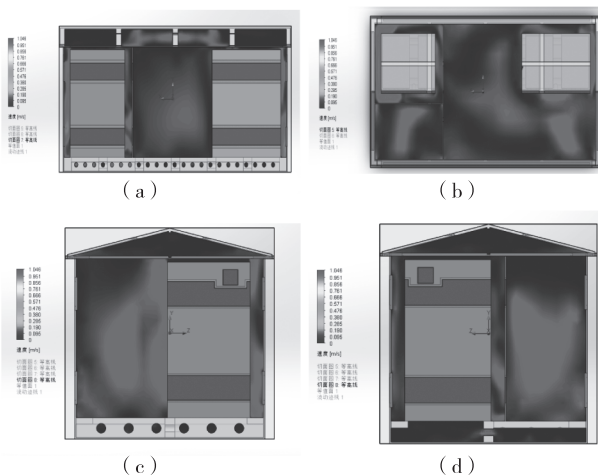


图 10 高速公路机电箱式变电站热仿真风速-速度切面图

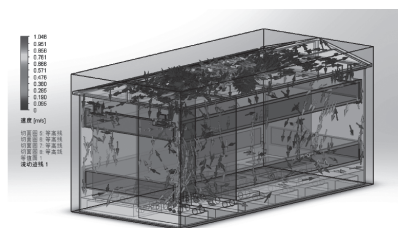


图 11 高速公路机电箱式变电站热仿真风速-速度流动迹线图

3 结论

常规的高速公路箱式变电站大部分箱体都由厚钢板制作而成,而且基本露天安装,备受日晒雨淋,

在夏天的时候,里面温度普遍比室外高,当室外温度为 30°C 时,箱体内可达 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$,遇到高温天时甚至可达 60°C 。改进后的高速公路机电箱式变电站的室内温度主要为 30°C 左右,基本接近于仿真时设置的室外温度(30°C),在发热源的附近接近 37°C 左右。两者相比,改进后的变电站散热要优于常规的变电站;改进后的箱体门增设具有满足防尘等级要求的“小窗户”,相对之前成本增加较小。

参考文献

- [1] 杜沛生. 箱式变电站运行存在的问题及维护措施研究[J]. 低碳世界, 2022, 12(4): 34-36.
- [2] 王凤娇. 箱式变电站箱体设计与力学性能分析[D]. 青岛: 山东科技大学, 2018.
- [3] 王肖. 箱式变电站的应用现状[J]. 现代商贸工业, 2017(19): 184-185.
- [4] 李颖. 箱式变电站损耗及热问题研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2017.
- [5] 范体波, 何晓辉. 箱式变电站结构特点及应用分析[J]. 现代商贸工业, 2016, 37(10): 190-191.
- [6] 麦艳红. 新型箱式变电站应用与分析[J]. 广西水利水电, 2001(1): 82-83.

作者简介: 卢海(1983-), 中级工程师, 主要研究方向: 自动化。

收稿日期: 2022-11-29

薄壁继电器外壳注塑模具设计

聂建辉

(厦门宏发电声股份有限公司, 福建 厦门 361021)

摘要:继电器外壳的内凹变形和毛边对于继电器的性能至关重要,本文重点分析各种筋条、填充平衡和继电器外壳内凹变形的关系并且阐述外壳内凹变形原因和筋条底部毛边产生的原因,提出解决方案。经实际生产验证,外壳的内凹变形得到明显改善并且解决了筋条的毛边问题。

关键词:内凹变形 填充 毛边 烧焦 斜顶

中图分类号:TQ320.66

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2023)05-0053-05

Design of injection mold for shell of thin-wall relay

NIE Jianhui

Abstract: The concave deformation and rough edge of the relay shell are very important to the performance of the relay. This paper analyzes the relationship between various bars, the filling balance and the concave deformation of the relay shell, and describes the causes of the concave deformation of the shell and the causes of the rough edge at the bottom of the bars. And then the solutions are put forward. The actual production proves that the concave deformation of the shell is obviously improved and the rough edge of the bars is solved.

Keywords: concave deformation, filling, rough edge, scorch, lifter

0 引言

对于较大壁薄的外壳,生产时常常会出现口部内凹变形大、毛边、烧焦、熔接痕等问题。这些问题严重影响继电器的使用寿命,本文提出一种改善外壳内凹变形的方案并提供了解决外壳毛边、斜顶顶伤产品和注射冷料等问题的方案,下面以继电器外壳模具为例详细阐述。

1 继电器外壳工艺性分析

1.1 材料性能

零件尺寸为 65.4 mm×46.1 mm×35.3 mm,外形公差为:±0.10 mm。平均壁厚为 0.85 mm 左右,壁厚较薄,材料为 PA66 A3GF 25 VOXI(黑),单边内凹变形不大于 0.35。外壳结构如图 1 所示。

1.2 成型特点及条件

PA66 A3GF 25 VOXI 的工艺特点:虽具有优越的机械强度性和耐高温性,但产品含有大量玻纤,增

加产品的刚性的同时也增加产品注射的难度,导致产品易烧焦缺损、压力大、毛边、发白等问题。

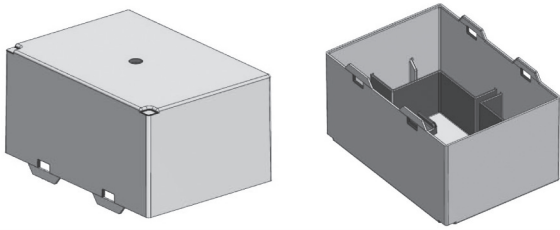


图 1 产品图

2 零件模流分析

2.1 填充分析

采取点浇口直径 1.6 进行模流分析,发现零件填充不平衡,一边已经填充完成另外三边未填充完,会导致一边过保压和产生毛边,另外一边可能会出现注射不满。图 2 为原始方案和填充分析。

在不影响产品功能性能的情况下,通过增加引

流筋条使另一边达到相对平衡。通过填充分析,最慢的一边已明显改善,基本达到四边平衡。更改方案和填充分析如图3所示。

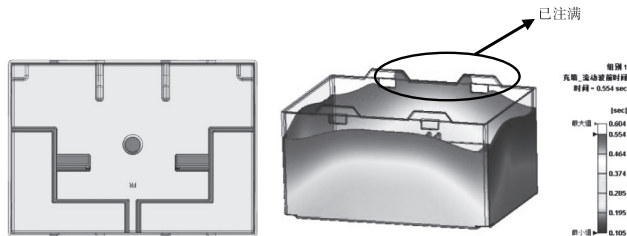


图2 原始方案和填充分析

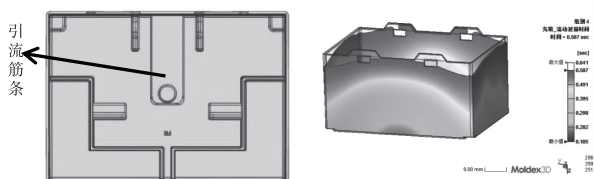


图3 更改方案和填充分析

2.2 外壳口部变形分析

模流分析发现:原始方案的产品的一长边面内凹变形(约0.24 mm),而另一长边面外鼓变形(约0.38 mm),这种方案不可取,如图4所示。原因有两种:a. 外壳外鼓过大会导致继电器塑封点胶时胶水会漏胶到继电器,影响继电器性能;b. 同时出现一边内凹变形和外鼓变形时,在实际成型参数调节时,如果一边平面度调试比较好,另一边内凹就非常大。

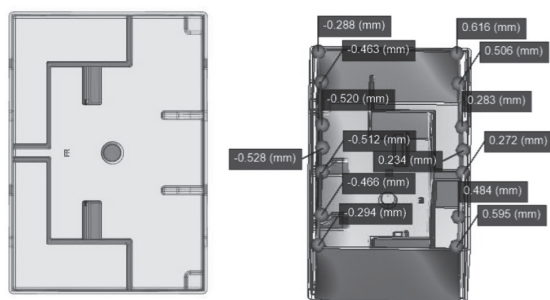


图4 原始方案和变形分析

提出两种解决方案:一种是引流筋条,另一种加强筋条。方案一:变形分析如图5所示,产品的两长侧面会外鼓变形(约0.16~0.30 mm),两边外鼓会影响产品质量,此处方案不可取。方案二:变形分析如图6所示,产品的一长侧面内凹(约0.05 mm),

而另一长侧面则会外鼓变形(约0.27 mm),根据之前的经验,方案二长边一侧外鼓变形,实际上零件是会产生外鼓而往往会出现内凹变形。综合填充分析和变形分析得出方案二更好,模具设计选择方案二进行设计。

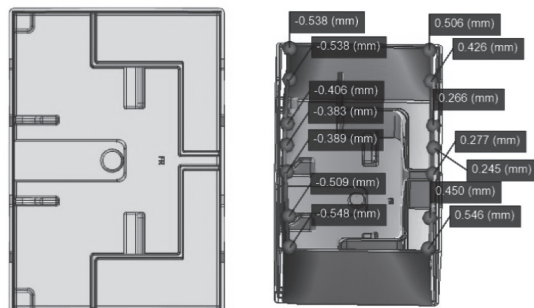


图5 方案一和变形分析

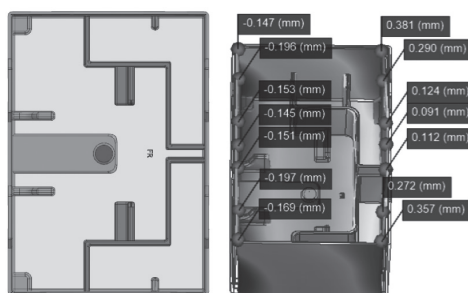


图6 方案二和变形分析

第一次试模零件(图7)发现实际变形与理论存在差异,理论分析时一边(B侧)内凹变形0.05 mm,但是实际口部内凹变形数据

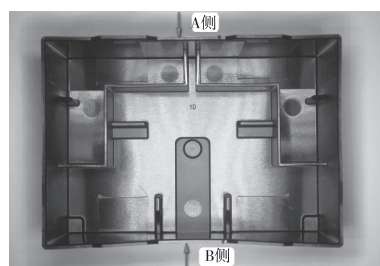


图7 试模零件

为0.46~0.48 mm,理论分析另一边外鼓0.27 mm,但实际口部内凹变形数据为0.28~0.34 mm,此次的产品变形满足不了客户需求。

根据试模零件提出改善方案:在变形最大处增加高度13 mm的筋条。第二次试模的产品,A侧的内凹变形实际数据为0.13~0.15 mm,B侧的内凹变形实际数据为0.23~0.30 mm,更改后的产品内凹变形得到明显改善。改善方案和改善后的零件如

图8所示。

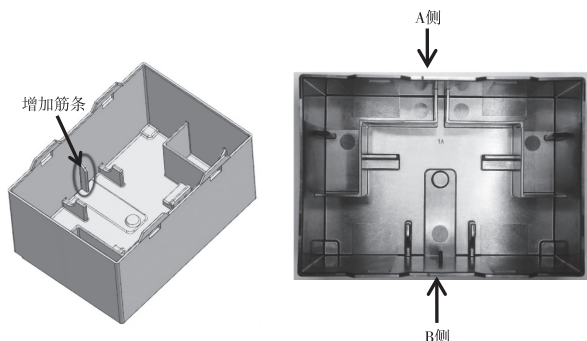


图8 改善方案和改善后零件

3 继电器外壳注塑模具结构设计

3.1 确定模具腔数和布局

模具腔数通常根据客户需求和零件结构与精度确定,本零件主要从精度、产量和结构考虑,因此采用1X4的半热流道模具。

3.2 流道系统设计

设计流道系统时,通过模流分析软件和设计经验确定最佳的进浇位置,但很多实际情况中结构限制往往不能选择在最佳的位置,只能做出让步,通过分析,浇口放置在外壳顶部中间位置是最佳位置,图9为填充分析。

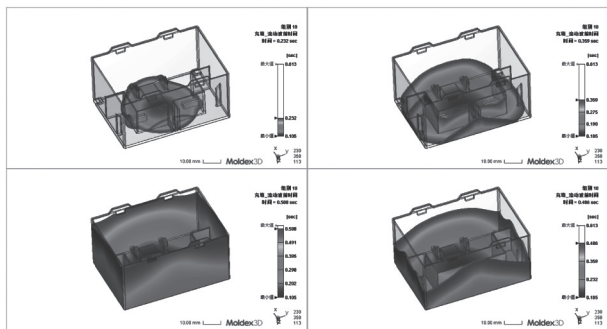


图9 填充分析

流道和布局如图10,因外壳较大,冷却时间和周期长,生产时偶尔出现有一腔浇口被嘴头冷料堵住,导致其余腔内进料过多过保压,零件粘在动模内无法顶出,原因是流道藏冷料的容量太小,冷料直接冲入型腔堵住浇口,解决方案是改成S型流道(图11),先让冷料注进藏冷料区域、S型流道摩擦产生的热量也可消耗一部分冷料,改进后浇口没有出现

冷料堵住的现象,零件不再出现缺胶、粘模、表面发白等问题。

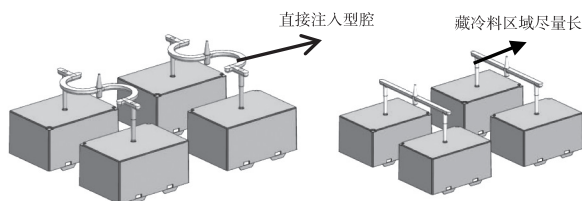


图10 浇口流道

图11 “S”型流道

3.3 斜顶机构和镶件设计

外壳两侧面有4个卡扣并且卡扣内部倒R0.4,故考虑设置四支斜顶脱出倒扣,第一次试模发现斜顶面把零件顶面铲伤(图12),原因是斜顶顶出时斜顶受力陷入产品内部,同时斜顶水平运动时把零件铲伤,根据陷入深度,将斜顶面磨矮0.03 mm,斜顶铲产品的现象得到良好改善,斜顶结构如图13所示。

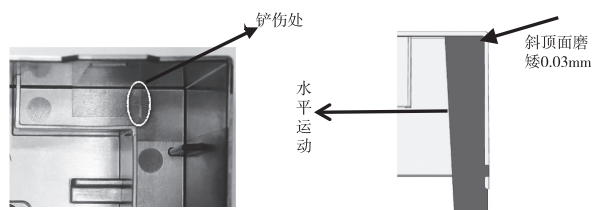


图12 斜顶机构

图13 改进后斜顶结构

4 动模镶件变形和筋条毛边关系分析

4.1 筋条底部毛边的产生和原始动模镶件的拆分

外壳的内部筋条高度为15.94 mm,筋条深度很深,原始方案为了便于加工和排气采取镶件拼接的形式设计,试模时筋条底部总是有毛边(图14),通过注射工艺调整和加大流道改善毛边效果不明显。原始设计方案如图15,动模镶件1、动模镶件2、动模镶件3是拆分的镶件。

4.2 筋条底部毛边产生的原因分析

若两侧完全同时充满,则型腔受到单边的注塑压力的合力等于0,就不会产生毛边。由于填充可能存在先后,注塑的某一瞬间两侧的填充并不平衡,但又并非完全填充一侧后再填充另一侧,通过模流软件分析,筋条两侧确实填充存在不平衡(图16),动模镶件可近似为在离顶部1/3处受到单向的注塑

压力,使镶件产生变形,迫使动模镶件产生变形偏移而产生毛边,变形情况分析如图 17 所示(由于镶件变形量较小,为了便于说明,图中把变形量做放大处理)。

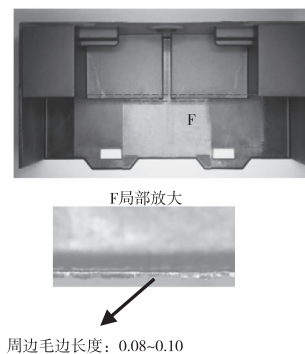


图 14 筋条底部毛边

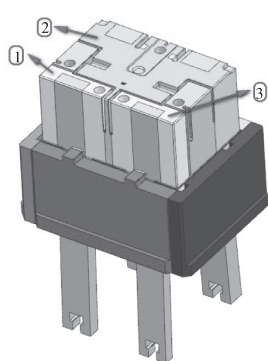


图 15 原设计方案

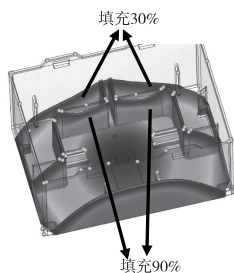


图 16 筋条填充分析

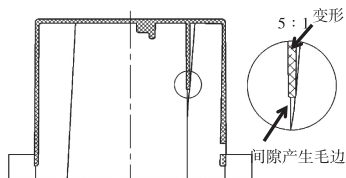


图 17 变形分析

4.3 毛边产生的解决方案

第一种解决方案是增加一侧的壁厚使两侧的填充保持平衡,改善动模镶件的变形和偏移而解决筋条的底部毛边问题,因产品使用的功能限制不允许增加壁厚。

第二种解决方案是将 3 个镶件合成一个整体的镶件(图 18),使镶件不产生变形偏移而解决毛边的产生,试模效果良好,毛边问题得以解决,但筋条底部有些许烧焦,客户确认同意使用。

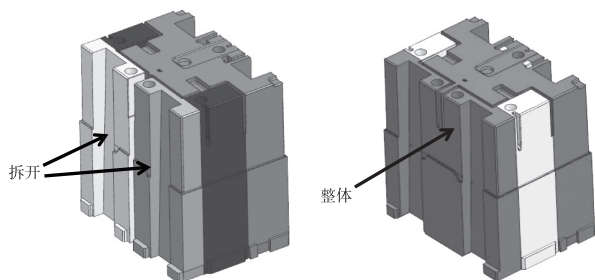


图 18 更改前镶件和整体镶件

5 产品顶出系统

为了塑件顺利顶出脱模,顶出位置尽量设置深包紧力较大的地方,设置 5 支圆顶针和 4 支斜顶顶出,试模时零件顶部顶鼓,分析原因是产品边缘抱紧力过大和顶出力不平衡所致,故口部增加 4 支扁顶杆,试模后顶鼓现象已解决。顶出系统如图 19 所示。

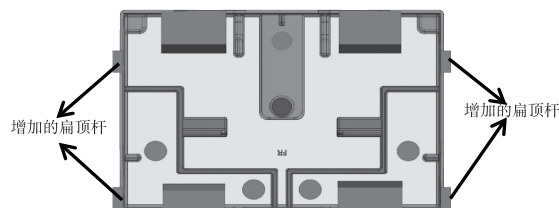


图 19 顶出系统

6 注塑模具结构

通过以上分析,可以确定模架的大小为富特巴 MDC FA3335 A70 B100 C90 SOH 330 和半热流模具结构,该案例模具结构如图 20 所示。

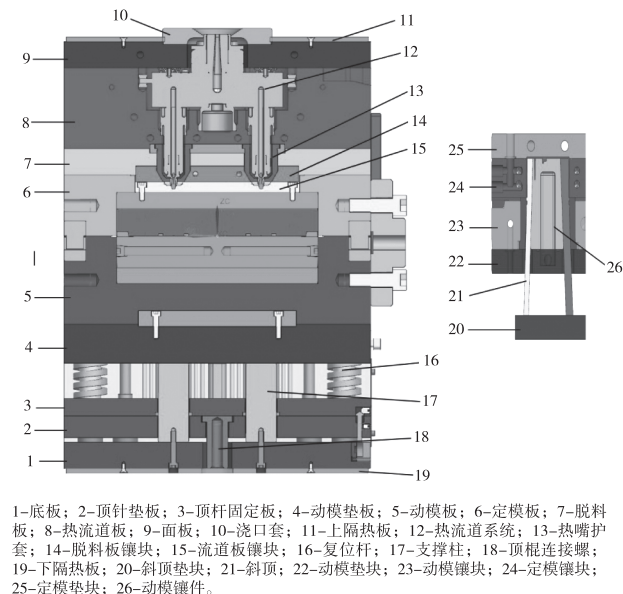


图 20 模具结构图

7 结论

本文通过外壳研究分析和实际论证,有效解决

多元线性回归在主泵对中的应用

杜 川

(辽宁红沿河核电有限公司, 辽宁 大连 116319)

摘 要:通过对主泵泵组对中的研究,建立了泵与电机联轴节二者之间端面偏差和中心偏差的数学模型。运用多元线性回归的方法,得到了在以泵联轴节表面为基准的坐标系下,电机联轴节表面所在平面的表达式,及其轴线的坐标。最终给出调整端面偏差和中心偏差的方法。

关键词:主泵 对中 多元线性回归 端面偏差 中心偏差

中图分类号:TH117

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0057-04

Application of multivariable linear regression model in the alignment of reactor coolant pump

DU Chuan

Abstract: Through research on the alignment procedures of the reactor coolant pump, the model of the end face deviation and center deviation between the couplings of the pump and the motor is established. Through the method of multivariable linear regression, the plane expression and the axis coordinates of the motor coupling surface are obtained in the coordinate system based on the pump coupling surface. Finally, the methods that can be used to adjust the end face deviation and the center deviation are obtained.

Keywords: reactor coolant pump, alignment, multivariable linear regression, end face deviation, center deviation

0 引言

联轴器联接主泵与电机轴,使二者同步旋转并传递一定扭矩。泵轴与电机轴的中心线会不可避免的存在相对误差。误差过大会增加泵组运行时的振

动,还会增加轴承负荷而导致寿命降低或损坏^[1]。因此对中对是转动设备检修、安装中不可或缺的重要工作。对中是通过调整泵转子与电机转子的相对位置,使未连接的转子中心在同一轴线上。对中有端面偏差、中心偏差两个控制标准。端面偏差衡量泵

了外壳长期难解决的内凹变形问题、毛边问题和冷料等问题,现模具已生产 200 多万模次,结构设计合理,脱模机构可靠,动作平稳。对于今后类似问题的模具参考下列方案:①对于薄壁外壳可以通过调整零件填充平衡或增加相应筋条改善变形;②对于筋条较深而且两侧填充不平衡的零件拆分镶件易产生毛边,需改成整体镶件;③成型周期长的大外壳,塑胶不能直接注进型腔,需要加长冷料段,防止生产时冷料堵住浇口;④斜顶顶面不宜与镶件表面同高,需要做低 0.02 ~ 0.04 mm。

参考文献

- [1] 塑料模具设计手册编写组. 塑料模设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002:122-160.
- [2] 郭广发. 注塑成型技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

作者简介: 聂建辉(1982-),男(汉族),福建邵武人,工程师,主要从事塑模设计研发工作。

收稿日期: 2022-12-24

与电机联轴器节端面的张角,若消除端面偏差,两联轴节端面将相互平行。中心偏差衡量泵与电机联轴器中心轴线的相对位置,需要在端面偏差调整合格之后进行。若消除中心偏差,泵与电机中心轴线将相互重合^[2]。

大多数泵组对中采用三表找正法,4个测量点均匀分布在联轴器外圆。工作人员盘动联轴器,测量百分表在各点的径向值、端面值,从而计算轴系的中心偏差与端面偏差,其示意图见图1。之后可通过在电机地脚增加垫片、调整电机顶丝的方式使得泵组对中合格。各电机地脚增加垫片的厚度及顶丝调整量有成熟的理论计算方法^[3]。

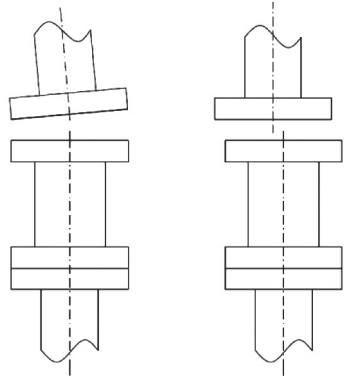


图1 端面偏差与中心偏差示意图

主泵电机支架与电机通过螺栓连接。可通过在电机与电机支架之间增加垫片,使得电机联轴节与中间短节的端面相互平行。电机与电机支架之间安装有方向相互垂直的顶丝,通过调整顶丝位移量可使得电机联轴节中心轴线相对于泵联轴节中心轴线移动,使二者重合。目前尚无关于主泵对中过程中,偏差计算及调整的理论方法。本文建立主泵泵组对中的数学模型,通过多元线性回归给出端面偏差与中心偏差的计算及调整方法。

1 端面偏差测量及调整

1.1 端面偏差测量

如图2所示,将中间短节与电机联轴节外圆8等分,通过塞入量块测量泵联轴节与中间短节在各等分点的端面间隙 z_i 。若任意互成 180° 的两点 z_i 值之差的绝对值 ≤ 0.025 mm,则可认为端面偏差合格,否则需进行调整。

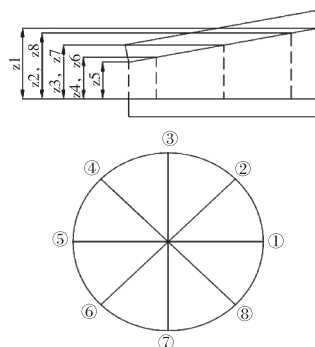


图2 端面偏差测量示意图

1.2 端面偏差测量数学模型

端面偏差调整过程可做以下假设,联轴节端面为平面圆,其中心轴线与端面垂直。以中间短节端面为基准面(xoy),中心为原点,建立空间三维坐标系(xyz)。其中①-⑤方向为 x 轴,③-⑦方向为 y 轴,中间短节的轴线为 z 轴。

电机联轴节外圆8个等分点在该坐标系下的坐标为 (x_i, y_i, z_i) 。 z_i 为1.1中的测量值, x_i, y_i 表达式见式(1),式中 r 为电机联轴节半径。

$$\begin{cases} x_i = r \cos \left[(i-1) \frac{\pi}{4} \right] \\ y_i = r \sin \left[(i-1) \frac{\pi}{4} \right] \\ i = 1, 2, 3 \dots 8 \end{cases} \quad (1)$$

电机联轴节端面所在平面可表示为:

$$z = Ax + By + C \quad (2)$$

根据模型假设,电机联轴节端面可当作平面,各等分点 (x_i, y_i, z_i) 应位于同一平面内。由于随机误差的存在,各等分点的坐标并不位于同一平面内。因此可通过多元线性回归的方法找到一个平面,使得该平面与电机联轴节外圆8个等分点距离的平方和最小。求解矩阵方程组(3),可得 A, B, C 的具体数值。

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^8 x_i^2 & \sum_{i=1}^8 x_i y_i & \sum_{i=1}^8 x_i \\ \sum_{i=1}^8 x_i y_i & \sum_{i=1}^8 y_i^2 & \sum_{i=1}^8 y_i \\ \sum_{i=1}^8 x_i & \sum_{i=1}^8 y_i & \sum_{i=1}^8 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^8 x_i z_i \\ \sum_{i=1}^8 y_i z_i \\ \sum_{i=1}^8 z_i \end{bmatrix} \quad (3)$$

1.3 端面偏差调整

电机与支架通过24个均匀分布的螺栓连接,螺栓中心在基准面(xoy)投影的坐标 (x_k, y_k) 。表达式见式(4),式中 R 为电机支架螺栓中心分布圆半径。

$$\begin{cases} x_k = R \cos \left[(k-1) \frac{\pi}{12} \right] \\ y_k = R \sin \left[(k-1) \frac{\pi}{12} \right] \\ k = 1, 2, 3 \cdots 24 \end{cases} \quad (4)$$

将 (x_k, y_k) 代入式(2)中,可得 z_k 。 z_k 为电机支架螺栓在上述建立的三维坐标系下的高度值。在各连接螺栓中心处增加厚度为 h_k 的垫片,即可调整端面偏差,表达式见式(5)。

$$\begin{cases} h_k = \max(z_k) - z_k \\ k = 1, 2, 3 \cdots 24 \end{cases} \quad (5)$$

2 中心偏差测量及调整

2.1 中心偏差测量

按图3安装百分表。表座安装在中间短节柱面,百分表头与电机联轴节柱面接触,将百分表调零。依次记录百分表在电机联轴节8个等分点处的读数 z_j 。

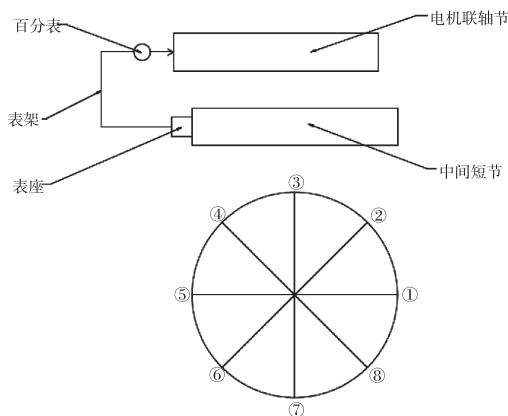


图3 中心偏差测量示意图

任意互成 180° 的两点百分表读数之差的一半即为电机轴线相对于泵轴线在该方向的偏移分量 d_j ,如表1所示。若任意方向的偏移分量 ≤ 0.025 mm,则中心偏差合格,否则需要调整。

表1 轴线在各方向偏移分量的测量值

项目	1	2	3	4
方向	①-⑤	②-⑥	③-⑦	④-⑧
偏移量 d_j	$\frac{(z_1 - z_5)}{2}$	$\frac{(z_2 - z_6)}{2}$	$\frac{(z_3 - z_7)}{2}$	$\frac{(z_4 - z_8)}{2}$

2.2 中心偏差测量数学模型

在调整泵组中心偏差过程可做以下假设,在端面偏差调整合格后,泵与电机联轴节端面相互平行。以中间短节端面为基准,建立二维坐标系(xoy)。①-⑤方向为 x 轴,③-⑦方向为 y 轴。以中间短节轴线为原点。电机轴线的坐标可假设为 (A, B) 。电机轴线相对于泵轴线在各方向偏移分量的理论值($\hat{d}_j$)可由式(6)表示。

$$\hat{d}_j = (A, B) \cdot (x_j, y_j) = Ax_j + By_j \quad (6)$$

其中, (x_j, y_j) 为各个方向的单位向量,如表2所示。

表2 各方向单位向量

项目	1	2	3	4
方向	-⑤	-⑥	-⑦	-⑧
(x_j, y_j)	(1, 0)	$(\frac{\sqrt{2}}{2}, \frac{\sqrt{2}}{2})$	(0, 1)	$(-\frac{\sqrt{2}}{2}, \frac{\sqrt{2}}{2})$

由于随机误差等因素,各方向轴线偏移的理论值与测量值存在偏差。因此可通过多元线性回归的方法,得到电机轴线坐标 (A, B) ,使各个方向偏移分量的理论值与测量值之差的平方和最小。求解矩阵方程组(7),可得 A, B 具体数值。

$$\begin{bmatrix} \sum_{j=1}^4 x_j^2 & \sum_{j=1}^4 x_j y_j \\ \sum_{j=1}^4 x_j y_j & \sum_{j=1}^4 y_j^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^4 x_j d_j \\ \sum_{j=1}^4 y_j d_j \end{bmatrix} \quad (7)$$

2.3 中心偏差调整

电机与电机支架安装有方向相互垂直的顶丝。调整 x 轴、 y 轴方向顶丝,调节量分别为 A, B ,可使得电机轴线相对于泵轴线移动,即可调整中心偏差。

3 实例

在某次大修中,其中一台主泵对中时端面偏差测量数据如表3。

表 3 端面偏差测量数据 (mm)

	测量点							
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
z_i	19.00	18.95	18.95	18.97	19.00	19.04	19.06	19.04

从数据直观来看,③-⑦方向的高度差最大,⑦方向为整个电机联轴节端面的最高点,③方向为最低点。但实际端面的最高点不一定位于所测量点。根据多元线性回归的方法,通过 8 个等分点的坐标值,可得到电机平面的表达式,可准确得到电机联轴节端面最高点所在的方向为 266.4° ,最大端面偏差为 0.111 mm。且可得到各螺栓中心处添加垫片的厚度值 h_k 。

表 4 各螺栓中心所加垫片厚度

螺栓号 /k	h_k/mm	螺栓号 /k	h_k/mm	螺栓号 /k	h_k/mm	螺栓号 /k	h_k/mm
1	0.2139	7	0.3585	13	0.1446	19	0
2	0.2584	8	0.3555	14	0.1001	20	0.0029
3	0.2974	9	0.3406	15	0.061	21	0.0179
4	0.3284	10	0.3146	16	0.03	22	0.0439
5	0.3493	11	0.2794	17	0.0092	23	0.0791
6	0.2139	12	0.2374	18	0.1446	24	0.1211

经增加垫片后复测最大端面偏差为 0.015 mm,端面偏差调整合格。中心偏差测量数据如表 5。

表 5 中心偏差测量数据 (mm)

	测量点							
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
z_j	0	-0.15	-0.22	-0.14	0.01	0.16	0.21	0.15

从数据直观来看,③-⑦方向中心偏差最大,为 0.215 mm。通过多元线性回归的方法,统筹考虑各个方向偏移分量的测量值,可得到电机轴线的坐标 ($-0.006\text{ mm}, -0.2136\text{ mm}$)。经调整相应方向的顶丝后,复测中心偏差最大为 0.005 mm,中心偏差调整合格。

4 结论

本文建立了主泵对中过程中的端面偏差和中心偏差数学模型。通过 8 个点的测量值及多元线性回归的方法,给出调整端面偏差和中心偏差的理论方法,填补了工程实践中关于主泵对中理论计算的空白,为现场对中工作指明了方向。本方法计算过程复杂,为方便现场工作人员计算,作者编写了专用的计算软件。经验证,可应用于实际的对中计算工作,提高现场工作效率,同时降低工作组所受的辐射剂量。

参考文献

- [1] 赵鹏程,顾煜炯,刘洋,等. 扭振作用下联轴器应力分析[J]. 动力工程学报,2017,37(8):629-633.
- [2] 王平. CPR1000 核反应堆冷却剂泵运行维护手册[Z]. 2015.
- [3] 王德歆. 电机联轴器对中找正方法研究分析[J]. 中国设备工程,2021(16):87-88.

作者简介:杜川,工程师,2013 年 7 月毕业于哈尔滨工业大学热能与动力工程专业,工学学士学位,就职于辽宁红沿河核电有限公司。

收稿日期:2022-11-01

垃圾压缩机料斗组焊工装设计

王 虎¹,屈小平¹,文建峰²

(1. 长沙普惠环保机械有限公司,湖南 长沙 410205;2. 湖南红太阳光电科技有限公司,湖南 长沙 410205)

摘 要:针对一种垃圾压缩机料斗组焊工装三维实体设计,为了保证对称度公差和同轴度公差控制在产品加工要求的范围内进行了本次工装设计,同时保证对角线误差也满足设计需求。该设计方案对于提高工效、缩短工装设计过程和保证设计可靠性有着重要的作用。工装三维实体设计中需要先确定并作出三维模型,以垃圾压缩机料斗模型为基础,确定它的定位、夹紧和支撑位置,其次考虑各个零件的铆焊装配顺序。运用三维软件 SolidWorks 的封套功能,把料斗模型作为基础,再以料斗的形位公差定位夹紧设计工装。设计一套特定的铆焊定位工装,可以实现产品批量生产的定位夹紧、成型。

关键词:垃圾压缩机料斗 工装 设计

中图分类号:TH123

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0061-04

Design of welding tooling for waste compressor hopper

WANG Hu, QU Xiaoping, WEN Jianfeng

Abstract: The three-dimensional design of the welding tooling for a kind of waste compressor hopper is carried out. The tooling design is to ensure that the symmetry degree tolerance and coaxial degree tolerance are controlled within the range of product processing requirements, and that the diagonal error also meets the design requirements. The design scheme plays an important role in improving the work efficiency, shortening the tooling design process and ensuring the design reliability. In the three-dimensional design of the tooling, it is necessary to first determine and establish a 3D model. Based on the waste compressor hopper model, the positioning, clamping and support positions, and the riveting and welding assembly sequence of each part are determined. Using the sleeve function of SolidWorks, the hopper model is taken as the basis, and the shape and position tolerance of the hopper is used for the positioning and clamping of the tooling. A set of specific riveting, welding and positioning tooling is designed, which can achieve the positioning, clamping and molding of the product in mass production.

Keywords: waste compressor hopper, tooling, design

0 引言

现代机械装备制造离不开先进的制造工艺,机械结构制造中少不了焊接工艺,为提高焊接效率和保证焊接质量,将铆焊过程分解为铆接和焊接两个工序过程。目前铆接过程中一般都是反复手工测量调整,并点焊固定,这一过程通常会花费较多的时间,非常影响铆焊工的工作效率,而且还经常出现人为失误或测量误差,严重影响焊接成品质量。

针对上述情况,为了帮助铆焊工不用反复测量调整尺寸即可快速准确完成铆焊的拼接定位,

需要以现有设计图纸为基础,设计一套特定的铆焊定位工装,以实现产品批量生产的定位夹紧、成型。工装的实施对象是公司一种垃圾压缩机的垃圾收料斗,文中简称料斗。

1 垃圾压缩机料斗的结构组成

该垃圾压缩机料斗主要由料斗侧板、钢管、上部圆弧筋板、背部骨架、中部主筋、下部圆弧筋板、中部横筋、圆弧筋条、料斗耳板等部分组焊而成,具体结构如图1所示。

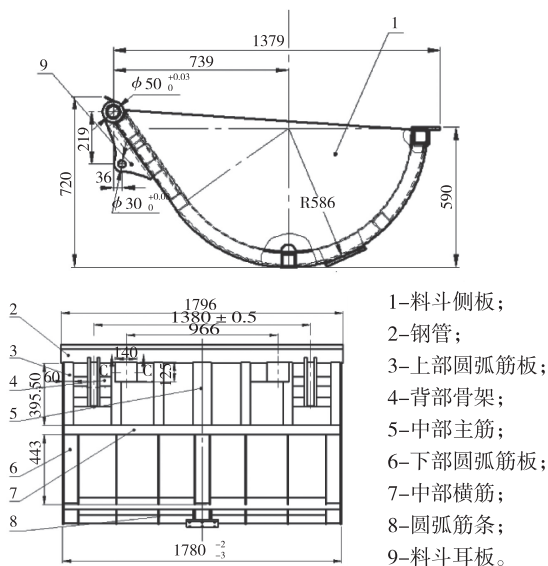


图1 某垃圾压缩机料斗图

2 设计要求

料斗的圆弧板与料斗的口边有高度要求,料斗的圆弧底部切线要求与口边水平板面要平行,且保证尺寸为 590 mm。

料斗内部直线段切线要与钢管相切。

两组耳板上共有两组 $\phi 30$ 孔,两组孔有同轴度要求,且孔间距尺寸有公差要求,两组孔跨度尺寸为 1380 mm。

3 工装设计方案

3.1 确定设计要素

3.1.1 定位基准面的确定^[1]

根据 6 点定位原理及定位基准尽量与设计基准相重合的原则,初步确定以下定位基准面:

(1) $\phi 50$ 内孔或 $\phi 89$ 外圆;

(2) 料斗宽度方形两侧侧板;

(3) 590 mm 尺寸上平面;

(4) 内圆弧面。

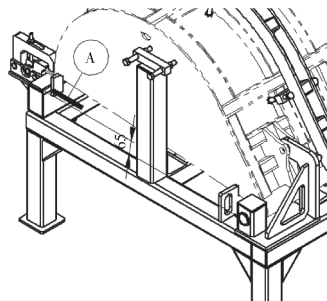


图2 上下高度基准

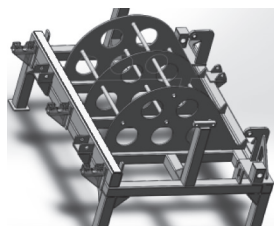


图3 内弧度基准

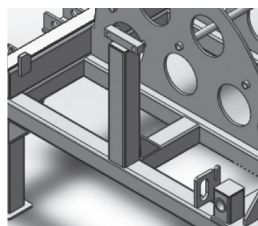


图4 左右宽度基准

$\phi 50$ 孔及其外端面根据工艺要求为一根整体管,铆焊之前车削到位。所有尺寸不留焊后加工余量。根据垃圾料斗左右对称,及料斗口边与 $\phi 50$ 整体管的轴线平行,保证轴线与料斗口边的相对高差的特征,组焊时其开口部分必须朝下,工装应左右对称。

上述图片分别是料斗口部朝下的上下高度基准、内弧度基准、左右宽度基准。

3.1.2 垃圾料斗各个安装组件的定位

(1) 料斗铰接管定位

①设计了三个 V 型板(与内圆弧定位板同零件);

②铰接管端面设计工艺轴座,穿工艺轴将其固定(图 5)。

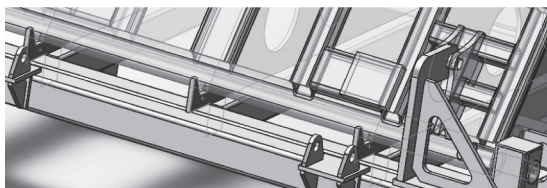


图5 铰接管固定座

(2) 料斗内圆弧板的定位

①内弧度倚靠图 3 内弧度基准板靠紧,并紧贴铰接管铆焊;

②圆弧板要紧贴圆弧内弧支撑板弧度,需要设计一组圆弧压紧架组件(图 6)。



图6 圆弧压紧架组件

(3) 左右宽度外侧板定位

①单个侧板以外表面和下侧面为定位基准,便于料斗成形后卸装。每一侧设计 2 个高度相同的定位板,相隔一定距离摆放,侧板圆弧缺口紧靠料斗铰

接管定位(图4)。

②侧板与内弧板贴紧定位依靠工装支架,侧边的支架螺钉调整压紧(图2)。

3.2 以垃圾压缩机及其料斗模型为基础的工装设计

3.2.1 设计过程

本方案用 Solidworks 软件进行设计,具体通过 Solidworks 软件封套功能开展工装定位座的相关设计步骤如下。

(1)开启 Solidworks 应用程序。

(2)新建一装配体文件。

(3)插入料斗模型(点击料斗模型属性,将模型属性调整为“封套”)。

“封套”具有两个主要功能:可以将封套用作参考组件和选择工具。在检查其质量和出 BOM 表时,SW 不会把其计算在内,出工程图的时候也会自动被隐藏。

(4)剖分工装定位基准,如铰接管圆心、料斗圆弧板弧度、料斗铰接管旋转半径以及料斗口边距铰接管的高度差,全部是以料斗模型作为影子(封套功能作为基准参考),如图7。

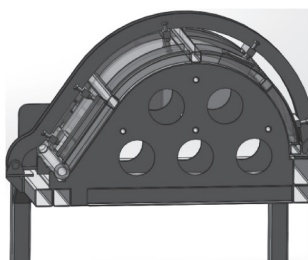


图7 模型封套属性作为基准参考

(5)设计工装支撑架、铰接管、料斗口边、圆弧板弧度,侧板的依次定位设计。

3.2.2 料斗口边双向夹紧机构的设计

①本文仅对料斗口边处平面定位板的夹紧定位装置做一介绍。因为该零件的定位尺寸决定了整个垃圾压缩机在工作过程中与机械运动部件和土建施工尺寸的配合^[2]。

②由于圆弧板卷圆后,板内存在内应力,所以在铆焊定位焊过程中,需要将料斗圆弧板用圆弧压紧架压紧并紧贴工装架上的圆弧定位板(图6)。圆弧压紧架起到了弧板上下定位约束的作用。但前后定位还需要夹紧装置,为考虑既能够使圆弧板前后夹紧,又能够将料斗口边处平板贴紧工装基准面,设计两组“双向夹紧机构”。

③双向夹紧机构由夹紧固定座固定,设置3组

双向杠杆,双向杠杆的取力点设置为同一处^[3],共用一处螺杆旋转取力。如图8所示,当螺杆夹紧时,下面的小旋转杠杆得料口边处平板与工装架挡板基准边贴紧(并压紧圆弧板前后方向),使料口边处平板与工装架水平面基准贴紧。

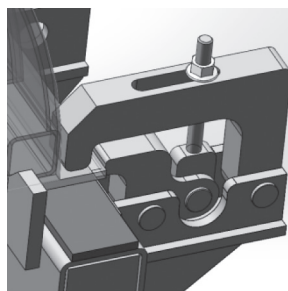


图8 双向夹紧机构

4 设计效果

该工装整体设计效果如图9所示。该工装设计、制造完成后,已投入生产中使用。产品经检验,其对称度公差和同轴度公差控制在产品加工要求的范围内,对角线误差也达到设计要求,验证该设计方案切实可行。料斗制作完成后整机的实物图如图10所示。

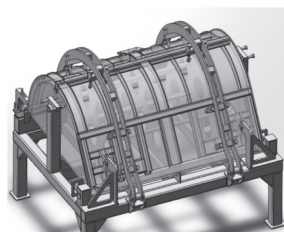


图9 整体设计效果

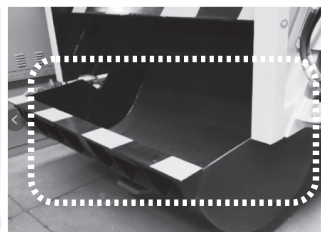


图10 装配后实物

5 结论

本文垃圾压缩机料斗组焊工装设计,基于总体设计要求,分析确定设计要素,引入了适合工装设计的工具软件 Solidworks 封套功能,完成料斗口边双向夹紧机构的工装设计,并经过制造、检验验证,该设计方案可将对称度公差和同轴度公差控制在产品加工要求的范围内,同时保证对角线误差也满足设计需求,对于提高工效、缩短工装设计过程和保证设计可靠性有着重要的作用,方案切实可行。

参考文献

- [1] 陈国华. 挖掘机铲斗组焊工装设计[J]. 建筑机械, 2010(19):86-87.

WPZ-500 型智能铺轨机钢轨牵引机械手设计

段启楠

(中铁四局集团有限公司第八工程分公司,安徽 合肥 230041)

摘要:利用摩擦自锁原理设计了锁轨销联动机构,通过控制钢轨牵引机械手的偏转角度,实现钢轨的自动抓取和双向锁定。锁轨销联动机构将智能铺轨机的牵引力转换成作用在钢轨上的压力,同时压力通过锁轨销联动机构进行放大,使产生的摩擦阻力大于提供的牵引力。

关键词:智能铺轨 牵引机械手 摩擦自锁 自动抓取

中图分类号:U215.5

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0064-04

Design of rail traction manipulator for WPZ-500 smart ballastless track laying machine

DUAN Qinan

Abstract: The lock-rail-pin linkage mechanism is designed by using the friction self-locking principle, and through controlling the tilt angle of the rail traction manipulator, the automatic grabbing and bidirectional locking of the rail is realized. The lock-rail-pin linkage mechanism converts the traction force of the smart ballastless track laying machine into the pressure acting on the rail, and the pressure is amplified through the lock-rail-pin linkage mechanism, so that the friction resistance generated is greater than the traction force provided.

Keywords: smart ballastless track laying, traction manipulator, friction self-locking, automatically grabbing

0 引言

随着我国铁路建设的全面开展,具有良好性能的无砟轨道常应用于新建时速 350 公里的高速铁路中。传统无砟轨道铺轨属于劳动密集型施工,存在用工数量多、劳动强度大、安全风险高、自动化程度低等弊端。为提高无砟轨道铺轨施工机械化、数字化和智能化程度,研发了 WPZ-500 型无砟轨道智能铺轨机组^[1]。传统无砟轨道铺轨施工工艺采用锁头锁轨易造成牵引的钢轨摆动和锁轨器松动脱离后伤人的风险。为降低劳动强度,减少安全风险,提升自动化施工水平,提高作业效率,研发了具有自动

抓取和双向锁定长钢轨功能的钢轨牵引机械手^[2]。

1 钢轨牵引机械手

1.1 结构介绍

钢轨牵引机械手安装于长钢轨智能牵引车和长钢轨智能回收车车尾部起落支架上,主要由导向套、安装座、夹轨器、楔形块、锁轨销、摆动油缸和夹紧油缸等组成。在进行钢轨的抓取时,钢轨牵引机械手的夹轨器套住钢轨轨头,夹紧油缸推动楔形压块上行,两侧锁轨销在楔形压块的作用下,向中间移动,钳住钢轨轨头,实现对钢轨的抓取。

[2] 王军峰. 地坑式城市生活垃圾转运站设计于应用[J].

环境污染治理技术于设备,2006(11):142-144.

[3] 朱耀洋,浦林详. 现代夹具设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

作者简介:王虎(1985-),男,甘肃张掖人,本科,工程师,主要研究方向为环卫机械的结构与工艺设计。

收稿日期:2022-12-12

2.1.2 夹轨器底部的踏面、夹轨器偏摆旋转销轴孔和夹轨器锁轨销孔的位置关系确定

实现夹轨器在牵引钢轨时形成自锁,需要使作用在夹轨器偏摆旋转销轴处的牵引力传递到钢轨上后,对钢轨产生的摩擦阻力始终大于作用在夹轨器偏摆旋转销轴处的牵引力,分析钢轨在牵引过程中的受力情况,夹轨器底部的踏面、夹轨器偏摆旋转销轴孔和夹轨器锁轨销孔,三点间应存在如下关系:

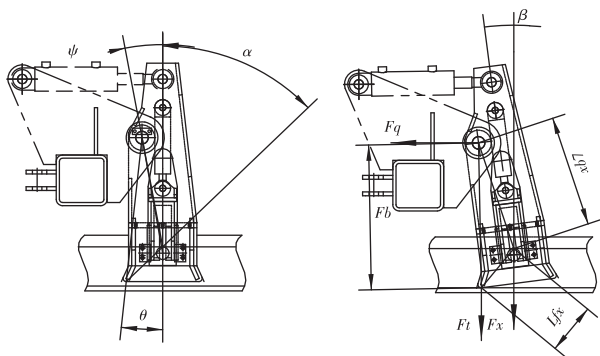


图5 钢轨受力分析图

$$\begin{aligned} F_q \times \cos(\beta - \theta) \times L_{qt} &= F_x \times \sin(\alpha - \beta) \times L_{tx} \\ F_q \times \cos(\psi + \beta) \times L_{qx} &= F_t \times \sin(\alpha - \beta) \times L_{tx} \\ F_s &= F_t \times u + F_x \times \mu \end{aligned}$$

式中: F_q —夹轨器牵拉钢轨的力; F_t —夹轨器的踏面作用到钢轨上的正压力; F_x —锁轨销作用到钢轨上的正压力; L_{qt} —夹轨器旋转销轴与夹轨器的踏面间的距离; L_{tx} —夹轨器的踏面与锁轨销间的距离; θ —夹轨器的踏面和夹轨器旋转销轴间的连线与垂直中线的夹角; ψ —锁轨销和夹轨器旋转销轴间的连线与垂直中线的夹角; α —夹轨器的踏面和锁轨销间的连线与垂直中线的夹角; β —夹轨器偏摆角度; F_s —夹轨器的锁紧力; μ —夹轨器的踏面和锁轨销与钢轨间的静摩擦系数,查阅相关资料,静摩擦系数 μ 取值0.15。

2.2 锁轨销和楔形块

钢轨牵引机械手的锁轨销与楔形块采用斜面配合方式来实现锁轨销的自动插销和退销。当锁轨油缸带动楔形块上移,两侧锁轨销受到楔形块斜面传递的推力往中间移动,两侧锁轨销钳住钢轨轨头。当锁轨油缸带动楔形块下移,两侧锁轨销受到楔形块斜面传递的推力往外侧移动,两侧锁轨销退回到

夹轨器内,解除对钢轨轨头的抓取。

锁轨销作用在钢轨位置为钢轨头下部斜面,为减小锁轨销对钢轨的接触应力,锁轨销与钢轨接触位置按60 kg/m型钢轨头下部斜面设计。

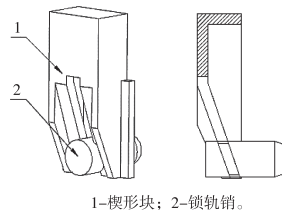


图6 楔形块和锁轨销构造图

为满足锁轨销能对

钢轨进行自动化钳住和解除,锁轨销的伸缩行程要求 ≥ 20 mm。锁轨销的伸出和退回采用液压油缸控制,在进行锁轨销和楔形块配合斜面设计时,考虑尽量控制夹轨器结构尺寸大小来设计。

3 夹轨器对钢轨锁紧力及强度复核

钢轨牵引机械手牵引钢轨为长500 m、规格P60(60 kg/m),钢轨牵引走行过程中,钢轨在拖拉滚筒上滚动前进。考虑到大坡道牵引施工工况,按照30‰坡道来计算,单根钢轨所需最大牵引力不超过40 kN。

3.1 夹轨器对钢轨锁紧力复核

3.1.1 自锁条件复核

由于钢轨牵引机械手牵拉钢轨的力与钢轨被牵拉时的阻力为大小相等,方向相反。钢轨牵引机械手要形成对钢轨的自锁,需要满足以下关系:

$$\frac{L_{qt} \cos(\beta - \theta) + L_{qt} \cos(\psi + \beta)}{L_{tx} \sin(\alpha - \beta)} > 6.7$$

钢轨牵引机械手设计尺寸如下: $L_{qt} = 455$ mm, $L_{qx} = 350$ mm, $L_{tx} = 160$ mm, $\theta = 6^\circ$, $\psi = 10.7^\circ$, $\alpha = 43.5^\circ$, $\beta = 7^\circ$ 。经计算:

$$\frac{L_{qt} \cos(\beta - \theta) + L_{qt} \cos(\psi + \beta)}{L_{tx} \sin(\alpha - \beta)} = 8.28 > 6.7$$

满足自锁条件。

3.1.2 钢轨强度复核

经分析可知: $F_x > F_t$,以及钢轨牵引机械手的销轴作用到钢轨上的正压力大于钢轨牵引机械手的踏面作用到钢轨上的正压力。当铺轨机牵拉钢轨时,钢轨阻力为40 kN时为最极限工况,此时钢轨牵引机械手的销轴作用到钢轨处的应力最大,其应力计算为:

$$\sigma = \frac{0.5F_x}{S}$$

式中: σ —单个钢轨牵引机械手的销轴作用到钢轨处的应力; S —单个钢轨牵引机械手的销轴与钢轨的接触面积约为4 mm²(销轴采用硬度低于钢轨的材料,不进行热处理,进行几次铺轨后,让其与钢轨接触面被碾压成与钢轨完全配合接触^[3])。

根据钢轨屈服强度指标^[4]中可查热轧U71Mn热轧钢轨屈服应力 $[\sigma] = 460$ MPa,其许用应力为306 MPa。

经计算,在极限工况下,单个销轴作用到钢轨处的应力 $\sigma = 239$ MPa < 306 MPa,满足要求。

3.2 钢轨牵引机械手强度复核

钢轨牵引机械手采用Q355B合金钢,屈服强度达到355 MPa^[5-6],将机械手在Solidworks Simulation模拟受力情况对机械手主要受力框架进行有限元分析,如图7所示。



图7 钢轨牵引机械手有限元分析

由分析结果可以得知,最大应力远小于Q355B合金钢的许用应力,满足强度要求。

4 结束语

WPZ-500 无砟轨道智能铺轨机钢轨牵引机械

手采用巧妙的机械设计,实现了钢轨的双向锁定,从而自动抓取和锁定长钢轨。通过采用自锁原理,使钢轨牵引机械手始终能满足对钢轨的锁紧,完全满足各工况施工要求。钢轨牵引机械手的结构设计充分考虑到构件的承载能力,各应力分配合理,完全满足要求。钢轨牵引机械手的设计体现了智能铺轨从细节上着手,实现了无砟轨道铺轨施工的智能化。

参考文献

- [1] 管新权,段启楠. WPZ-500 型无砟智能铺轨机组滚筒回收车设计[J]. 装备制造技术, 2022(6): 30-33.
- [2] 郭华. WZ500E 型铺轨机组铺设 500m 无砟轨道施工技术[J]. 铁道建筑技术, 2011(S1): 159-162.
- [3] 胡家杰. 弯矩作用下的钢轨疲劳试验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2008.
- [4] 国家铁路局. 钢轨 第 1 部分: 43kg/m ~ 75kg/m 钢轨: TB/T 2344. 1—2020 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2020.
- [5] 张银花. 钢轨屈服强度指标研究[J]. 铁道建筑, 2006(3): 92-94.
- [6] 中国钢铁工业协会. 低合金高强度结构钢: GB/T 1591—2018 [S]. 北京: 中国质检出版社, 2018.

作者简介:段启楠(1975-),男,江西湖口人,毕业于长沙交通学院,学士,正高级工程师,研究方向:高速铁路轨道施工装备研究。

收稿日期:2022-11-18

基于刚-柔耦合的 C₈₀ 型货车疲劳分析*

苏晓嵩,方吉[▲]

(大连交通大学 机车车辆工程学院,辽宁 大连 116028)

摘要:为了能够预测 C₈₀ 型货车焊接结构危险部位及疲劳寿命,对车体日常维护提出针对性建议,以确保车辆服役期内的安全行驶。本文在刚-柔耦合动力学仿真的基础上,提取柔性体模态坐标时间历程,基于模态结构应力法校核车体关键部位焊接结构疲劳寿命。结果表明,浴盆端部底架大横梁与中梁焊缝疲劳寿命为 416 万公里,低于设计要求。针对该焊接结构提出了两种改进方案,其中方案二寿命提升 240 %,改进效果明显。模态结构应力法为焊接结构动态疲劳分析提供了新思路。

关键词:重载货车 刚-柔耦合 模态结构应力法 疲劳分析 焊接结构

中图分类号:U272.2

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0068-06

Fatigue analysis of C₈₀ freight car based on rigid-flexible coupling

SU Xiaosong, FANG Ji

Abstract: In order to predict the dangerous parts and fatigue life of the welded structure of C₈₀ freight car, this paper extracts the time history of the flexible body modal coordinates on the basis of the rigid-flexible coupling dynamics simulation, and checks the fatigue life of the welded structure in the key parts of the car body based on the modal structural stress method. The results show that the fatigue life of the weld joint between the big beam and the middle beam of the bottom frame at the end of the bathtub is 4.16 million km, which is lower than the design requirements. Two improvement schemes are proposed for the welding structure. The service life of the second scheme is increased by 240 %, and the improvement effect is obvious. The modal structural stress method has provided a new idea for the dynamic fatigue analysis of welded structures.

Keywords: heavy haul freight car, rigid-flexible coupling, modal structural stress method, fatigue analysis, welded structure

0 引言

为实现大秦铁路线成功开行 2 万吨级重载列车的任务目标,2003 年齐车公司研制成功了 C₈₀ 型铝合金运煤敞车,该车型的投入运营对促进我国铁路运输跨越式发展、缓解大秦铁路煤炭运输紧张的局面发挥了积极作用^[1]。

伴随着重载铁路的大发展,重载货车关键部位焊接结构疲劳寿命评估成为了一项重要课题。此前名义应力法作为主流的疲劳评估方法^[2],在轨道车辆领域广泛应用。但当焊接结构复杂,外部激励也难以确定时,常无法严格按照标准选取 S-N 曲线,因而无法保证疲劳评估的准确性。另外有限元网格的划分也会对名义应力结果产生一定影响,计算误

差难以得到有效控制。

美国新奥尔良大学 Pingsha Dong 教授在大量疲劳试验基础上,结合断裂力学理论,提出的网格不敏感的主 S-N 曲线法是目前较为前沿的焊接结构疲劳评估方法^[3-4],并在铁路、轮船等领域得到了广泛应用。但由于铁路车辆运行时外载荷通常为一随机信号,无法准确定义,因此延伸出一套适合铁路车辆焊接结构寿命评估的新方法十分必要。本文将刚-柔耦合动力学仿真与结构应力法相结合,提出了适合轨道交通车辆焊接结构动态疲劳评估的新方法。本文以 C₈₀ 型重载货车为例,以刚-柔耦合动力学仿真为基础,以轨道不平顺为激励进行动力学仿真,之后导出柔型车体各阶模态坐标时间历程,将模态坐标延伸至焊趾节点结构应力,基于主 S-N 曲线法给

出焊接结构寿命预测。

1 搭建 C₈₀ 型货车刚-柔耦合模型

C₈₀ 型重载货车采用钢-铝混合,拉铆钉形式组装^[5],车体底架主要由枕梁、中梁及浴盆端大横梁组成,材料为 Q450 高强度耐候钢;车身主要由侧墙板、侧柱及上侧梁组成,材料为铝合金。为了充分考虑到车体在运行中的振动特性及弹性变形,先基于有限元法将货车车体进行离散,车体底架、侧墙板、立柱等主体结构均使用壳单元离散,以 Beam 单元模拟拉铆钉焊接部位,散粒货物以质量点的形式均布在车体地板及铝合金浴盆上。C₈₀ 重载货车车体自重 19 t,装载散粒货物 80 t,共划分单元 433264 个,其中 Beam 单元 2468 个。

在有限元模型基础上采用 Craig-Bampton 模态综合法制作车体柔性体文件^[6],选取心盘、弹性旁承及车钩座共 8 个位置定义外接口,接口数决定了固定边界主模态阶数,当高阶模态被截断时,这些固定边界主模态可在一定程度上补偿高阶模态截断带来的误差^[10]。该车柔性体包含 48 阶固定边界主模态和 50 阶约束模态,共 98 阶模态。表 1 给出了 C₈₀ 车部分低阶模态。

表 1 车体部分低阶模态

模态阶数	模态振型	振型描述	仿真频率	试验频率
6		侧滚模态	1.43	1.37
7		一阶扭转模态	3.76	3.75
13		一阶垂向弯曲	8.47	8.8
19		一阶纵向同向弯曲	9.68	9.24

本次仿真选用转 K6 型转向架与柔性车体配合

使用,图 1 给出了该转向架多刚体动力学模型。转 K6 型转向架属于新型铸钢三大件式转向架,主要包括轮对、侧架、摇枕等结构。为了保持转向架正位状态,减小车辆在曲线运行时轮对与钢轨冲角,在转向架底部,两构架之间加装一个抗菱形扭杆,有效地提高了转向架抗菱形刚度^[7]。

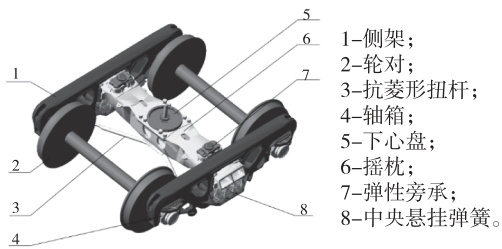


图 1 转向架刚-柔耦合多刚体动力学模型

柔性车体外接口建立的约束方程是与其多刚体转向架模型的耦合渠道,通过拉格朗日乘子法将约束关系引入系统方程,柔性体与多刚体系统联立便可得到刚-柔耦合系统动力学方程:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\xi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \xi} + \frac{\partial F}{\partial \xi} + \lambda \left[\frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right]^T - Q &= 0 \\ \psi(\xi, t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $\psi(\xi, t)$ 为外接口约束方程, ξ 为广义坐标; Q 为广义力; F 为耗散函数; L 为拉格朗日函数。

图 2 给出了搭建完成的 C₈₀ 型货车刚-柔耦合模型。

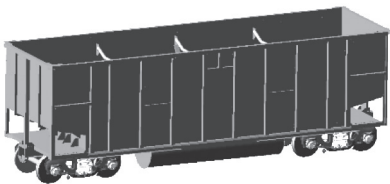


图 2 C₈₀ 型货车刚-柔耦合模型

2 C₈₀ 型货车动力学性能分析

轨道不平顺是由不同相位、不同波长及不同幅值叠加而成的一种随机信号,集中展现了轨道质量状态。这种随机信号极大影响了铁路货车运行的平稳性及稳定性,同时由于该车型载重量大且采用铝合金车身,模态频率较低,容易因轨道不平顺而引起

车体激振及疲劳破坏。为了充分考虑轨道不平顺对车体动力学性能的影响,本次仿真使用 ADAMS/Rail 多体动力学软件,采用 Newmark 逐步积分法计算车体动力学响应,以美国 V 级轨道不平顺谱作为外部激励^[8],设计线路全长 850 m,直线段 50 m,缓和曲线 100 m,圆曲线 700 m。考虑到我国重载铁路的线路复杂性,根据我国轨道超高相关施工要求设计了三种车辆曲线运行工况,以 50 km/h、80 km/h、100 km/h 的速度通过曲线半径 R300、R600、R1200 的线路,表 2 给出了计算获得重载货车曲线通过稳定性及平稳性指标。图 3、图 4 给出了重载货车以运行速度 50 km/h,通过曲线半径 300 m,轨道超高 100 mm 线路时车体一位心盘内侧底架中梁下盖板处测得车体横向及垂向加速度。

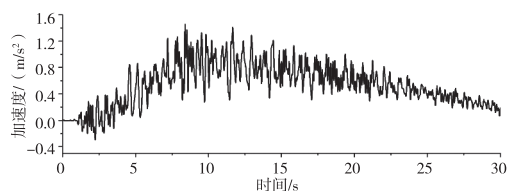


图 3 车体横向加速度

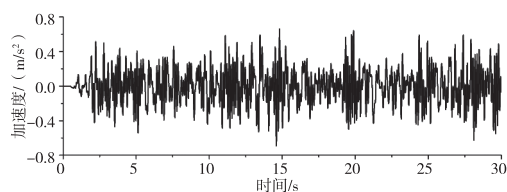


图 4 车体垂向加速度

通过表 2 计算结果,结合 GB/T 5599—2019《机车车辆动力学性能评定及实验鉴定规范》中对于铁路货车运行平稳性及稳定性的相关规定,车辆运行平稳性评定标准为优,稳定性各项参数均满足要求。

表 2 车辆曲线通过性计算结果

仿真线路	横向平稳性指标	垂向平稳性指标	脱轨系数	轮重减载率
R300	2.14	2.39	0.396	0.17
R600	2.75	2.49	0.35	0.21
R1200	3.17	2.77	0.13	0.16

3 车体焊接结构疲劳分析

本次基于结构应力法的 C₈₀ 型重载货车疲劳分

析,先以美国 V 级轨道不平顺谱为外部激励,线路为平直轨道,行驶速度 80 km/h 进行动力学仿真,提取动力学仿真后柔性车体各阶模态坐标时间历程,通过叠加模态坐标时间历程获得焊趾处各节点等效结构应力动态响应时间历程。由于结构应力为一时域下的动态载荷,需采用雨流计数法编制循环载荷谱^[9],后选用合适的主 S-N 曲线便可分析焊线疲劳损伤并给出寿命预测。选取车体

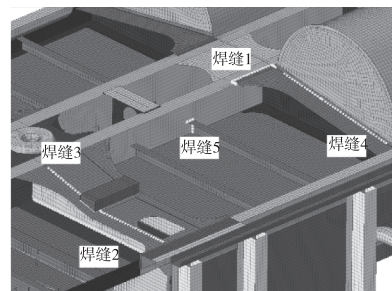


图 5 焊缝位置示意图

底架 5 条关键焊缝进行疲劳计算,如图 5。

由于全局坐标下的模态振型向量与模态节点力之间存在着线性关系,可以以相同原理将模态振型的线性叠加向模态节点力的叠加延伸,而节点力的叠加又可推广到模态结构应力的叠加,因此可以根据模态振型向量计算对应的结构应力^[10]。

$$\{u(t)\} = \sum_{j=1}^R \{\phi_j\} \xi_j(t) \quad (2)$$

公式(2)中, $\{\phi_j\}$ 为第 j 阶模态振型向量; $\xi_j(t)$ 为第 j 阶模态坐标时间历程^[11],图 6 中给出了车体第七阶模态坐标时间历程; R 为柔性体模态阶数;计算结果 $\{u(t)\}$ 为模态振型响应。

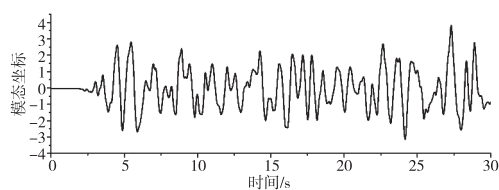


图 6 模态坐标时间历程

将公式(2)模态振型的叠加推广为公式(3)模态结构应力的叠加。

$$\{\sigma_s(t)\} = \sum_{j=1}^R \{\sigma_s^j\} \xi_j(t) \quad (3)$$

公式(3)中, $\{\sigma_s^j\}$ 为第 j 阶模态结构应力,如图 7;计算结果 $\{\sigma_s(t)\}$ 为焊趾处节点等效结构应力时间历程,图 8 给出了焊缝 1 危险部位等效结构应力时间历程。

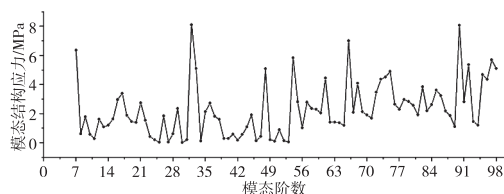


图7 焊缝1各阶模态结构应力

经模态坐标时间历程与模态结构应力叠加而得等效结构应力时间历程,一定程度上减少了时域上的坐标变换与复杂的矩阵运算。

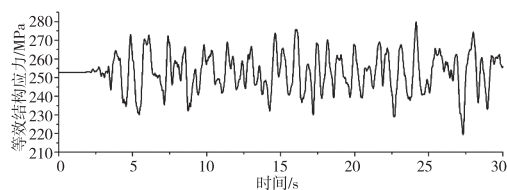


图8 等效结构应力时间历程

由于主S-N曲线是应力循环次数与应力变化范围的关系曲线,需将雨流计数统计后的不同水平的结构应力变化范围 $\Delta\sigma_s$ 带入公式(4),式中

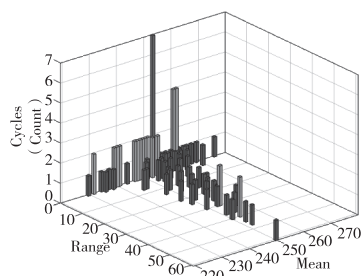


图9 雨流计数载荷谱

$I(r)$ ($r = \Delta\sigma_b / \Delta\sigma_s$) 为弯曲比的无量纲函数, d 为材料板厚, m 通常取 3.6, 图9 为等效结构应力雨流计数载荷谱。

$$\Delta S_s = \frac{\Delta\sigma_s}{d^{(2-m)/2m} \cdot I(r)^{1/m}} \quad (4)$$

经公式(4) 计算可得不同水平下的等效结构应力循环次数 n_j 及变化范围 ΔS_s^j , 基于 Miner 线性损伤累积准则, 结合主S-N曲线可得焊接结构在时域载荷下的疲劳寿命计算公式:

$$N = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \left(\frac{C_d}{\Delta S_s^i} \right)^{\frac{1}{h}} \cdot n_i} \quad (5)$$

式中, C_d 、 h 为选用主S-N曲线的相关参数^[12], 本次计算选取材料为钢材的 -2σ 主S-N曲线, C_d 取 13876.4, h 取 0.32; k 为雨流计数结果中等效结构应力水平个数; N 即为疲劳寿命。

表3 给出各条焊缝危险节点单位里程损伤及预计寿命里程。考虑到实际行驶中为空、重车工况组合使用, 而本次疲劳评估以满载 80 t 重车工况为评估对象, 故本次计算结果较为保守。

表3 焊缝损伤及寿命

焊缝编号	单位里程损伤	寿命(万公里)
焊缝1 (浴盆端部底架大横梁 与中梁焊缝)	2.40E-07	416.39
焊缝2 (枕梁立板与上盖板焊缝)	6.14E-08	1628.96
焊缝3 (枕梁立板与下盖板焊缝)	4.93E-08	2028.88
焊缝4 (浴盆处端部大横梁立板 与下盖板焊缝)	2.78E-08	3596.11
焊缝5 (底架小横梁与中梁焊缝)	7.00E-08	1429.54

根据 AAR 标准《新造货车的疲劳设计》中对于固定编组列车 500 万公里的使用寿命要求, 焊缝1 (浴盆端部底架大横梁与中梁搭接焊缝) 预测寿命 416.39 万公里, 未达到设计要求。

图10 给出了 C_{80} 型货车第七阶(即一阶扭转模态)模态振型, 从图中可以看出车体两端扭转变形较为剧烈, 而自浴盆端大横梁



图10 扭转模态振型

与中梁焊缝内侧车体结构变形较小, 可见该模态对焊缝1 疲劳寿命产生较大影响。图11 给出了各阶模态的损伤贡献对比, 可见第七阶模态带来的损伤接近总损伤的 68%。

图12 为焊缝1 有限元模型截面示意图, 上板为底架大横梁, 板厚 t_1 为 8 mm; 下板为底架中梁, 板厚 t_2 为 12 mm; 焊缝单元采用两组壳单元表达, 赋予板厚为 $0.27 \times (t_1 + t_2) = 5.4$ mm; 焊接区域内部采用 CP 单元约束两板相对位移。

现对该焊缝提出两种改进方案, 尝试以局部改进的方式控制局部变形, 缓解刚度协调, 从而减小焊

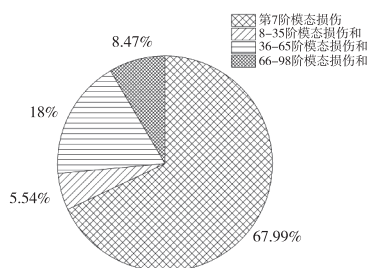


图 11 各阶模态损伤贡献

趾处应力集中。通过增加搭接接头搭接长度的方式,以提高焊接结构疲劳寿命^[13]。表 4 列出了改进后该焊接结构寿命及改进效果:

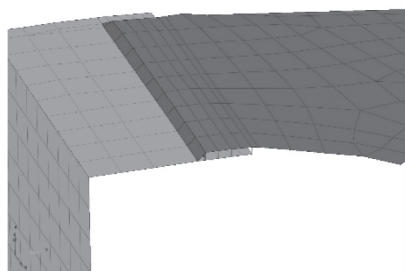


图 12 焊缝 1 焊接区域截面示意图

1)将浴盆端部大横梁与中梁搭接重叠区域纵向加长。图 13 给出了该方案改进示意图;

2)将浴盆端部大横梁与中梁搭接重叠区域横向加宽。图 14 给出了该方案改进示意图。

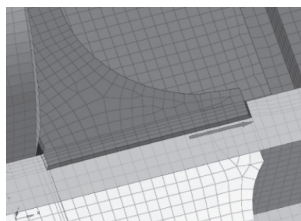


图 13 改进方案一示意图

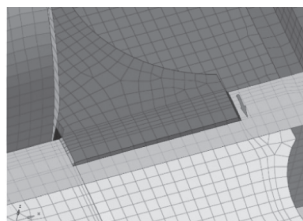


图 14 改进方案二示意图

表 4 改进前后焊缝 1 寿命对比

项目名称	改进方案一	改进方案二	原方案
寿命(万公里)	654.89	1417.23	416.39
寿命提升效果	57.28%	240.36%	—

4 结论

(1)车体运行平稳性指标最大值均出现在车辆通过曲线半径 R1200 线路时,横向最大值 3.17,垂向最大值 2.77,评价等级均为优。最大脱轨系数为 0.396,轮重减载率最大值 0.21,均满足设计要求。该车型具有良好的曲线通过能力,且在现行工况下

具有较大安全余量;

(2)本次计算选取的 5 条焊缝中,焊缝 1 寿命最低,为 416.39 万公里,未达到 500 万公里设计要求;其余 4 条焊缝均满足要求,且寿命均在 1000 万公里以上;

(3)提出的两种改进方案均对焊缝 1 寿命提升效果明显。改进方案一寿命为 654.89 万公里,较原方案提升 57.28%;改进方案二寿命达到 1417.23 万公里,寿命提升 240.36%。具有一定工程实践意义。

参考文献

- [1] 李建华,肖晓娟.大秦线重载车辆运用安全的探讨[J].铁道车辆,2010,48(8):24-26.
- [2] 李晓峰,谢素明,时慧焯,等.车辆焊接结构疲劳寿命评估方法研究[J].中国铁道学,2007(3):74-78.
- [3] DONG P,HONG J K,DE JESUS A M P. Analysis of recent fatigue data using the structural stress procedure in ASME Div 2 rewrite[J].J pressure vessel technol,2007,129(3):355-362.
- [4] DONG P,PRAGER M,OSAGE D. The design master SN curve in ASME div 2 rewrite and its validations[J]. Welding in the world,2007,51(5):53-63.
- [5] 杨松柏,刘艳红,付秀琴.大秦线运煤敞车车体情况调查及分析[J].中国铁路,2006(11):62-65.
- [6] KAMMER D C,ALLEN M S,MAYES R L. Formulation of an experimental substructure model using a Craig-Bampton based transmission simulator[J]. Journal of sound and vibration,2015,359:179-194.
- [7] 公禹豪,许彦强,王蒙,等.转 K6 型转向架交叉杆裂纹扩展与失效行为研究[J].铁道车辆,2022,60(4):62-68.
- [8] 翟婉明.车辆-轨道耦合动力学[M].4版.北京:科学出版社,2015.
- [9] 郭小鹏,沙云东,柏树生,等.基于雨流计数法和功率谱密度法的随机声疲劳应用研究[J].航空发动机,2010,36(5):27-31.
- [10] 方吉,杨晨曦,韩正彦.基于刚柔耦合的 SQ6 型车车体结构振动疲劳分析[J].铁道科学与工程学报,2019,16(8):2070-2076.
- [11] 方吉.预测轨道车辆焊接结构振动疲劳寿命的新方法研究与应用[D].大连:大连交通大学,2016.
- [12] 兆文忠,魏鸿亮,方吉,等.基于主 S-N 曲线法的焊接结构虚拟疲劳试验理论与应用[J].焊接学报,2014,35(5):75-78.

杆长误差和运动副间隙对平面机构运动可靠性的影响分析

杨 晓

(四川省广汉市职业中专学校,四川 广汉 618300)

摘 要:在考虑平面机构杆件误差和运动副间隙的基础上,建立了基于概率的平面机构运动模型,通过蒙特卡洛方法对曲柄滑块机构的运动可靠度进行分析,分析表明:在转动过程中,曲柄滑块机构的可靠性呈周期性变化;当仅考虑杆长误差的情况下,曲柄转角为 $(\pi/2, \pi) \cup (\pi, 3\pi/2)$ 范围内出现最高失效概率;当仅考虑运动副间隙的情况下,曲柄转角为 $\pi/2$ 和 $3\pi/2$ 时失效概率最高;杆件误差和运动副间隙的共同作用将会导致机构可靠性快速降低。

关键词:平面机构 误差模型 运动模型 可靠性

中图分类号:TH112

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0073-05

Influence of rod length error and kinematic pair gap on the motion reliability of plane mechanism YANG Xiao

Abstract: In this paper, a probabilistic motion model based on rod length error and kinematic pair gap is established, and the motion reliability of the crank slider mechanism is analyzed by the Monte Carlo method. The analysis shows that the reliability of the crank slider mechanism varies periodically during the rotation process. If only the rod length error is considered, the highest failure probability appears when the crank angle is in the range of $(\pi/2, \pi) \cup (\pi, 3\pi/2)$. If only the kinematic pair gap is considered, the highest failure probability appears when the crank angle is at $\pi/2$ or $3\pi/2$. The combined effect of rod length error and kinematic pair gap will lead to a rapid decrease in the reliability of the mechanism.

Keywords: plane mechanism, error model, motion model, reliability

0 引言

在机械加工和装配过程中,机构的尺寸误差和运动副间隙是不可避免,这将导致机构的实际运动和理想运动存在一定的偏差。对于精密设备而言,这些偏差可能导致运动精度下降、可靠性降低以及

使用寿命缩短。平面机构广泛运用于工业设备中,很多设备的基本运行原理都可以简化为平面机构的组合,如:牛头刨床中可以简化为曲柄摇杆机构,往复式活塞发动机的运动可以简化为曲柄滑块机构等。

近年来,众多学者提出了不同的方法和模型对

[13] 郭霞,关志东,刘遂,等. 搭接长度对复合材料单搭接胶接接头的影响[J]. 科技导报,2013,31(7):37-41.

力学及疲劳分析。

通讯作者:方吉(1981-),男,副教授,博士,研究方向:轨道车辆动力学及振动疲劳分析。

基金项目:辽宁省教育厅科学研究项目(JDL2020019)。

收稿日期:2022-11-07

作者简介:苏晓嵩(1997-),男,硕士,研究方向:轨道车辆动

平面机构的运动可靠性进行了分析。文献[1,2,3]采用赫兹碰撞理论对运动副间隙接触进行建模,在此基础上建立平面机构运动的动力学方程从而分析执行部件的可靠性。基于接触理论进行建模较为复杂,很多参数难以直接测量,在实际工程中应用较为困难。文献[4,5,6]分析了具有杆长误差的平面运动机构可靠性并开展了优化设计,这些研究中忽略了运动副间隙的影响。

为了综合分析杆长误差和运动副间隙对于平面机构运动可靠性的影响,本文将以曲柄滑块机构为例,根据概率方法对杆长和运动副误差建模,在此基础上建立曲柄滑块机构的运动学模型,并采用蒙特卡洛方法对机构运动可靠性进行分析,为精密机械的可靠性设计和研究提供技术支撑。

1 平面机构建模

本文的研究主要围绕平面机构运动学展开,根据理想刚体假设忽略了杆件及运动副的变形和磨损等因素,仅考虑杆长误差和运动副间隙对机构运动可靠性的影响。

1.1 机构组成

以典型的曲柄滑块机构为例,在曲柄滑块机构中包含两个杆件 L_1 和 L_2 ,包含3个运动副 C_1 、 C_2 和 C_3 ,运动副与杆的连接关系如图1所示。其中 L_1 为曲柄,绕运动副 C_1 旋转,其转动角与水平方向的夹角为 α 。曲柄 L_1 与连杆 L_2 通过运动副 C_2 连接, L_2 与水平方向的夹角为 β 。连杆 L_2 与滑块通过运动副 C_3 连接,滑块与运动副 C_1 的距离为 s 。

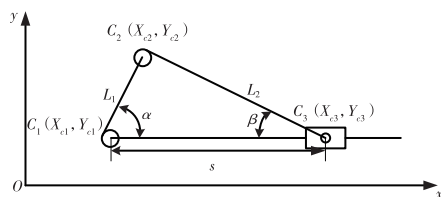


图1 曲柄滑块机构示意图

1.2 杆长误差建模

对于大量生产的同一型号的连杆而言,其实际尺寸受到多重因素的共同作用,因此可以假设其实际分布符合正态分布。因此曲柄和连杆的长度可以表示为:

$$L_i \sim N(\mu_i, \sigma_i^2) \quad i=1,2 \quad (1)$$

其中 μ_i 、 σ_i 分别为第 i 个杆件的长度的期望和标准差。

1.3 运动副间隙误差建模

曲柄滑块机构中的运动副主要包括转动副和滑动副。曲柄滑块机构输出的主要运动为往复直线运动,并且实际使用中单个滑动副的误差极小,因此本文主要考虑多个转动副引起的运动误差。

对转动副而言,可简化为轴套和轴颈的工作模型。在运动过程中,转动副存在自由间隙(图2(a))、理想接触(图2(b))、碰撞挤压(图2(c))三种运动状态。

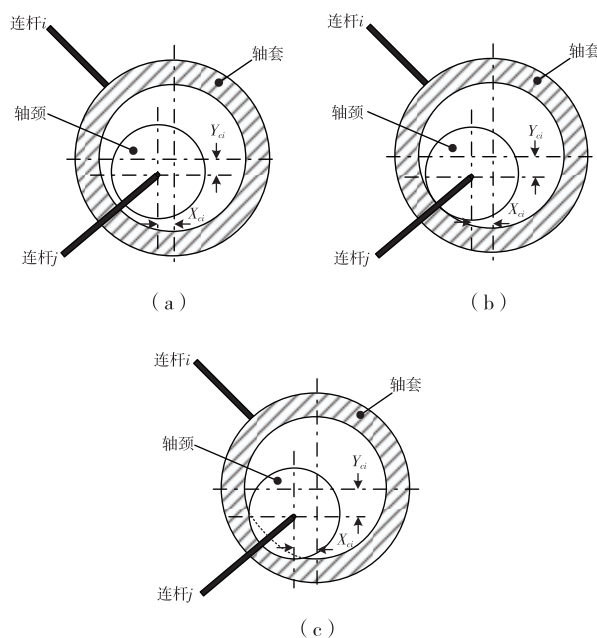


图2 运动副间隙的不同形式

以轴套圆心为原点建立坐标系,轴颈圆心的坐标可以表示为 (X_{Ci}, Y_{Ci}) ,那么在任意时刻轴颈圆心与原点的距离 e_{Ci} 可以表示为:

$$e_{Ci} = \sqrt{X_{Ci}^2 + Y_{Ci}^2} \quad (2)$$

在理想接触下,内切于轴套的轴颈圆心与原点的距离为 r_{Ci} ,此时 $e_{Ci} - r_{Ci} = 0$ 。在自由间隙的情况下,轴颈在轴套内自由移动,可以表示为 $e_{Ci} - r_{Ci} < 0$ 。当轴颈和轴套相互挤压,轴颈和轴套发生弹性变形 $e_{Ci} - r_{Ci} > 0$ 。因此含间隙的转动副 $C_i (i=1,2,3)$ 的运动模式可以表示为:

$$\delta_{Ci} = \begin{cases} e_{Ci} - r_{Ci} < 0 \\ e_{Ci} - r_{Ci} = 0 \\ e_{Ci} - r_{Ci} > 0 \end{cases} \quad (3)$$

由于轴承和轴颈刚度一般都比较大,碰撞挤压运动时变形量较小,因此将轴承和轴颈视为刚体,碰撞挤压运动模式就转化为了理想接触。假设轴颈中心位置在轴套内部的所有可能位置分布为均匀分布,则轴颈中心的概率密度函数可以表示为:

$$f_{X_{Ci}, Y_{Ci}}(x_{Ci}, y_{Ci}) = \begin{cases} \frac{1}{\pi r_{Ci}^2}, & x_{Ci}^2 + y_{Ci}^2 \leq r_{Ci}^2 \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (4)$$

其中, x_{Ci} 和 y_{Ci} 为轴颈中心位置坐标的随机变量。

1.4 运动学建模

根据杆长误差、运动副间隙和运动约束的限制,如图1所示的曲柄滑块机构的闭环方程可以表示为:

$$\begin{cases} s = L_1 \cos \alpha + L_2 \cos \beta + X_{C1} + X_{C2} - X_{C3} \\ L_1 \sin \alpha + Y_{C1} + Y_{C2} - L_2 \sin \beta - Y_{C3} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

消去方程中的角度 β , 滑块的实际位置可以表示为:

$$s(\alpha) = f(\alpha | L, X, Y) \quad (6)$$

其中, L 为杆长向量, $L = \{L_1, L_2\}$; X 和 Y 分别为各轴颈圆心的坐标向量, $X = \{X_{C1}, X_{C2}, X_{C3}\}$, $Y = \{Y_{C1}, Y_{C2}, Y_{C3}\}$; $f(\alpha | L, X, Y)$ 是杆长和运动副误差条件下的滑块位置函数。

在理想情况下,曲柄滑块机构中的杆长为一个确定值,并且不含有运动副间隙误差,滑块运动的理想位置 $s_{\text{idea}}(\alpha)$ 可以表示为:

$$s_{\text{idea}}(\alpha) = L_1 \cos \alpha + L_2 \cos \left(\arcsin \frac{L_1 \sin \alpha}{L_2} \right) \quad (7)$$

根据式(6)和式(7),得到滑块实际位置与理想位置的误差 $E(\alpha)$, 可以表示为:

$$E(\alpha) = |s(\alpha) - s_{\text{idea}}(\alpha)| \quad (8)$$

设允许的运动误差为 ε , 则系统的可靠度 $R(\alpha)$ 可以表示为:

$$R(\alpha) = Pr\{E(\alpha) \leq \varepsilon\}$$

$$= Pr\{-\varepsilon \leq E(\alpha) \leq \varepsilon\} \quad (9)$$

2 机构运动误差的求解方法

式(9)中存在多个随机变量,采用蒙特卡洛方法计算系统的可靠度,计算步骤如下:

Step1. 分别生成 m 组曲柄和连杆杆长的随机向量 $L_1 = \{l_{11}, l_{12}, \dots, l_{1m}\}$ 和 $L_2 = \{l_{21}, l_{22}, \dots, l_{2m}\}$;

Step2. 分别生成 m 组运动副 $C_i (i = 1, 2, 3)$ 的间隙误差 $(X_{Ci}, Y_{Ci}) = \{\{x_{i1}, y_{i1}\}; \{x_{i2}, y_{i2}\}; \dots; \{x_{im}, y_{im}\}\} (i = 1, 2, 3)$;

Step3. 将曲柄转角离散为 n 个点,离散后转角的向量为 $\alpha = \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n\}$ 。

Step4. 将得到的随机向量 $L_1, L_2, X_{Ci}, Y_{Ci} (i = 1, 2, 3)$ 以及 α 带入式(6)中,计算相应的滑块的位移 $s_{m \times n}$;

Step5. 不计杆长误差和运动副间隙的情况下,根据式(7)计算不同转角 α 下的滑块位置 $s_{\text{idea}, 1 \times n}$;

Step6. 对于任意角度 $\alpha_j (j = 1, 2, \dots, n)$, 计算相应位置 $|s_{m \times j} - s_{\text{idea}, j}| \leq \varepsilon$ 内的个数为 p_j 个,则对应时刻的可靠度为:

$$R(\alpha_j) = \frac{p_j}{m} \quad (10)$$

3 数值研究

在曲柄滑块机构中曲柄和连杆的杆长均值和标准差分别为 $\mu_1 = 60 \text{ mm}, \sigma_1 = 0.025 \text{ mm}, \mu_2 = 120 \text{ mm}, \sigma_2 = 0.025 \text{ mm}$ 。各运动副中内切于轴套的轴颈圆心与原点的距离均为 $r_{Ci} = 0.05 \text{ mm}$, 曲柄的转角范围为 $[0, 2\pi]$, 转角离散点数为 $n = 1000$ 。为了计算结果的准确性,生成的随机变量 $m = 1 \times 10^6$, 在整个运行周期中,滑块的最大允许误差为 $\varepsilon = 0.1 \text{ mm}$ 。

在不考虑曲柄、连杆和运动副误差的情况下,滑块的理想运动曲线如图3所示。

3.1 杆长方差对于可靠度的影响

当杆长均值固定,不考虑运动副间隙时,曲柄和连杆长度的方差分别为 $\sigma = 0.02 \text{ mm}, 0.025 \text{ mm}, 0.03 \text{ mm}$ 的条件下,滑块运动的可靠度如图4所示。

随着方差的增大,滑块运动的可靠度整体呈下降的趋势。在方差为 $0.02 \text{ mm}, 0.025 \text{ mm}$ 和 0.03

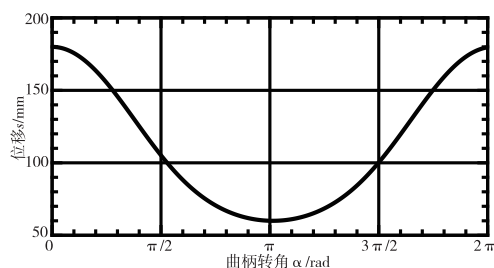


图3 理想情况下曲柄转角与滑块位移关系

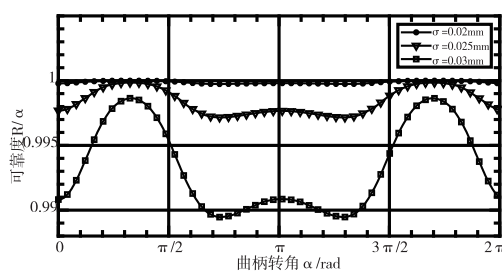


图4 杆长方差变化下的可靠度

mm 下, 滑块位置的最小可靠度 $R(\alpha)$ 分别为 0.9997, 0.9972 和 0.9895。滑块运动可靠度最小时对应的曲柄转角 $\alpha \in (\pi/2, \pi) \cup (\pi, 3\pi/2)$, 随着方差的增大, 最小可靠度的位置也在逐渐向 $\alpha = \pi$ 的位置靠近。

3.2 杆长均值对于可靠性的影响

当杆长的方差和连杆的均值不变时, 曲柄均值分别为 $\mu_1 = 40$ mm, 60 mm, 80 mm 的条件下 (杆长均值比 $\mu_1/\mu_2 = 0.33, 0.50, 0.67$), 滑块运动的可靠度如图 5 所示。当杆长的方差和曲柄的均值不变时, 连杆均值分别为 $\mu_2 = 90$ mm, 120 mm, 180 mm 的条件下 (杆长均值比 $\mu_1/\mu_2 = 0.67, 0.50, 0.33$), 滑块运动的可靠度如图 6 所示。

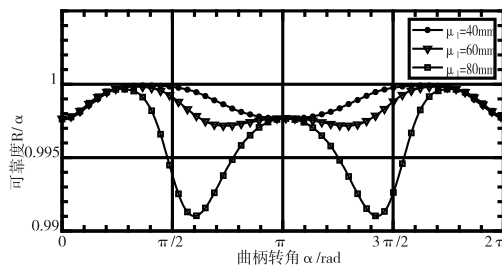


图5 不同曲柄均值下的可靠度

从图 5 和图 6 可以看出, 在相同的杆长均值比 μ_1/μ_2 的条件下, 滑块运动可靠度相同。不同杆长

比下, 曲柄转角 $\alpha = 0$ 和 $\alpha = \pi$ 时滑块运动可靠度相等, 其中 $R(0) = R(\pi) = 0.9976$ 。较小的杆长均值比 μ_1/μ_2 的条件下, 滑块运动可靠度较高, 因此在机构综合考虑过程中, 可以通过该方法提高机构运动的可靠度。

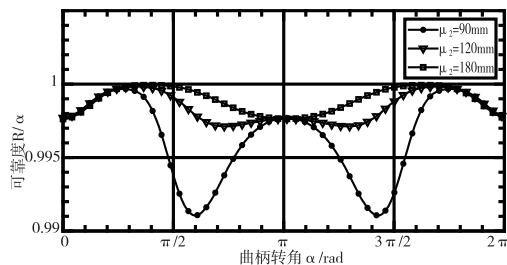


图6 不同连杆均值下的可靠度

3.3 运动副间隙对于可靠性的影响

当杆长是一个定值时, 运动副间隙分别为 $r_{Ci} = 0.045$ mm, 0.05 mm, 0.055 mm, 滑块运动的可靠度如图 7 所示。

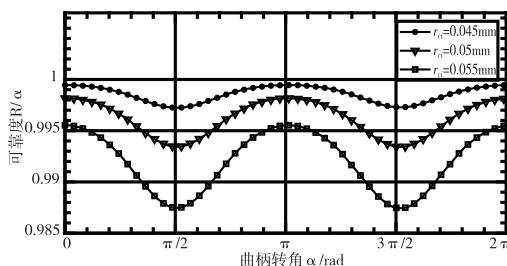


图7 不同运动副间隙下的可靠度

如图 7 所示, 滑块运动的可靠度随着运动副间隙的增加而降低。在 $\alpha = \pi/2$ 和 $\alpha = 3\pi/2$ 位置时, 由于运动副间隙误差导致的滑块运动可靠度最低; 在 $\alpha = 0$ 和 $\alpha = \pi$ 时, 运动副间隙对滑块运动的可靠性影响最小。

3.4 综合影响下的可靠性

当杆长均值一定时, 由杆长方差、运动副间隙和两者共同作用下的滑块运动可靠性如图 8 所示。相比于单一模式下, 由于运动副间隙和杆长方差所主导的滑块运动误差在不同转角 α 下达到最大值, 因此两种误差共同作用下的可靠度在不同转角下的变化得到抑制。同时由于误差累加的影响, 在考虑两种误差共同作用下, 滑块总体的运动可靠度快速下降; 仅考虑杆长方差或者运动副间隙单一作用下, 滑

块在整个周期中的最小运动可靠度为 0.9967, 当考虑共同误差作用时, 整个运行周期中的最大可靠度为 0.9862。

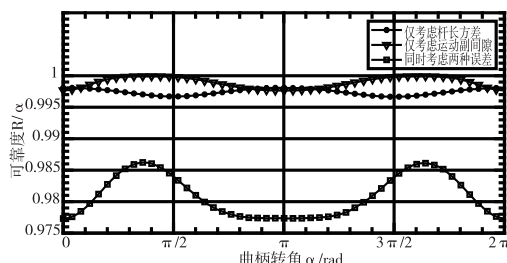


图8 单一误差和综合误差下的可靠度

4 结论

在考虑平面机构的杆件误差和运动副间隙的基础上, 建立了曲柄滑块机构的概率运动学模型, 并采用数值方法对模型进行求解和分析。数值研究表明:

(1) 杆长误差会导致曲柄转角在 $\alpha \in (\pi/2, \pi) \cup (\pi, 3\pi/2)$ 范围内出现最大的失效概率; 杆长方差和杆长比相同的情况下机构运动失效概率一致。

(2) 曲柄转角为 $\alpha = \pi/2$ 和 $3\pi/2$ 时, 运动副间隙导致的失效概率最高; 在曲柄转角为 $\alpha = 0$ 和 $\alpha = \pi$ 时, 运动副间隙对机构的运动可靠性影响最小。

(3) 在运动副间隙和杆长误差共同作用下机构运动可靠度将快速下降。

参考文献

- [1] 赖雄鸣, 段吉安, 朱伟. 多因素影响下的连杆机构可靠性分析[J]. 兵工学报, 2012, 33(4): 497-502.
- [2] 庞欢, 喻天翔, 宋笔锋. 平面连杆机构运动精度可靠性及灵敏度分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(18): 2415-2421.
- [3] 黄玮, 冯蕴雯, 吕震宙, 等. 考虑铰链运动副间隙的机构运动可靠性分析模型[J]. 机械强度, 2007(2): 96-100.
- [4] 郑瑞, 张艳云. 曲柄滑块机构的稳健性设计[J]. 攀枝花学院学报, 2020, 37(2): 66-71.
- [5] 王兴东, 郭东生, 张加波, 等. 平面轨迹机构多目标的运动精度可靠性评价[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2019(5): 45-50.
- [6] 王汝贵, 周宁琦, 陈辉庆. 考虑杆长误差的变胞机构运动可靠性分析[J]. 机械设计与研究, 2021, 37(1): 77-80.

作者简介: 杨晓(1992-), 女, 四川渠县人, 助理讲师、助理工程师, 主要从事机械制造与设计的研究与教学工作。

收稿日期: 2022-12-13

水下管道智能巡检机器人^{*}

邓胜容,马登秋[▲],叶振环,张 燊,何燎升

(遵义师范学院 工学院,贵州 遵义 563000)

摘 要:现有水下管道智能巡检机器人存在社会普及度不高、设计成本昂贵、信息处理不完善、路径规划自动程度低等问题。根据水下作业的特点及需求,设计一款成本低、自动化较高的水下管道智能巡检机器人。该机械装置主要由动力系统、报警系统、电源系统、控制系统、视觉及传感系统等组成,其中视觉控制模块对图像进行采集后,经过自动数据处理对巡检机器人进行路径规划、障碍物报警等。最后建立了水下管道智能巡检机器人的三维模型,并制造了样机进行测试,效果良好。

关键词:水下机器人 视觉控制 图像处理

中图分类号:TP242.6

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0078-05

Design of an intelligent robot for underwater pipeline inspection

DENG Shengrong, MA Dengqiu, YE Zhenhuan, ZHANG Yi, HE Liaosheng

Abstract: The existing underwater pipeline-inspection intelligent robot has some problems, such as low social popularity, high design cost, imperfect information processing, and low automatic degree in path planning, etc. According to the characteristics and requirements of underwater operation, an underwater pipeline-inspection intelligent robot with low cost and high automatic degree is designed. The mechanical device is mainly composed of power system, alarm system, power supply system, control system, vision and sensor system, etc. The visual control module collects images, then automatically processes the data to plan the path, and alarms obstacles. Finally, the 3D model of the underwater pipeline-inspection intelligent robot is established, and a prototype is manufactured for testing. The testing results are good.

Keywords: underwater robot, visual control, image processing

0 引言

科技进步与城市发展,已将空间资源利用从陆地转向水下,对管道质量要求极高,在满足密封性的同时还需要减少水下附着物对管道的侵蚀隐患^[1]。但水下环境的复杂程度远高于陆地,因而人工巡检的安全性和可靠性得不到保障,下潜深度也受到限制,进而需研发一种基于自动控制的水下管道智能巡检机器人对管道工况及附着物进行监控反馈和移除^[2-4]。尽管国内已有此类水下管道智能巡检机器人^[5-6],但由于成本过高,操作难度大并且机身不够小,还没有得到广泛运用。

针对以上问题,设计了一款小型的水下管道智能巡检机器人。该机器人通过对水下环境进行图像

采集与处理,进行自身路径的规划与姿态的调节,对附着物进行报警。对其他水下智能巡检机器人而言,这种水下管道智能巡检机器人不仅降低了设计成本,并且还具有高度的自动化性能,操作简单,可在一些狭小空间和浅水作业领域得到运用。代替人工自主完成水下管道及水下设备巡检作业任务,降低水下作业风险。

1 外围系统硬件搭建及电路设计

1.1 整体系统构建

水下管道智能巡检机器人主要由框架式载体、动力系统、电源系统、控制系统、配重系统、报警系统、信号系统、视觉及传感系统等组成。水下管道智能巡检机器人整体结构简图如图1所示。

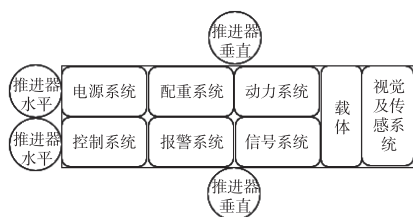


图1 水下机器人整体结构简图

要实现水下管道智能巡检机器人对路线自动巡检和对附着物的捕获,就需要各系统具有严密的逻辑控制。图2为水下管道智能巡检机器人逻辑控制图。

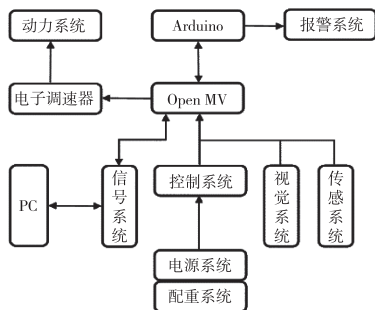


图2 水下机器人逻辑控制图

1.2 各部分硬件介绍及电路设计

(1) 电源系统硬件介绍及电路设计

电源系统由一个独立锂离子聚合物电池供电,电池由4个4V的电源片串联而成,总电源容量为5200mAh,总输出电压为15V。电源系统为四个模块供电,分别是电子调速器、OpenMV、Arduino和一个电源电压低压检测装置(BB响),BB响作用是实时监测电源电压大小,当每片电池电压低于设定值3.7V时会发出低压报警音,目的是为了保护电池、延长使用寿命以及减少系统长时间欠电压运行带来的危害。通过在并联分支线路上串联电阻将15V的电压降至5V,并通过稳压器将电压输出保持在5V,使OpenMV、Arduino能稳定可靠的工作。电源系统接线原理图如图3所示。

(2) 动力系统硬件介绍及电路设计

动力系统由六个电子调速器、六个2312S无刷直流电机组成;电子调速器是一种可控制电动机转速的装置。它对接受到的电信号进行处理,通过控制器和执行器来实现电动机转速调节,动力系统接

线原理图如图4所示。

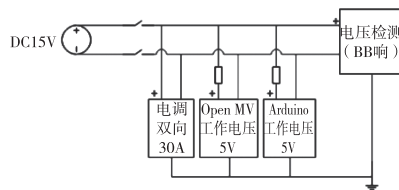


图3 电源系统接线原理图

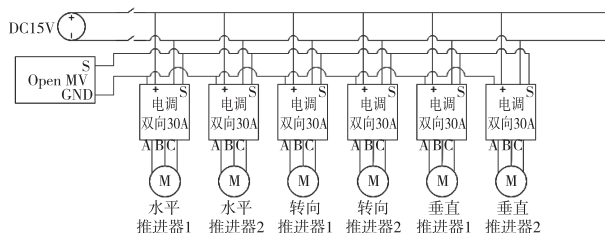


图4 动力系统接线原理图

(3) 控制系统硬件介绍

控制系统是由OpenMV、Arduino、PC组成;水下管道智能巡检机器人控制系统使用OpenMV和Arduino的IDE进行程序开发以及充当上位机的作用,上位机可对机器人在水下运转情况进行实时反馈并可进行干预。

2 视觉及传感系统设计

2.1 视觉传感系统工作原理

视觉及传感系统是主要以OpenMV为主的模块,水下管道智能巡检机器人能实现巡线、识障得益于OpenMV的摄像头,通过自带摄像头能将水底实况可视化。机器人要准确识别附着物,就需要机器人能精准定位自身与管道和附着物的空间位置,本设计是基于OpenMV单目摄像头来实现空间位置定位,要想测距就必须选用参照物来辅助实现距离测量,下面介绍一种通过摄像头画面中小球像素面积大小,计算小球与摄像头的距离。由科学知识知道,当同一大小物体距离摄像头越近时在画面中面积就越大,反之就越小。基于OpenMV的单目视觉测距原理图如图5所示。

进行分析:设画面中小球的直径为 D_1 ,显示屏画面高度为 H_1 ,实际小球半径为 R_2 ,实际画面高度为 H_2 ,焦点到画面的距离为 L_1 ,焦点到小球的实际距离为 L_2 ,通过三角函数可得:

$$\tan(a) = \frac{H_1}{2L_1} \quad (1)$$

$$\tan(b) = \frac{D_1}{2L_1} \quad (2)$$

联立式(1)、式(2),消除 L 可得:

$$\frac{\tan(a)}{\tan(b)} = \frac{H_1}{D_1} \quad (3)$$

$$\tan(b) = \frac{R_1}{L_2} \quad (4)$$

将式(4) 带入式(3) 得:

$$\frac{L_2 \tan(a)}{R_1} = \frac{H_1}{D_1} \quad (5)$$

由公式(5) 可得 L_2 表达式:

$$L_2 = \frac{H_1 R_1}{D_1 \tan(a)} \quad (6)$$

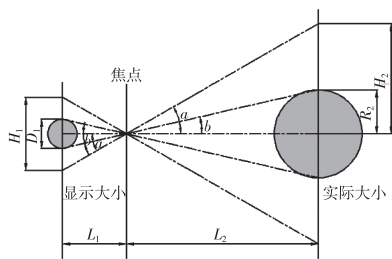


图5 基于 OpenMV 的单目测距原理图

由式(6) 可得出,当画面中小球直径 D_1 越大时,摄像头到小球的距离 L_2 越小,得出 L_2 与 D_1 成反比,令 $\frac{H_1 R_1}{\tan(a)} = K$,则式(6) 可以表达为 $L_2 = \frac{K}{D_1}$ 。

L_2 由测量得出, D_1 通过程序得到,所以系数 K 可由 L_2 与 D_1 相乘得出,通过比例计算就能得到系数 K 进而可得到 L_2 ,通过以上分析并将公式转化成程序计算出 K 值,就能准确得到摄像头与小球的相对位置,为巡检机器人路径规划提供可靠空间位置数据,以及为自身距离管道的位置提供数据反馈。

2.2 视觉系统程序设计

水下管道智能巡检机器人的程序设计是基于 OpenMV 开发设计的,主要功能是通过摄像头获取管道位置并沿着管道巡检,如果管道上有附着物则发出闪光报警,闪光报警系统主要由 Arduino 控制。可根据画面中管道颜色来定位管道位置,OpenMV 能很好地将画面噪音去除并将目标锁定得更精确。

对于附着物检测和管道定位方式一样都是基于颜色识别,但附着物检测还多增加一项形状检测,用于提高辨识度。视觉系统程序框图如图6所示。

2.3 巡线设计

巡线采用闭环控制方式,数值自动提供给控制

系统替代人为设置,使之能完全自主运行。水下管道智能巡检机器人需要一个参考中点,为了让 OpenMV 正常运行画面不会卡帧,在往后画面模式都采用分辨率居中的 Sensor。QQVGA 分辨率大小为 160×120 ,160 代表画面横向有 160 个像素点,纵向有 120 个像素点,所以画面中心点就为 $160/2 = 80$ 个像素点的位置,因为画面分辨率是一定的,中点为 80 的值就不会改变。可将画面中心点作为参考中点,始终让管道中点趋于参考中点就可让机器人沿着管道巡线。当参考中点等于管道中点时机器人保持直行,所以机器人运行状态只有四种:位于管道正上方、位于管道左侧、位于管道右侧、完全脱离管道。在不考虑转向精准度的情况下,由于管道是固定不动的,而摄像头与机器人是一体可移动的,所以当管道中点数值小于 80 时说明机器人在管道右侧,应让机器人左转;当管道中点数值大于 80 时说明机器人在管道左侧,应让机器人右转。机器人转向示意图如图7所示。

图6 视觉系统程序框图

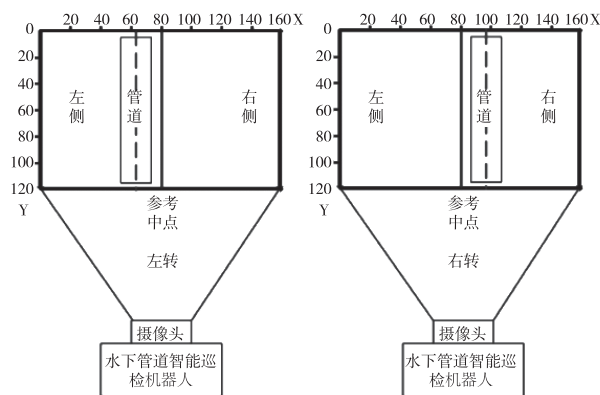
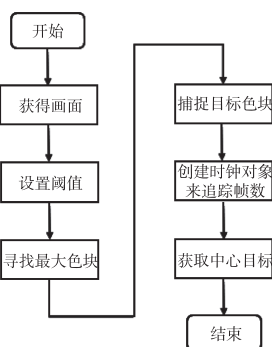


图7 机器人转向示意图

3 报警系统整体设计

3.1 报警系统硬件介绍及电路设计

报警系统的作用是当摄像头画面捕捉到有附着物在管道上时,根据不同的附着物发出不同的闪光报警。报警系统闪光灯是由红灯、绿灯和蓝灯组成(以下简称 RGB 灯),控制其发出不同颜色闪光的是 Arduino,由于控制板提供的电压不足,不能直接驱动 RGB 灯,所以采用外接电源供电,用 Arduino 输出信号控制继电器线圈再间接控制 RGB 灯闪烁,引用了“小电流控制大电流,小电压控制大电压”的思想。电压检测装置的作用是当电源电压低于设定值 3.7 V 时会发出报警声响,提醒更换电池。报警系统的设计是为了让整个系统运行更智能化、稳定化。报警系统电路图如图 8 所示。

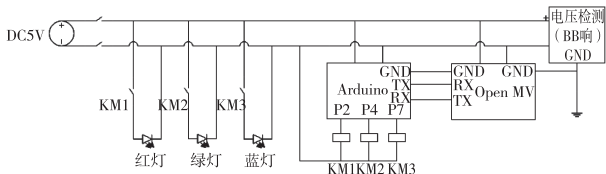


图 8 报警系统电路图

3.2 报警系统程序设计

报警系统是当摄像头画面捕捉到有附着物在管道上时根据不同附着物发出不同闪光报警,由于 OpenMV 外接引脚不足,功能拓展受到限制,需要依靠外界拓展功能,报警系统就是依靠 OpenMV + Arduino 实现功能,通过 OpenMV 对管道附着物进行检测并判断,将执行程序发送到 Arduino 进行再处理后发出闪光报警。由于是两个不同主控板,所以必须将两块板子通讯起来,才能为报警打好基础。通过以上两个程序已经成功将两个主控板通讯起来,接下来报警系统就是以上面两个程序为基础进行程序升级,使得发现附着物时能成功发出闪光报警。报警系统程序框图如图 9 所示。

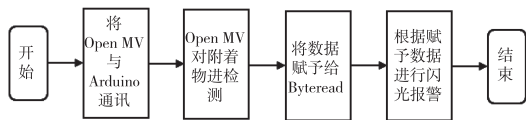


图 9 报警系统程序框图

4 实验验证

图 10 为水下管道智能巡检机器人的水下实验,通过实验可知:水下管道智能巡检机器人能满足设计要求,操作简单,自动化高。

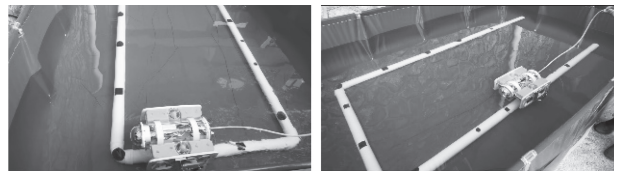


图 10 水下管道智能巡检机器人水下实验

为验证水下管道智能巡检机器人的报警准确度,对机器人开展了水下实验,实验数据如表 1 所示。从实验数据可知,报警率存在一定误差,但从正确率来看,最小值都高于 80%,说明其有较高的可信度,报警的准确度较高。

表 1 水下管道智能巡检机器人实验数据

序 号	没报率	错误率	正确率
1	9.09%	9.09%	81.82%
2	9.09%	0.00%	90.91%
3	0.00%	9.09%	90.91%
4	8.33%	8.33%	83.33%
5	0.00%	16.67%	83.33%
6	0.00%	8.33%	91.67%
7	0.00%	7.69%	92.31%
8	7.69%	0.00%	92.31%

5 总结

相比其他水下智能巡检机器人,这种水下管道智能巡检机器人不仅降低了设计成本,并且还具有高度的自动化性能,操作简单,可以在一些狭小空间和浅水作业领域得到运用。可代替人工自主完成水下管道及水下设备巡检作业任务,降低水下作业风险。经过后续的发展可代替人工在水下进行作业,例如可进行水环境监测、水产养殖、救援及考古工作。智能巡检机器人能自主规划路径、自动报警并移除附着物。

翅片式液冷板强化换热研究

冯学文,朱单单,陈 勇

(贵州永红换热冷却技术有限公司,贵州 贵阳 550000)

摘 要:为了研究冲压翅片对液冷板传热及流阻特性的影响,采用计算流体力学的方法对由直通形翅片及锯齿形翅片两种散热翅片制成的液冷板进行分析,结果表明:在相同流量下,锯齿形液冷板的表面温度比直通形液冷板表面温度低 $9.09 \sim 9.17\text{ }^{\circ}\text{C}$;在流量 20 L/min 下,锯齿形液冷板的平均传热热阻最小,其值为 0.009 K/W ;锯齿形液冷板的平均传热系数比直通形液冷板高 $61\% \sim 79\%$,锯齿形液冷板的平均传热系数最高可达 $4169\text{ W/m}^2\text{/K}$;此外,锯齿形液冷板内部流速更高,并且锯齿形液冷板流阻较直通形液冷板高 $6.57 \sim 25.4\text{ kPa}$ 。

关键词:冲压翅片 传热系数 热阻 流阻

中图分类号:TK1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0082-05

Research on enhanced heat transfer of finned liquid-cooling plate

FENG Xuewen, ZHU Dandan, CHEN Yong

Abstract: In order to study the influence of stamping fins on the heat transfer and flow resistance characteristics of liquid-cooling plates, this paper adopts the computational fluid dynamics method to analyze the liquid-cooling plates made of straight fins and serrated fins. The results show that, at the same flow rate, the surface temperature of the serrated liquid-cooling plate is $9.09\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $9.17\text{ }^{\circ}\text{C}$ lower than that of the straight liquid-cooling plate. At the flow rate of 20 L/min , the average heat transfer resistance of the serrated liquid-cooling plate is the smallest (0.009 K/W). The average heat transfer coefficient of the serrated liquid-cooling plate is 61% to 79% higher than that of the straight liquid-cooling plate, and the average heat transfer coefficient of the serrated liquid-cooling plate can reach up to $4169\text{ W/m}^2\text{/K}$. In addition, the internal flow velocity of the serrated liquid-cooling plate is higher, and the flow resistance of the serrated liquid-cooling plate is higher than that of the straight liquid-cooling plate by 6.57 kPa to 25.4 kPa .

Keywords: stamping fin, heat transfer coefficient, thermal resistance, flow resistance

参考文献

- [1] 方娜,陈国明,朱红卫,等. 海底管道泄漏事故统计分析[J]. 油气储运,2014,33(1):99-103.
- [2] 李一平. 水下机器人——过去、现在和未来[J]. 自动化博览,2003(S1):157-159.
- [3] 王殿君,李润平,黄光明. 管道机器人的研究进展[J]. 机床与液压,2008(4):185-187.
- [4] 杨胜梅,赵秋云. 水下机器人的应用现状[J]. 水利水电快报,2015,36(11):29-31.
- [5] 钟思,付书媛,李玉寒,等. 水下管道智能巡检清理机器人的设计[J]. 电子技术与软件工程,2021(13):99-100.

- [6] 陈天乐,胡江诚,于福一,等. 水下管道智能清洁机器人的研究[J]. 科技创新与应用,2021,11(35):32.

基金项目: 2021 年大学生省级创新创业训练项目 (S202110664037)。

作者简介: 邓胜容(2001-),女,汉族,贵州清镇人,本科,主要从事机械结构设计研究。

通讯作者: 马登秋(1991-),男,硕士,高级实验师,主要从事机电一体化系统设计研究。

收稿日期: 2022-10-11

0 引言

随着电子元器件的外形尺寸日益减小,集成度越来越高,以及其功率密度日益增大^[1-2],电子元器件的散热问题已成为行业研究的热点。据统计,55%功率元件的损坏是因为温度超高而引发的^[3]。因此,采用何种形式的散热以保证电子元器件长期稳定运行,已成为电子设备可靠性中必须考虑的环节。

电子元器件功率密度的逐渐增加,其散热形式已从传统的风冷散热器过渡到液冷板冷却。2019年许时杰^[4]对蛇形液冷板的散热效果与压力损失进行研究。2021年蔡森林^[5]建立液冷式锂电池组冷却系统仿真模型,通过仿真分析表明,在结构优化后液冷板流动阻力降低12.5 kPa,电池组温差降幅约0.26℃左右。2022年张林^[6]设计并优化了一种新型液冷板,并指出优化后液冷板在平均温度下降11%的情况下,压降仅增加了3.3 Pa。2022年赵亮等人^[7]研究3D打印微通道液冷板时得出微通道液冷板能满足热流密度50 W/cm²的散热器需求。

纵观目前有关液冷板散热的研究,液冷板内部流道绝大多数采用肋片式结构,对于翅片式液冷板的研究较少。本文使用计算流体力学(CFD)的方法对翅片式液冷板(本文中由直通形翅片构成的液冷板简称直通形液冷板、由锯齿形翅片构成的液冷板简称锯齿形液冷板)的强化换热进行研究,通过分析液冷板平均传热热阻 R_{ave} 、平均传热系数 h_{ave} 、流阻来评价液冷板散热能力及流阻特性,为液冷板的强化换热设计提供指导。

1 计算模型

1.1 液冷板结构及模型

液冷板外形尺寸为100 mm×60 mm×5 mm。其中发热区域为90 mm×54 mm,在发热区域正下方布置有散热翅片,如图1所示,流体沿着翅片从左往右流动(图1(b))。

液冷板所用翅片类型为直通形和锯齿形翅片,两种翅片高度、长度、波距及料厚均相同,三维数模如图2所示。

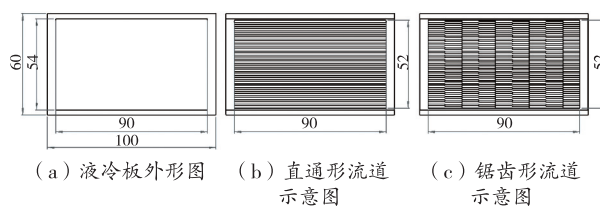


图1 液冷板外形图及流道示意图

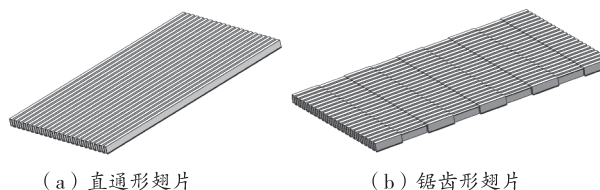


图2 散热翅片类型

1.2 数学模型及控制方程

计算时控制方程可以写成如下形式。

(1) 质量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_1 u) = 0 \quad (1)$$

(2) 动量方程:

$$(u \cdot \nabla) \rho_1 u = -\nabla p + \mu \nabla^2 u \quad (2)$$

(3) 能量方程:

$$u \cdot \nabla T = (\lambda_1 / \rho_1 C_{pl}) \nabla^2 T \quad (3)$$

其中, ρ_1 为冷却液密度; u 为冷却液速度; μ 为冷却液动力粘度; p 为冷却液的压力; C_{pl} 为冷却液比热容; λ_1 为冷却液导热系数。

液冷板的平均传热热阻 R_{ave} 作为评价散热效果好坏的指标之一,其计算公式如下:

$$R_{ave} = (T_{s,ave} - T_{f,ave}) / Q \quad (4)$$

式中, R_{ave} 为平均传热热阻,k/W; $T_{f,ave}$ 为流体的平均温度,k; Q 为发热量,W。

液冷板平均传热系数 h_{ave} 计算公式如下:

$$h_{ave} = Q / A / (T_{s,ave} - T_{f,ave}) \quad (5)$$

其中, A 表示传热面积,m²。

1.3 边界条件

边界条件如下:

- (1) 发热量:972 W;
- (2) 发热区域:90 mm×54 mm;
- (3) 介质:50%冷却液;
- (4) 出口压力:101325 Pa;
- (5) 流量:10 L/min、15 L/min、20 L/min;

(6) 初始温度: 25 °C ;

(7) 材料: 铝合金 3003, 导热系数 170 W/m/K。

1.4 网格无关性

使用 Flow simulation 进行计算分析, 在进行模拟分析时做如下假设: 1) 忽略发热模块对周围环境的散热, 包括辐射换热和对流散热; 2) 忽略发热模块与液冷板表面间的接触热阻; 3) 液冷板出口压力为大气压力 101325 Pa; 4) 液冷板粗糙度为 0 μm 。

在进行计算分析之前, 对网格无关性进行验证, 根据表 1 可知, 网格数量在从 150 余万增加到 200 余万时, 液冷板表面最大温度变化为 1% < 5%, 故可认为在网格数量 150 万下计算结果已收敛, 网格无关性得到验证, 考虑到计算需要, 因此后续采用网格 1 进行分析。

表 1 网格无关性

序号	名称	网格数	液冷板表面最大温度/°C
1	网格 1	1516796	46.8
2	网格 2	1832408	46.6
3	网格 3	2014652	46.4

2 数值计算结果分析

2.1 液冷板形状对表面温度的影响

图 3 为在不同流量下, 直通形液冷板的表面温度分布图。由表面温度分布图可知, 随着流量的增加, 液冷板散热效果逐渐增强, 具体表现为: 流量 10 L/min 增加到 20 L/min 时, 液冷板表面最大温度从 48.45 °C 降低至 45.49 °C, 相差 2.96 °C; 最小温度从 26.85 °C 降低至 25.86 °C, 相差 0.99 °C, 这是由于流量增加, 流体在液冷板内的流速相应增加, 从而提高对流换热系数, 因而液冷板表面温度降低。

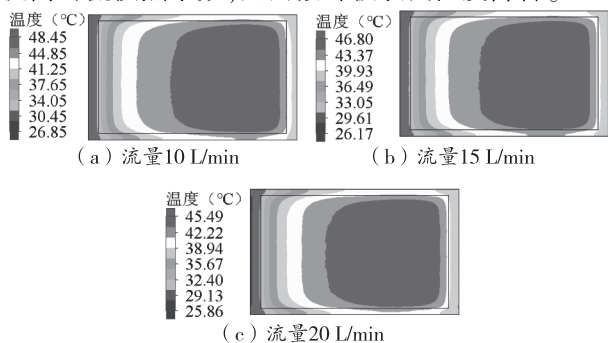


图 3 直通形液冷板表面温度分布

图 4 为在不同流量下, 锯齿形液冷板的表面温度分布图。随着流量增加, 锯齿形液冷板跟直通形液冷板的表面温度变化趋势一致。但是在相同流量下, 锯齿形液冷板表面温度远远低于直通形液冷板, 表面最大温度要低 9.09 ~ 9.17 °C; 这是由于尽管直通形散热翅片跟锯齿形散热翅片具有相同的散热面积, 但是锯齿形翅片在流动方向有错位切口, 起到破坏流动边界层的作用, 从而达到强化换热的目的^[8]。

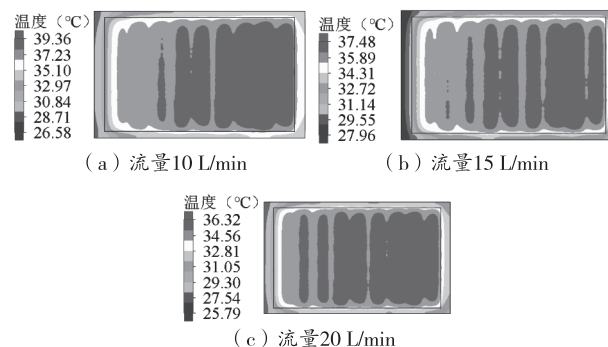


图 4 锯齿形液冷板表面温度分布

2.2 液冷板形状对平均传热热阻 R_{ave} 的影响

平均传热热阻 R_{ave} 是评价传热性能优劣的指标之一。在忽略接触热阻的情况下, 该值是流体对流换热热阻、固体导热热阻的综合值。本研究 R_{ave} 通过公式(4)进行计算, 其值通过有限元模拟计算获得。图 5 为直通形液冷板和锯齿形液冷板的平均传热热阻曲线图。由图可知, 随着流量的增加, 两种液冷板平均传热热阻均逐渐降低, 变化趋势基本一致, 这是由于流量的增加, 液冷板内部流速增加从而强化对流换热。然而, 相比直通形液冷板, 锯齿形液冷板平均传热热阻要低得多, 如当流量为 10 L/min 时, 直通形液冷板的平均传热热阻为 0.0184 K/W, 而锯齿形液冷板平均传热热阻为 0.0118 K/W, 降低了 35.9%; 当流量

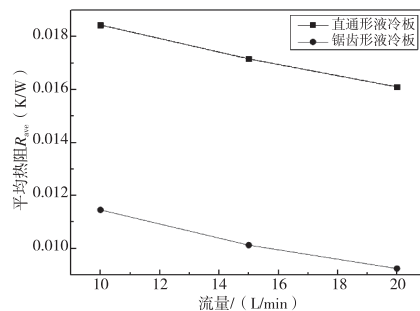


图 5 液冷板平均热阻

阻均逐渐降低, 变化趋势基本一致, 这是由于流量的增加, 液冷板内部流速增加从而强化对流换热。然而, 相比直通形液冷板, 锯齿形液冷板平均传热热阻要低得多, 如当流量为 10 L/min 时, 直通形液冷板的平均传热热阻为 0.0184 K/W, 而锯齿形液冷板平均传热热阻为 0.0118 K/W, 降低了 35.9%; 当流量

为 20 L/min 时,锯齿形液冷板的平均传热热阻最小,其值为 0.009 K/W。

2.3 液冷板形状对平均传热系数 h_{ave} 的影响

平均传热系数是评价散热效果好坏的指标之一,该值越大则表示散热效果越好,反之亦然。图 6 为液冷板平均传热系数曲线,由图可知,随着流量的增加,平均传热系数增加,这表明散热得到强化,此外,在相同流量下,锯齿形液冷板具有更高的平均传热系数,最高可达 $4169 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,这是由于其错位切口使对流换热系数得到强化所致^[8],具体表现为:锯齿形液冷板的平均传热系数比直通形液冷板高 61% ~ 79%。

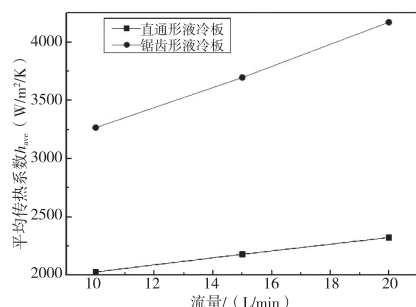


图 6 液冷板平均传热系数

2.4 液冷板形状对内部流速的影响

图 7 和图 8 分别为不同流量下直通形液冷板及锯齿形液冷板内部流动速度分布图。由速度分布图可知,两种液冷板内部流速随流量增大而增大。此外,在相同流量下锯齿形液冷板内部流速更高,如当流量为 20 L/min 时,锯齿形液冷板的内部流速最高达到了 5.283 m/s,较直通形增加了 25.2%。这是由于锯齿形翅片切口具有扰流作用,从而提高整体流速。

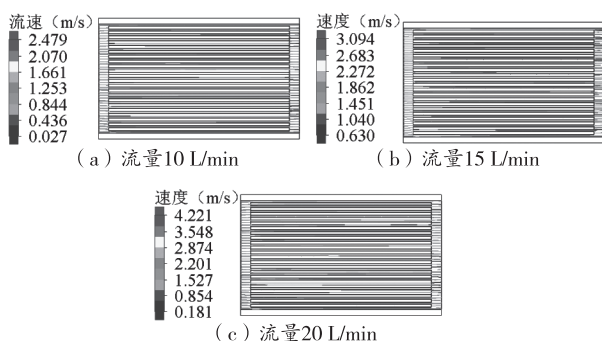


图 7 直通形液冷板内部流速分布

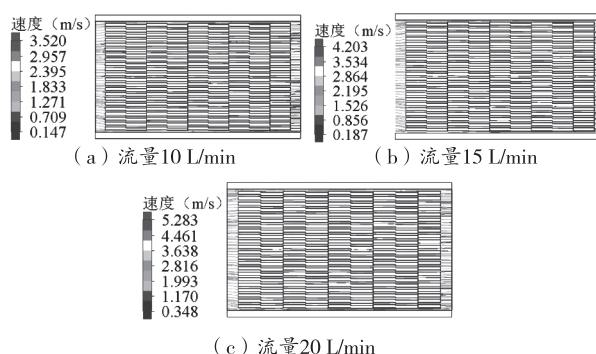


图 8 锯齿形液冷板内部流速分布

2.5 液冷板形状对内部流阻的影响

图 9 和图 10 分别为不同流量下直通形液冷板及锯齿形液冷板内部流线云图。由图可知,液冷板的进口压力随着流量的增大而增大,这是流量增加导致流速增加,从而液冷板内流阻增大,因而进口压力升高。此外,在相同流量下,锯齿形液冷板流阻较直通形液冷板高 6.57 ~ 25.4 kPa。

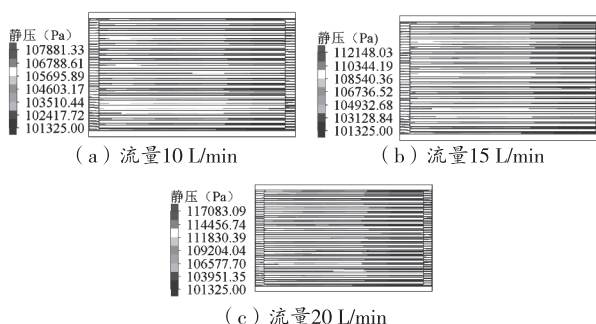


图 9 直通形液冷板压力迹线图

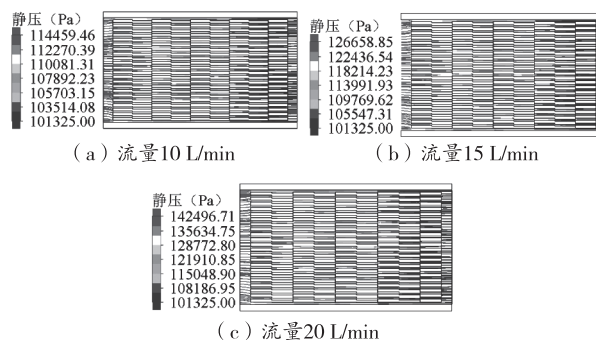


图 10 锯齿形液冷板压力迹线图

综上所述,通过模拟计算,锯齿形液冷板平均传热热阻 R_{ave} 、平均传热系数 h_{ave} 、流阻明显优于直通形液冷板,即锯齿形液冷板散热能力及流阻具有较

大优势,该研究为液冷板的换热设计提供指导。因此,在进行液冷板设计时,如果流阻指标尚有富余,可采取使用锯齿形翅片以达到提高液冷板散热性能的目的。

3 结论

本文采用 Flow simulation 对不同散热翅片类型制成的液冷板传热及阻力特性进行研究,可得出以下结论:

1)在相同流量,锯齿形液冷板表面温度远远低于直通形液冷板,表面最大温度要低 $9.09 \sim 9.17$ $^{\circ}\text{C}$;

2)当流量为 10 L/min 时,直通形液冷板的平均传热热阻最大,其值为 0.0184 K/W ;当流量为 20 L/min 时,锯齿形液冷板的平均传热热阻最小,其值为 0.009 K/W ;

3)在相同流量下,锯齿形液冷板平均传热系数最高可达 $4169 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,此外,锯齿形液冷板的平均传热系数比直通形液冷板高 $61\% \sim 79\%$;

4)在相同流量下,锯齿形液冷板流阻较直通形液冷板高 $6.57 \sim 25.4 \text{ kPa}$;

参考文献

- [1] LEFRANC G, LICHT T, MITIC G. Properties of solders and their fatigue in power modules[J]. Micro-electron reliability, 2002, 42(4): 1641-1646.
- [2] 李山, 张力. IGBT 极限电流与通态极限功耗的研究[J]. 中国电机工程学报, 1999, 19(6): 47-51.
- [3] 陈建业, 吴文伟. 大功率变流器冷却技术及其进展[J]. 大功率交流技术, 2010(1): 15-30.
- [4] 许时杰. 蛇形液冷板电池热管理系统散热效果及压力损失分析[D]. 长沙: 湖南大学, 2017.
- [5] 蔡森林, 魏名山, 宋盼盼, 等. 基于直流道液冷板的动力电池冷却性能仿真[J]. 汽车安全与节能学报, 2021, 12(3): 380-385.
- [6] 张林. 基于新型液冷板的电池热管理系统多目标优化[J]. 汽车电器, 2022(2): 6-11.
- [7] 赵亮, 吴波, 文雯, 等. 3D 打印微通道液冷板设计及实验研究[J]. 机械研究与应用, 2022, 35(1): 104-106.
- [8] 齐思琪. 错位翅片结构对其换热性能影响的数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.

作者简介: 冯学文, 中级工程师, 主要从事换热研究。

收稿日期: 2022-12-05

探究使用粒子群算法优化电机 PI 控制效果及耗费时间

李文正,张稳桥,曾晓松

(贵州航天林泉电机有限公司,贵州 贵阳 550081)

摘要:在以往采用粒子群算法优化控制系统参数过程中,评价函数是考虑粒子群算法整定的控制效果是否符合系统要求的重要依据,并没有考虑算法整定参数所耗费的时间。文中分别对推进电机静态负荷和动态负荷仿真模型采用粒子群算法整定控制参数,通过两种情况下迭代次数中调节时间的变化以及在静态负荷下优化的控制参数代入动态负荷的推进电机仿真模型获得的转速曲线对比分析可知,采用静态负荷的推进电机仿真模型相比推进电机动态负荷模型使用粒子群算法优化控制参数,其仿真效果基本一致,算法运行的仿真时间提升了50%;为后续采用粒子群优化控制模型提供了一种新的思路,即根据使用者的实际需求可以将仿真模型中的部分次要模型简化为静态参数,在不影响仿真结果的基础上降低仿真响应时间,提高仿真效率。

关键词:粒子群算法 电机 PI 控制 仿真效率

中图分类号:TM343;TP18

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0087-06

Optimization of motor PI control effect and time consumption by particle swarm algorithm

LI Wenzheng, ZHANG Wenqiao, ZENG Xiaosong

Abstract: In the past, in the process of using the particle swarm algorithm to optimize the parameters of the control system, the evaluation function considers whether the control parameters set by the particle swarm algorithm meet the requirements of the system, and does not consider the time it takes for the algorithm to tune the parameters. In this paper, the particle swarm algorithm is used to adjust the control parameters for the static load and dynamic load simulation models of the propulsion motor, and the speed curve obtained by the change of the adjustment time in the number of iterations in the two cases and the substitution of the control parameters optimized under the static load into the dynamic load of the propulsion motor simulation model show that the simulation effect of the static load model and the dynamic load model is basically the same. The simulation time of the algorithm operation has increased by 50%. This study has provided a new idea for the optimization of the control model by particle swarm algorithm, that is, according to the actual needs of users, some secondary models in the simulation model can be simplified to static parameters, which can reduce the simulation response time and improve the simulation efficiency without affecting the simulation results.

Keywords: particle swarm algorithm, motor PI control, simulation efficiency

0 引言

实际船舶推进电机运行中主要采用经典的 PI 控制来维护船舶正常航行。通常情况下,PI 控制器的参数主要在设备出厂时根据工程设计的方法,按照图纸要求并结合系统要求进行设定,在船舶航行中根据航行需要由经验丰富的轮机长通过微调控制推进电机。但是在对船舶推进电机模型进行仿真时,由于缺乏调节器的精确结构和调节的丰富经验,

模型的控制参数往往无法精确得到,只能根据数学模型和仿真数据不断调整控制参数,调整过程不仅繁琐、耗时,且整定结果有时并不理想。

粒子群算法 (particle swarm optimization, PSO) 作为一种群体迭代算法,是由 Kennedy 和 Eberhart^[1-2]在 1995 年提出的群智能搜索的策略,通过模拟鸟类在自然界中捕食时行为,将其抽象为数学理论而提出的一种智能优化算法,其优点相比其他算法而言需要整定的参数更少,不存在交叉和变异

过程,通过并行计算,收敛速度更快。

文中根据粒子群算法强大的寻优能力,利用搭建好的仿真模型,针对推进电机仿真模型的速度调节器(ASR)、转矩调节器(ATR)和磁链调节器($\Lambda\psi R$)等控制参数在静态负荷和动态负荷模型两种情况下进行整定,探究不同情况下粒子群算法的寻优速度和整定效果。

1 粒子群算法基本原理

PSO 算法首先会初始化一群粒子,确定参数维度 N 、参数范围(即每个粒子的初始位置),每个粒子代表该优化问题的一个最优解决方案,通过个体极值和群体极值更新自身的速度和位置,对目标函数进行整定或优化,详细过程如图 1 所示^[3]。

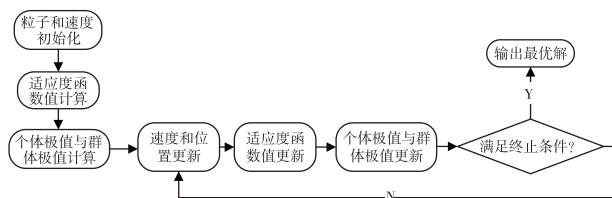


图 1 PSO 算法寻优过程

设 N 维空间中有 m 个粒子, $X_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iN})$ 是粒子 i ($i = 1, 2, \dots, m$) 的当前位置, $V_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iN})$ 是粒子 i 的当前速度, $P_i = (P_{i1}, P_{i2}, \dots, P_{iN})$ 是粒子 i 的最优位置, 对应适应值为个体的最优解 p_{besti} 。令 $f(x)$ 为目标函数, 则微粒 i 当前的最优位置为^[4-5]:

$$P_i(t+1) = \begin{cases} P_i(t) & f(X_i(t+1)) \geq f(P_i(t)) \\ X_i(t+1) & f(X_i(t+1)) < f(P_i(t)) \end{cases} \quad (1)$$

式中, t 为粒子的进化代数。

群体中所有粒子的全局最优位置为:

$$P_g(t) \in \{P_1(t), P_2(t), \dots, P_m(t) \mid f(P_g(t))\} \\ = \min \{f(P_1(t)), f(P_2(t)), \dots, f(P_m(t))\} \quad (2)$$

每次迭代后粒子的速度与位置更新的公式为:

$$\begin{cases} v_{ij}^{t+1} = \omega v_{ij}^t + c_1 r_1 (p_{ij} - x_{ij}^t) + c_2 r_2 (p_{gj} - x_{ij}^t) \\ x_{ij}^{t+1} = v_{ij}^{t+1} + x_{ij}^t \end{cases} \quad (3)$$

式中, $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n; c_1, c_2$ 为学习因子, 分别是微粒飞向自身最好位置的步长和飞向全局最

好位置的步长, r_1, r_2 是分布于 $[0, 1]$ 区间的随机数; ω 为惯性因子。

为了获得更好的动态惯性因子 ω 和更好的寻优效果, 文中采用的是 Shi 等^[6] 建议的线性递减权值策略, 如式(4):

$$\omega^t = \omega_{\max} - (\omega_{\max} - \omega_{\min}) \frac{F}{T} \quad (4)$$

式中, $\omega_{\max}$ 和 $\omega_{\min}$ 分别为初始的惯性权重值和迭代至最大次数的惯性权重; F 是函数的迭代次数; T 为惯性权重保持线性递减的最大迭代次数; 超过 T 后 ω 保持不变。

2 粒子群优化推进电机模型

2.1 推进电机仿真模型

文中根据中能 LNG“CESI GLADSTONE” 船舶三相异步推进电机为例, 在 dq 同步旋转坐标系的电压、磁链和转矩方程为^[7]:

$$\begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s + L_s p & -\omega L_s & L_m p & -\omega L_m \\ \omega L_s & R_s + L_s p & \omega L_m & L_m p \\ L_m p & 0 & R_r + L_r p & 0 \\ \omega L_m & 0 & \omega L_r & R_r + L_r p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ i_{rd} \\ i_{rq} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} \psi_{sd} \\ \psi_{sq} \\ \psi_r \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ i_{rd} \\ i_{rq} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$T_e = T_L + \frac{J}{n_p} \frac{d\omega_r}{dt} \quad (7)$$

通过 dq 同步旋转坐标下电压、磁链和转矩方程在 Matlab/Simulink 仿真软件下搭建电流滞环控制推进电机仿真模型, 如图 2 所示。

在实际情况下推进电机带动螺旋桨推动电力推进船舶在海上正常航行, 因此在搭建动态负荷下推进电机仿真模型时还需要对船机桨模型进行搭建。

2.2 螺旋桨仿真模型

根据螺旋桨的工作原理可知, 当螺旋桨转速 $n \neq 0$ 时且螺旋桨的进速 $V_p \neq 0$ 时, 在定常状态下(即船舶在航行过程中装载、气候、海面状况等条件不变)螺旋桨的推力 P 、修正进速比 J' 和转矩 T 可表示为:

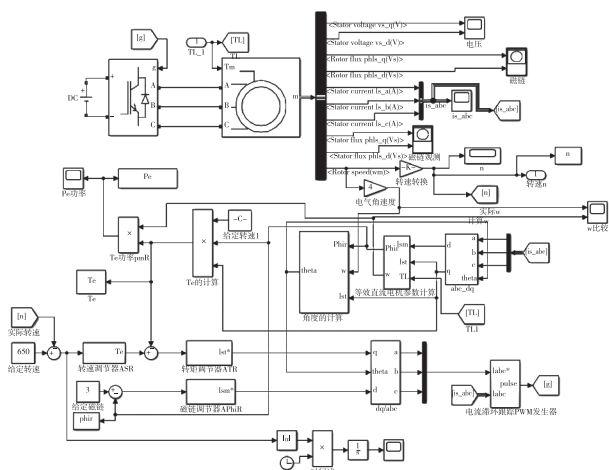


图2 推进电机电流滞环控制

$$\begin{cases} P = K_p' \rho n^2 D^4 \\ J' = \frac{V_p}{\sqrt{V_p^2 + n^2 D^2}} \\ = \frac{V_s(1 - \tau)}{\sqrt{V_s^2(1 - \tau)^2 + n^2 D^2}}, J' \in [-1, 1] \\ T = K_T' \rho n^2 D^5 \end{cases} \quad (8)$$

式中, D 为螺旋桨直径; K_p' 为螺旋桨推力修正系数; K_T' 为转矩修正系数; V_s 为船速; τ 为伴流系数。

考虑螺旋桨在水中产生推力带动船舶航行, 假设船舶沿某一航向直线运行, 则船舶直线运动方程为:

$$\begin{cases} (m + \Delta m) \frac{dV_s}{dt} = P - R \\ R = rV_s^2 \end{cases} \quad (9)$$

式中: R 为水对船舶运动产生的总阻力; r 为阻力系数, 与船体线型、载重、污底、拖带、航道及海洋环境等因素有关。

根据螺旋桨仿真模型分析得到螺旋桨模型结构图, 如图3所示。

2.3 粒子群优化推进电机仿真模型

(1) 粒子群算法优化推进电机动态仿真模型

根据误差积分准则^[8] ITAE (Integral performance index) 即系统期望输出与实际输出的偏差和时间乘积的积分通过粒子群算法对推进电机动态仿真模型的控制参数进行整定优化。粒子群优化的动态推进电机仿真模型如图4所示。

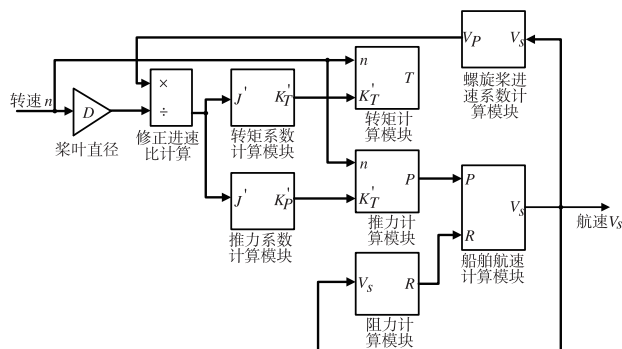


图3 船桨模型结构图

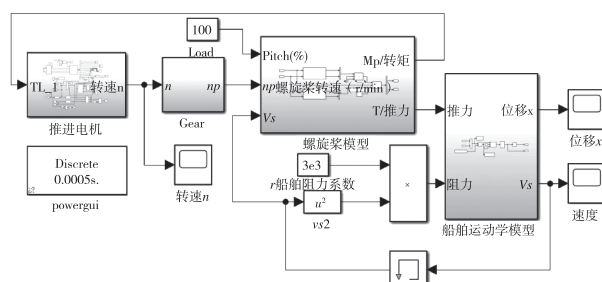


图4 推进电机动态仿真模型

在进行粒子群算法优化整定推进电机电流动态模型控制参数的过程中, 将各个调节器中 K_p 、 K_i 参数, 在设定的比例系数和积分系数的范围内通过输出转矩、磁链、电流、转速等各个调节器的反馈结果通过误差性能评价指标判断, 当不满足粒子群的评价指标时通过对各个调节器的参数进行不断修正, 寻找模型中各调节器的控制参数的最佳值, 获得最佳的优化效果^[9-10]。具体的粒子群优化推进电机PI控制的仿真流程和算法的部分代码分别如图5和图6所示。

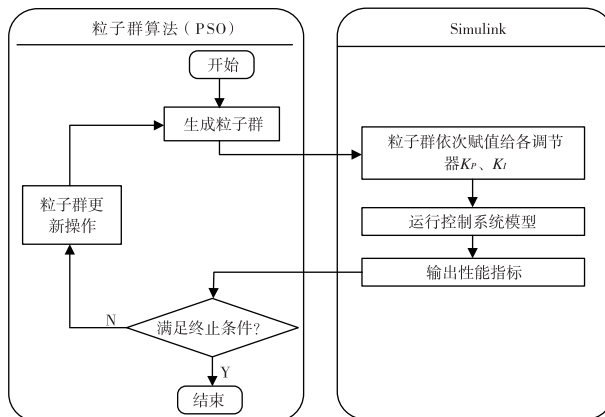


图5 PSO 优化PI过程示意图

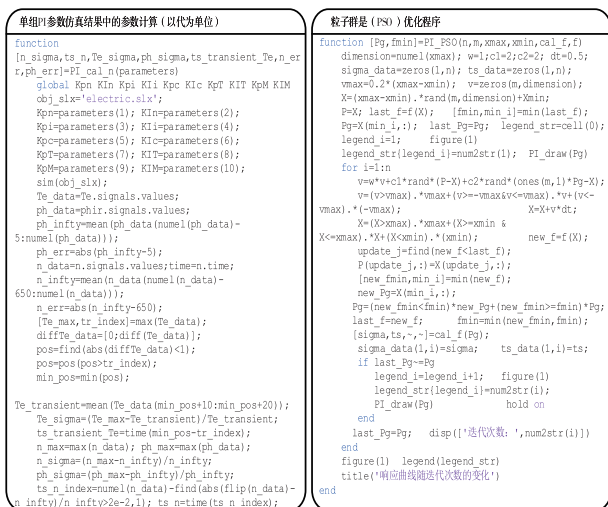


图6 粒子群算法部分仿真代码

推进电机静态模型控制参数采用粒子群优化,其仿真模型和仿真结果分别如图9-图11所示。

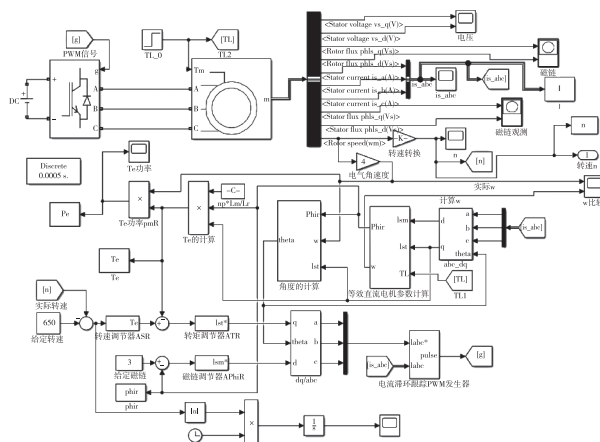


图9 静态负荷下推进电机电流滞环控制

粒子群算法优化的推进电机动态仿真结果如图7、图8所示。

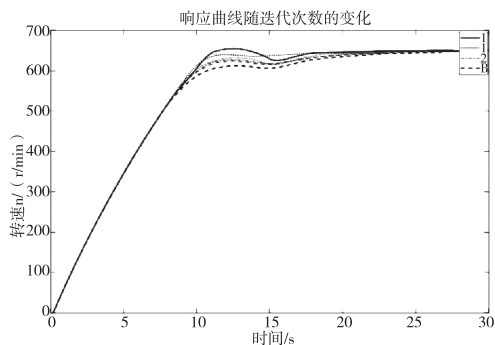


图7 动态负荷下转速响应曲线随迭代次数的变化

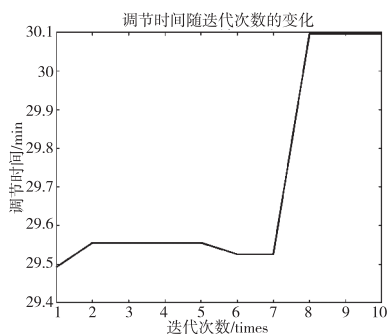


图8 动态负荷下调节时间随迭代次数的变化

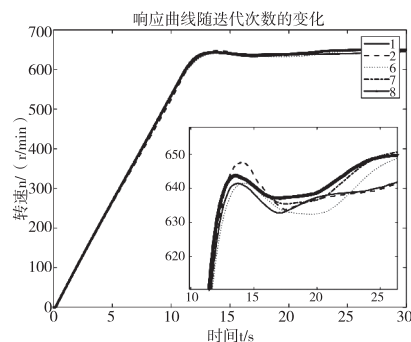


图10 静态负荷下转速响应曲线随迭代次数的变化

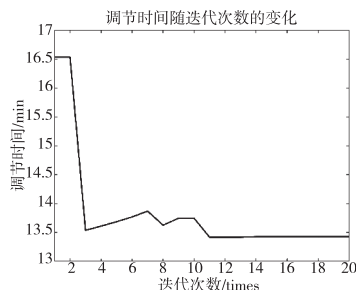


图11 静态负荷下调节时间随迭代次数的变化

(3)静态负荷下优化的PI参数对动态负荷下推进电机控制

(2)粒子群算法优化推进电机静态仿真模型
为了降低粒子群算法优化推进电机动态仿真模型的难度,文章根据螺旋桨负载的实际效果,结合数学模型将船体动态模型简化为固定的静态负载,对

为了验证粒子群算法优化静态负荷下推进电机的控制参数在动态负荷下推进电机仿真模型的控制效果,文中将第二部分迭代20次后静态负荷下推进电机PI控制参数代入动态负荷下推进电机仿真模

型,如图4所示,并与迭代20次动态负荷下PI控制参数仿真效果进行对比,其仿真结果如图12所示。

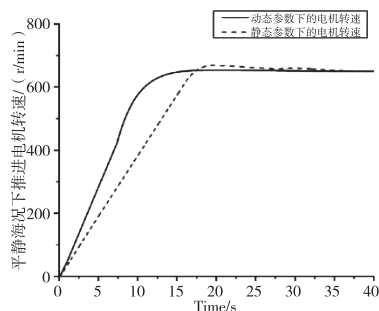


图12 不同迭代方式下电机转速情况

根据粒子群算法优化两种情况下推进电机电流滞环控制仿真结果可以看出,对比图7和图10两种情况下转速响应曲线随迭代次数的变化可以看出,采用粒子群算法优化动态负荷下推进电机转速曲线和静态负荷下推进电机转速曲线均可以在650 r/min左右保持稳定,并通过图12中不同迭代情况下电机转速曲线对比分析可知,采用静态负荷对推进电机进行仿真在不考虑环境扰动对模型产生的影响上可以代替动态负荷下推进电机仿真模型。

表1 两种粒子群迭代时间对标

迭代次数	动态负荷每次迭代 所需时间/min	静态负荷每次迭代 所需时间/min
1	29.49	12.5
2	29.57	12.4
3	29.57	12.3
4	29.57	12.3
5	29.56	12.3
6	29.53	12.1
7	29.53	22
8	30.08	20
9	30.08	20
10	30.08	12.5
总耗时	297.06	148.4

此外,对图8和图11两种情况下调节时间随迭代次数的变化进行整理,如表1所示,可以看出当采用粒子群算法优化推进电机动态仿真模型总耗时为297.06 min,而采用粒子群算法优化推进电机静态仿真模型总耗时为148.4 min,通过简单的数学分

析,可以得出采用粒子群算法优化推进电机静态负荷相比优化推进电机动态负荷仿真模型在相同的迭代次数下整个模型的仿真运行时间提升了50%。

3 结论

文中针对静态负荷和动态负荷两种不同情况下推进电机仿真模型采用粒子群算法优化PI控制参数,通过两者之间转速仿真曲线、调节时间随迭代次数变化以及两者仿真运行时间总耗时的分析对比,可以得出,在仿真模型搭建过程中为了简化模型搭建难度、提高粒子群算法优化速率,可以针对实际情况对部分仿真模型进行适当简化,如可将船桨等动态模型简化为静态负荷,降低仿真模型搭建难度,提高仿真运行速率。

参考文献

- [1] POLI R, KENNEDY J, BLACKWELL T. Particle swarm optimization[J]. Swarm intelligence, 2007, 1(1): 33-57.
- [2] KENNEDY J, EBERHART R. Particle swarm optimization [C]//Proceedings of ICNN'95-international conference on neural networks. IEEE, 1995: 1942-1948.
- [3] ZHANG J, YANG S. A novel PSO algorithm based on an incremental-PID-controlled search strategy [J]. Soft computing, 2016, 20(3): 991-1005.
- [4] ZHOU D, GAO X, LIU G, et al. Randomization in particle swarm optimization for global search ability [J]. Expert systems with applications, 2011, 38(12): 15356-15364.
- [5] 杨晓, 王国柱. 基于PID控制理论的改进粒子群优化算法[J]. 控制工程, 2019, 26(8): 1497-1502.
- [6] 唐元元, 张均东, 鲁道毅, 等. 柴油机燃烧产物的扰动粒子群求解方法[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2019, 40(9): 1636-1641.
- [7] 罗成汉. 船舶电力推进模拟平台的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [8] GODA E, MANSY E, EBRAHIM A. Optimization PI controller parameters for VSC-HVDC system based on particle-swarm-optimization[J]. Bulletin of the faculty of engineering, 2020, 42: 8-14.
- [9] MANEPALLI J R, RAJA C V N. Speed control of induction motor by ZN method and genetic algorithm optimization with PI and PID controller[J]. Int j innov res electr electron instrum control eng, 2015, 3(3): 15-20.

基于元胞自动机的某无人系统供电网络故障分析

张旭,孙国梁,练敏,张元均

(四川航天烽火伺服控制技术有限公司,四川 成都 611130)

摘要:无人系统供电网络中,当系统中的某一个子系统发生故障退出系统运行时,可能会促使临近子系统发生故障,最终导致整个无人系统的连锁故障。将元胞自动机理论应用到某无人系统供电网络故障分析中,提出并搭建了应用元胞自动机来模拟供电网络故障机理的元胞自动机模型,并提出计算方法,最终得到无人系统供电网络故障传播路径,研究表明这种方法能够有效地揭示各故障间的模型关系,为实际工程的故障分析提供理论依据。

关键词:元胞自动机 无人系统供电网络 故障传播 建模分析 计算方法

中图分类号:TM721.3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0092-05

Failure analysis of power supply network of unmanned system based on cellular automata

ZHANG Xu,SUN Guoliang,LIAN Min,ZHANG Yuanjun

Abstract:In the power supply network of unmanned system,when a subsystem fails and exits the operation of the system,it may cause the failure of adjacent subsystems,and eventually lead to the chain failure of the whole unmanned system. Cellular automata theory is applied to the failure analysis of the power supply network of an unmanned system. A cellular automata model is proposed and built to simulate the failure mechanism of the power supply network,and a calculation method is proposed. Finally,the failure transmission path of the power supply network of the unmanned system is obtained. The research results show that this method can effectively reveal the model relationship among the faults in the unmanned system,and can provide a theoretical basis for the failure analysis of the actual project.

Keywords:cellular automata,power supply network of unmanned system,failure transmission,model analysis,calculation method

0 引言

随着科学技术的飞速发展,无人系统越来越复杂,无人系统供电网络发生连锁故障的概率也越来越大,如何避免连锁故障的发生以及寻求连锁故障的传递机理成为了重要的研究讨论课题。

元胞自动机理论具有时间与空间离散特性,将

元胞模拟各个基本组成元件,其机理是分析元胞间的关联作用,从而达到模拟复杂系统故障演变法则^[1]。文献[2]由于 OFDM-PON 系统中数据传输易被破解的风险,基于细胞自动机原理,提出一种解决方案,可大大增强其数据传输的安全性。文献[3-4]将元胞自动机原理应用于水污染事件中,通过元胞自动机建模对水污染的传播路径进行分析。

- [10] BANERJEE T,CHOUDHURI S,BERA J,et al. Off-line optimization of PI and PID controller for a vector controlled induction motor drive using PSO[C]//International Conference on Electrical & Computer Engineering (ICECE 2010). IEEE,2010:74-77.

作者简介:李文正,硕士,毕业于大连海事大学,目前就职于贵州航天林泉电机有限公司,从事电机设计研发工作。

收稿日期:2023-01-02

Vourkas 等人研究了元胞自动机算法,该算法基于 FPGA 架构,可有效预测石油的传播路径和扩散机理^[5]。文献[6]将细胞自动机应用在 MRI 脑肿瘤分割方法中,实践证明效果良好。文献[7-8]将元胞自动机原理应用在电网的故障分析中,寻求电网的崩溃机理与传播路径。文献[9-10]将元胞自动机原理应用在图像加密领域中,加密效果较好。

本文将元胞自动机理论应用在某无人系统供电网络故障分析中,搭建元胞自动机模型,提出计算策略,用以分析供电网络故障机理以及连锁故障的传递方式。

1 物理模型

随着无人系统技术的快速发展,其供电网络的复杂程度越来越高,为了利用元胞自动机理论初步分析供电网络的故障机理,因此本文采取了一个简化的局部供电网络模型,对其进行元胞自动机建模。如图 1 所示。

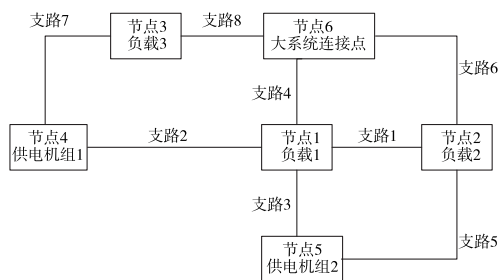


图 1 供电网络简图

我们搭建的供电网络为高压网络,因此只考虑电抗值即可,将各支路电抗参数进行赋值,如表 1 所示。

表 1 电抗标么值

支 路	电 抗	支 路	电 抗
1	0.10	5	0.15
2	0.35	6	0.20
3	0.15	7	0.12
4	0.20	8	0.23

根据该供电网络的实际结构,采用平面四边形网格的元胞构造,该构造形式根据无人系统供电网络的真实工作状态,可建立整个供电网络的元胞空间,该元胞空间中有 6×6 个元胞,即 6×6 个四边形

网格,每个四边形网格等同于一个元胞,通过点 (x, y) 来确定元胞位置,若该元胞模拟供电网络中的节点或支路,则 $C(x, y) = C(y, x) = 1$, 反之,则为 0,如图 2 所示。

最终得到该元胞空间模型的矩阵形式:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

连锁故障传递机理:

当无人系统供电网络中的某个子系统发生故障退出供电网络时,会将崩溃能量传递给临近子系统,此时临近子系统的功率值为初始运行状态值加上部分崩溃能量值,若此时该子系统的功率值大于其能承受的最大功率值,则该子系统也崩溃,会继续往周边临近的子系统扩散,若小于,则故障传递终止。

元胞之间的崩溃能量分配式:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n W_i \Delta P_i \quad (1)$$

其中: ΔP_i 为分配功率值, W_i 为分配系数,且 $\sum_{i=1}^n W_i = 1$ 。

2 潮流计算方法

两个节点间由一条支路导通,设两个节点分别为 i, j ,则 F_{ij} 为节点间的功率值, $F_{ij}^{\max}$ 为功率极限值,直流潮流计算公式如下^[11]:

$$F_{ij} = (U_i^2 - U_i U_j \cos \theta_{ij}) g_{ij} - U_i U_j \sin \theta_{ij} b_{ij} \quad (2)$$

其中: $U_i U_j$ 分别为 i, j 电压值; θ_{ij} 为电压相角值; g_{ij} 为电导参数值; b_{ij} 为电纳参数值。

该供电网络中,假设节点电压跟额定电压偏差较小, θ_{ij} 值比较小,我们知道在高压供电网络内,电阻比电抗小非常多,因此 $r_{ij} = 0, U_i = U_j = 1, \sin \theta_{ij} = \theta_{ij}, \cos \theta_{ij} = 1$,则将公式(2) 进行简化,得公式(3):

$$F_{ij} = -b'_{ij}(\theta_i - \theta_j) = \theta_i - \theta_j / x_{ij} \quad (3)$$

1	1	0	1	1	1
1	1	0	0	1	1
0	0	1	1	0	1
1	0	1	1	0	0
1	1	0	0	1	0
1	1	1	0	0	1

图 2 元胞自动机模型

式中: x_{ij} 为电抗参数值。

节点 i 的功率值可表示为:

$$P_i^{SP} = \sum_{j \in i} P_{ij} = \sum_{j \in i} (\theta_i - \theta_j) / x_{ij} \quad (4)$$

所有节点的矩阵形式:

$$P^{SP} = B_0 \theta \quad (5)$$

其中: θ 为电压相角参数值, B_0 为 $n \times n$ 陈列, 矩阵如公式(6):

$$\begin{cases} B_0(i, i) = \sum_{j \in i} 1/x_{ij} \\ B_0(i, j) = -1/x_{ij} \end{cases} \quad (6)$$

计算流程如图 3 所示。

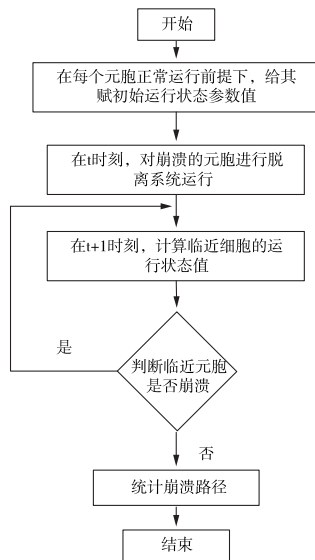


图 3 计算流程图

图 3 中, 当某元胞崩溃脱离系统运行后, 将崩溃能量传递给临近细胞, 临近细胞运行状态值按照算法则进行重新赋值, 若超出临界值, 则继续沿着临近元胞进行崩溃, 若小于, 则崩溃终止。

3 计算仿真分析

该无人系统供电网络中, 将节点 6 设为参考点, 参照表 1 中的电抗参数值以及公式(6), 可得 B_0 :

$$B_0 = \begin{bmatrix} 24.5 & -10 & 0.00 & -2.9 & -6.7 \\ -10.00 & 21.7 & 0.00 & 0.00 & -6.7 \\ 0.00 & 0.00 & 12.7 & -8.3 & 0.00 \\ -2.9 & 0.00 & -8.3 & 11.2 & 0.00 \\ -6.7 & -6.7 & 0.00 & 0.00 & 13.3 \end{bmatrix}$$

求逆, 可得:

$$X = \begin{bmatrix} 0.1009 & 0.0737 & 0.0331 & 0.0507 & 0.0880 \\ 0.0737 & 0.1083 & 0.0242 & 0.0370 & 0.0917 \\ 0.0331 & 0.0242 & 0.1636 & 0.1298 & 0.0289 \\ 0.0507 & 0.0370 & 0.1298 & 0.1986 & 0.0442 \\ 0.0880 & 0.0917 & 0.0289 & 0.0442 & 0.1657 \end{bmatrix}$$

给出系统各组成部分的功率极限值:

$$P^{\max} = \begin{bmatrix} -5.0 & 2.51 & 0.00 & 1.76 & 1.98 & 3.01 \\ 2.51 & -4.1 & 0.00 & 0.00 & 2.01 & 3.30 \\ 0.00 & 0.00 & -4.1 & 2.10 & 0.00 & 1.80 \\ 1.76 & 0.00 & 2.10 & 6.0 & 0.00 & 0 \\ 1.98 & 2.01 & 0.00 & 0.00 & 8.0 & 0 \\ 3.01 & 3.30 & 1.80 & 0.00 & 0.00 & 8.0 \end{bmatrix}$$

(1) 把各个节点的连接情况进行说明, 负载 1 功率为 3500 W, 负载 2 为 2400 W, 负载 3 为 2400 W, 供电机组 1 为 1500 W, 供电机组 2 为 4000 W, 将供电机组 1 的功率值设为 1, 为正, 负载为负, 则各节点功率标么值:

$$P^{SP} = [-2.3 \ -1.6 \ -1.6 \ 1 \ 2.7]^T$$

通过式(5) 计算 θ :

$$\theta = X P^{SP}$$

$$= [-0.1147 \ -0.0969 \ -0.1688 \ -0.0655 \ -0.0962]^T$$

则各支路的功率值可得:

$$P_{12} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{x_{12}} = -0.178 \quad P_{14} = \frac{\theta_1 - \theta_4}{x_{14}} = -0.141$$

$$P_{15} = \frac{\theta_1 - \theta_5}{x_{15}} = -1.406 \quad P_{16} = \frac{\theta_1 - \theta_6}{x_{16}} = -0.574$$

$$P_{25} = \frac{\theta_2 - \theta_5}{x_{25}} = -1.287 \quad P_{26} = \frac{\theta_2 - \theta_6}{x_{26}} = -0.485$$

$$P_{34} = \frac{\theta_3 - \theta_4}{x_{34}} = -0.861 \quad P_{36} = \frac{\theta_3 - \theta_6}{x_{36}} = -0.734$$

得到各元胞正常运行时的初始功率值:

$$P = \begin{bmatrix} -2.3 & -0.178 & 0.00 & -0.141 & -1.406 & -0.574 \\ 0.178 & -1.6 & 0.00 & 0.00 & -1.278 & -0.485 \\ 0.00 & 0.00 & -1.6 & -0.861 & 0.00 & -0.734 \\ 0.141 & 0.00 & 0.861 & 1 & 0.00 & 0.00 \\ 1.406 & 1.287 & 0.00 & 0.00 & 2.7 & 0.00 \\ 0.574 & 0.485 & 0.734 & 0.00 & 0.00 & 1.8 \end{bmatrix}$$

假设当供电机组 1 受到扰动崩溃后, 其初始功率将分配到相邻元胞, $P_{44} = \Delta P = 1, n = 2$, 功率分配

系数:

$$W_{43} = \frac{Z_{41}}{Z_{43} + Z_{41}} = 0.745$$

$$W_{41} = \frac{Z_{43}}{Z_{43} + Z_{41}} = 0.255$$

则,支路 P_{43} 和 P_{41} 的功率经分配后重新计算:

$$P_{43} = 0.861 + 0.745 \times 1 = 1.606 < P_{43}^{\max} = 2.10$$

$$P_{41} = 0.141 + 0.255 \times 1 = 0.396 < P_{41}^{\max} = 1.76$$

可知,当供电机组发生故障退出运行后,支路 P_{43} 和 P_{41} 重新分配的功率值小于其功率极限值,连锁故障没有被激发。

仿真如图4所示。

1	1	0	1	1	1
1	1	0	0	1	1
0	0	1	1	0	1
1	0	1	0	0	0
1	1	0	0	1	0
1	1	1	0	0	1

图4 1500 W 供电机组1故障激发图

(2) 将供电机组1的功率提高到2250 W,其余条件不变,此时各节点功率标么值如下:

$$P^{SP} = [-2.3 \ -1.6 \ -1.6 \ 1.5 \ 2.7]^T$$

电压相位角 θ :

$$\theta = [-0.0893 \ -0.0784 \ -0.1039 \ 0.0338 \ 0.1183]^T$$

则各支路的功率值可得:

$$P_{12} = -0.109, P_{14} = -0.352, P_{15} = -1.384$$

$$P_{16} = -0.447, P_{25} = -1.311, P_{26} = -0.392$$

$$P_{34} = -1.148, P_{36} = -0.452$$

得到各元胞正常运行时的初始功率值:

$$P = \begin{bmatrix} -2.3 & -0.109 & 0.00 & -0.352 & -1.384 & -0.447 \\ 0.109 & -1.6 & 0.00 & 0.00 & -1.311 & -0.392 \\ 0.00 & 0.00 & -1.6 & -1.148 & 0.00 & -0.452 \\ 0.352 & 0.00 & 1.148 & 1.5 & 0.00 & 0.00 \\ 1.384 & 1.311 & 0.00 & 0.00 & 2.7 & 0.00 \\ 0.447 & 0.392 & 0.452 & 0.00 & 0.00 & 1.3 \end{bmatrix}$$

假设当供电机组1受到扰动崩溃后,其初始功率将分配到相邻元胞, $P_{44} = \Delta P = 1, n = 2$, 功率分配系数为:

$$W_{43} = \frac{Z_{41}}{Z_{43} + Z_{41}} = 0.745$$

$$W_{41} = \frac{Z_{43}}{Z_{43} + Z_{41}} = 0.255$$

则,支路 P_{43} 和 P_{41} 的功率经分配后重新计算:

$$P_{43} = 1.148 + 0.745 \times 1.5 = 2.266 > P_{43}^{\max} = 2.10$$

$$P_{41} = 0.352 + 0.255 \times 1.5 = 0.736 < P_{41}^{\max} = 1.76$$

可知 P_{43} 继续崩溃,此时 $P_{43} = \Delta P = 2.266, n = 2$, 则:

$$W_{63} = \frac{Z_{41}}{Z_{63} + Z_{41}} = 0.603$$

$$W_{41} = \frac{Z_{63}}{Z_{63} + Z_{41}} = 0.397$$

$$P_{63} = 0.452 + 0.603 \times 2.266 = 1.818 > P_{63}^{\max} = 1.80$$

$$P_{41} = 0.736 + 0.397 \times 2.266 = 1.636 < P_{41}^{\max} = 1.76$$

则 P_{63} 继续崩溃,此时 $P_{63} = \Delta P = 1.818, n = 2$, 则:

$$W_{61} = \frac{Z_{62}}{Z_{61} + Z_{62}} = 0.5$$

$$W_{62} = \frac{Z_{61}}{Z_{62} + Z_{61}} = 0.5$$

$$P_{61} = 0.447 + 1.818 \times 0.5 = 1.356 < P_{61}^{\max} = 3.01$$

$$P_{62} = 0.392 + 1.818 \times 0.5 = 1.301 < P_{62}^{\max} = 3.30$$

此时,供电系统连锁故障终止。

仿真如图5所示。

1	1	0	1	1	1
1	1	0	0	1	1
0	0	1	1	0	1
1	0	1	0	0	0
1	1	0	0	1	0
1	1	1	0	0	1

(1)

1	1	0	1	1	1
1	1	0	0	1	1
0	0	1	0	0	1
1	0	0	0	0	0
1	1	0	0	1	0
1	1	1	0	0	1

(2)

1	1	0	1	1	1
1	1	0	0	1	1
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
1	1	0	0	1	0
1	1	0	0	0	1

(3)

图5 2250 W 供电机组1故障激发图

(3) 将供电机组的功率提高到3000 W,其余条件不变,仿真如图6所示。

(4) 将供电机组的功率提高到3750 W,其余条件不变,仿真如图7所示。

可知,当3750 W的供电机组1发生故障后,导致了供电网络全面崩溃。

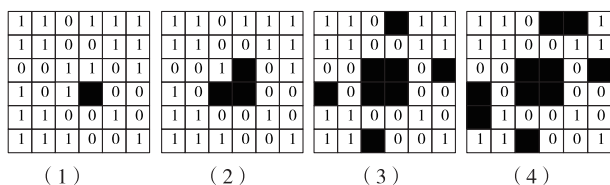


图6 3000 W 供电机组 1 故障激发图

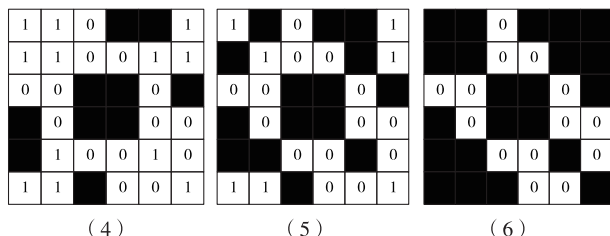
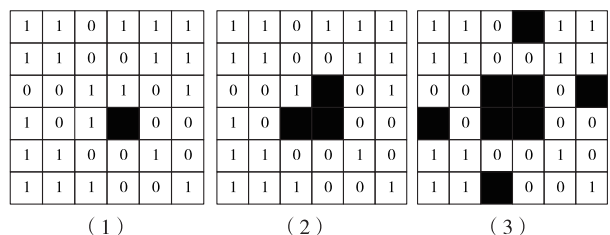


图7 3750W 供电机组 1 故障激发图

4 结论

(1)若发生故障的组件功率容量越大,当发生故障退出运行后,其分配的功率值越大,则对临近组件的影响也就越大,越容易导致供电网络连锁故障的发生。

(2)通过对供电网络进行元胞自动机建模,将传统直流潮流算法进行优化,计算模拟仿真了某无人系统供电网络的故障传递路径以及故障激发机理,对实际工程中的故障分析提供了有效的理论借鉴依据。

参考文献

- [1] 孙德山. 元胞自动机研究进展[J]. 五邑大学学报(自然科学版), 2011, 25(4): 22-28.
- [2] 卓先好, 楼丁深, 毕美华, 等. OFDM-PON 系统中基于混沌的细胞自动机加密算法[J]. 杭州电子科技大学学报, 2021, 41(2): 40-47.

- [3] LI W, XIE J, LI J, et al. Three dimensional simulation of basin water pollution incidents based on multi-agent and grid technology[C]//Proceedings of the 2012 Fifth International Symposium on Computational Intelligence and Design (ISCID). Piscataway: IEEE, 2012: 470-473.
- [4] RUI X P, WU B, LI Z Z, et al. A pollutants diffusion simulation algorithm on water table based on cellular automata[J]. Science technology and engineering, 2017, 17(30): 239-245.
- [5] VOURKAS I, SIRAKOULIS G. FPGA implementation of a cellular automata-based algorithm for the prediction of oil slick spreading[C]//Proceedings of the 19th IEEE International Conference on Electronics, Circuits, and Systems (ICECS 2012). Piscataway: IEEE, 2012: 1-4.
- [6] 何涛, 阳维, 冯前进, 等. 基于细胞自动机的 MRI 脑肿瘤分割方法[J]. 科学技术与工程, 2014, 14(26): 116-122.
- [7] 李辉, 贾晓风, 李利娟, 等. 基于元胞自动机的电网隐性故障传播模型关键线路识别方法[J]. 电力系统保护与控制, 2018, 46(6): 16-23.
- [8] 于群, 张敏, 曹娜. 基于模糊元胞自动机的电网故障演化模型[J]. 计算机应用, 2015, 35(9): 2682-2686.
- [9] 李玲, 王伟男, 李津杰. 基于二维 CA 和混沌系统的图像加密新算法[J]. 计算机工程与设计, 2012, 33(4): 1280-1284.
- [10] ZHANG X Y, WANG C, ZHONG S, et al. Image encryption scheme based on balanced two dimensional cellular automata[J]. Mathematical problems in engineering, 2013(9): 1-10.
- [11] 高磊, 蒋平, 徐舒. 南京地铁供电网络交直流潮流计算[J]. 江苏电机工程, 2006, 25(2): 44-47.

作者简介: 张旭(1990-), 男, 硕士研究生/工程师, 研究方向: 电动伺服控制、机械理论设计。

收稿日期: 2023-02-14

汽车油冷器真空钎焊钎着率不足问题的分析与改进

潘 勇

(贵州贵航股份公司永红散热器公司, 贵州 贵阳 550009)

摘 要:钎着率是汽车铝质层叠式真空钎焊油冷器的一项关键技术指标,对产品的气密性及可靠性都有着重要的影响。产品设计要求大于60%。本文对产品研发过程中出现的钎着率低的问题进行分析,从产品尺寸设计的角度提出改进措施,有效地解决了这一问题,并形成了设计规范用于指导同类型产品的开发。

关键词:真空钎焊 钎着率 压缩量 钎料减薄量

中图分类号:TB79

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2023)05-0097-03

Analysis and improvement of insufficient brazing rate of vacuum brazing of automotive oil cooler

PAN Yong

Abstract: Brazing rate is a key technical index of the automotive aluminum laminated vacuum brazing oil cooler, and it has an important impact on the airtightness and reliability of the product. The product design requirement is that the brazing rate be greater than 60%. This paper analyzes the problem of low brazing rate in the process of product development and proposes improvement measures from the perspective of product size design, which effectively solves this problem. A design specification is formed to guide the development of the same type of products.

Keywords: vacuum brazing, brazing rate, amount of compression, brazing alloy reduction rate

0 引言

层叠式真空钎焊油冷却器是汽车上的安全件,可靠性要求较高。爆破压力要求大于4 MPa,压力交变通过50万次,焊缝钎着率>60%。对焊缝的气密性及整体强度要求较高。

钎着率是指熔化的钎料向待焊面间隙的内部扩散渗透的面积与名义钎焊面的比例关系。如图1

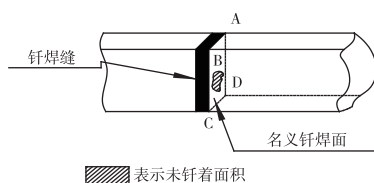


图1 钎着率示意图

所示,斜线阴影部分为未钎着面积,中间空白部分表示钎着面积。钎着率=(ABCD矩形面积-阴影面积)/ABCD矩形面积。

在某型油冷器的研发中,遇到了筋片斜边钎着率只有40%左右,达不到60%的设计要求的问题。如图2所示,筋片斜边焊缝处存在较大空洞。

同时,由于钎着率不高,气密时有5%的产品筋片斜边泄漏;产品的整体强度不高,爆破强度5.5 MPa,压力交变73万次,均略大于产品的设计要求。

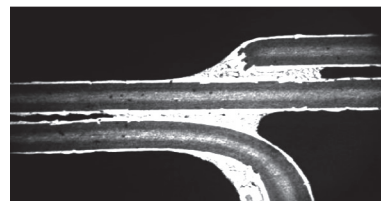


图2 筋片斜边焊缝金相

1 产品结构及装配关系

产品结构如图3所示。



图3 产品结构爆炸图

产品主要由筋片、盖板、波纹板、底座、底部筋片 5 种零件构成,产品钎着率不足的问题反映于筋片与筋片之间的斜边焊缝处。筋片与筋片间的局部装配关系如图 4 所示。

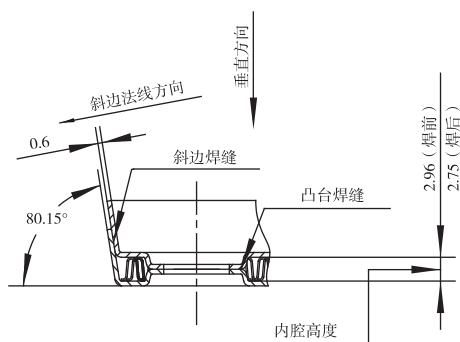


图 4 筋片装配关系图

筋片材料为 4104(15%±3%)/3003/4104(15%±3%),是双面包覆层材料。基体的材质是 3003,固-液相线温度为 643~654℃,材料两个外表面为包覆层钎料 4104,固-液相线温度为 560~590℃。材料总厚度 0.6 mm,两个外表面包覆层厚度均为总厚度的 15%。

筋片装配后,内腔的焊前设计高度为 2.96 mm,考虑到焊后由于钎料熔化后,材料厚度减薄,内腔的焊后设计高度为 2.75 mm。

2 失效原因分析

钎料熔化后,钎料中的 Mg 大量挥发,钎料中的 Si 及 Mg 进入母材,与 Al 结合,形成 AlSiMg 合金,因此导致焊后材料的厚度减薄^[1]。通过试验证明,在理想焊接效果的情况下,减薄量为钎料层厚度的 50%。从而在钎焊阶段,在两层待焊材料之间出现间隙,这个间隙如果不能得到弥补,将会出现焊合率不足,严重时导致泄漏^[2]。

筋片钎料层的厚度为 $0.6 \times 15\% = 0.09$ mm,两件筋片间在焊接过程中因为钎料层减薄所出现的间隙为 $2 \times 0.09 \times 50\% = 0.09$ mm。筋片与筋片间的焊缝分为凸台和斜边两部分,两个待焊凸台的高度在垂直方向上设计的高度减少量为 $2.96 - 2.75 = 0.21$ mm,大于钎料减薄量 0.09 mm,因此在垂直方向上的凸台焊缝在焊接过程中的新增间隙得到完全弥补,因此焊接情况良好,钎着率接近 100%。完全弥

补间隙后,继续压缩减少凸台高度 0.12 mm,凸台处产生一定的可接受变形。在斜边焊缝部分,斜边法线方向上的设计压缩量为 $0.21 \times \cos 80.15^\circ = 0.036$ mm,新增间隙的弥补比例为 $0.036 \div 0.09 \times 100\% = 40\%$ 。这个计算结果与金相检测的钎着率结果相当。因此,斜边焊缝的钎着率不足的原因为设计压缩量不足,导致钎料熔化后的新增间隙得不到充分弥补,焊后空洞较大,出现一定比例的泄漏,焊缝强度不高。

3 解决问题措施

增大设计压缩量,将焊后内腔高度调整为 2.62 mm,斜边法线方向上的压缩量按照理论计算增大到: $(2.96 - 2.62) \times \cos 80.15^\circ = 0.058$ mm,新增间隙的弥补比例为 $0.058 \div 0.09 \times 100\% = 65\%$ 。

垂直方向上的压缩量为 $2.96 - 2.62 = 0.34$ mm,凸台变形量按照压缩量减去钎料减薄量进行计算,即 $0.34 - 0.09 = 0.25$ mm,处于可接受的程度。

由于压缩量的增大,导致产品焊后总高减少的问题,可通过增加一层筋片单元来协调尺寸,该问题得到解决。

4 措施验证

4.1 气密测试

产品经氦检气密性检测,气密合格率达到 99% 以上,筋片斜边外漏问题得到有效解决。

4.2 金相检测

从金相图片可知,斜边焊缝的钎着率有了明显提升,空洞明显减少,钎着率达到了 60% 以上。凸台处有一定的翘曲变形,但在可接受范围,焊缝连续完整,钎着率接近 100%。

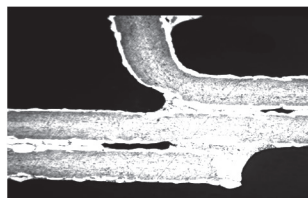


图 5 斜边焊缝金相

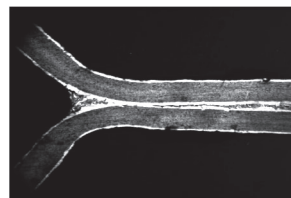


图 6 凸台焊缝金相

4.3 爆破试验

抽取数件试验产品固定在爆破试验台上,对产

品内腔持续升压,直至爆破。爆破压力为 8.23 ~ 8.95 MPa。较之改进前的 5.5 MPa 明显提升。

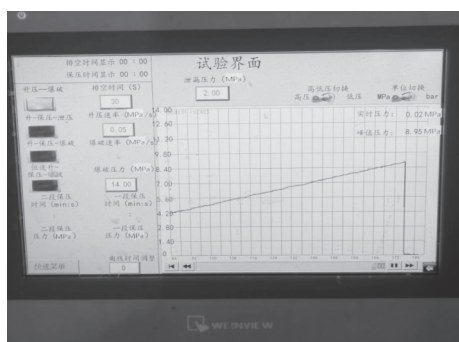


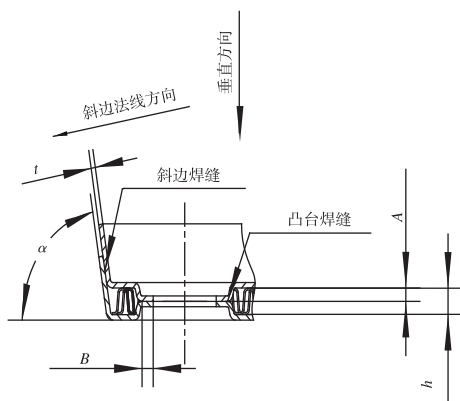
图7 爆破测试

4.4 压力交变测试

将试验产品固定在压力交变试验台上,以 1.7 Hz 频率对产品内腔持续施加 0.1bar ~ 14.1bar ~ 0.1bar 循环压力。循环次数达到 152 万次,还未发生泄漏。明显超过改进前的 73 万次。

5 形成规范

为保证层叠式油冷器的钎着率达到合理的范围之内,保证产品的装配性及凸台的变形程度控制在可接受范围。依据改进工作所得到的经验数据,形成设计规范,指导同类型产品的开发。



α -斜边倾角;A-凸台高度;B-凸台焊接面宽度;t-料厚;h-翅片高度; $H_{\text{焊前}}$ -产品焊前单元层高; $H_{\text{焊后}}$ -产品焊后单元层高。

图8 设计规范示意图

单元垂直方向压缩量= $H_{\text{焊前}}-H_{\text{焊后}}$

单元斜边法线方向焊合率= $(H_{\text{焊前}}-H_{\text{焊后}}) \times \cos\alpha/0.15t$

真空钎焊式油冷器工艺的设计规范如下:

单元垂直方向压缩量= $H_{\text{焊前}}-H_{\text{焊后}} \leq 0.55t$;

单元斜边法线方向焊合率= $(H_{\text{焊前}}-H_{\text{焊后}}) \times \cos\alpha/0.15t \geq 50\%$;

α 取值范围: $80^\circ \pm 1^\circ$;

$h=H_{\text{焊后}}+0.05$,公差:0,+0.05;

$A=H_{\text{焊前}}/2$,公差:0,+0.03;

$B=1.6(0,+0.3)$ 。

6 结论

1) 钎料熔化后,由于钎料层减薄,减薄量为钎料层厚度的 50%,并由此导致出现间隙。这个间隙如果不能得到弥补,将会出现焊合率不足,严重时导致泄漏。

2) 压缩量的设计,要兼顾钎着率及变形程度在可接受范围。

3) 通过气密性检测、金相、爆破测试、压力交变测试,说明钎着率不足的原因是设计压缩量不足。通过改进,达到了设计标准,产品可靠性明显提高,改进措施有效。并将改进经验形成了设计规范。

参考文献

- [1] 齐喜岑,凌泽民,郭艳,等. 铝制油冷器真空钎焊接头缺陷特征及分析[J]. 热加工工艺,2011,40(1):163-165.
- [2] 李伟,王英建. 影响铝合金真空钎焊质量的关键因素[J]. 真空科学与技术学报,2010,30(1):50-53.

作者简介:潘勇(1975-),男,高级工程师,从事工作和研究方向:工艺工程师、汽车零部件制造工艺。

收稿日期:2023-01-12

发动机真空泵异响问题分析及解决

王 振,张育春,汪名月,胡 爽

(宁波吉利罗佑发动机零部件有限公司;浙江 宁波 315336)

摘 要:针对某搭载高压直喷发动机的整车出现的真空泵异响问题,通过对异响源测试数据分析、故障件拆解检查等手段明确解决思路,对备选方案进行对比筛选,确定最终解决方案为调整整车 P/N 档 VVT 策略。结果表明,所选方案有效地解决了真空泵异响问题,并且此方案对同类发动机的类似问题具有参考意义。

关键词:真空泵 异响

中图分类号:TK411+.6

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)05-0100-03

Analysis and solution of abnormal sound of engine vacuum pump

WANG Zhen,ZHANG Yuchun,WANG Mingyue,HU Shuang

Abstract:Aiming at the abnormal sound of the vacuum pump of a vehicle equipped with 1.5TD engine,through the analysis of the abnormal sound source test data,the disassembly and inspection of the faulty parts and other means,we clarified the solution ideas,compared and screened the schemes,and determined that the final solution was to adjust the VVT control strategy of the vehicle. The results show that the selected scheme effectively solves the abnormal sound of the vacuum pump, and the scheme has reference significance for similar problems of similar engines.

Keywords:vacuum pump,abnormal sound

0 引言

随着汽车市场的不断发展,人们对车辆的 NVH 感知要求越来越高。对传统燃油车来说,发动机相关零件工作传递出的异响会是大家关注的焦点。机械真空泵等发动机外置零件的异响在发动机工作时较明显,影响驾乘体验。因此,研究并解决机械真空泵的工作异响将尤为重要。

1 故障描述

某增压直喷发动机搭载整车下线评价时,发现发动机机舱存在明显异响,主要现象为车辆原地怠速加减速工况,在发动机转速 2500 ~ 3500 r/min 区间,机舱存在明显类似“噼啪”的异响。通过频率采集发现,主要集中频率段为 5000 ~ 14000 Hz,敲击不规律且无明显的调制特征,如图 1。

同时发现整车踩刹车后异响会消失约 10 s 后复现,因为车辆踩刹车时会抽真空,真空泵负载会改

变,基于以上原因怀疑异响源是机械真空泵。

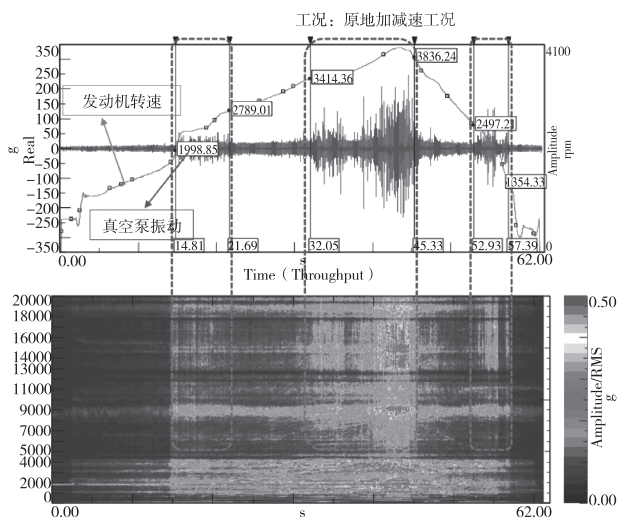


图 1 真空泵异响数据采集

2 故障原因分析

为快速识别异响源,根据“激励源-传递路径-

接收者”分析模型^[1],对发动机顶部相关零件逐一排除确认,通过拔进气 OCV 阀后发现异响消失,如图 2,而机械真空泵布置在进气凸轮轴后端,与进气凸轮轴采用十字键连接,拔掉进气 OCV 阀后进气 VVT 不动作,凸轮轴与机械真空泵不需要频繁相对转动,进而异响消失。

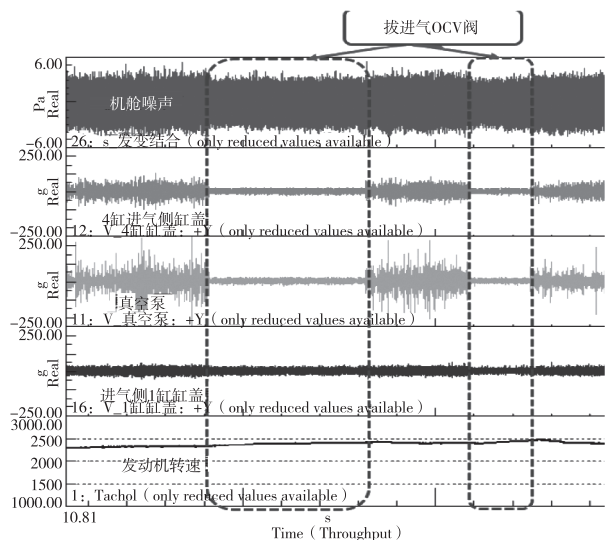


图2 拔进气 OCV 阀后的异响数据

同时发现整车踩刹车后异响会消失约 10 s 复现,如图 3,这是因为车辆踩刹车时会抽真空,真空泵负载会发生变化。

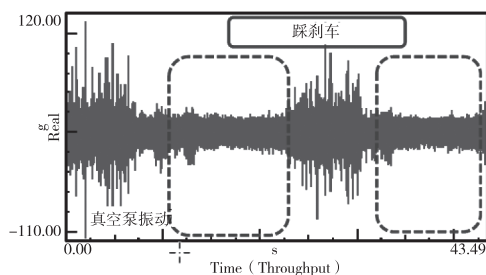


图3 踩刹车后异响消失数据

经确认,此机械真空泵是平台通用件且应用其他车型 A 未出现此问题,如图 4。

基于以上因素分析真空泵负载发生变化会导致异响消失或产生,可初步判断异响源主要是真空泵。

3 解决方案

3.1 确定解决思路

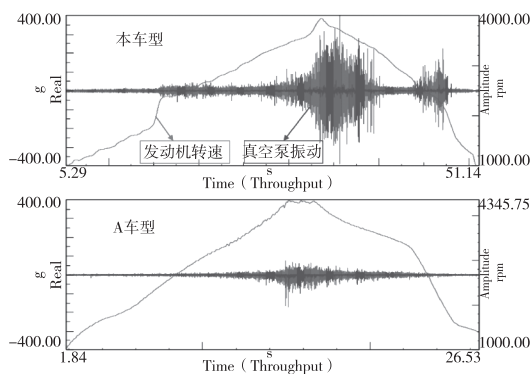


图4 相同真空泵在不同车型表现

在明确了异响源及异响机理后,主要减小机械真空泵与凸轮轴燕尾槽频繁的相对运动,解决此问题主要有以下几种途径:

- (1) 优化真空泵联轴器与凸轮轴燕尾槽间隙;
- (2) 机械真空泵内部结构优化;
- (3) 优化怠速 VVT 策略。

3.2 确定具体解决方案

通过把真空泵联轴器与凸轮轴燕尾槽间隙由 6.28 mm 减小到 6.18 mm 后,整车测试数据及主观驾评有改善但无法消除,如图 5。

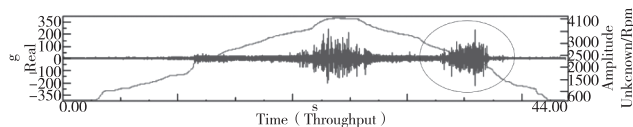


图5 间隙优化后真空泵振动数据

由于真空泵联轴器与凸轮轴燕尾槽之间的间隙 (6.18 mm) 已经是装配极限,如继续缩小将影响生产线装配节拍,所以只有对真空泵内部结构进行优化。

通过对真空泵内部出油口处改制卸油槽后验证,此异响有改善但无法消除,如图 6。

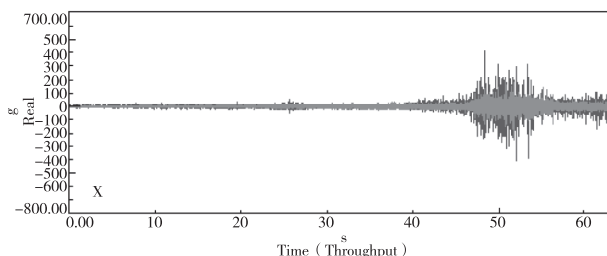


图6 开卸油槽测试数据

通过对真空泵联轴器角度旋转 50°后验证,此

异响有改善但无法消除,如图7。

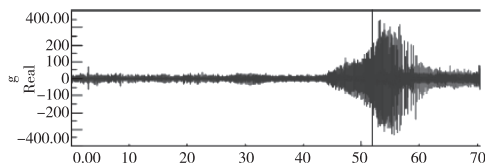


图7 联轴器旋转测试数据

以上措施对此问题均有改善但无法消除,所以需要深入研究油压对真空泵的影响。通过对进气VVT不同角度的调整,验证真空泵处敲击能量大小,可看出VVT角度越小,敲击能量越小,真空泵异响越小,如图8。

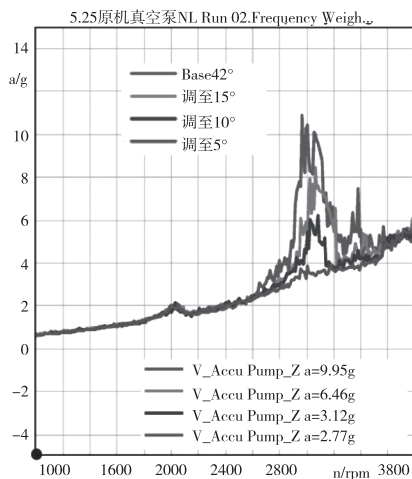


图8 不同VVT角度时真空泵敲击能量对比

根据以上测试结果,结合异响工况主要是整车原地怠速,所以尝试在整车P/N档锁死VVT动作,经实车验证异响消除,如图9。随后在与整车工程师讨论时需要进行整车双怠速排放测试及VVT跟随测试,以确认P/N档VVT锁死后对发动机性能、排放是否有影响。

3.3 方案验证

经整车双怠速排放测试及VVT跟随测试后,均满足设计要求,如表1、图10所示。

表1 整车双怠速排放测试结果

项目	λ	低怠速		高怠速	
		CO/%	HC/ 10^{-6}	CO/%	HC/ 10^{-6}
限值	0.95 ~ 1.05	<0.6	<80	<0.6	<80
VVT未锁死	1	0.05	22	0.04	22
VVT锁死	1	0.03	8	0.02	8

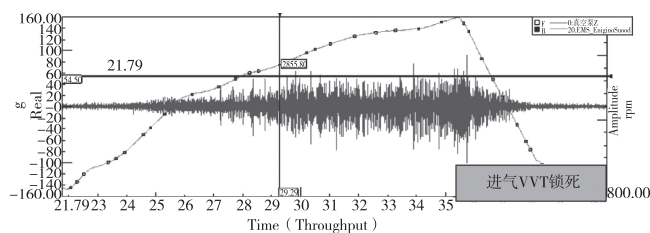
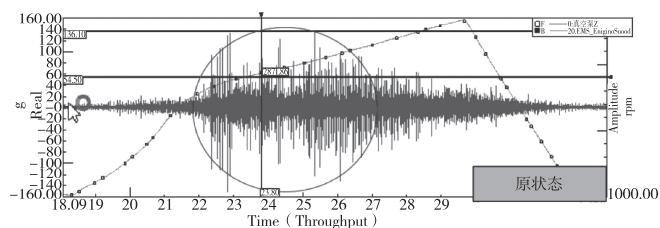


图9 P/N档VVT锁死时真空泵振动数据

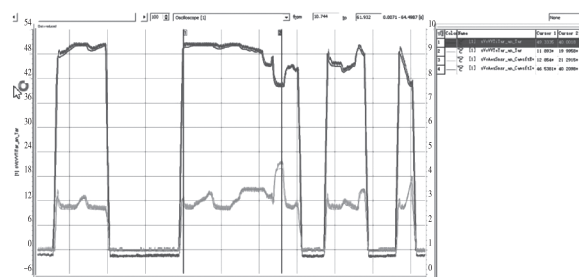


图10 P/N档VVT锁死后VVT跟随测试数据

4 结语

针对此高压直喷发动机机械真空泵异响问题,通过对异响源测试数据分析、故障件拆解检查等途径,确定初步原因,给出解决方向,并对解决方案进行有针对性的验证,对同类型异响问题的分析解决有参考价值。

参考文献

- [1] 杨志伟,姚占,张庆军,等.电动汽车真空泵车内噪声诊断与优化分析[J].噪声与振动控制,2020(6):264.

作者简介:王振(1987-),男,工程师,陕西省西安市人,主要研究方向为汽油机整机开发。

收稿日期:2022-12-13