

脉冲爆震涡轮盘腔压力特性试验分析

赵丹^{1,2}, 陈剑^{1,2}, 余强^{1,2}, 凌季^{1,2}, 吕学敏^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘要:通过试验研究了爆震波对涡轮盘腔内压力特性的影响。结果表明:爆震波对与引气A相通的AI腔内压力并无明显影响,但对与爆震室相通的AII腔内压力有显著影响,对与爆震室相通的B腔内压力的影响小于AII腔;这一结果亦表明要想获得较为稳定的腔内压力,盘腔结构最好采用双腔结构设计;为提高试验结果的准确性,在与爆震室相通的腔室内压力测点布置不少于2个;对于AI和B腔,空气系统计算结果与试验结果偏差较小,对于AII腔,空气系统计算结果与试验结果偏差较大。

关键词:爆震 涡轮盘腔 压力特性 试验方法 空气系统

中图分类号:V231.22

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0001-05

Experimental analysis of pressure characteristics of pulse detonation turbine disk cavity

ZHAO Dan, CHEN Jian, YU Qiang, LING Ji, LÜ Xuemin

Abstract: The effect of detonation wave on the pressure characteristics of the turbine disk cavity was studied by experimental method. The results showed that, the detonation wave had no effect on the pressure in cavity AI connected to bleed A, but had a significant effect on the pressure in cavity AII connected to the detonation chamber. The effect of the detonation wave on the pressure in cavity B connected to the detonation chamber was less than that on the pressure in cavity AII. The results indicated that, to obtain a relatively stable cavity pressure, the double cavity design was the best disc cavity structure. In order to improve the accuracy of the experimental results, no less than 2 pressure measuring points were arranged in the chambers connected to the detonation chamber. For cavities AI and B, the air system calculation results showed a small deviation from the experimental results; for cavity AII, the air system calculation results showed a large deviation from the experimental results.

Keywords: detonation, turbine disk cavity, pressure characteristics, experimental method, air system

脉冲爆震发动机(Pulse Detonation Engine, PDE)是一种利用脉冲式爆震波产生的高温、高压燃气来产生推力的新概念发动机,具有热循环效率高、结构简单等优点,在未来空天推进领域具有广阔的应用前景^[1-2]。

辛辛那提大学建立了六管PDC与轴流涡轮相互作用试验平台并进行了大量研究^[3-6]。结果表明,在涡轮的工作特性范围内,PDC驱动的涡轮效率与等压燃烧驱动涡轮的效率相当。

西北工业大学对爆震波对涡轮的相互作用进行了试验研究,获得了整个系统的性能^[7-9],试验表

明,压气机的压比、效率以及涡轮的功率随着爆震室工作频率的增大而增大。

爆震波存在周期性压力脉动,爆震燃气冲击涡轮做功时,持续性的压力波动可能会引起盘腔内压力的瞬时变化,由此导致发动机部件上的气体轴向力超过止推轴承所允许的负荷。本试验将脉冲爆震涡轮发动机核心机的涡轮盘腔室简化为静止腔,开展各腔室压力特性试验研究。测量爆震室工作在31 Hz时脉动来流下所模拟的涡轮各腔室内的压力随时间的变化特性,并与一维空气系统网络计算结果进行对比分析,以验证计算结果的准确性。

1 试验系统

1.1 试验台

试验台包括供气系统、供油系统、单管回流脉冲爆震燃烧室、点火系统、冷气供给系统和数据采集系统,如图1所示。

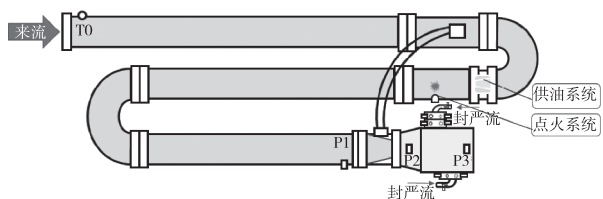


图1 试验台示意图

供气系统由螺杆式压缩机、干燥机、储气罐、供气管路、电磁阀及涡轮气体流量计、温度压力补偿探针、加热器等组成。供油系统采用的是挤压式供油原理,包括加压油箱、燃油管路、燃油控制系统及燃油喷嘴等,通过高压氮气将燃油加压后经气动雾化喷嘴喷入发动机点火段。单管回流脉冲爆震燃烧室由反传隔离段、放气段、头部、点火段以及爆震段组成。试验中采用汽油和空气为燃料和氧化剂。点火系统由函数信号发生器、汽车点火器及火花塞等组成。试验中点火能量约为100 mJ。冷气供给系统由高压空气罐、减压阀、电磁阀、供气管路等组成。数据采集系统由DEWE-3020十六通道高速采集仪组成,采样率为 2×10^5 采样点/秒。

1.2 试验件

试验件模型如图2所示。实际脉冲爆震发动机是8管回流脉冲爆震燃烧室,而此次是想通过单管试验对涡轮盘腔室的压力特性进行初步研究,所以对实际涡轮盘腔室体积进行1/8折算得到AI、AII及B三个腔室,AI和AII模拟涡轮盘前腔,B模拟涡轮盘后腔。AI与AII腔由缝板隔开,缝长25 mm,宽0.2 mm,间距16 mm,缝板厚2 mm。AII和B两

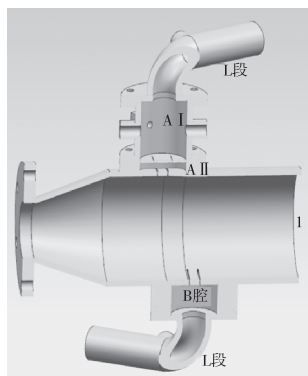


图2 试验件模型

腔均通过弦长36 mm,宽1 mm,间距8 mm的缝与测试段主体相连通,上述缝宽均根据发动机实际尺寸进行折算。AI、AII、B腔轴线到试验件入口法兰距离分别为120 mm、120 mm、150 mm。试验件中AI、AII过渡到B腔的流道型线是收缩形的,用来模拟实际情况下主流燃气经过一级转子叶片压力下降而设计的。收缩形流道型线如图3所示。

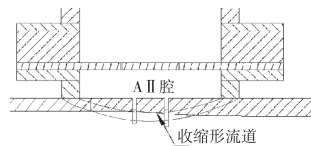


图3 收缩形流道示意图

测试段传感器布置见图4,在爆震室出口设置有压力测点P1,爆震室出口排气与放气段放气一起进入试验段。测试段主体沿来流方向依次设有压力测点P2、P3,且P1、P2和P3均装有压电式压力传感器。放气

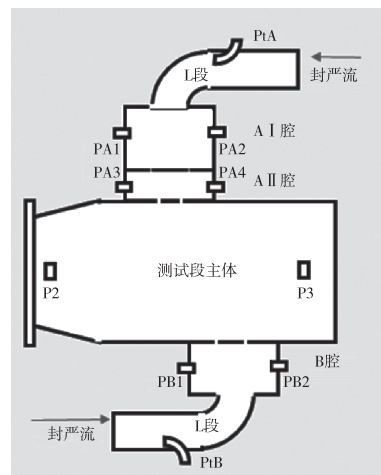


图4 测试段传感器布置

段放气与爆震室出口喷管之间通过金属软管相连,金属软管内径为26 mm。

AI腔上设有压力测点PA1、PA2,AII腔上设有压力测点PA3、PA4,B腔上设有PB1、PB2,其中PA1与PA2、PA3与PA4、PB1与PB2均对称布置,压力测点带水冷,其上均安装有压阻式压力传感器,用以检测爆震波生成前后各腔压力的变化。AI、B两腔分别由L段接封严冷气,封严冷气由高压空气经减压阀减压后提供。在L段上设置有总压测点PtA、PtB,其上装有压阻式压力传感器用以监测封严气体总压。

2 试验流程

本次试验工况设置见表1。

(1)先进行封严引气测试,调整供气瓶数及减压阀开度,将封严气调整到所需压力保证所测时间内所需特定压力的封严气的稳定供给。

表 1 工况设置

工况设置	参 数
频率/Hz	31
来流标况流量/(m ³ /h)	1200
来流温度/℃	190
AI 腔入口封严引气压力/MPa	1.189
B 腔入口封严引气压力/MPa	0.197

(2)将来流加热到指定工况,打开封严气电磁阀,当数采仪所示封严气压力稳定后,爆震室点火开始工作,全程由压力温度采集系统进行数据采集。采集结束时间由封严腔内温度决定,当腔内温度在爆震燃气及封严冷气共同作用下趋于稳定,爆震室停止工作并关闭封严气电磁阀,单个工况试验结束。

3 试验结果分析

本节中出现的压力数值均为表压,特别说明除外。下文中出现的脉动量 I 是为了表征压力波动程度大小而引入的,其定义方式为:

$$I = \frac{(P_{\max} - P_{\text{ave}})}{P_{\text{ave}}}$$

式中: $P_{\max}$ 为峰值压力, P_{ave} 为基线压力,均采用绝对压力进行计算。

各测压点压力波形如图 5~图 7。从图 5 可见, P1~P3 测点处平均峰值压力分别为 2.082 MPa、0.503 MPa、0.476 MPa。从图 5(b)中的单个波形放大图中可以看到,P2、P3 的前一个尖峰为点火信号干扰,第二个波是爆震波。

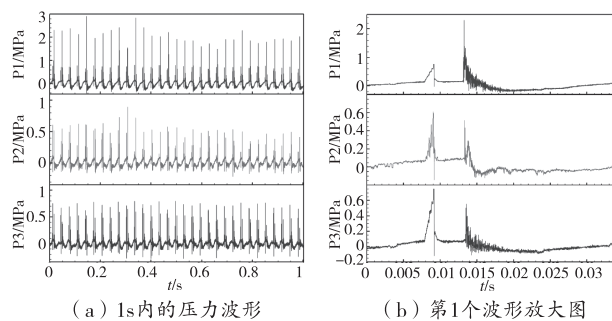


图 5 爆震室工作在 31 Hz 时 P1、P2、P3 的压力波形

如图 6 所示, AI 腔入口处封严气体总压 PtA 平均基线压力为 1.189 MPa(绝对压力 1.290 MPa),

平均峰值 1.194 MPa,脉动量 0.38%,波动不明显。AI 腔内的 PA1 测点平均基线压力为 1.137 MPa,平均峰值压力为 1.143 MPa,脉动量为 0.48%。PA2 测点平均基线压力为 1.121 MPa,平均峰值压力为 1.127 MPa,脉动量 0.49%。AI 腔内压力基本不受爆震波的影响。AII 内的测点 PA3、PA4 平均基线压力分别为 0.192 MPa、0.176 MPa,平均峰值压力分别为 0.263 MPa、0.246 MPa,脉动量分别为 24.2%、25.2%。爆震波仍对 AII 内的压力变化有较强的影响。

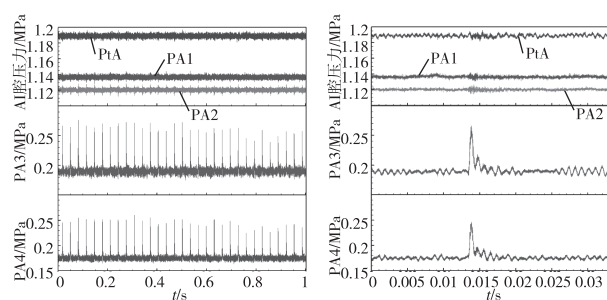


图 6 31Hz 时 AI 及 AII 进口封严气总压及腔内的压力波形

同样,对比本工况下 P1 测点监测到爆震波峰值时间与图 7(b)中 B 腔的单个波形放大图,可以看到第一道尖峰是爆震波引起的腔内压力扰动。引入 B 腔的封严气体总压 PtB 平均基线压力 0.197 MPa(绝对压力 0.298 MPa),平均峰值压力为 0.220 MPa,脉动量为 7.71%。B 腔内的测点 PB1、PB2 平均基线压力分别为 0.186 MPa、0.194 MPa,平均峰值压力分别为 0.213 MPa、0.221 MPa,脉动量分别为 9.40%、9.14%。爆震波对 B 腔内的压力有一定影响,且仍对 B 腔封严气总压有一定影响。

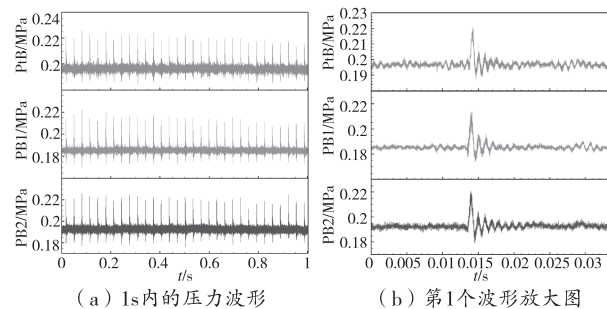


图 7 31Hz 时 B 腔进口封严气总压及腔内的压力波形

4 计算结果分析及对比

依据封严测试段主体搭建的空气系统网络如图 8 所示。空气系统网络计算输入以工况 3 为例,封严测试段 A 腔主流燃气进口静压选用 P2 点监测值,一个周期内的试验监测结果及空气系统网络 A 腔燃气进口静压拟合如图 9 所示,图中“exp”为试验结果,“sim”为空气系统网络中拟合结果。封严测试段 B 腔主流燃气进口静压选用 P3 点监测值,一个周期内的试验监测结果及空气系统网络 B 腔燃气进口静压拟合如图 10 所示。A 腔封严引气压力为 1.29 MPa, B 腔封严引气压力为 0.2975 MPa,本节中出现的压力数值均为绝对压力,特别说明的除外。

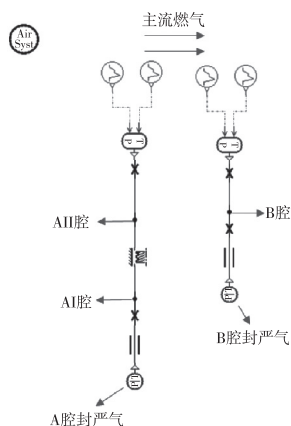


图 8 空气系统网络图

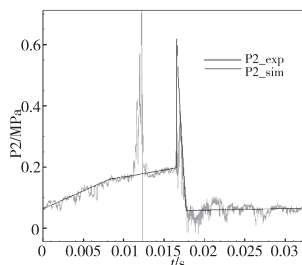


图 9 试验件进口静压 (P2 点)

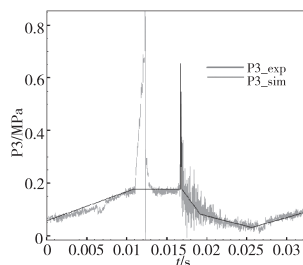


图 10 试验件出口静压 (P3 点)

下面展示的是各腔室压力试验监测结果与空气系统计算结果对比图。

由第 3 章分析可知:

AI 腔内的 PA1 测点平均基线压力为 1.238 MPa, 平均峰值压力为 1.244 MPa, 脉动量为 0.48%。PA2 测点平均基线压力为 1.222 MPa, 平均峰值压力为 1.228 MPa, 脉动量 0.49%。由图 11 空气系统计算结果可知, AI 腔平均基线压力为 1.29 MPa, 脉动量为 0, 相比于 PA1 测点偏差为 4.2%, 相比于 PA2 测点偏差为 5.6%。

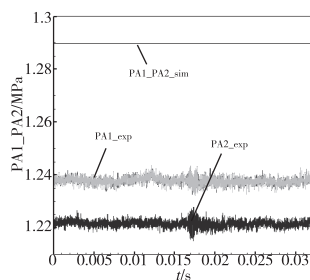


图 11 AI 腔压力波形图 (1 个周期)

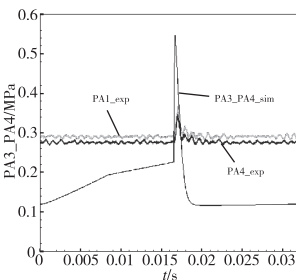


图 12 AII 腔压力波形图 (1 个周期)

AII 腔内的测点 PA3、PA4 平均基线压力分别为 0.293 MPa、0.277 MPa, 平均峰值压力分别为 0.364 MPa、0.347 MPa, 脉动量分别为 24.2%、25.2%。由图 12 空气系统计算结果可知, AII 腔平均基线压力为 0.1194 MPa, 平均峰值压力为 0.5467 MPa, 脉动量为 357%, 相比于 PA3 测点偏差为 59%, 相比于 PA4 测点偏差为 57%。

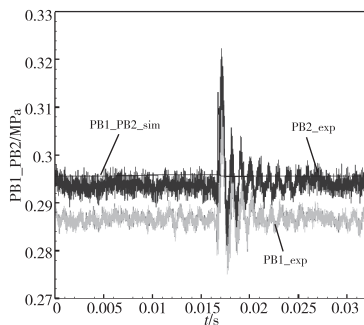


图 13 B 腔压力波形图 (1 个周期)

B 腔内的测点 PB1、PB2 平均基线压力分别为 0.287 MPa、0.295 MPa, 平均峰值压力分别为 0.314 MPa、0.322 MPa, 脉动量分别为 9.40%、9.14%。由图 13 空气系统计算结果可知, B 腔平均基线压力为 0.2956 MPa, 平均峰值压力为 0.3131 MPa, 脉动量为 6.8%, 相比于 PB1 测点偏差为 3%, 相比于 PB2 测点偏差为 0.2%。

基于上述数据可以看出:

AI 腔基本不受爆震波影响, AI 腔计算结果与试验监测结果相比偏差 $\leq 5.6\%$, 误差在可接受范围内;

AII 腔受爆震波影响很大, AII 腔计算结果与试验监测结果相比偏差较大, 究其原因可能是空气系

统网络计算中 A 腔主流燃气进口静压 P2 点监测值有问题,由试验段测点布置图可以看出 P2 点位置处于爆震室出口与测试段主体之间的扩张段,并未到达 A 腔主流燃气进口位置,而试验时并未对该位置处的静压进行监测,所以后续计算中只能选用相近位置处(P2)的监测值作为输入,在下一次的封严试验中增加 A 腔主流燃气进口位置处的静压测点,以佐证这一假设;

B 腔受爆震波影响较小,B 腔计算结果与试验监测结果相比偏差 $\leq 3\%$,误差在可接受范围内。

5 结论

本文通过试验方法研究了爆震波对涡轮盘腔内压力变化的影响。主要得出以下结论:

1)爆震波对 AI 腔内压力并无明显影响,但对 AII 腔内压力有显著影响,对 B 腔内压力影响次之;这一结果亦表明要想获得较为稳定的腔内压力,盘腔结构最好采用双腔结构设计;

2)为提高试验结果的准确性,在与爆震室主流气相通的腔室内压力测点布置不少于 2 个;

3)对于 AI 和 B 腔,空气系统计算结果与试验结果偏差较小,误差在可接受范围内;对于 AII 腔,空气系统计算结果与试验结果偏差较大,需要进一步试验来校核空气系统计算软件的准确性。

参考文献

- [1] 张群,范玮,徐华胜.中国脉冲爆震发动机技术研究现状及分析[J].航空发动机,2013,39(3):18-22.
- [2] 郑龙席,卢杰,严传俊,等.脉冲爆震涡轮发动机研究进展[J].航空动力学报,2014,29(5):993-1000.

- [3] GLASER A J,CALDWELL N,GUTMARK E. Performance measurements of a pulse detonation combustor array integrated with an axial flow turbine[C]//Reno:44th AIAA Aerospace Sciences Meetings and Exhibit. AIAA,2006.
- [4] GLASER A J,CALDWELL N,GUTMARK E. Performance of an axial flow turbine driven by multiple pulse detonation combustors[C]//Reno:45th AIAA Aerospace Sciences Meetings and Exhibit. AIAA,2007.
- [5] CALDWELL N,GUTMARK E. Experimental analysis of a hybrid pulse detonation combustor/gas turbine engine [C]//Reno:46th AIAA Aerospace Sciences Meetings and Exhibit. AIAA,2008.
- [6] CALDWELL N,GUTMARK E. Performance analysis of a hybrid pulse detonation combustor/gas turbine system [C]//Hartford:44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA,2008.
- [7] DENG J,ZHENG L,YAN C,et al. Experimental investigations of a pulse detonation combustor integrated with a turbine[J]. International journal of turbo & jet-engines, 2008,25(4):42-47.
- [8] 邓君香,郑龙席,严传俊,等.脉冲爆震燃烧室与涡轮相互作用的试验[J].航空动力学报,2009,24(2):307-312.
- [9] 邓君香,郑龙席,严传俊,等.脉冲爆震燃烧室与涡轮组合的性能试验研究[J].西北工业大学学报,2009,27(3):300-304.

作者简介:赵丹(1991-),女,陕西榆林人,硕士研究生,工程师,研究方向:航空发动机空气系统及传热。

收稿日期:2022-07-29

液体火箭发动机供应系统水击特性仿真*

张 鹏,程云开,杨志松,令狐荣波

(贵州航天朝阳科技有限责任公司,贵州 遵义 563000)

摘 要:管路结构设计是液体火箭发动机供应系统重要工作之一。以某液体火箭发动机供应系统的管路结构为分析对象,为了降低水击压力,设计“T”型三通接头与“Y”型三通接头、半环形管路与环形管路结构,进行水击特性仿真分析,结果表明环形管路系统对降低水击压力效果明显,并与试验数据进行对比,仿真结果与试验结果基本吻合。

关键词:液体火箭发动机 管路结构 水击特性 仿真分析

中图分类号:V421.42

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0006-06

Simulation of water hammer characteristics of liquid rocket engine supply system

ZHANG Peng, CHENG Yunkai, YANG Zhisong, LINGHU Rongbo

Abstract: Pipeline structure design is an important work of liquid rocket engine supply system. This paper takes the pipeline structure of a liquid rocket engine supply system as the research object. In order to reduce the water hammer pressure, “T” and “Y” type three-way junction, semi-annular pipeline and annular pipeline were designed, and simulation analysis of water hammer characteristics was carried out. The results show that the annular pipeline system has obvious effect on reducing water hammer pressure. The simulation results are basically consistent with the experimental results.

Keywords: liquid rocket engine, pipeline structure, water hammer characteristics, simulation analysis

0 引言

水击作为一个瞬间压力变化的过程,一般是由于阀门突然关闭引起的压力,其数值远远大于稳态压力,这会导致液压管路结构发生破裂,造成系统破坏和安全问题。Ghidaoui 等^[1]发表了关于水击理论与实验的综述,并总结对比了现有的水击研究。Traudt 等^[2]研究了弯管在有支撑和无支撑情况下的水击压力,并在实验中首次测到了泊松耦合,并分析该耦合是导致第二个水击压力峰值大于第一个水击压力峰值的原因。Hatcher 等^[3]人通过实验研究了预存气体体积以及填充速率对水击压力的影响。Lecourt 等^[4]人则使用乙醇、甲基肼等真实的推进剂进行了管路填充试验并分析。林景松等^[5]人对装配有非标准元件的推进剂管路进行了数值模拟并提出了减小水击压力的改进措施。刘昆等^[6]人开发了仿真软件 LRETMSS,使用一维有限元状态变换模型对常温推进剂管路进行了仿真研究,在压力计

算方面使用了等效留容的方法。张峥岳^[7]利用 AMESim 软件基于模块化思想对某轨姿控发动机工作过程中的水击压力进行数值模拟,结果与试验数据吻合度较高,为水击压力的数值模拟计算提供指导。

国内外对液体火箭发动机供应系统水击产生的机理、仿真技术等进行了大量理论与试验研究,但就管路结构对水击特性的影响的研究较少,文章以某液体火箭发动机供应系统的管路结构优化设计为分析对象,利用 Flomaster 对不同的管路结构水击特性进行仿真分析,提出优选方案,并开展地面热试车试验验证。

1 水击理论简述及最大水击压力评估

1.1 水击理论概述

水击是流体的一种瞬态特性:在管道中,液体流速发生急剧变化所引起的压强大幅度波动的现象。任何系统,只要包含运动流体或该流体能够产生运

动,流过管道或通道,都能产生压力波,通常称其为水击波。压力的变化是由于流体的动能、流体和管壁的应力势能之间的相互转换而产生的,流体的扰动导致扰动区域流体压力的变化,该压力变化以压力波的形式在流体中传播。

液体火箭发动机供应系统中阀门突然关闭,产生的水击可导致管道系统强烈震动,产生噪声和气穴,是促使管道破裂的最经常的因素。

1.2 水击模型及最大水击压力评估

意大利科学家阿列维(Allievi. L.)于1902年建立了水击计算数学模型,即运动方程和连续性方程,目前水击计算均以此为基本方程或简化推导模型。

运动方程:

$$g \frac{\partial H}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\lambda v |v|}{2D} \quad (1)$$

连续性方程:

$$v \frac{\partial H}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \sin \theta + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial s} = 0 \quad (2)$$

式中: g 为重力加速度; H 为管道相应断面的测压管水头; s 为管道距离; v 为管道截面平均流速; t 为时间; λ 为沿程阻力系数; D 为管道内径; θ 为管道轴线与水平面的夹角; a 为管道压力波的波速,可用式(3)求解。

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho \left(\frac{1}{\beta_l} + \frac{D}{\delta E_l} \right)}} \quad (3)$$

式中: E_l 为管道材料弹性模量; β_l 为流体体积弹性模量; δ 为管道壁厚; ρ 为流体密度。

当进行粗略评估最大水击压力时,忽略重力项、阻力系数项、管道倾角项以及管道距离项,可由Joukowsky方程求解:

$$\Delta p = \rho a \Delta v \quad (4)$$

式中: Δv 为流体速度变化。

2 系统仿真模型建立

2.1 系统原理

某液体火箭发动机为恒压挤压式双组元(四氧化二氮/甲基肼)系统,由推进控制舱和级间段Ⅱ前段两部分组成。气瓶、阀门组件、氧化剂和燃料贮箱、1台末助推发动机、6台小轨姿控发动机等主体

布置在推进控制舱内,作为三级发动机分离后上面级使用;4台大姿控发动机通过管路分离接头布置在三级发动机上,作为一级、二级、三级发动机飞行时姿滚控制,三级发动机分离时从管路分离接头处随三级发动机一起分离,分离后两端管路自动密封。

系统为典型的挤压式供应系统,高压气体通过减压阀减压后,推动氧化剂和燃料贮箱,为下游发动机正常工作提供推进剂。当系统工作时,发动机阀门根据控制指令快速开启和关闭,推进剂在燃烧室燃烧产生高温高压燃气,经喷管喷出产生推力,为飞行器姿态控制提供力矩。

2.2 系统模型简化

由于推进控制舱内发动机工作推进剂流量小,水击影响较小,而级间段Ⅱ前段4台发动机工况为双机任意组合工作,工况复杂、推进剂流量大、管路长且复杂,管路结构布局设计时要重点考虑水击特性,避免管路破坏及影响发动机工作性能,本研究系统简化为贮箱后管路系统连接4台发动机,贮箱出口为恒定压力。

级间段Ⅱ前段4台发动机分别布置在Ⅱ、Ⅳ象限管路,各两台成90°布置,管路从Ⅲ象限引入。管路结构布局设计时,将管路布局为半环形管路和环形管路两种方案进行水击特性仿真计算。半环形管路结构原理图见图1,环形管路结构原理图见图2。压力监测点与后续热试车布置一致,氧化剂管路压力监测点位置为P23、P24;燃料管路压力监测点位置为P21、P22。

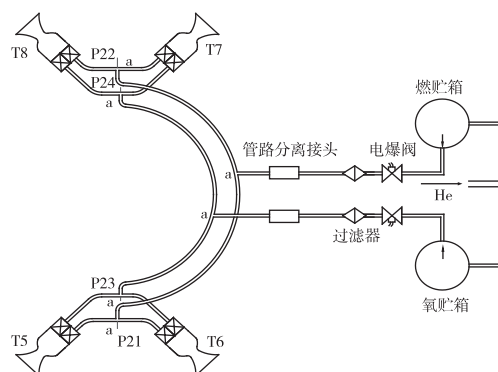


图1 半环形管路结构原理图

考虑系统流阻,将半环管路三通接头设计为“T”和“Y”两种结构(管路结构原理图中a标识处)

进行水击特性仿真,“Y”型接头通过试验能够有效降低流阻。“T”和“Y”型三通结构示意图见图3。

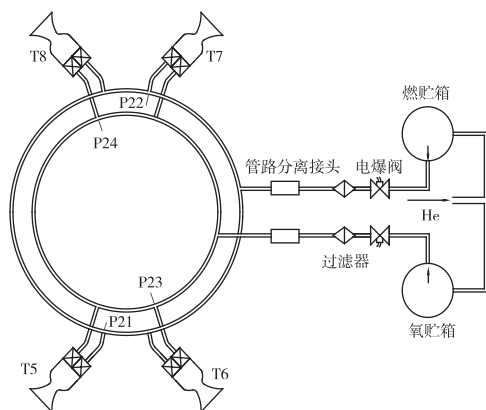


图2 环形管路结构原理图

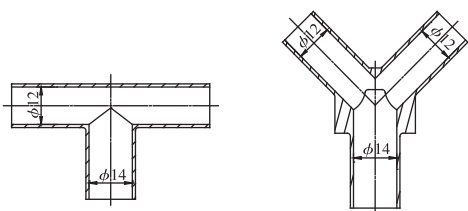


图3 “T”和“Y”型三通结构示意图

2.3 仿真平台建立

Flowmaster 是基于一维流体系统的仿真解算工具,是面向工程的完备的流体系统仿真软件,对于各种复杂的流体系统,可以利用 Flowmaster 快速有效的建立精确的系统模型,并进行完备的分析。采用 Flowmaster 仿真软件对实际供应系统的过滤器、阀门、管道、异径管和三通建立模型,连接成为系统模型。在推进剂四氧化二氮和甲基肼满足混合比为 1.65,且系统氧化剂和燃料管路通径和布局基本一致的情况下,氧化剂水击压力大于燃料水击压力^[8],限于篇幅,本文对氧化剂供应管路进行分析。

2.3.1 仿真条件输入

1) 推进剂物理参数

氧化剂(四氧化二氮)20℃时的物理参数:密度 $1.444 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$;粘度 $0.4189 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;弹性模量 $1.3266 \times 10^9 \text{ Pa}$;饱和蒸汽压 0.097 MPa。

2) 系统输入参数

贮箱出口压力;发动机单台稳态工作流量;仿真工况为 2 台发动机任意组合工作。

2.3.2 管道元件模型

本项目由于发动机阀门开闭在毫秒级完成,因此管道按照弹性管道模型建立,管路内壁表面粗糙度用于 Colebrook-White 模型计算压力损失。根据数学模型按实际参数输入管道内径、管道长度、饱和蒸汽压及管路内壁的表面粗糙度等参数。

各管道弯头、三通及异径参数均按实际系统参数输入。

2.3.3 管路分离接头、过滤器模型

管路分离接头、过滤器等效为压力损失元件建模,需要输入管路分离接头、过滤器内径以及流阻特性曲线。压力损失元件的流量按式(5)计算:

$$Q_v = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5)$$

式中: Q_v 为流体体积流量; C_d 为流量系数; A 为等效面积; Δp 为压力元件流阻。

式(5) 可变为:

$$\Delta p = \frac{Q_v^2 \rho}{2C_d^2 A^2} \quad (6)$$

令 $K = \frac{\rho}{2C_d^2 A^2}$, 则:

$$\Delta p = K Q_v^2 \quad (7)$$

从式(7)可知,压力损失元件流阻特性曲线方程满足二次方程。对管路分离接头、过滤器液流试验测试,得出流量对应的压力损失,各取 8 个数据,拟合为流阻特性曲线方程,要求拟合度不小于 0.9999。

2.3.4 电磁阀模型

发动机电磁阀等效为截止阀建模,需要输入电磁阀的流通直径,电磁阀流阻系数与开度曲线。考虑到阀门动作时间对水击影响较大,需要建立电磁阀在开启和关闭过程的流量变化。

建立模型时,额定流量(最大开度)下的流阻系数通过液流试验获取;开启或关闭过程中,基于流体通用软件 CFD 获取电磁阀不同开度的阻力特性^[9],再拟合成电磁阀流阻系数与开度二次方程曲线。仿真时,阀后通过节流孔板模拟喷注器限制流量(通过液流试验获取节流孔板尺寸),节流孔板后增加恒定背压模拟燃烧室压力。

2.3.5 推力室模型

推力室由喷注器和喷管组成,通过节流孔板模拟喷注器(通过液流试验获取节流孔板尺寸),节流孔板后设置恒定背压模拟燃烧室压力。

2.3.6 电磁阀信号处理

用控制器元件(电信号)控制电磁阀在相应时刻的开启和关闭状态,动作信号分别为1和0。根据以往系统试车数据,电磁阀开阀动作延迟时间7 ms,开启动作时间8 ms,关阀动作延迟时间10 ms,关闭动作时间8 ms,开启和关闭开度随时间的变化按线性处理,阀门开度随时间的变化曲线见图4。各台发动机的工作持续期、工作间隔是无规律的,单个脉冲信号按图4处理,仿真时4台发动机阀门的动作时序取系统地面面试车程序典型工况段进行分析。

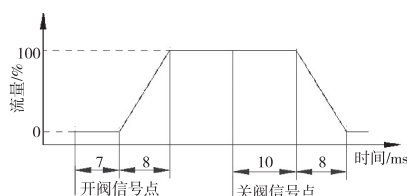


图4 阀门开度随时间的变化曲线

3 仿真结果分析

根据2节各组件模型和仿真条件,建立推进剂供应系统仿真模型,由于管路复杂、分段多,为提高仿真效率和后续试验对比,设置仿真时间步长与试验时压力传感器采集频率一致,为0.001 s。

3.1 半环管路“T”和“Y”型三通结构仿真结果

图5为半环管路“T”型三通结构监测点水击压力仿真曲线,第1个及双数脉冲水击压力较大,通过程序复查,此时处于同一象限的两个发动机同时开机,在汇合处两发动机的水击波叠加,测得水击压力较大。而当两个象限各一个发动机工作时,测点处的水击从阀门处逐渐衰减,测得的压力相对小,如图5中第3个及以上单数脉冲。

图6为半环管路“Y”型三通结构监测点水击压力仿真曲线。

根据图5和图6水击压力仿真曲线结果,表1列出三通结构管路最大水击压力数值。通过对比可

知,“Y”型三通水击压力比“T”型三通水击峰值稍大,但差异较小,因此,在管路结构布局时可忽略两种三通结构水击特性的影响,重点考虑系统压力损失和制造成本的影响。主要体现在:1)“Y”型三通制造难度和成本较“T”型三通高;2)如系统供应管路三通结构多,系统压力损失较大且难以匹配时,选择“Y”型三通可降低压力损失。

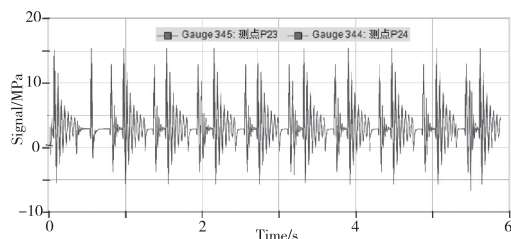


图5 半环管路“T”型三通结构水击压力仿真结果

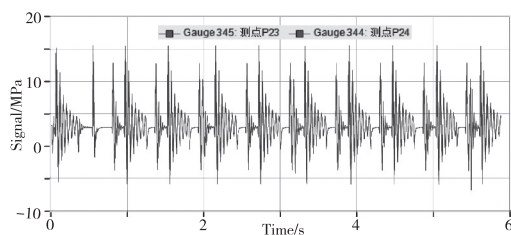


图6 半环管路“Y”型三通结构水击压力仿真结果

表1 三通结构供应管路最大水击压力

三通结构	“T”型	“Y”型
P23/MPa	15.47	15.62
P24/MPa	15.18	15.22

3.2 环管路结构仿真结果

基于以上仿真分析,本系统主管路三通结构少,压力损失不影响系统匹配,因此环管路选择“T”型接头作为设计方案进行分析。图7为环管路水击压力仿真曲线。

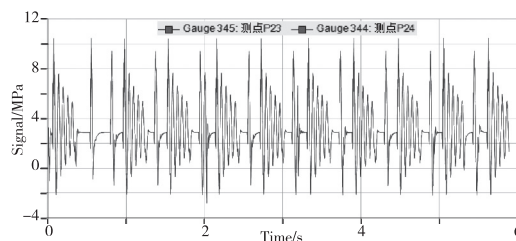


图7 环管路水击压力仿真结果

表2为半环管路与环管路布局仿真最大水击压力数值列表对比。通过对比可知,环管路结构较半环管路结构水击压力下降幅度达到30%以上。由于管路在舱体上布局成环管路,相当于形成大的集液腔,而发动机的分支管路较短,当电磁阀关机或开机时,形成的水击波很快被环形管路吸收释放,水击压力降低。管路在火箭舱体上布置成半环管路,电磁阀关机形成的水击波沿着管路向上传播,缓慢衰减,尤其是当同一象限的两个发动机同时开机时,水击波叠加,在汇合处水击压力较大。

表2 供应管路最大水击压力

管路布局结构	半环管路/MPa	环管路/MPa	降幅/%
P23	15.47	10.44	32.5
P24	15.18	10.50	30.8

通过仿真对比分析,环管路布局能够有效降低水击压力,因此,供应系统管路布置设计时,在推进剂管路填充量允许情况下,将管路布置为环管路,能够有效降低水击压力,提高管路结构可靠性,降低对发动机燃烧性能的影响。

3.3 试验验证

通过对各管路结构方案的仿真对比分析,本系统管路布局选择为环管路设计方案,为验证方案仿真的正确性,开展了半系统验证试验,原理图见图8。贮箱出口下游按产品总装、调试和测试;增压系统为外接地面设备,设置两气瓶组,分别对燃料贮箱和氧化剂贮箱增压,设置系统初始压力,气量满足试车后压力下降不大于0.1 MPa;贮箱采用无膜片贮箱;为保障试车过程安全,在系统上设置气动杠杆阀和放气电磁阀,用于系统试车故障时远程紧急切断气源或介质,并对贮箱泄压。

推进剂加注、增压后,按热试车程序完成试验,试车过程中水击压力曲线见图9。

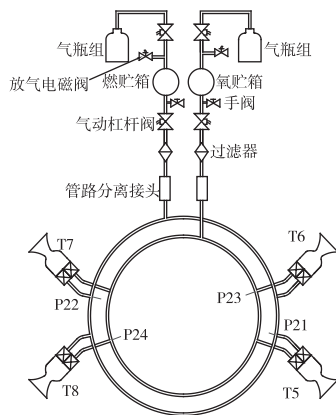


图8 热试车试验系统原理图

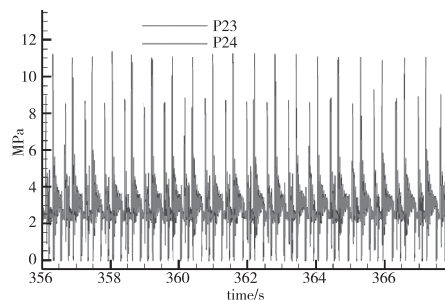


图9 热试车试验水击压力曲线

表3为环管路仿真与热试车试验管路水击压力对比,通过对比可知,仿真与热试车相对误差小于9%,验证了仿真模型的准确性,可以为管路结构方案选择提供依据。

表3 供应管路仿真与试验水击压力对比

数值获取方式	仿真/MPa	试验/MPa	相对误差/%
P23	10.44	11.36	8.81
P24	10.50	11.06	5.33

4 结论

利用 Flowmaster 对某液体火箭发动机的供应系统不同的管路结构方案开展水击特性仿真分析,提出优选方案,并进行地面热试车试验验证,结果表明仿真与热试车相对误差小于9%。通过仿真结果对比分析可知:“Y”型与“T”型三通水击峰值差异较小;环管路布局相对半环管路布局能够有效降低水击压力。

参考文献

- [1] GHIDAOU M S, ZHAO M, MCINNIS D A, et al. A review of water hammer theory and practice [J]. Applied mechanics reviews, 2005, 58(1): 49-76.
- [2] TRAUDT T, BOMBARDIERI C, MANFLETTI C, et al. Influences on water-hammer wave shape: an experimental study [J]. CEAS space journal, 2016, 8(3): 215-227.
- [3] HATCHER T M, VASCONCELOS J G. Peak pressure surges and pressure damping following sudden air pocket compression [J]. Journal of hydraulic engineering, 2017, 143(4): 1-11.

(下转第38页)

新型磁悬浮飞轮储能实验装置的设计及应用*

赵 萌, 杜 平[△], 张秀海, 林蔚然, 陈远洋, 杨忠昌, 周冰科

(清华大学基础工业训练中心, 北京 100084)

摘 要: 飞轮储能装置是一种在电能和机械能之间进行能量转换的装置, 它通过飞轮高速旋转的形式来储存能量。普通机械轴承由于摩擦阻力, 飞轮储存的能量有很大一部分耗散在此处。设计的新型磁悬浮轴承可以有效降低摩擦阻力, 从而提高飞轮储能效率。对飞轮系统的搭建及部分机械系统进行了完整的设计, 并完成了样机产品的测试。此装置可以应用到机械类和电类专业本科生的工程实践教学中, 以 PBL 项目驱动的教学方式, 使学生深入理解产品设计原理、制造技术、装配调试方法等。

关键词: 飞轮储能 磁悬浮轴承 工程实践 项目驱动

中图分类号: TH12; G642

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)03-0011-05

Design and application of a new magnetically suspended flywheel energy storage experimental device

ZHAO Meng, DU Ping, ZHANG Xiuhai, LIN Weiran, CHEN Yuanyang, YANG Zhongchang, ZHOU Bingke

Abstract: Flywheel energy storage device is a device that converts energy between electrical energy and mechanical energy. It stores energy in the form of high-speed flywheel rotation. Due to the friction resistance of ordinary mechanical bearings, a large part of the energy stored in the flywheel is dissipated. This article introduces a new magnetically suspended bearing, which can effectively reduce the friction resistance and improve the energy storage efficiency of the flywheel. The flywheel system and the mechanical system are designed, and the prototype product is tested. This device can be applied to the engineering practice teaching for mechanical and electrical majors. With the PBL project driven teaching method, students can master the product design principle, manufacturing technology, and assembly and debugging methods.

Keywords: flywheel energy storage, magnetically suspended bearing, engineering practice, project driven

0 引言

飞轮储能技术是一种机械储能方式, 它以动能的形式存储能量, 经过功率变换器, 完成机械能-电能相互转换^[1]。飞轮储能具有安全可靠、功率密度高、充放电响应速度快、使用寿命长、环境适应性强、建设周期短、运行维护简单、全生命周期绿色无污染等优点, 因此非常适合作为脉冲功率电源的能量存储介质^[2]。目前飞轮储能技术在许多领域都已经有了广泛的应用, 特别是在美国、日本、德国等发达国家, 储能技术已经发展得比较成熟, 主要应用于 UPS 不间断电源、微电网调频、削峰填谷、制动动能回收、电磁弹射等多个领域^[3-6]。

飞轮在运行过程中的最大转速不仅受自身材料

限制, 而且配套的支撑轴承系统的选取也会一定程度的影响运行效率。轴承系统是飞轮装置的支撑系统, 在飞轮旋转过程中产生的摩擦损耗大小与轴承系统关系紧密。目前轴承可分为机械轴承和磁悬浮轴承两大类, 随着超导体和永磁材料的发展, 后者又可进一步分为永磁轴承、超导体磁轴承和电磁轴承等^[7-10]。其中机械轴承是传统的轴承类别, 其结构紧凑成本低廉, 但摩擦力大, 运行损耗多, 适用于充电放电时间短的飞轮储能系统; 磁悬浮轴承则是利用磁力实现无接触的承载飞轮, 其物理摩擦损耗非常低, 运行稳定性也有保障, 缺点是系统复杂、成本较高。鉴于两种轴承各有其优缺点, 现实中往往采用混合组合的方式使用, 以达到优势互补的效果。

飞轮储能系统由多个零部件组成, 对关键零部

件(如飞轮、主轴、轴承)的加工和装配有较高要求,同时需要相应的控制电路实现充放电功能,是机械和电子学科紧密结合的典型产品。本文设计了一套飞轮储能实验装置,应用于电机专业本科生的《金工实习》课程。通过 PBL 项目驱动的教学方式,有机整合传统金工实习中的焊接、铸造、车工、钳工、检测、智能制造、数控加工等工种,完成整个飞轮储能系统的设计、加工制造和组装调试。此模式可有效调动学生的学习兴趣 and 主观能动性,帮助学生建立产品全生命周期的概念,提高学生的工程能力、创新能力、实践能力和团队协作能力,为未来的战略性新兴产业培养综合素质优秀的人才。

1 技术方案及设计

飞轮储能技术主要是借助电能驱动带动飞轮旋转,实现电能到动能的转化,所生成的动能将被存储在装置加速质量块中,需要发电时,飞轮将借助自身动能为发电机提供能源,继而实现动能到电能的转化^[11]。

1.1 机械结构设计

飞轮储能装置总体结构如图 1,主要由四部分组成:飞轮模块、飞轮支撑模块、控制模块以及发电模块,总体尺寸 400 mm×530 mm×310 mm。各个模块主要功能如下:

①飞轮模块:包括飞轮、主轴以及电机。

②飞轮支撑模块:使用两个轴承座进行支撑。

③控制模块:电机控制。

④发电模块:定子使用 12 对正反安装的磁铁,转子使用 9 匝 S 线圈进行发电,发出的电经过整流模块与稳压模块最终输出给用电器。

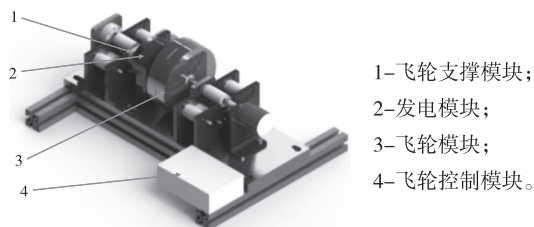


图 1 飞轮储能装置总体图

1.2 主要设计参数

飞轮储能装置设计容量 0.01 Wh, 重量 2.39

kg, 飞轮材料选择为铝合金, 选用电机功率为 100 W。飞轮储能装置需要在电机停止供电之后, 通过飞轮实现电流电压的显示以及 5 W 节能灯的供电, 持续时间不少于 40 s^[12]。

1.3 飞轮模块设计

飞轮通过两个 Z21 胀套与主轴相连^[12], 主轴两端通过 6200 轴承与飞轮支撑连接。连轴器与电机主轴相连接。其设计尺寸如图 2 所示, 参数设计如表 1 所示, 储能装置整体剖面如图 3 所示。

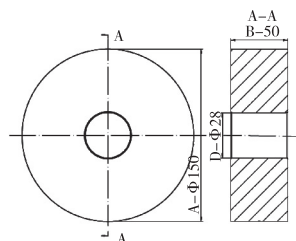


图 2 飞轮尺寸

表 1 飞轮主要参数

D/mm	A/mm	B/mm	L/mm	n/rpm
28	150	50	166	1000

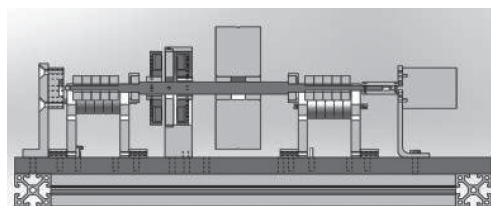


图 3 整体剖面图

① 动能计算^[12]

$$\begin{aligned}
 E &= \int_0^R \frac{1}{2} v^2 dm = \int_0^R \frac{1}{2} \omega^2 r^2 \pi 2 \pi r t(r) dr \\
 &= b \rho \pi \omega^2 \int_{\frac{1}{2}d}^{\frac{1}{2}a} r^3 dr + B \pi \omega^2 \int_{\frac{1}{2}a}^{\frac{1}{2}A} r^3 dr \\
 &= \frac{1}{57600} \rho \pi^3 n^2 [BA^4 - (B-b)a^4 - bD^4]
 \end{aligned} \quad (1)$$

代入数值后得^[12]:

$$E = 0.010 \text{ Wh}$$

② 最高线速度^[12]

$$v = \frac{1}{2} \omega A \quad (2)$$

代入数值后得^[12]:

$$v = 7.86 \text{ m/s}$$

③ 飞轮总质量^[12]

$$m = \frac{1}{4} \pi [(a^2 - D^2) b + (A^2 - a^2) B]$$

$$m = 2.39 \text{ kg} \quad (3)$$

④ 充能速度^[12]

$$t = \frac{E}{P_{\text{motor}}} = 0.37 \text{ s} \quad (4)$$

当电机满功率运行时,整个飞轮达到预定储能需要 1 s^[12]。

⑤ 强度校核^[12]

假设转动过程,偏离轴心 1 mm 如下:

a. 转动离心力

飞轮转动离心力的计算公式:

$$F_{\text{离}} = m \omega^2 \Delta r = 26.17 \text{ N} \quad (5)$$

b. 轴的最大正应力

$$\sigma_{\text{max}} = \left| \frac{M}{W_z} \right|_{\text{max}}$$

$$= \left| \frac{\frac{1}{4} FL}{\frac{1}{32} \pi D^3} \right|$$

$$= \frac{8 FL}{\pi D^3}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 3.36 \text{ MPa} \quad (6)$$

c. 轴的最大剪应力

$$\tau_{\text{max}} = \frac{16 F_s(x)}{3 \pi D^2} = \frac{8}{3} \frac{F}{\pi D^2}$$

$$\tau_{\text{max}} = 0.099 \text{ MPa} \quad (7)$$

d. 轴的最大挠度

$$w = \frac{F x}{48 EI} (3L^2 - 4x^2) \quad (8)$$

$$w_{\text{max}} = \frac{F \frac{1}{2} L}{48 E \frac{\pi D^4}{64}} \left[3L^2 - 4 \left(\frac{1}{2} L \right)^2 \right] = \frac{4 FL^3}{3 E \pi D^4}$$

$$w_{\text{max}} = 5.20 \times 10^{-8} \text{ mm} \quad (9)$$

最后可得飞轮强度校核结果,如表 2 所示。

表 2 飞轮强度校核

离心力	最大正应力	最大切应力	最大挠度
/N	/MPa	/MPa	/mm
26.17	3.36	0.099	5.2e-8

1.4 飞轮支撑装置设计

飞轮重量较大,转速较高,要求其转动时同心度

主轴轴心跳动小于 0.1 mm,飞轮外径跳动小于 0.2 mm。同时要求其转动时摩擦阻力尽可能小,以降低能量损耗。所以考虑使用电磁轴承进行支撑,但电磁轴承重量大,控制复杂。选择被动式磁力支撑与深沟球轴承相结合的方式支撑。被动式磁力支撑提供一部分支撑力,减小对轴承的压力从而减小轴承的摩擦,降低转动时的阻力。轴承支撑如图 4 所示,粗实线标出的为主轴,主轴下的四个支撑为轴向磁铁。

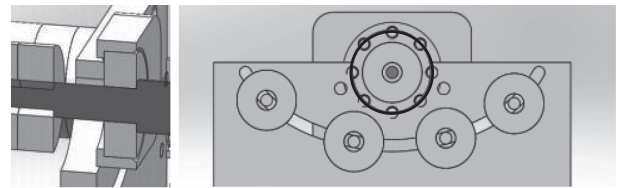
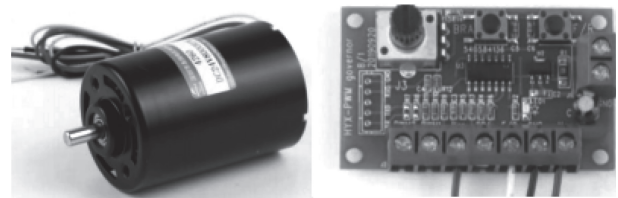


图 4 飞轮转动支撑装置结构

1.5 飞轮控制模块

(1) 电机控制模块

电机选择无刷永磁电机,电压 24 V,速度可调,最高转速 8000 rpm,如图 5 所示。电机控制板选择配套的可调速电机控制板。



(a) 4260 电机

(b) 电机控制板

图 5 电机控制模块

(2) 稳压整流模块

发电机产生的为交流电,所以需要通过全桥整流将其变为直流电。全桥整流如图 6 所示^[12]。

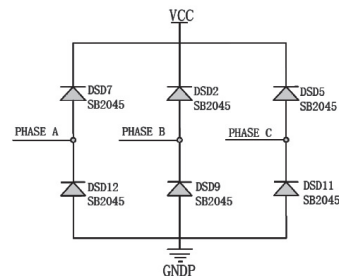


图 6 整流模块电路

全桥整流模块输出半正弦波,需要通过稳压模块将其电压稳定至 5 V。此处购买成熟产品 LM2596SDC-DC 可调降压模块,如图 7 所示,输出稳定的 5 V 电压^[12]。

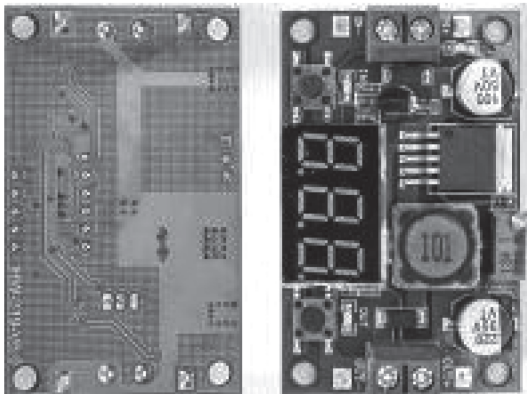


图7 DC-DC 降压显示模块

1.6 发电模块设计

首先需要保证飞轮转速在 1000 rpm 时,产生的电压不少于 5.0 V。主体结构分为两个转子以及一个定子。发电机结构如图 8 所示,其中转子为永磁体,定子为线圈。转子由 12 对永磁体构成,12 对永磁体组成 4 对极,正反交替安装。定子线圈为 9 匝线,共 3 相,每相 3 匝线。转子转动时会产生三组相差 120°的正弦波交流电。当转速达到 1000 rpm 且正确安装时,发出的平均电压>5V。转子通过 Z21 型胀套与轴相连,发电机转子中安装有 10×10×20 mm 的钕磁铁,相邻的钕磁铁磁感方向相反。

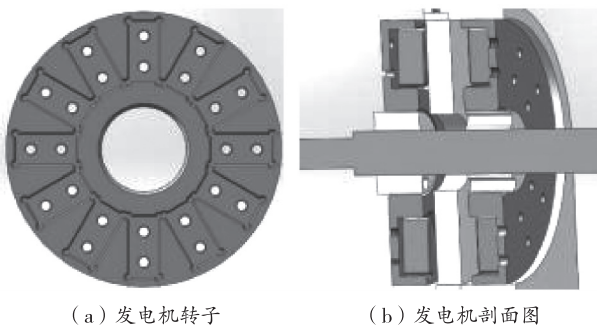


图 8 发电机结构图

2 储能装置结果验证

将飞轮通过两个磁悬浮止推轴承固定,电机通

过联轴器与飞轮相连,发电装置通过联轴器与飞轮相连,飞轮装置控制板置于装置上方,整个固定装置最终固定于 520 mm×180 mm×210 mm 的平板上(图9),平板通过螺钉固定于底板,飞轮储能测试结果如下:

a. 启动阶段:接通电源后飞轮转动给飞轮充电。飞轮转速从 0 ~ 1000 转,满功率运行充电需要 0.4 s;

b. 储能阶段: 飞轮达到恒定转速并保持转速不变, 其储存能量值不变;

c. 放电过程: 飞轮储能额定值不变, 电机停转, 离合器使电机与飞轮脱离, 此时, 发电装置继续发电, LED 灯继续发亮持续 200 s。

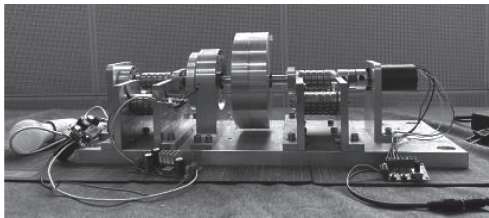


图9 磁悬浮储能装置

3 工程实践课程实施方案

项目式教学方式可以拓展教学内容深度和广度,优化课程体系。以实际产品为项目驱动,每一个产品都是一个独立的个体,包含基础工程训练中的若干环节,实践课程主要由焊接、铸造、车工、铣工、检测、钳工等工种组成,每个工种的教学内容和制作的产品都有关联且不可分开的实践环节,如图 10 所示。通过飞轮储能装置的设计,以团队的方式完成零件的加工,加工好的零件通过检测得到最终零件,并且完成产品的装配调试验证等工作。满足工程实践教学融合的人才培养需求。

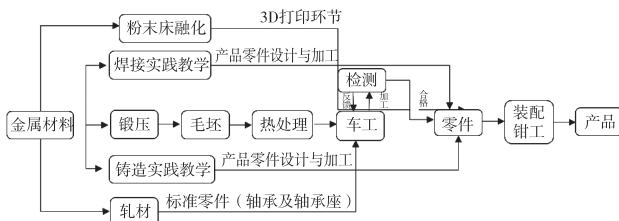


图 10 飞轮项目金属零件加工制作过程

本次项目主要选择车削、铣削、铸造、焊接、智能制造、钳工装配等。结合各个工种特点,项目具体安排如表3所示。

表3 实践教学安排

工种	内容	时长
概论	储能装置的分类及设计	8学时
铸造	学习砂型铸造,进行装置中各个零件的毛坯制作	8学时
车削	根据铸造毛坯料,车削轴类零件,并控制尺寸精度在公差范围之内	16学时
检测	检测、三坐标、动平衡	8学时
焊接	飞轮储能装置支架的焊接及各种焊接方法练习	8学时
智能制造	了解3D打印+智能制造,自制电机,arduino调速	16学时
钳工装配	根据加工和标准件进行装配、调试,最终达到设计要求	12学时
汇报	样机运行,项目汇报	4学时

4 总结

磁悬浮飞轮储能装置的设计,作为教学项目实践,在本科工程教育中开展,是培养大学生工程能力、创新能力、实践能力和团队协作能力的有效途径,能为相关专业方向培养具有扎实数理基础及实践能力的创新人才。目前已有的飞轮储能技术,包含飞轮的储能原理、系统的搭建及对机械部分系统进行完整的设计,并完成样机产品的测试。飞轮储能技术是目前最有发展前途的储能技术之一,是能源领域低碳环保的发展方向。

参考文献

- [1] 廖曙生. 综述各类储能装置的储能技术[J]. 广东科技, 2012, 21(19): 109-110.
- [2] 江卫良, 陈烨. 基于磁悬浮飞轮储能的脉冲功率电源

- 系统设计[J]. 浙江电力, 2020, 39(5): 50-54.
- [3] 唐长亮, 张小虎, 孟祥梁. 国外飞轮储能技术状况研究[J]. 中外能源, 2018, 23(6): 82-86.
- [4] 齐洪峰. 飞轮储能与轨道交通系统技术融合发展现状[J]. 电源技术, 2022, 46(2): 137-140.
- [5] 雷卫清, 陈凤, 王丽. 磁悬浮飞轮储能技术结合DPS的应用研究[J]. 电信快报, 2013(5): 20-23.
- [6] 王巍, 高原, 姜晓戈. 飞轮储能技术发展与应用[J]. 船电技术, 2013, 33(1): 31-34.
- [7] 戴兴建, 邓占峰, 刘刚, 等. 大容量先进飞轮储能电源技术发展状况[J]. 电工技术学报, 2011, 26(7): 133-140.
- [8] 李树胜, 付永领, 刘平, 等. 磁悬浮飞轮储能UPS系统集成应用及充放电控制方法研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(Z1): 170-176.
- [9] 王磊, 杜晓强, 宋永端. 用于风电场的飞轮储能矩阵系统协调控制[J]. 电网技术, 2013, 37(12): 3406-3412.
- [10] 皮振宏, 戴兴建, 魏殿举, 等. 飞轮储能系统容量分析与设计[J]. 储能科学与技术, 2019, 8(4): 778-783.
- [11] 高福伟. 储能技术在风力发电系统中的应用研究[J]. 电子制作, 2022, 30(4): 95-97.
- [12] 赵萌, 杜平, 赵天骄, 等. 基于实践教学的立式飞轮储能装置设计应用[J]. 机电工程技术, 2022, 51(9): 10-14.

基金项目: 清华大学本科生教育教学改革项目“飞轮储能——项目驱动式的实践课程改革探索”(编号: 53412280122)。

作者简介: 赵萌(1990-), 男, 工程师, 本科, 主要研究方向: 工程实践教学钳工/木工等领域及工程机械设计。

通讯作者: 杜平(1981-), 男, 讲师, 工学博士, 主要研究方向为智能制造、3D打印、机器人等领域。

收稿日期: 2022-09-19

基于 ADAMS 的船用刚柔耦合起重臂在三级海况下运动分析*

杜雷雨¹, 邹强², 洪亮¹

(1. 南京理工大学 能源与动力工程学院, 江苏 南京 210094; 2. 海军工程大学 兵器学院, 湖北 武汉 430033)

摘要:为研究船用起重机刚柔耦合起重臂在三级海况时所吊重物的运动响应,首先应用 STAR-CCM+软件对船舶的六自由度运动进行仿真,生成船舶和起重机基座在三级海况下的运动曲线;随后在 ANSYS APDL 模块中对起重臂进行与 ADAMS 对接的柔性化处理;将基座运动曲线、起重机模型和柔性起重臂导入到 ADAMS 中对工作状态(变幅和回转)的起重机进行运动学分析,得到重物在不同工作状态下的三个方向的位移曲线。研究结果为后续的其材料起重臂运动的研究和船用刚柔耦合起重臂的减摇设计等提供参考。

关键词:船用起重机 六自由度运动 刚柔耦合 运动响应

中图分类号:TH218

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0016-05

Motion analysis of marine rigid-flexible coupling crane boom in third-grade sea state based on ADAMS

DU Leiyu, ZOU Qiang, HONG Liang

Abstract: In order to study the motion response of the cargo lifted by the rigid-flexible coupling boom of the marine crane in third-grade sea state, STAR-CCM+ software was used to simulate the 6-DOF motion of the ship and generate the motion curves of the ship and the crane base in third-grade sea state. Then in ANSYS APDL module, flexible treatment of the boom is carried out to connect with ADAMS. The motion curve of the base, the crane model and the flexible boom were imported into ADAMS to carry out kinematic analysis of the crane in different working states (luffing and rotation), and the displacement curves of the cargo in three directions under different working states were obtained. The research results can provide reference for the motion study of booms of other materials and the roll reduction design of the marine rigid-flexible coupling crane boom.

Keywords: marine crane, six-degree-of-freedom motion, rigid-flexible coupling, motion response

0 引言

船载起重机是船舶自带的一种特殊设备,主要用于船舶之间、船舶与海上平台之间和船舶与岸上之间货物的转移,船在海上工作时的补给等情况。船载起重机的工作也是起重臂变幅、基座回转和绳索升降。但是和陆上起重机不同的是,船载起重机会受到海洋上风、浪、流等影响,在工作时会受到各种负面耦合作用,这给船载起重机工作的安全性提出了很大的考验。

针对船载起重机的特殊性,全世界学者做了大

量的研究去消除或减少海洋产生的负面影响。韩广冬等人^[1]提出了一种利用套管的刚性约束来减小吊索的摇摆幅度的新型船用起重机伸缩套管减摇装置,并通过实验验证了此装置的可行性和实用性。陈东等人^[2]设计了一种基于 CAN 总线的船用起重机自动定位控制系统,通过实验发现:和传统 PID 控制相比,此系统提高了起重机的自动转运时间和目标定位精度,并可以减少一定的误差。

波浪对船体的运动产生直观的影响,如果掌握其船舶在不同波浪下的运动特性就可以为船舶的设计和改造提供支持。Ligteringen 等^[3]在分析长周期

波浪作用下系泊船舶物理模型和原型测量数据的基础上,提出了长周期波浪作用下系泊船舶纵荡、横荡和横摇三个自由度运动量的估算公式。沈文君等^[4]建立系泊船舶与护舷、系泊缆绳组成的非线性耦合系统的动力学方程,对不同浪向角、波浪周期进行模拟分析,得到船舶运动频率特性随时间变化的规律。

本文目的为得到船用起重机柔性起重臂所载重物的运动轨迹,如果将船和起重机看作一个整体,在计算流体力学软件中的网格数量会增加很多,增加仿真时间,而且计算流体力学软件很难进行柔性体的创建与仿真。因此,将船和起重机看作两个整体,在 STAR-CCM+ 中对船舶进行计算流体分析,得到船和所载起重机在三级海况下的六自由度运动参数,将得到的运动参数当作起重机底座的驱动,在 ADAMS 中对起重机进行驱动的添加、刚性体和柔性体的替换等设置,仿真后就可以得到船用起重机所载重物在三级海况下的运动轨迹。

1 分析前处理

1.1 模型建立

用建模软件 SolidWorks 对起重机进行建模。起重机是一个结构庞大的机械系统,各部件之间也有着复杂的装配关系,本模型针对起重机的工作原理对模型进行了简化,所建的模型可以完成起重机的基本工作需求,起重机模型如图 1 所示。该起重机由固定基座和船体进行连接,动基座起支撑和回转的作用,起重臂为三节可收缩起重臂,通过液压装置进行变幅,起重臂上安装了卷筒装置,控制绳索实现重物的升降。

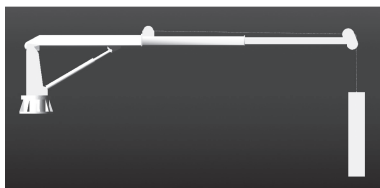


图1 起重机模型

1.2 添加约束和驱动

模型导入 ADAMS 后各个零件相对是独立状态,需要对每个部件进行连接,组成一个机械系统。船载起重机的运动分为变幅和回转两种情况,从而得到这两种工作状态下所载重物的运动轨迹。变幅时,起重机液压系统做平移运动,其他部件锁死,控

制重物抬起和放下,此时液压系统为平移副,起重臂等部件添加旋转副,其余为固定副。回转时动基座相对固定基座做旋转运动,二者之间为转动副,其他部件均为固定副,实现重物绕轴旋转。几种情况的重物载荷均为 5 t。

周超杰、吴道兴^[8-9]使用 STAR-CCM+ 软件,运用重叠网格技术,基于 VOF 方法对船和基座在波浪中的运动进行仿真,得到船和基座的姿态变化情况。本文运用同样的方法得到的船六自由度运动如图 2 所示。

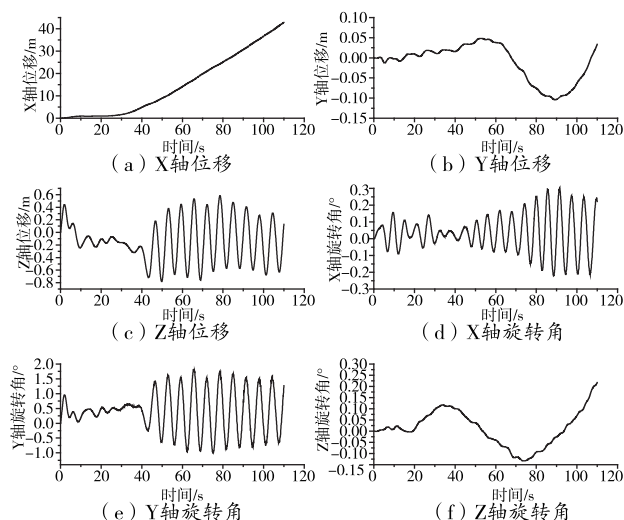


图2 三级海况时船的运动曲线

用 CUBSPL 样条函数将六自由度运动参数转化为驱动,得到起重机在船上运动的效果。

$$\text{MOTION} = \text{CUBSPL}(\text{ist_Indep_Var}, 2\text{nd_Indep_Var}, \text{Spline}, 0) \quad (1)$$

将六自由度运动曲线设置为随时间位移变化的一般点驱动,一般点驱动的两个部件分别为固定基座和大地,基座相对于大地做六自由度运动和基座与船作为一个整体在海上做六自由度运动是一致的。

起重机在做回转和变幅时用 STEP 函数给要发生运动的部件之间添加驱动,以保证部件能够按想要的方式去运动。STEP 函数格式如下:

$$\text{STEP}(x, x_0, h_0, x_1, h_1) \quad (2)$$

2 柔性起重臂的创建

ADAMS 软件自带多种创建柔性体的模块,但由

于起重臂模型较大、末端结构较为复杂等模型原因和 Adams 创建的网格较为粗糙等软件原因,在 Adams 中直接将起重臂柔性化就有很大的局限性。因此,本文利用 Ansys APDL 模块对起重臂进行柔性化处理,再导入 ADAMS 中,实现 Adams-Ansys 的联合刚柔耦合仿真。柔性起重臂创建过程大致分为以下六个步骤:

1) 起重臂模型导入 Ansys APDL 中,编辑模型的材料为钢铁的属性;

2) 创建 Solid185 单元对起重臂模型进行网格划分;

3) 在与其他零件进行连接的地方创建用于传递载荷的刚性节点;

4) 创建 Mass21 单元为结构质量单元,并赋予其很小的质量和转动惯量,用此单元对刚性节点进行网格划分。

5) 将刚性节点和刚性区域进行连接,创建出刚形体和柔性体接触的刚柔耦合区域;

6) 通过求解输出与 Adams 软件连接的 mnf 柔性体文件。

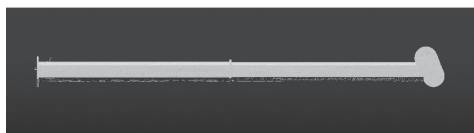


图 3 柔性起重臂

3 刚柔耦合起重臂仿真分析

由三级海况的运动曲线可以看出,船和起重机在 40 s 后开始进入规律的运动,本文为了研究船用起重机在三级海况下的运动,但过长的仿真时间意义也不是很大,因此变幅时选取 40 ~ 75 s 的运动,回转时选取 45 ~ 65 s 的运动。变幅运动时对液压系统施加驱动,通过控制液压杆的伸缩从而完成起重臂的抬起和落下动作,赋予液压系统的 STEP 函数为 $\text{STEP}(\text{time}, 40, 0, 55, 840) + \text{STEP}(\text{time}, 60, 0, 75, -840)$, 表示:在 40 ~ 55 s 液压杆伸长 840 mm, 60 ~ 75 s 液压杆将伸长的 840 mm 缩回。起重机在做回转运动时通过在固定基座和转动基座之间添加转动副,使起重机的转动基座等部件能在 XY 平面绕 Z 轴旋转,控制基座转动的 STEP 函数为:STEP

(time, 45, 0, 65, 180d), 函数表示:在 45 ~ 65 s 中转动基座绕 Z 轴旋转 180°。

起重机在做变幅运动时,重物相对于基座在 X 和 Z 方向有很大的位移,因此,在分析这两个方向的运动时引入滑轮的位移,分析滑轮和重物的相对位移和重物相对于滑轮的位移。同理,在回转时,重物相对于基座在 X 和 Y 方向有很大的位移,引入滑轮的运动,记录分析其运动。

3.1 变幅运动

图 4(a) 为起重机在变幅过程重物、固定基座和滑轮在 X 方向的位移曲线。固定基座在做匀速运动;滑轮和重物的运动一致,滑轮和重物相对于固定基座的位移即表示滑轮和重物在除去船的运动后起重臂和重物因海浪和机械耦合等作用下的运动,具体运动如图 4(b) 所示。其运动分为三步,40 ~ 55 s 被抬起远离初始位置,55 ~ 60 s 停在此位置振荡,60 ~ 75 s 被放下回到初始 X 位置,重物被抬起最高时距离基座为 2900 mm。重物由柔性绳索所吊着,在三级海况下运动更为剧烈,而滑轮固定在起重臂上,相对于重物产生的额外震动较少,所以此二者的相对运动即可反映出重物在绳索吊着情况下的振荡运动,减去两者初始时的距离,重物运动如图 4(c) 所示。可以看出,重物相较于滑轮在做周期性的前后摆动,摆动的幅度最大为 305.4 mm。

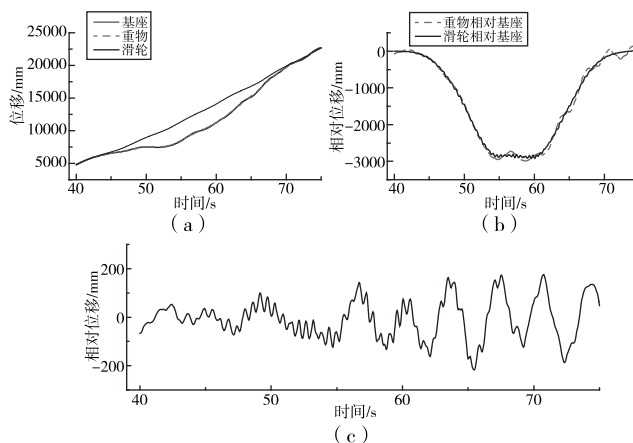


图 4 重物、固定基座和滑轮 X 方向位移曲线

图 5(a) 为固定基座和所载重物在 Y 方向的位移,可以看出,固定基座和重物的整体运动趋势相同,逐渐摆动着偏航,摆动周期变长几乎一致,重物

的摆动幅度要略大于基座。图 5(b) 为固定基座和所载重物在 Y 方向的相对位移, 重物相对于基座整体围绕着初始位置在做规律性的摆动, 左右变动幅度最大为 603.1 mm。

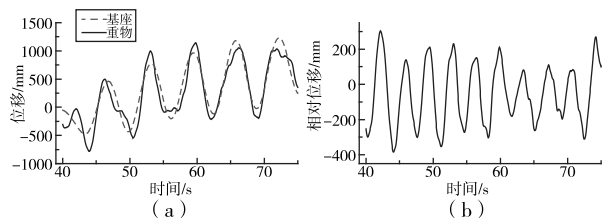


图 5 重物和固定基座 Y 方向位移曲线

图 6(a) 为重物、固定基座和滑轮 Z 方向位移曲线, 可以看出, 固定基座没有额外运动, 只是在初始位置附近随着海浪做振荡运动; 滑轮和重物在 40 ~ 55 s 因起重臂的抬起而上升, 对应坐标系 Z 的负方向, 55 ~ 60 s 暂无运动, 在此位置附近上下摆动, 60 ~ 75 s 起重臂下落, 滑轮和重物又重新回到相对于基座的初始位置。图 6(b) 为重物和滑轮相对于基座的位移曲线, 重物和滑轮最高被抬起了 6790 mm。图 6(c) 为重物相对于滑轮的位移, 可以看出, 重物在 Z 方向上做振荡运动, 幅度很小但是振荡频率很快, 振荡幅度最大为 63.3 mm。另外, 可以看出整体的相对位移呈现出先减小后不变再增加, 这是因为随着变幅运动的开始, 钢丝绳被进一步拉长, 重物相对于滑轮的距离变远, 回落时两者之间的距离小范围缩近。

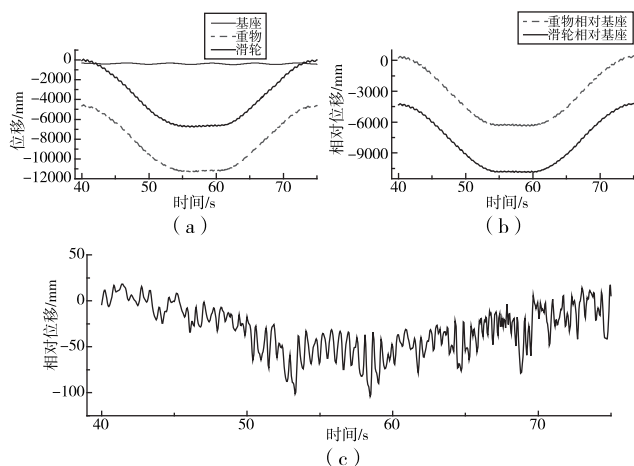


图 6 重物、固定基座和滑轮 Z 方向位移曲线

3.2 回转运动

图 7(a) 为重物、固定基座和滑轮 Z 方向的位移曲线。固定基座在回转运动时仍然为匀速运动; 重物和滑轮先小幅度增加, 再减小, 最后再转为增加。起重机在做回转运动, X 值应该减小, 但是 STEP 函数是平稳过渡函数, 刚开始有一个缓慢变化的过程, 此时回转的量没有船向前运动的量多, 因此整体看来还是增加。这个现象和 61 s 没完成回转值就开始增加的原理是一致的。图 7(b) 为重物和滑轮相对于固定基座的运动曲线, 可以看出, 在除去船向前的运动后, 重物和滑轮的运动和 STEP 驱动函数曲线一致。7(c) 为重物相对于滑轮的运动曲线, 随着回转的进行, 中午相对于滑轮并没有大幅度的振荡, 而是稍稍远离, 并有小幅度振荡。这是因为重物在离心力的分量、柔性绳索的弹性、惯性和船运动的耦合作用下, 重物有一定的远离原平面, 即被小幅度的甩飞, 此时大幅度的振荡不明显, 重物稍稍远离滑轮, 难以回到原位置振荡。

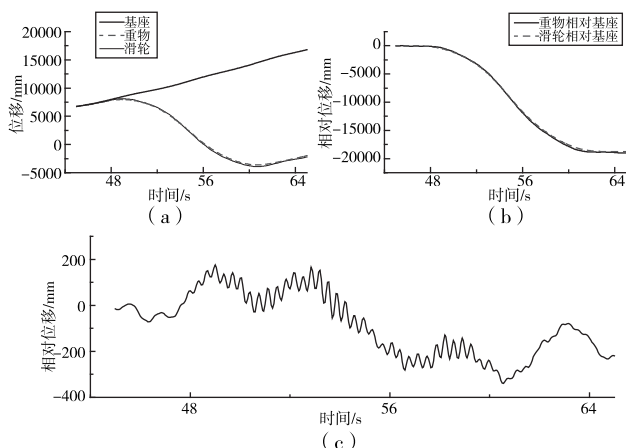


图 7 重物、固定基座和滑轮 X 方向位移曲线

图 8(a) 为重物、固定基座和滑轮 Y 方向的位移曲线, 可以看出, 基座随着海浪在规律的摇摆, 随着运动稍稍偏航; 重物和滑轮的位移先增加然后减少, 减少的过程和增加不一致是因为受到了小幅度偏航的影响。图 8(b) 为重物和滑轮相对于固定基座的运动曲线, 整体的相对运动特征和位移特征一致。图 8(c) 为重物相对于滑轮的运动曲线, 其振动幅值偏大, 幅值为 620.5 mm, 说明回转速度较快, 对 Y 方向的位移影响较大。

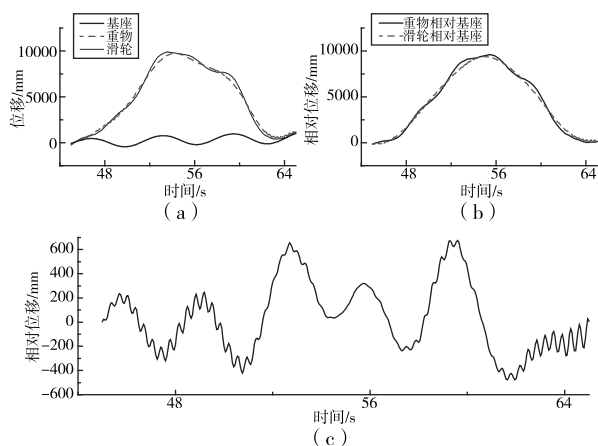


图8 重物、固定基座和滑轮 Y 方向位移曲线

图9(a)为固定基座和所载重物在 Z 方向的位移。基座在做规律浮沉运动,重物在做浮沉运动的同时伴随着振荡,二者浮沉运动的周期一致,其中基座浮沉的幅度为 133.8 mm。图9(b)为固定基座和所载重物在 Z 方向的相对位移曲线。在惯性和波浪的影响下,重物有着明显且频繁抖动,但是上下摆动的幅度并不是很大,基本维持在 150 mm 以内。

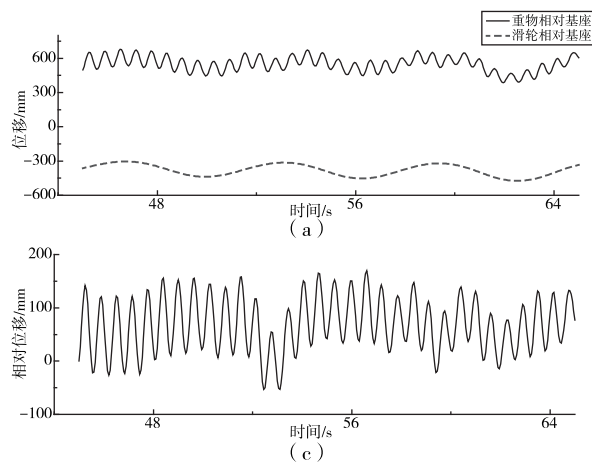


图9 重物和固定基座 Z 方向位移曲线

4 结论

运用 STAR-CCM+、ANSYS 和 ADAMS 软件对船用起重机刚柔耦合起重臂在三级海况时两种工作状态进行运动学分析,对固定基座、绳索滑轮和重物质心的位置进行测量,得到重物在 XYZ 三个方向的相对运动情况,结果显示:重物在变幅运动时 X 方

向和 Y 方向的相对位移为周期性的振荡,Z 方向的相对运动受变幅运动特性的影响呈现出先减小再不变后增加的趋势,其中 X 方向的最大幅度为 305.4 mm,Y 方向的最大幅度为 603.1 mm,Z 方向的最大幅度为 63.3 mm。重物在回转运动 Y 方向和 Z 方向的相对位移为周期性的振荡,X 方向为减小,Y 方向的最大幅度为 620.5 mm,Z 方向的最大幅度为 140 mm。三级海况对起重机工作时 Y 方向的位移有较大的影响,该研究结果对减摇研究提供参考。

参考文献

- [1] 韩广冬,李航,陈海泉,等.基于 Adams 的船用起重机伸缩套管减摇装置的原理及运动仿真分析[J].机床与液压,2017,45(3):149-153.
- [2] 陈东,唐峰,杜思远.基于 CAN 总线的船用起重机自动定位控制系统设计[J].舰船科学技术,2019,41(1):141-144.
- [3] LIGTERINGEN H, MOES J. Motions of moored ships in long waves[C]//Proceedings of the International Conference on Port and Maritime and Technology. 2001.
- [4] 沈文君,赵志娟,刘利琴,等.波浪周期对小型船舶动力响应的影响研究[J].船舶力学,2022,26(3):342-352.
- [5] 吴道兴,洪亮,周超杰,等.船用折臂起重机在波浪载荷下的动力学分析[J].兵器装备工程学报,2021,42(6):157-162.
- [6] 周超杰.船用折臂起重机结构设计及其力学性能研究[D].南京:南京理工大学,2019.

基金项目:某新型武器使用方法与作战效能研究(19-H863-05-ZD-013-001-02)。

作者简介:杜雷雨(1998-),男,硕士研究生,研究方向:多体动力学。

邹强(1998-),男,副教授,博士生导师,研究方向:导弹武器系统。

洪亮(1969-),男,副教授,硕士生导师,研究方向:船舶设计与防护。

收稿日期:2022-08-26

环境温度对涡扇发动机地面起动性能影响试验研究

高磊,刘思余

(中国飞行试验研究院发动机所,陕西 西安 710089)

摘要:为获取涡扇发动机在不同环境温度下地面起动性能,开展某发动机整机地面起动试验,结果发现:①温度过低或过高都会造成起动机脱开时间的增加,但前者是由于温度过低时点火性能下降造成的,后者是因为温度过高导致起动机入口压力减低造成的;②发动机起动过程中的最高实际排气温度与环境温度基本呈现出线性增长关系,最高换算排气温度随环境温度变化呈现出两边高、中间低的趋势;低温条件下由于滑油粘性的显著增加导致最高换算排气温度升高,高温条件下由于起动机做功减小导致最高换算排气温度升高;③低温条件下燃烧室温度较低,不利于燃油的雾化、点火,造成点火时间的延迟,导致多余的燃油在气流的作用下充满涡轮、尾喷管等下游部件。点火成功后,火焰迅速引燃下游部件中的油气混合物,产生发动机爆燃、喷火现象。

关键词:涡扇发动机起动性能 地面起动 起动时间 起动过程最高温度 起动喷火现象

中图分类号:V231.2

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0021-05

Effect of temperature on ground starting performance of turbofan engine

GAO Lei, LIU Siyu

Abstract: The ground starting performance of the turbofan engine at different temperature was analyzed by experiments, and the conclusions were as follows: ① The time of starter disconnection would increase when the temperature was too high or too low; when the temperature was too low, the ignition property of the combustor would decrease; when the temperature was too high, the inlet pressure of the starter would decrease; ② The actual highest exhausted temperature was basically linear with the ambient temperature, while the highest corrected exhausted temperature increased as the temperature decreased at low ambient temperature or increased at high ambient temperature; the increase of lubricating oil viscosity at low ambient temperature resulted in the increase of corrected exhausted temperature, while the decrease of starter power at high ambient temperature resulted in the increase of corrected exhausted temperature; ③ Due to the low temperature, the atomization and ignition property of the combustor were decreased, which resulted in the delay of ignition, and the fuel were spread in the downstream assemblies such as turbine and nozzle; when the engine ignited successfully, the flame would ignite the air-fuel mixture in the downstream assemblies, and then the exhaust flame happened.

Keywords: turb of an engine starting performance, ground start, start time, highest exhausted temperature, exhaust flame

0 引言

我国疆土辽阔,北方与南方的环境温度存在较大差异。为适应飞机的远距离转场要求,航空发动机应具备不同环境温度下起动并加速到慢车或某一中间状态的能力^[1]。由于航空发动机起动过程涉及不同部件,环境温度变化对发动机部件的影响不同,发动机在不同环境温度的起动特点存在差异^[2-4]。本文在装机条件下,进行某型涡扇发动机

在不同环境温度条件下的地面起动试验,起动系统为APU引气-空气涡轮起动机-发动机。对试验数据及出现的异常现象进行分析,得到环境温度对涡扇发动机起动性能的影响规律。

1 地面起动试验介绍

某型涡扇发动机在装机条件开展环境试验,环境温度范围为 $-34.8 \sim +35.0$ °C。根据GJB243《航空燃气涡轮动力装置飞行试验要求》标准,开展地

面低温试验前对发动机进行低温冷冻 10 h;开展地面高温试验前对发动机进行高温暴晒 5 h。在满足 GJB243 要求以后,进行发动机地面起动试验。

2 环境温度对发动机起动时间的影响

发动机用户和通用规范对发动机起动性能的基本要求是起动时间短、不超温、不喘振、不悬挂^[2]。某型发动机起动过程中未出现喘振与悬挂现象。本文首先从起动时间的角度,分析环境温度对发动机起动时间的影响。

定义从起动机带转到发动机慢车状态的时间为发动机起动成功时间,无量纲起动时间随环境温度的变化关系如图 1 所示,由图中可以看出:①温度大于 0 ℃时,起动时间基本一致;②温度小于 0 ℃时,随着环境温度的降低,发动机起动时间会随之增加。为了更好地分析发动机起动过程,将发动机起动过程分为 3 个阶段^[4],具体为:①起动第 1 阶段:发动机未点火,仅靠起动机带转;②起动第 2 阶段:发动机点火,涡轮开始做功,与起动机一同带转;③起动第 3 阶段:起动机脱开,仅靠涡轮做功带转。3 个阶段经历的时间总和为发动机成功起动的时间。

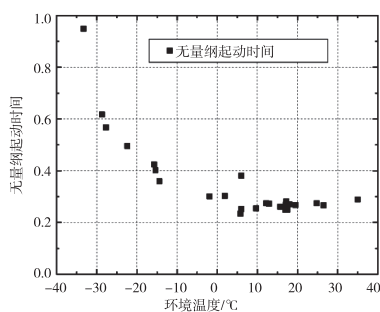


图 1 无量纲起动时间随环境温度变化规律

起动第 1 阶段时间以点火成功时刻为结束标志,代表了发动机点火能力。无量纲起动第 1 阶段时间随环境温度的变化关系如图 2 所示,可以看出低温环境下的发动机起动时间明显高于常温环境,比如-34.8 ℃条件下的点火时间几乎是-1.9 ℃条件的 4 倍;低温条件会显著影响发动机点火性能,当环境温度小于 0 ℃时,发动机点火时间随环境温度的降低出现明显的延长;并且发动机点火延长会造成起动过程的异常喷火现象,该异常现象具体在第

4 节进行分析。

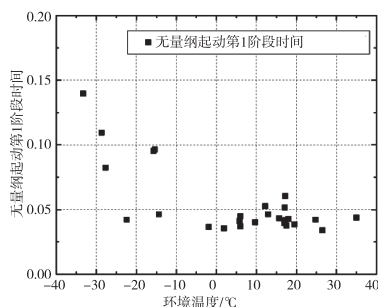


图 2 无量纲起动第 1 阶段时间随环境温度变化规律

起动第 2 阶段时间是由涡轮做功与起动机做功共同决定的,无量纲起动第 2 阶段时间随环境温度的变化关系如图 3 所示,由图可以看出:随着温度的增加,起动第 2 阶段时间也在增加。造成该现象的原因主要是:温度的增加会降低 APU (辅助动力装置)引气压力,导致起动机的入口压力降低,起动机做功减少。以海平面±30 ℃的起动机入口压力为例,环境温度+30 ℃的起动机入口压力比环境-30 ℃的要低近 20%。

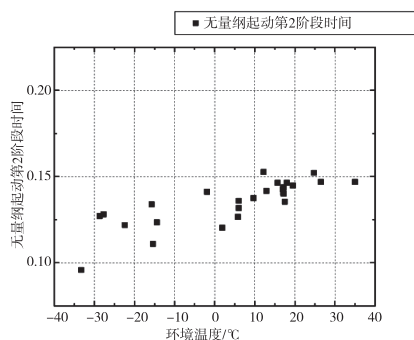


图 3 无量纲起动第 2 阶段时间随环境温度变化规律

起动第 1 阶段时间与第 2 阶段时间总和为起动机脱开时间,无量纲起动机脱开时间环境温度的变化关系如图 4 所示,可以看出:起动机脱开时间在 0 ℃到 10 ℃之间最小,温度过低或过高都会造成起动机脱开时间的增加,但前者是由于温度过低时点火性能下降造成的,后者是因为温度过高导致起动机入口压力减低造成的。

起动第 3 阶段仅靠涡轮做功,与起动第 1、2 阶段相比,该部分的时间几乎决定了起动成功总时间。无量纲起动第 3 阶段时间随环境温度的变化关系如图 5 所示,由图可知,当温度小于 0 ℃时,随着温度

的下降,起动第3阶段时间呈现非线性增长;当温度大于0℃时,起动第3阶段时间几乎与温度无关。

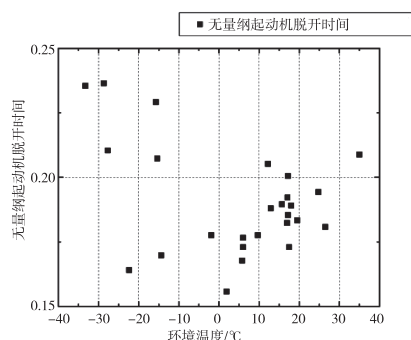


图4 无量纲起动机脱开时间随环境温度变化规律

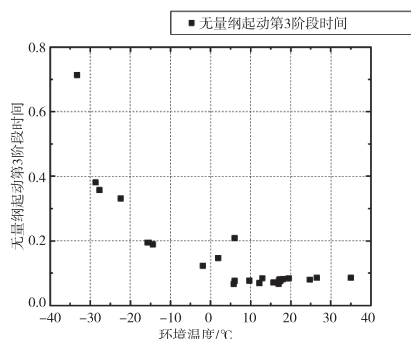


图5 无量纲起动第3阶段时间随环境温度变化规律

滑油粘性的变化是造成起动第3阶段时间差异的主要因素。起动机脱开时刻的滑油温度与环境温度的关系如图6所示,可以看出:滑油温度随环境温度的降低而降低,由于滑油粘性随着温度的降低呈现非线性增长,比如-30℃的滑油运动粘度是+20℃的70倍左右。因此,低温条件会带来滑油粘性的显著增加,从而增大发动机阻力矩;又因高转速下的阻力矩大于低转速下的阻力矩,而起动第3阶段的转速较高。高粘性与高转速两个因素共同造成低温条件下起动第3阶段时间随温度下降的非线性增长。

3 环境温度对发动机起动最高排气温度的影响

排气温度是表征发动机性能的重要参数^[6]。图7是起动过程中最高实际排气温度随环境温度变化的规律图,实际排气温度与环境温度基本呈现出线性增长关系。

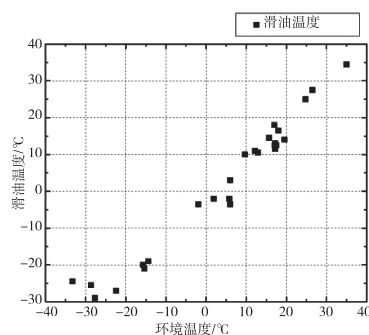


图6 起动机脱开时刻滑油温度与环境温度关系图

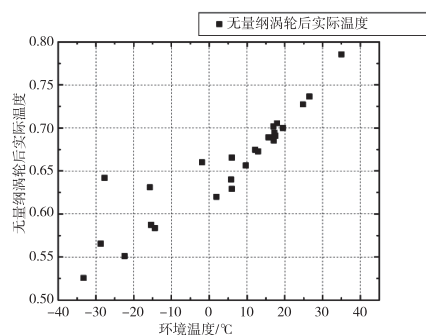


图7 起动过程最高实际排气温度随环境温度变化规律

由于进气温度会显著影响发动机排气温度,为了更好地比较不同环境温度下的发动机排气温度,本文从实际排气温度与换算排气温度两个角度分析环境温度对发动机起动最高排气温度的影响。换算排气温度 $T_{st}^{*[7]}$;通过式(1)换算到标准天温度。其中, T_{st}^* 是实际排气温度, T_H 是环境温度。

$$T_{st}^{*'} = \frac{T_{st}^*}{T_H} \times 288.15 \quad (1)$$

图8是起动过程中最高换算排气温度随环境温度变化的规律图,换算温度消除了环境温度对排气温度的影响。因此,换算温度能够更好地体现出不同环境温度下的起动过程特点。从图8可以看出:①环境温度大于0℃时,无量纲最高换算排气温度随着环境温度的增加而增加;②环境温度小于0℃时,无量纲最高换算排气温度随着环境温度的减小而增加;③环境温度小于0℃时的排气温度变化率明显大于环境温度大于0℃时的排气温度变化率。

造成上述现象的直接原因是:涡轮做功增加导致排气温度上升。但不同环境温度引起涡轮做功增加的原因是不同的:①当环境温度大于0℃时,起动

机做功随着环境温度的增加而减少,但压气机需求功率是随环境温度增加而增加的,因此需要增加涡轮做功以维持正常启动;②当环境温度小于 0°C 时,滑油粘性随温度的下降呈现非线性增长,导致发动机阻力矩非线性增加,从而造成涡轮做功非线性增加。

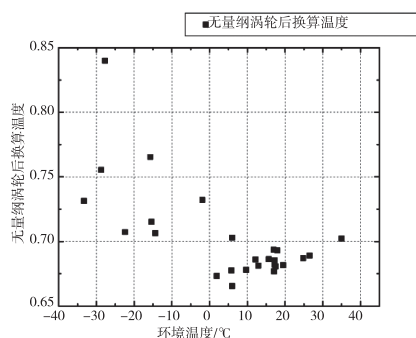


图8 启动过程最高换算排气温度随环境温度变化规律

4 低温条件下发动机启动喷火现象分析

某型涡扇发动机在低温条件下出现多次启动喷火异常现象,并且喷火异常现象仅在冷浸透后的首次启动过程中发生。对比有/无喷火现象的启动过程,点火成功时刻的参数对比如表1所示。可以看出:①带喷火现象的点火成功高压转速往往比无喷火现象的高 $2\% \sim 3\%$;②带喷火现象的燃烧室进口温度往往比无喷火现象的高 $46.2 \sim 55.5^{\circ}\text{C}$;③带喷火现象的点火时间往往比无喷火现象的长 $6.1 \sim 9.2\text{ s}$ 。上述3种差异是导致发动机首次启动出现喷火现象的原因。

表1 有/无喷火的启动点火成功时刻参数对比表

环境 温度 / $^{\circ}\text{C}$	有喷火现象(第1次启动)			无喷火现象(第2次启动)		
	点火成功	燃烧室	点火	点火成功	燃烧室	点火
	时刻高压	进口温度	时间	时刻高压	进口温度	时间
	转速/ $\%$	/ $^{\circ}\text{C}$	/ s	转速/ $\%$	/ $^{\circ}\text{C}$	/ s
-31.2	19.0	-21.3	16.7	17.0	+24.9	7.5
-28.3	16.5	-21.7	13.1	15.7	+31.7	6.0
-27.6	17.1	-21.0	10.5	14.7	+33.5	4.4

发动机启动过程的燃油系统仅由高压转速控制,当高压转速达到某一阈值时,燃油系统开始供油,然后点火系统开始工作。发动机在低温条件下进行 10 h 低温冷浸透后,点火出现明显延迟,有喷

火现象的点火时间基本是无喷火现象的2倍;同时高压转速在启动机的带动下持续上升,燃油系统也持续向燃烧室供油。由于点火延迟,多余的燃油在气流的作用下充满了涡轮、尾喷管等下游部件,当点火成功后,火焰迅速引燃了下游部件中的油气混合物,从而产生了发动机爆燃、喷火的现象。因此,点火延迟是导致某型涡扇发动机在低温条件下启动喷火异常现象的原因。

造成点火延迟的原因有:①点火信号延迟;②点火装置故障;③点火困难。针对上述原因分别进行分析:

(1) 点火信号延迟:点火信号是控制点火装置工作的重要信号,一般在启动机带转发动机之前发出;点火信号延迟会导致点火延迟。图9是低温条件下的启动过程图,由图可知,点火信号的发出早于启动机开始带转发动机。

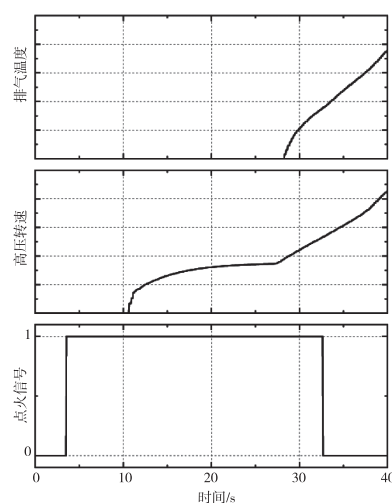


图9 低温条件启动过程

机。因此,点火信号不是点火延迟的主要原因;

(2) 点火装置故障:点火装置通过放电管转换为高压脉冲电通过点火电缆输送到点火电嘴,在点火电嘴的放电间隙产生高压放电火花,用于点燃燃烧室内的油气混合物。对点火装置进行了检查,包括放电性能检查、发点火装置对比检查,检查结果均表明点火装置工作正常。因此,点火装置故障不是点火延迟的主要原因;

(3) 点火困难:由表1可知,无喷火现象的燃烧室进口温度往往比有喷火现象的高 $46.2 \sim 55.5^{\circ}\text{C}$,这是因为第1次启动后,燃烧室已工作一段时间,燃烧室部件温度上升,改善了燃烧室的点火环境。但发动机在首次启动时,燃烧温度较低,不利于燃油雾化、点火^[8-9]。因此,燃烧室温度低带来的点火困难是点火延迟的主要原因。

5 结论

分析某型涡扇发动机在不同温度下的地面起动试验数据,得到结论如下:

1)低温条件下(环境温度小于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$),发动机点火时间出现明显的延长,常温条件下(环境温度大于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$),发动机点火时间随温度变化不大。

2)起动机脱离时间在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 到 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间最小,温度过低或过高都会造成起动机脱离时间的增加,但前者是由于温度过低时点火性能下降造成的,后者是因为温度过高导致起动机入口压力减低造成的。

3)低温条件会带来润滑油粘性的显著增加,并且高转速下的阻力矩明显大于低转速下的阻力矩。由于起动第3阶段(起动机脱离后的阶段)的转速较高。高粘性与高转速两个因素共同造成低温条件下起动第3阶段时间随温度下降的非线性增长。

4)发动机起动过程中的最高实际排气温度与环境温度基本呈现出线性增长关系,最高换算排气温度随温度变化呈现出两边高,中间低的趋势。造成该现象的原因是:①当环境温度大于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,起动机做功随着环境温度的增加而减少,但压气机需求功率是随环境温度增加而增加的,因此需要增加涡轮做功以维持正常起动;②当环境温度小于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,润滑油粘性随温度的下降呈现非线性增长,导致发动机阻力矩非线性增加,从而造成涡轮做功非线性增加。

5)低温条件下的发动机首次起动中,燃烧温度较低,不利于燃油的雾化、点火,造成点火延迟;点火延迟导致多余的燃油在气流的作用下充满了涡轮、尾喷管等下游部件,当点火成功后,火焰迅速引燃了下游部件中的油气混合物,从而产生了发动机爆燃、喷火的现象。

参考文献

- [1] 郭昕,杨志军.航空发动机高、低温起动及高原起动试验技术探讨[J].航空动力学报,2003,18(3):327-330.
- [2] 郭海红,潘旭,张志舒.非标准大气条件下航空发动机地面起动性能[J].航空动力学报,2013,28(6):1286-1290.
- [3] 吴峰,龔小琦,乔松松.高空舱内涡扇发动机低温起动试验[J].航空动力学报,2013,28(10):2348-2354.
- [4] 邢洋,李兆红,郭海红,等.舰载机发动机高温条件下起动试验研究[J].推进技术,2018,39(6):1234-1239.
- [5] 马明明,马燕荣,王小峰,等.某型涡扇发动机地面起动试验研究[J].燃气涡轮试验与研究,2008,21(3):40-42.
- [6] P. P. 沃尔什, P. 弗莱彻.燃气涡轮发动机性能[M]. 郑建宏,胡忠志,华清,等译.上海:上海交通大学出版社,2014:574-576.
- [7] Ю. H. 聂恰耶夫.航空动力装置控制规律与特性[M]. 单凤桐,程振海,译.北京:国防工业出版社,1999:319-326.
- [8] NAEGELI D W, DODGE L G, MOSES C A. The effect of fuel properties and atomization on low temperature ignition in gas turbine combustors: AGARD-CP-480[R]. 1991.
- [9] MACMILLAN W. Testing to assess the affect of degraded fuel specifications on the cold start ability of a T63-A-700 engine [C]//4th International Symposium on Air Breathing Engines. 1979:7009.

作者简介:高磊(1990-),男,工程师,硕士,主要从事航空发动机工作特性研究。

收稿日期:2022-10-15

航空动压式油气分离器流场特性分析

任 祺,孔祥伟,王 丹

(中国飞行试验研究院测试所,陕西 西安 710089)

摘 要:动压式油气分离器因为其结构简单、可以内置于航空发动机内部等优点,广泛应用于航空航天领域中。因为两相流动过程中气泡或液滴的碰撞、破碎、聚合等行为非常复杂,使用 Fluent 软件探究动压式油气分离器流场特性以及分离机理,采用容积法测量分离器分离效率,通过液体含气率和气体含气率的测定,表征了分离器性能的变化情况。借助物理模型的建立,考虑航空滑油粘度及马赫数影响,计算了动压式油气分离器内部流场,获得分离器内部流场各个截面的切向速度、轴向速度以及内部流场的分布规律,为后续其结构改进优化提供了支撑。

关键词:动压式油气分离器 数值模拟 速度场 流动规律

中图分类号:V228

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0026-05

Analysis of flow field of aerial dynamic pressure oil-gas separator

REN Qi, KONG Xiangwei, WANG Dan

Abstract: The dynamic pressure oil-gas separator is widely used in the aerospace field because of its simple structure. Since the collision, crushing and polymerization behaviors of bubbles or droplets in the two-phase flow process are very complex, Fluent software is used to explore the flow field characteristics and separation mechanism of the dynamic pressure oil-gas separator, and the separation efficiency of the separator is measured by volume method. The changes in the performance of the separator are characterized by the measurement of liquid and gas content. With the help of the physical model, the internal flow field of the dynamic pressure oil-gas separator is calculated by considering the influence of the viscosity and Mach number of aviation lubrication oil. The tangential velocity and axial velocity of the internal flow field of each section of the separator and the distribution law of the internal flow field are obtained, which has provided support for the subsequent structural improvement and optimization.

Keywords: dynamic pressure oil-gas separator, numerical simulation, velocity field, flow pattern

0 引言

航空发动机在正常工作中并不是完全密封,当滑油通过输油管路对发动机的传动装置以及冷却轴承进行润滑时,因密封性问题,混入发动机内的空气会因为润滑轴承齿轮相互之间的耦合而受到挤压,压力增大,空气体积减小,这样会和滑油混合形成乳化物^[1-3]。这样形成的滑油乳化物和正常滑油相比,其传热系数和比热数值都会减小,在对传动装置进行润滑和传热时会使滑油散热器换热性能降低,恶化摩擦对偶面的冷却与润滑条件。同时回油泵的设计容量大于供油量,在往复循环中因为滑油中混入空气的原因,使得回流到滑油箱滑油的油气比减小。并且滑油箱外形尺寸结构使得混入其中的空气

较难分离,导致向增压泵输送的油量减少。发动机内的供给油压不足,容易造成发动机空中停车熄火。

油气分离性能的好坏直接关系到航空发动机滑油系统能否正常工作,对于提升发动机工作效率、提高飞机性能以及飞行员安全至关重要^[4]。动压式油气分离器因为其结构简单、内部并无旋转部件、外部并无管线相连、体积小、可以内置于航空发动机内部等优点,广泛应用于航空航天领域中^[5],目前虽然针对于分离器内流场的相关研究已经很多,但是因为不同分离器适用的工业领域相差很大,已有的研究结果主要集中在石油工业领域,其使用的分离器结构尺寸较大并且工作环境与动压式油气分离器存在较大差异^[6]。

因此本文着重探究了容积法测量分离器分离效

率的机理,然后建立动压式油气分离器物理模型,模拟动压式油气分离器内部流场,将分离器内部流场从上到下划分为四个区域,每个区域选取一个截面,研究不同截面处速度场的分布规律,总结分离器的分离原理以及内部流场的流动规律,探究影响分离器流场变化的因素。

1 理论分析

在航空发动机中,动压式油气分离器的油、气出口均为自由状态,当油气混合物进入分离器时,在向心力和离心力的作用下进行油气分离。混合物入口的气体含量已知时,假定航空滑油粘度及雷诺数为定值,借助数值模拟软件可以计算得到出油口的气体含气量,从而采用容积法算出出油口含气量与油气混合物入口含气量之比^[7],以此表征动压式油气分离器的分离性能。

1.1 出油口气体含量测定

气体含气量利用体积法测量出油口气体含量:对分离器出油口进行 h 次采样,计量每个样本初始体积 V_1 ,静置一段时间,待样本不再变化后,再次计量样本体积 V_2 ^[8]。

含气率计算公式为:

$$\begin{cases} x_i = 1 - \frac{V_2}{V_1} \\ x = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \end{cases} \quad (1)$$

式中: V_1 为样本初始体积, V_2 为样本最终体积, x_i 为第 i 组测得的出油口气体含量, n 为样本数目, x 为出油口含气量。

1.2 含气率测量

液体含气率代表了出油口中气体的夹带量,其公式为^[9]:

$$k_1 = \frac{xq_{g3}}{\varepsilon(1-x)q_{g2}} \quad (2)$$

式中: q_{g3} 为出油口空气体积流量, q_{g2} 为分离器入口处空气的体积流量, k_1 为分离器含气率。

虽然 k_1 可以反映分离器的分离性能,但不直观,因此定义分离器的分离效率为^[10]:

$$\eta = 1 - k_1 \quad (3)$$

式中, η 为分离器分离效率。

2 数值模型建模及边界条件

2.1 几何模型

整个分离器由四部分组成,筒体为内径 13 mm、高 80 mm 的竖直圆柱。滑油入口和出口的断面都为高 12 mm、宽 2.5 mm 的矩形,出油管的中轴线距离底面的高度为 11 mm,混合物入口管与筒体切线的夹角为 15°。距离分离器筒体的顶面为 21 mm。出气管为长 25 mm、直径 3 mm 的圆柱,且其中 15 mm 的长度内伸于分离器内,外露高度为 10 mm。出气管和分离器的筒体轴心在同一条竖直轴线上。详细的结构示意图如图 1 所示。

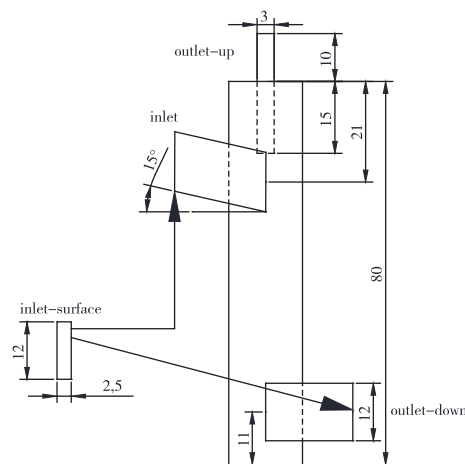


图 1 分离器物理模型

2.2 网格划分

在对分离器进行网格划分时,还是采取与验证湍流模型阶段相同的步骤,用 proe 建立物理模型,然后借助 ICEM-CFD 进行网格划分,为了使计算时间缩短,并且保证必要的计算精度,使用结构化网格对整个分离器进行网格划分。网格示意图如图 2。

2.3 工况参数

通过查阅相关文献,确定所用的分离器在正常工作的过程中,滑油的温度为 200 °C。滑油为 4050 航空润滑油,具体参数如表 1 所示^[1]。



图 2 网格示意图

表 1 工况参数

名称	密度/(kg/m^3)	动力粘度/($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	流量/(L/min)
滑油	972.2	0.00148	6

从分离器的筒体的顶面开始为各个截面的起始面,分离器的各个界面的位置编号如表 2 所示。

表 2 各截面截取位置

截面位置编号	距顶端高度/mm
Y1	10
Y2	30
Y3	50
Y4	70

2.4 边界条件

边界条件:(1)速度设置为速度入口(velocity-inlet),假设进口的流速均匀;(2)因为模拟的分离器是在正常环境下工作,进入分离器内的流体将全部从出口流出,出口没有任何附加部件,因此设置出口为压力出口;(3)所用工质为 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的滑油,通过计算它的雷诺数已经大于 2300。液体的黏度比较大,可能会在避免附近有着急剧变化的速度梯度,壁面选择标准壁面(standard wall Treatment)以及曲率矫正(curvature correction);(4)分离器的进口速度经过计算为 3.33 m/s 。根据进口流量以及轴向速度,用容积法计算出,流体从进口进入分离器,贯通一次分离器的时间大致为 0.1 s ,最终时间步长设置为 5^{-5} s 。

3 计算结果及讨论

3.1 流体迹线图

根据图 3 可以看出,流体以 3.3 m/s 的速度从分离器的 15° 切向进口进入分离器中,因为分离器的进口管与分离器筒体外壁为一定角度相切。由于液体自身的离心力以及重力的作用,流体碰到分离器内壁,受到切向的反作用力,混合物受到分离器内壁面的反作用力产生漩涡。也就是在进口段部分会形成一个快速旋转的锥形面。根据伯努利方程知道,速度和压力成反比,锥形顶点的速度越小,压力越大。相反在进口区的速度由于进口流体的不断冲击,再加上由于逆流区的存在,油气混合物的速度很

大,但压力减小。因此在进口段形成了一个由下向上的低压区。滑油混合物就是借助于分离器内的低压区向上运动,从出气管排出。

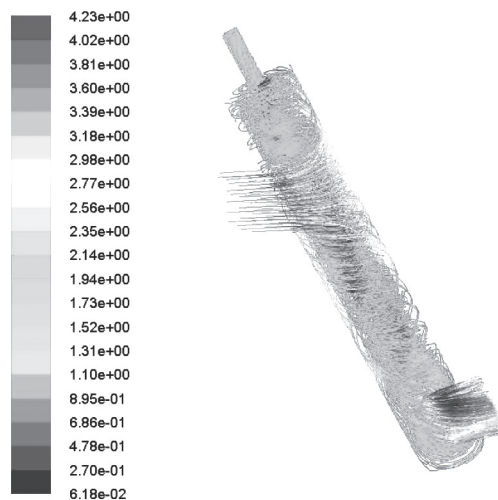


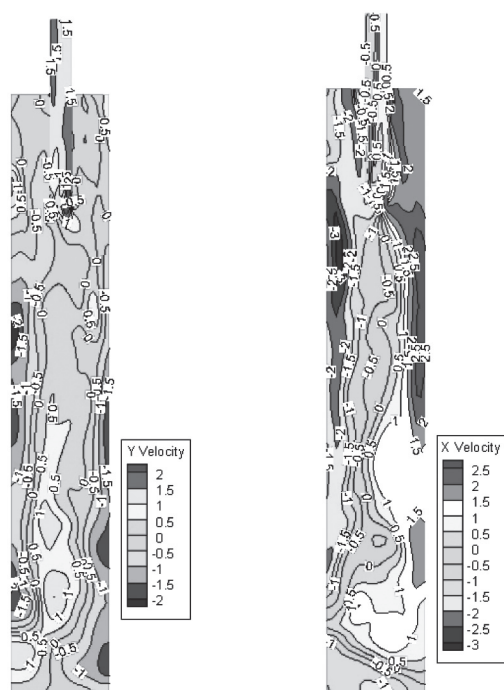
图 3 流体迹线图

3.2 流场云图分析

分离器内部的三维强旋流动十分复杂,为了更清楚地对整个分离器的流场进行探究,用 Tecplot 软件对分离器内部的流场进行后处理,取 $x=0$ 截面画出界面轴向的速度等值线图与各个截面的轴向速度具体值结合,分析用 RSM 湍流模型模拟给定工况时分离器的速度分布,探究气液分离的实现基础。

从 $x=0$ 截面的轴向速度云图可以看出,在分离器内部存在两个速度梯度,在分离器的壁面附近,从上到下速度梯度呈现递减的趋势,一直往下触碰到分离器底部产生回旋,形成漩涡,而由于出口的影响,整个流体的逆流区在分离器底部向着 z 轴负方向偏离,也就是向着分离器出口的方向偏离。而分离器中心则是由下往上递增的趋势。分离器内部的逆流区也称作回流区的存在,为分离器的气液分离提供了可能。出气口的速度很大,是因为出气管入口和分离器进口在同一个进口段,在这一区域流体动能最大,有着很强的漩涡以及湍流运动,直接冲击着入口管,可能会造成出气口夹带液滴的现象。

从 $x=0$ 截面的切向速度云图可以看出,分离器内部的切向速度因为漩涡的存在壁面两侧的速度大致相同但是方向相反,在分离器轴心处的速度较小。



(a) $x=0$ 截面轴向速度云图 (b) $x=0$ 截面切向速度云图

图4 速度云图

从上往下看,越往下分离器的切向速度越小,是因为在内部的湍流运动,以及由于壁面之间粘滞力的作用使得动能产生了耗散,消耗掉了很多多余的能量。从左到右,分离器的切向速度逐渐衰减,说明逆流区的存在,分离器内部三维强湍流运动的强弱和壁面两个速度的差值成正比。可以看到,在进口段,两侧的速度值较大,轴心的速度值趋近于零,为速度零止点,此点处的压力大,而壁面处速度大,相应的压力就小,形成的低压区有助于油气的分离。而在分离器的中心部分,速度梯度相对较小,三维漩涡相对于进口段趋于稳定。

3.3 各截面速度曲线

以下给出从分离器筒体顶部开始计算时,各个截面的轴向及切向速度。为了方便分析,在网格建立初始,就规定速度向上的方向为 y 轴正方向。

四个截面分别对应分离器的出气段、进口段、中间段、出油段。在截面一的出气管两侧明显的形成了两个漩涡,且分离器内部在靠近壁面两侧的速度较小,中间漩涡部分的轴向速度较大,并且在壁面附近流体碰壁后向上流动,然后碰到筒顶之后产生回旋。而分离器中心部分,速度大致为 1.25 m/s 到

1.75 m/s 之间,小于进口速度 3.33 m/s 。可以认为是流体从分离器的进口进入分离器中,所携带的动能一部分因为壁面的阻尼而速度减小,因为漩涡作用,随即从分离器出口出流,在壁面附近的流体速度也高于轴心速度。将截面二和截面三结合来看,分离器中靠近壁面附近的流体在从进口进入之后,碰壁后除了向上的流体,剩下的液体沿着壁面向下运动,同时在进口段和中间段也即对应的二、三截面处的旋转半径是不同的,旋转轴心也会发生偏移,正好和云图显示的相同。在进口段三维强湍流运动最强,此时在入口段形成的漩涡远大于其他部分,有助于气液的分离。

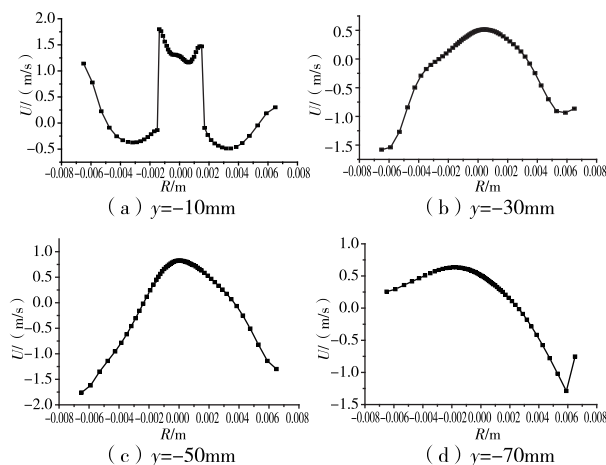


图5 各截面轴向速度曲线

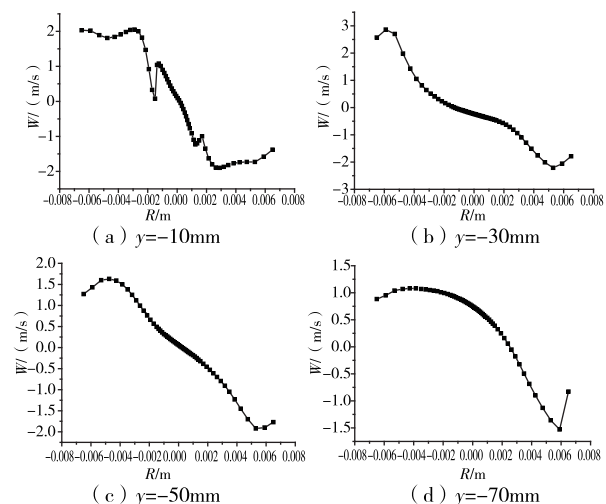


图6 各截面切向速度曲线

从图6(a)看,在出气管的两侧形成了不同方向

的流动,绕着出气管做旋转运动,在出气管中的流动速度也同为漩涡,速度衰减很大,梯度十分明显。第二截面的切向速度衰减比第三截面的衰减要更剧烈。是因为越往下分离器的逆流区趋向于稳定,流动减缓分离效率降低。第四截面处速度梯度虽然是平滑曲线,但由于出口的作用,在这一部分流体一部分顺着筒体继续做螺旋运动,其余的部分直接从出口流出,且漩涡中心向着出口偏离。

4 结论

通过本文研究,得出以下结论:

1) 动压式油气分离器内部流动涉及强旋湍流流动,由于体积小其内部无法放置测量器件,不利于直接测量,采用容积法可以有效表征动压式油气分离器的分离效率。

2) 从轴向速度和切向速度云图看出分离器内部确实有逆流区的存在,逆流区的存在是分离器内部流体分离的根本原因。

3) 决定分离效率大小的因素与入口速度的轴向分量大小有关,分离器轴心处向上的轴向速度越大,更有助于气液分离过程的进行。

参考文献

- [1] 航空工业总编委会. 航空发动机设计手册: 第12册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
- [2] 张海红. 旋风分离器流场与分离性能的数值模拟研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2004.
- [3] ARPANDI I A, JOSHI A R, SHOHAM O, et al. Hydrodynamics of two-phase flow in gas-liquid cylindrical cyclone separators[J]. SPE journal, 1995, 1(4): 427-436.
- [4] ERDAL F M, SHIRAIZ S A. Local velocity measurements and computational fluid dynamics (CFD) simulations of swirling flow in a cylindrical cyclone separator[C]//Proceedings of the Engineering Technology Conference. 2001: 823-833.
- [5] 刘晓敏, 蒋明虎, 赵立新. 气液旋流分离装置的研制与可行性试验[J]. 流体机械, 2004(5): 1-4.
- [6] 刘进力, 傅苏红, 马靖喧. 一种气液分离的新方法[J]. 过滤与分离, 2005(4): 31-33.
- [7] NISSAN A H, BRESAN V P. Swirling flow in cylinders[J]. AIChE journal, 1961, 7(4): 543-547.
- [8] MOLINA R, WANG S, GOMEZ L E, et al. Wet gas separation in gas-liquid cylindrical cyclone separator[J]. Journal of energy resources technology, transactions of the ASME, 2008, 130(4): 0427011-0427012.
- [9] GAO X, CHEN J, FENG J, et al. Numerical and experimental investigations of the effects of the breakup of oil droplets on the performance of oil-gas cyclone separators in oil-injected compressor systems[J]. International journal of refrigeration, 2013, 36(7): 1894-1904.
- [10] LE V S. Influence of inlet angle on flow pattern and performance of gas-liquid cylindrical cyclone separator[J]. Particulate science & technology, 2017, 35(5): 555-564.

作者简介: 任祺(1995-), 男, 汉族, 宁夏中卫人, 硕士, 助理工程师, 研究方向: 工程流体、飞机软件与数据处理。

收稿日期: 2022-11-22

多项式非线性悬置刚度曲线法计算动力总成位移

李海生, 郭德昌, 李海龙, 叶身鸿

(江阴海达橡塑股份有限公司, 江苏 江阴 214421)

摘要:汽车动力总成悬置系统,对动力总成静态支撑和动态隔振起到关键作用,其中,系统设计需要模拟不同工况下动力总成质心位移,悬置的位移和受力。采用了多项式样条曲线方法定义悬置非线性刚度曲线,并分析推导了静态工况下悬置受力的方程;通过横置动力总成三点悬置案例,分别应用 Matlab 程序和 Adams 软件对悬置系统质心位移、悬置的位移和受力进行仿真、迭代计算。结果对比一致性很好,证明了方法的正确性。

关键词:动力总成悬置系统 线性刚度 非线性刚度 多项式非线性刚度曲线 迭代计算 位移控制

中图分类号:O328;U467

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0031-05

Powertrain displacement calculation based on polynomial nonlinear mounting stiffness curve method

LI Haisheng, GUO Dechang, LI Hailong, YE Shenhong

Abstract: The vehicle powertrain mounting system is key to the static support and dynamic isolation of the powertrain. During the design of the system, it is necessary to simulate the displacement of the powertrain and each mount under different working conditions. In this paper, the nonlinear stiffness curve of the mount is defined by the polynomial curve method, and the stress equation under static condition is deduced. By using Matlab and Adams software, the centroid displacement and stress of the three-point mounting system are simulated and iteratively calculated. The results show good consistency, which proves the correctness of the method.

Keywords: powertrain mounting system, linear stiffness, nonlinear stiffness, polynomial nonlinear stiffness curve, iterative computation, motion control

0 引言

动力总成悬置系统是由多个(≥ 3)橡胶部件,安装在动力总成与车身或底盘之间,起到支撑动力总成重量和隔离动力总成和车身之间的振动传递的作用。合理设计悬置系统,能够有效降低振动传递率,提升整车在不同行驶工况的舒适性、平顺性。

悬置系统设计时,除了可靠性以外通常情况下主要考虑动态和静态两方面性能特性。静态方面主要考虑动力总成质心在各种行驶工况下的位移以及悬置受力变形量应该在指定的范围内,以避免动力总成与周边零部件干涉;动态方面主要考虑动力总成悬置系统6阶固有频率和振动能量的分布,避免与其他子系统以及外界常规激励源发生共振,同时,尽可能保持6个方向的振动能量高度解耦^[1-5]。

悬置系统在静态工况仿真中,由于悬置6个弹性主轴方向上的静刚度性能多为非线性,为了计算和迭代上的方便,文献[1]采用5段线性刚度曲线拟合悬置主轴方向的力-位移非线性曲线,在多种工况下能够很好的计算动力总成的位移结果。

本文采用多项式样条曲线(Polynomial line)拟合的方法,进行悬置静刚度非线性的模拟,推导了动力总成位移计算公式悬置位移和受力的换算关系。

1 悬置静态刚度曲线定义

确定两个坐标系,如图1所示,一是动力总成质心坐标系 G_0-XYZ ,原点 G_0 为动力总成的质心,后文中的惯性参数就基于此坐标系。另一个为单个悬置局部坐标系 $O_i-U_iV_iW_i$,原点 O_i 为支撑点各个悬置的弹性中心。

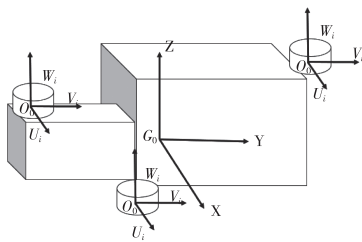


图1 动力总成悬置系统布置

悬置静刚度曲线是由线性段和非线性段两部分组成,如图2所示。

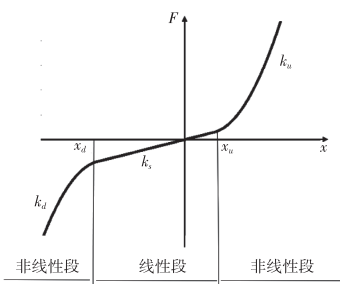


图2 悬置静刚度非线性曲线

力-位移非线性曲线可以通过以下分段函数获得。

$$F = \begin{cases} k_s x, & x_d \leq x \leq x_u \\ k_s x + k_u (x - x_u)^{e_u}, & x > x_u \\ k_s x + k_d (x_d - x)^{e_d}, & x < x_d \end{cases} \quad (1)$$

式中: k_s 为静刚度曲线中线性段刚度,其值大小取决于悬置的安装位置以及动力总成悬置系统的固有刚体模态频率范围,以及能量解耦约束条件; x_u 和 x_d 分别为非线性上拐点和下拐点的位置,等同于悬置结构中的软限位距离; k_u 和 k_d 分别为上、下拐点非线性段的刚度系数; e_u 和 e_d 分别为非线性刚度上、下端曲线指数,其值的大小决定非线性段的曲率程度。拐点位置、非线性刚度系数和曲线指数的取值需要依据整车的驾驶工况下的动力总成运动姿态,以及悬置疲劳寿命的需求。

1.1 静刚度曲线线性段的确定

动力总成悬置系统的刚体模态特性对整车振动、噪声和平顺性(NVH)有很大影响,主要体现在由系统刚度和系统惯性参数决定系统的固有频率和

能量分布情况。动力总成的惯性参数是固定的,因此,调整悬置的三向动刚度 K_d 和安装位置来改变系统刚度,从而实现系统的固有频率和解耦目标,是当前悬置系统性能优化的主要途径。

动力总成的固有频率和解耦率,可以通过公式(2)获得:

$$\begin{cases} | [K] - \omega^2 [M] | = 0 \\ \{ | [K] - \omega_i^2 [M] | \} \{ \phi \}_i = 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中, $[K]$ 为悬置系统的刚度矩阵,是由 n 个悬置的动刚度 K_d 通过公式(3)得到。

$$[K] = \sum_{i=1}^n [A_i]^T [B_i]^T [K_{di}] [A_i] [B_i] \quad (3)$$

其中: $[K_{di}] = \text{diag}(K_{dxi}, K_{dvi}, K_{dwi}, \theta K_{dvi}, \theta k_{dvi}, \theta k_{dwi})$ 为第 i 个悬置局部坐标系下的三个方向动刚度阵和绕 X, Y, Z 轴的扭转动刚度。对于汽车动力总成悬置系统而言,悬置的扭转刚度对于动力总成系统动静特性的影响极小,多数文献在系统解耦和工况位移计算时忽略扭转刚度,但其影响程度取决于动力总成与悬置的位置关系以及二者的形状尺寸比例关系,所以,本文在计算公式中仍考虑扭转刚度。

$[A_i]$ 为第 i 个悬置位移转换关系矩阵。

$$[A_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & z_i & -y_i \\ & 1 & -z_i & 0 & x_i \\ & & 1 & y_i & -x_i & 0 \\ & & & 1 & & \\ & & & & 1 & \\ & & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: x_i, y_i, z_i 为第 i 个悬置在动力总成质心坐标系中的坐标。

$[B_i]$ 为第 i 个悬置局部坐标系相对于动力总成坐标系的方向余弦矩阵(对应坐标轴的方向角组成)。

$$[B_i] = \begin{bmatrix} [Q_i] \\ [Q_i] \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[Q_i] = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{ui} & \cos \beta_{ui} & \cos \gamma_{ui} \\ \cos \alpha_{vi} & \cos \beta_{vi} & \cos \gamma_{vi} \\ \cos \alpha_{wi} & \cos \beta_{wi} & \cos \gamma_{wi} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$[M]$ 为系统的质量矩阵,包括动力总成质量和惯性矩阵,这些是动力总成的固有属性,可以通过专

用设备测试得到^[2]。

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \\ & I_{xx} & -I_{xy} & I_{xz} \\ & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中, $\{\phi\}_i, \omega_i^2$ 分别为第 i 阶模态阵型特征向量和特征值, 固有频率 $f_i = \omega/2\pi$ 。因此, 已知悬置系统的质量和系统刚度, 由公式(2) 可以得到系统的 6 阶固有频率和相对应的振型。

利用振型和悬置系统的 6 个固有模态可得到悬置系统的能量分布^[4]。

因此, 当系统做 i 阶固有频率主振动时, 在第 k 个广义自由度上分配到的动能占系统总动能的比例, 即解耦率的表达式为:

$$T_k^{(i)} = \frac{\sum_{l=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k m_{kl}}{\sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k m_{kl}} \times 100\% \quad (8)$$

式中, $(\phi_i)_k, (\phi_i)_l$ 分别为 ϕ_i 的第 k 个、第 l 个元素, m_{kl} 为惯性矩阵中第 k 行、第 l 列元素。

通常, 悬置系统固有频率和解耦率均作为设计目标而提前设定, 因此, 根据不同车型系统固有频率和解耦率的要求设计优化目标, 对公式(2) 进行优化计算, 可以寻得各个悬置安装位置和怠速下的每个悬置三个方向的最优动刚度值 K_d , 从而得到悬置静刚度曲线中的线性段的静刚度 K_s , 通常一般取 $K_d = (1.2 \sim 1.6)K_s$ 。

1.2 静刚度曲线非线性段的确定

为了让悬置提供更好的减振特性, 提升整车的驾驶平顺性, 同时兼顾发动机舱零部件安全间隙, 悬置有更长的使用寿命, 在动力总成受到较大冲击时需要悬置迅速提升其刚度值从而避免动力总成位移过大, 即悬置的非线性限位功能。因此, 不同驾驶工况下, 各个悬置的受力和位移关系尽可能满足以下需求, 如图 3 所示。

判断各个典型工况下, 悬置受力 - 位移是否满足图 3 中范围要求, 如不能满足设计要求, 可以修正悬置刚度曲线的非线性段部分的拐点位置、非线性

曲率等来满足设计要求, 动力总成位移的计算方法见下一章。

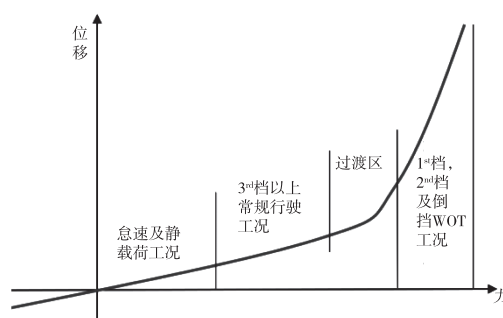


图 3 悬置静刚度非线性曲线

2 动力总成位移的计算方法

由公式(3) 可以求得悬置系统的系统刚度 $[K]$, 因此, 动力总成在受外部载荷 $\{EF\}$ 作用下, 质心位移 $\{X\}$ 可以通过公式(9) 获得。

$$[K]\{X\} = \{EF\} \quad (9)$$

质心位移为 $\{X\} = (x_0, y_0, z_0, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi})^T$, 其中包括平动三个方向平动位移和绕 X, Y, Z 轴的转动位移。

第 i 个悬置在其局部坐标系下的位移 $LU_i (LU_{xi}, LU_{yi}, LU_{zi}, L\theta_{xi}, L\theta_{yi}, L\theta_{zi})$ 则可以通过公式(10) 获得:

$$[LU_i]^T = [A_i]\{X\}[B_i] \quad (10)$$

式中, $[A_i], [B_i]$ 分别参见公式(4) 和公式(5)。

在局部坐标系下, 通过单个悬置在局部坐标系下的位移和刚度, 特定工况下各个方向上所受的力和力矩 $\{LF_i\}$ 可以由悬置位移 - 力的关系公式(1) 获得:

$$\{LF_i\} = (LF_{xi}, LF_{yi}, LF_{zi}, LM_{xi}, LM_{yi}, LM_{zi})^T \quad (11)$$

此时, 动力总成在特定工况载荷 $\{EF\}$ 作用下, 其位置会相对于原始(静预载) 状态发生改变, 因此, 第 i 悬置在动力总成质心坐标系下会产生相对应的新坐标位置, 即

$$\begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta y_i \\ \Delta z_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} + [A_i]\{X\}$$

式中, $[A_i]$ 见公式(4)。

因此,第 i 个悬置在局部坐标系与动力总成坐标系的位置关系矩阵则变为 $[AA_i]$:

$$[AA_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \Delta z_i & -\Delta y_i \\ & 1 & -\Delta z_i & 0 & \Delta x_i \\ & & 1 & \Delta y_i & -\Delta x_i & 0 \\ & & & 1 & & \\ & & & & 1 & \\ & & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

第 i 个悬置在动力总成质心坐标系中的反力和反力矩为:

$$\{RF_i\} = (RF_{xi} RF_{yi} RF_{zi} RM_{xi} RM_{yi} RM_{zi})^T$$

可以通过公式 (13) 获得:

$$\{RF_i\} = -[AA_i]^T \{LF_i\} \quad (13)$$

特定工况静平衡状态下, n 个悬置作用在动力总成上的总作用力平衡于外加在动总上的工况力 $\{EF\}$, 即动总质心坐标系内的静平衡方程:

$$\sum_{i=1}^n \{RF_i\} + \{EF\} = 0 \quad (14)$$

方程 (14) 为多变量非线性方程组,需用迭代方法进行求解。本文分别采用拟牛顿迭代法和多目标法求解,并与 ADMAS 求解结果进行对比。在分析各个工况时,需要给定初始值,一般为发动机静载荷下的位移 $\{X_0\}$ 。

3 实例验证

在一款轿车发动机悬置系统的开发项目中,以编写的 Matlab 程序作为悬置系统开发的辅助工具,通过优化获得一组悬置的位置和刚度,同时利用前文提到的多项式样条曲线拟合悬置的非线性刚度曲线,利用迭代程序进行求解,其结果与 Adams 仿真结果进行对比,误差非常小,一致性很好。

此轿车动力总成采用前置前驱横置,三点悬置布置形式,发动机侧及变速箱侧各一个悬置,变速箱后侧采用拉杆悬置,布置形式如图 4 所示,总重为 220 kg。分别在自编的 Matlab 程序和 Adams 中建立模型进行了静载偏移设置,以使动力总成处在静平衡位置。在静态工况下,左悬置静载位移为 -4.53 mm,右悬置静载位移为 -6.16 mm。

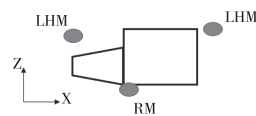


图 4 案例动力总成悬置布置方式

针对此项目设置了 8 个典型工况,其中包括静载荷工况,1-6 挡不同速比的全油门 (WOT) 工况以及倒挡全油门 (R-WOT) 工况,加载在动力总成质心上的力和力矩数值见表 1。

表 1 各工况加载在动力总成上的力和力矩

加载工况	F_x/N	F_y/N	F_z/N	T_x /(N·m)	T_y /(N·m)	T_z /(N·m)
Static	0	0	-2151.48	0	0	0
1stWOT	0	0	-2150.48	0	5908	0
2ndWOT	0	0	-2149.48	0	3544.8	0
3rdWOT	0	0	-2148.48	0	2383.5	0
4thWOT	0	0	-2147.48	0	1751.05	0
5thWOT	0	0	-2146.48	0	1398.95	0
6thWOT	0	0	-2145.48	0	1124.9	0
RWOT	0	0	-2144.48	0	-5362.7	0

分别利用自编的 Matlab 程序和 Adams 软件对这 8 个工况进行计算,求解出动力总成位移,见表 2。

表 2 动力总成质心位移 (Matlab 与 Adams)

加载工况	平动位移/mm			转动位移/°			计算工具
	cm_x	cm_y	cm_z	cm_Ax	cm_Ay	cm_Az	
Static	0.01	0.00	-0.01	0.00	0.04	0.00	Matlab
	0.01	0.00	-0.01	0.00	0.04	0.00	Adams
1stWOT	2.71	-0.26	-0.23	-0.10	3.10	0.39	Matlab
	2.79	-0.35	-0.03	-0.14	3.07	0.39	Adams
2ndWOT	1.96	-0.24	-0.20	-0.09	2.79	0.37	Matlab
	2.02	-0.30	-0.04	-0.12	2.77	0.37	Adams
3rdWOT	1.48	-0.22	-0.19	-0.08	2.58	0.35	Matlab
	1.54	-0.27	-0.04	-0.10	2.56	0.35	Adams
4thWOT	1.15	-0.21	-0.18	-0.08	2.42	0.33	Matlab
	1.20	-0.24	-0.05	-0.10	2.41	0.33	Adams
5thWOT	0.91	-0.20	-0.17	-0.08	2.30	0.31	Matlab
	0.96	-0.23	-0.05	-0.09	2.29	0.31	Adams
6thWOT	0.62	-0.18	-0.16	-0.07	2.16	0.27	Matlab
	0.67	-0.21	-0.05	-0.08	2.15	0.27	Adams
RWOT	-3.36	0.24	0.20	0.09	-2.79	-0.37	Matlab
	-3.30	0.16	0.36	0.06	-2.82	-0.37	Adams

从表2的对比结果数据可以看出,误差非常小,一致性很好。小数点后有偏差的原因是因为非线性方程求解方法不同导致。因此表明作者所使用的方法是正确,而且多次尝试多种苛刻工况,其值均收敛并求解成功。

如图5显示,8个工况载荷下,左悬置工作点的位置,1st-WOT,2nd-WOT以及倒挡均在非线性段,3rd-WOT在过渡区,4th-7th WOT在线性段,满足前文图3的设计要求。

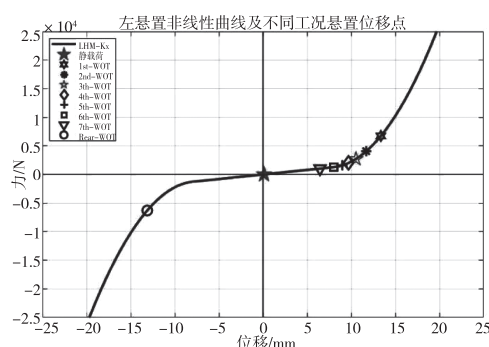


图5 左悬置在其弹性主轴u方向的工作位置

4 结论

通过运用多项式方法确定悬置弹性主轴上的多样条非线性刚度曲线,其中包括三项轴向刚度和扭转刚度,推导出动力总成悬置系统在受到外力作用时静力学方程,得出动力总成质心和悬置的运动位移。通过自编的MATLAB程序和Adams软件,以某一款悬置系统为例进行动力总成位移、悬置位移和受力的计算,计算结果表明此多样条曲线及迭代求解方法合理准确。

参考文献

- [1] 上官文斌,徐驰,黄振磊,等.汽车动力总成悬置系统位移控制设计计算方法[J].汽车工程,2006(28):738-742.

- [2] 薛华,刘志强,刘岩,等.基于Matlab的动力总成悬置系统解耦优化[J].噪声与振动控制,2015,35(2):65-68.
- [3] 周宇杰,雷刚,贺艳辉,等.基于惯性参数的动力总成悬置系统解耦分析[J].噪声与振动控制,2017,37(6):94-97.
- [4] SHANGGUAN W B, HOU Z. Strategies and calculation methods for automotive powertrain motion control under quasi-static loads [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part D: journal of automobile engineering, 2006, 220(8): 1131-1138.
- [5] 史文库,林逸.发动机悬置支承在弹性基础上的隔振特性分析[J].汽车技术,1998(7):18-20.
- [6] 王亚楠,吕振华.几种特殊弹性参数对动力总成-悬置系统固有振动特性的影响[J].清华大学学报(自然科学版),2012,52(1):102-107.
- [7] 胡金芳.计及弹性基础的动力总成悬置系统特性分析与解耦研究[D].合肥:合肥工业大学,2012.
- [8] 董加加.汽车悬置系统设计及性能开发[M].镇江:江苏大学出版社,2019.
- [9] 郭荣,章桐.汽车动力总成悬置系统[M].上海:同济大学出版社,2013.
- [10] 唐静.动力总成悬置系统动态解耦方法的研究[D].广州:华南理工大学,2010.
- [11] 刘晓昂.基于整车振动控制的动力总成悬置系统设计方法[D].广州:华南理工大学,2016.

作者简介:李海生(1979-),男,河北保定市人,硕士研究生,毕业于英国南安普顿大学,专业方向:噪声与振动。

收稿日期:2022-08-18

篦齿倾斜角度对封严性能的影响研究

余 强^{1,2}, 陈 剑^{1,2}, 赵 丹^{1,2}, 张文灿^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要:为了获得直通型斜篦齿倾斜角度对封严特性的影响,利用数值计算方法对直通型斜篦齿前、后倾角的变化对封严性能的影响进行了研究,分别从不同前倾角和不同后倾角两个方面进行研究。结果表明:对于不同前倾角,在压比低于1.8时,前倾角越大,封严性能越好,在压比高于2.5时,前倾角在 10° 时具有较好的封严性能。对于不同后倾角,在压比低于1.8时,后倾角越小,封严性能越好,压比1.1~4.0范围内,前倾角 15° 不变时,后倾角 25° 时封严性能相对较好。

关键词:篦齿 数值研究 角度 封严性能

中图分类号:V233.93

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0036-03

Influence of labyrinth angle on the sealing performance

YU Qiang, CHEN Jian, ZHAO Dan, ZHANG Wencan

Abstract: To obtain the influence of the angle of the straight-through labyrinth on the sealing performance, numerical calculation method was used to study the influence of the changing of the front and back angle of the straight-through labyrinth on the sealing performance. The results showed that, when the pressure ratio was less than 1.8, the sealing performance was better with larger front angle and smaller back angle; when the pressure ratio was above 2.5, the sealing performance was better with a front angle of 10° ; when the pressure ratio was between 1.1 and 4.0 and the front angle was 15° , the sealing performance was better with a back angle of 25° .

Keywords: labyrinth, numerical research, angle, sealing performance

随着航空发动机技术的不断发展,在目前发展阶段下,要想进一步提高航空发动机的效率,很大程度上取决于转、静子之间的封严效果。有研究表明,封严泄流量每减少1%,可使发动机推力增加1%,耗油率降低0.1%;对于先进战斗机的发动机,在发动机转速和涡轮前进口温度保持不变的情况下,高压涡轮封严泄流量每减少1%,则推力增加0.8%,耗油率降低0.5%^[1]。目前,航空发动机各项技术已经比较成熟,但是航空发动机性能的不断改进仍是一个持久性的研究工作,其中发动机中的封严技术是影响其性能的主要因素之一。Sturgess, G. J.^[2]指出,未来航空发动机性能的提高一半将取决于封严技术的提高。对于直通型篦齿,泄漏量的大小取决于篦齿结构的几何参数,如封严间隙、齿间

距、齿梢几何形状、齿的倾斜角度和封严齿数等。吴丁毅^[3]对典型直通型篦齿几何参数对泄漏量的影响进行了实验研究,结果表明,随着齿数的增加泄漏系数会减小,这是篦齿多次节流产生的效果。

1 计算模型

直通型斜篦齿在当前航空发动机中得到广泛应用,在篦齿其他参数不变的前提下,不同倾斜角度对封严性能有一定影响,本文选取图1的计算模型,通过数值计算研究了不同前、后倾角对封严性能的影响,篦齿模型的齿数为6个,当固定后倾角 α 为 30° 时,分别计算前倾角 β 为 0° 、 5° 、 10° 、 15° 下的泄漏系数,当固定前倾角 β 为 15° 时,分别计算后倾角 α 为 25° 、 30° 、 35° 、 40° 下的流量参数,各计算模型的齿高

均为 $H=5\text{ mm}$, 齿间距 $B=6\text{ mm}$, 间隙 $S=0.25\text{ mm}$, 齿顶宽 0.3 mm , 进气方向如图 1 所示, 计算了各模型在不同压比下的流量参数随压比的变化规律, 得到了前、后倾角对封严特性的影响规律。采用 Fluent 的前处理软件 Gambit 生成三角网格, 在流动比较剧烈的齿顶区域进行了网格加密处理, 在流动比较缓慢的区域用较稀疏的网格, 在篦齿旋转壁面和静子外罩侧添加了 6 层边界层网格, 初始边界层厚度为 0.004 mm , 采用 1.05 的比例因子, 通过网格无关性分析, 网格数量确定为约 13 万。湍流模型选择半经验公式的标准 $k-\varepsilon$ 模型, 在以往的研究中发现, 使用双方程 $k-\varepsilon$ 模型能够较好模拟篦齿腔内的流动特性。选用标准壁面函数对近壁区域进行处理。流体密度按理想气体计算, 粘性系数按 sutherland 方程给出。用二阶精度的迎风格式进行离散, 压力和速度耦合方法采用 SIMPLE 算法。

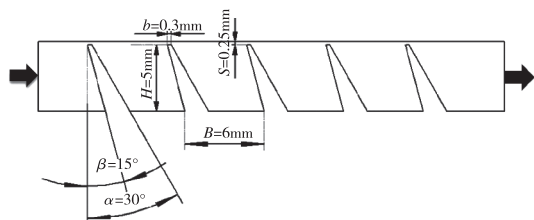


图1 计算模型参数

进口与出口均为压力边界条件, 出口为环境压力条件, 通过改变进口压力获得不同压比条件下的封严特性, 本文研究的压比范围为 $1.1 \sim 4.0$, 一般用泄漏系数评价篦齿封严性能的好坏, 泄漏系数越小, 对应泄漏量越小, 表示封严性能越好, 泄漏系数 ϕ 的定义式为 $\phi = \dot{m}_l \sqrt{T_i^*} / (P_i^* \cdot A)$, 其中: $\dot{m}_l$ 为通过封严间隙泄漏出去的气体的实际质量流量, 为试验测量值或者 CFD 计算值, 由于本文为计算研究, 因此该流量值通过计算获得; P_i^* , T_i^* 为篦齿封严进口处气流的总压和总温; $A = LS$ 为篦齿间隙的泄漏面积, L 为缝隙长度, S 为封严间隙。

2 计算结果分析

篦齿的封严主要靠齿尖小间隙的节流效应, 每经过一个齿尖, 气流进行一个突缩到突扩的过程, 该过程为能量耗散过程, 一般经过几个篦齿以后, 气流

大部分的能量得到耗散, 从而减少经过篦齿的气量, 达到密封的效果, 当气流流过齿尖缝隙后, 主要在两齿之间的齿腔中进行能量耗散, 气流通过在齿腔中形成涡流进行能量耗散, 齿腔的形状和大小是影响能量耗散的关键, 齿腔的大小和形状与篦齿的间距、齿高和篦齿倾斜角度有关。

2.1 不同前倾角对泄漏特性的影响

固定篦齿后倾角 α 为 30° 不变, 改变前倾角 β , 篦齿的泄漏系数随压比的变化规律见图 2。可以看到, 泄漏系数的分布在压比为 2.5 时存在一个转折点, 并且在压比小于 1.8 时, 前倾角越大, 泄漏系数越小, 表明封严性能越好, 在压比大于 1.8 以后, 前倾角 15° 的泄漏系数迅速增大, 封严性能迅速下降, 前倾角为 0° 、 5° 和 10° 时, 在压比小于 2.5 时, 前倾角越大, 封严性能越好, 反之封严性能越差, 在压比大于 2.5 以后, 前倾角为 0° 、 5° 和 10° 时泄漏系数相差较小, 但对于前倾角为 15° 的结构, 泄漏系数在压比大于 2.5 以后明显高于其余三种前倾角的篦齿结构。前倾角较小时, 齿腔越狭小, 气流在齿腔内的能量耗散小于大齿腔, 即在一定压比下, 前倾角越大, 齿腔越大, 气流每经过一个篦齿后, 在齿腔的能量耗散越大, 因此泄漏量越小, 封严性能越好, 反之越差。但在压比高于某个值以后, 本文研究的模型为高于 2.5 以后, 前倾角在大于 10° 以后, 封严性能有下降趋势, 小于 10° 时封严性能相差较小, 说明压比在大于 2.5 以后, 后倾角为 30° 时, 前倾角对封严性能的影响存在一个临界值, 临界值在 $10^\circ \sim 15^\circ$ 之间。

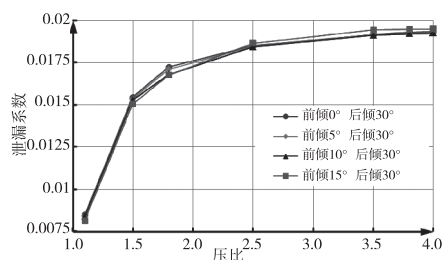


图2 不同前倾角下泄漏系数随压比变化

2.2 不同后倾角对泄漏特性的影响

固定篦齿前倾角 β 为 15° 不变, 改变后倾角 α , 篦齿的泄漏系数随压比的变化规律见图 3。可以看到, 在压比 $1.1 \sim 4.0$ 范围内, 仍存在对泄漏系数影

响的两个转折压比,即 1.8 和 2.5,在压比小于 1.8 时,后倾角越大,泄漏系数越大,封严性能越差,在压比为 1.8~2.5 时,后倾角为 25°、35°和 40°时,仍满足后倾角越大,泄漏系数越大,即封严性能越差的规律,但后倾角为 30°时,泄漏系数迅速升高。在压比大于 2.5 以后,泄漏系数的变化随倾斜角度的变化无特定规律,后倾角为 25°和 35°的封严性能接近,均优于 30°和 40°,压比在 1.1~4.0 范围内,可以明显看到,前倾角 15°不变时,后倾角 25°时泄漏系数相对较小,整体封严性能优于后倾角 30°、35°和 60°结构的封严性能。从几何特征也可以看到,后倾角越大时,齿腔越狭小,通过流场分析可以得知,气流在齿腔的能量耗散低于大齿腔,该规律与不同前倾角下的封严特性一致。

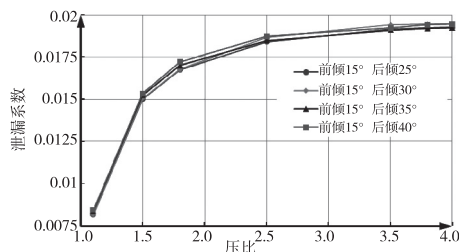


图3 不同后倾角下泄漏系数随压比变化

3 结论

1) 后倾角为 30°时,封严压比低于 1.8 时,前倾角为 15°时封严性能最好,在压比高于 2.5 时,前倾角为 10°时封严性能最好。

2) 后倾角为 30°时,当压比大于 2.5,前倾角对封严性能的影响存在一个临界值,临界值在 10°~15°之间,超过该临界值,封严性能开始下降。

3) 前倾角为 15°时,压比在 1.1~4.0 范围内,后倾角为 25°时的结构封严性能最好。

参考文献

- [1] 沈虹,郑天慧,陈玉洁. 航空发动机封严技术进展[R]. 成都:中国燃气涡轮研究院,2011.
- [2] STURGESS G, DATTA P. Application of CFD to gas turbine engine secondary flow systems: the labyrinth seal [C]//24th Joint Propulsion Conference. 1988:3203.
- [3] 吴丁毅. 直通式篦齿封严特性的实验研究[J]. 推进技术,1997,18(3):79-82.

作者简介:余强(1989-),男,重庆铜梁人,硕士研究生,工程师,研究方向:航空发动机空气系统及传热。

收稿日期:2022-07-26

(上接第 10 页)

- [4] LECOURT R, STEELANT J. Experimental investigation of water hammer in simplified feed lines of satellite propulsion systems[J]. Journal propulsion and power, 2007, 23(6):1214-12224.
- [5] 林景松,王平阳,高红,等. 液体推进剂管路布局损失及瞬变流动数值模拟[J]. 水动力学研究与进展: A 辑, 2008, 23(1):112-118.
- [6] 刘昆,张育林. 液体推进系统填充过程的有限元状态变量模型[J]. 推进技术, 2001, 22(1):19-21.
- [7] 张峥岳,康乃全. 轨姿控液体火箭发动机水击仿真模拟[J]. 火箭推进, 2012, 38(3):12-16.
- [8] 周晨初,李舒欣,陈宏玉,等. 液体火箭发动机机关水

击特性仿真[J]. 火箭推进, 2021, 47(1):70-75.

- [9] 巴鹏,闫小楼,欧周华,等. 基于 CFD 技术的截止阀阻力特性分析[J]. 机床与液压, 2013, 41(1):153-156.

基金项目:贵州省科技计划项目(黔科合成果[2021]一般 073)。

作者简介:张鹏(1986-),男,贵州开阳县人,工程师,主要从事液体火箭发动机总体技术研究。

收稿日期:2022-08-07

层板叶片温度场耦合计算方法研究

张文灿^{1,2}, 许欣^{1,2}, 赵丹^{1,2}, 陈剑^{1,2}, 余强^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘要:研究了一种快速计算层板叶片温度场的方法,可以为叶片结构优化提供方向。该方法集成叶片内、外换热程序及壁面温度计算程序为一体,采用内、外换热与壁面导热耦合的计算方法,对层板叶片温度场进行了快速计算,并研究了计算结果的可靠性。结果表明,采用该方法得到的冷却效率与实验结果误差在10%以内,可以用于快速计算层板叶片温度场。

关键词:层板叶片 换热 耦合 温度场

中图分类号:V232.4

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0039-05

Coupling calculation method of temperature field of laminate blade

ZHANG Wencan, XU Xin, ZHAO Dan, CHEN Jian, YU Qiang

Abstract: In this paper, a fast calculation method of the temperature field of the laminate blade is proposed, which can provide direction for the optimization of blade structure. The method integrates the program of inside and outside heat exchange and that of wall temperature calculation. Using the coupling calculation method of inside and outside heat exchange and wall heat conduction in the laminate blade, the temperature field of the laminate blade is calculated quickly, and the reliability of the calculation results is studied. The results show that the error of the cooling efficiency between the above method and the experimental results is within 10%, and the method can be used to quickly calculate the temperature field of the laminate blade.

Keywords: laminate blade, heat exchange, coupling, temperature field

0 引言

随着航空发动机的快速发展,涡轮前温度越来越高,现有的冷却技术逐渐不能满足冷却的要求,层板冷却技术作为一种新型冷却技术,集合了冲击射流、扰流柱绕流以及气膜冷却的优点,相比传统冷却方式具有换热面积大、冷气用量少、冷却效率高的特点。国际上针对层板冷却结构进行了大量研究,资料显示美国已将层板冷却结构应用于其第四代战斗机发动机,俄罗斯开始计划将其研制的层板冷却结构付诸应用^[1]。Sweeney 等人^[2]采用红外热像仪对两种形式的雪花型层板结构进行了冷却有效性的实验,研究了扰流柱形式对冷却有效性的影响。目前现有的文献中针对层板叶片壁面温度分布的研究相

对较少,大都用商用软件采取流固耦合的方式获取其温度场,然而层板叶片结构比较复杂,需要建立上千万网格,计算工作量很大,耗费大量时间。

针对这种现状,本文对内、外换热计算程序和壁面温度计算程序进行集成,经过耦合迭代计算,可以快速得到层板叶片温度场。采用该方法对典型层板叶片温度场进行了计算,并研究了计算结果的可靠性。

1 层板叶片热分析

图1所示为典型层板叶片结构,根据层板叶片结构特点,对层板叶片计算单元进行划分:首先沿着高度方向把层板叶片划分为若干切片;然后将每个切片沿着周向划分为若干个层板单元;每个层板单

元又可以分为气膜板层、中间腔层和冲击板层。

在该层板叶片中,叶身总共布置6排气膜孔,其中有3排靠近前缘区域,压力面中弦位置有1排,吸力面侧区有2排。此外,叶片内部还有6排冲击孔和8排扰流柱。在该结构中,冲击孔直径 $D_1 = 0.6$ mm,冲击板厚度 $H_1 = 0.6$ mm,冲击孔个数 $N_1 = 65$ 个;扰流柱直径 $D_2 = 1$ mm,扰流柱高度 $H_2 = 0.6$ mm,扰流柱个数 $N_2 = 84$ 个;气膜孔直径 $D_3 = 0.4$ mm,气膜板厚度 $H_3 = 1.2$ mm,气膜孔个数 $N_3 = 61$ 个。

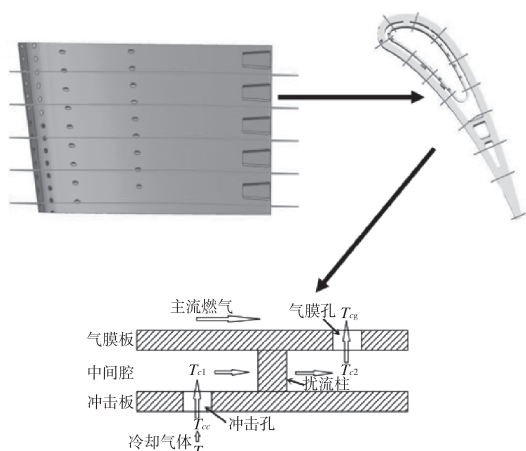


图1 层板叶片计算单元划分

层板叶片中的热能传递方式有3种:热传导、热对流、热辐射。在叶片温度场的计算中,综合考虑气流速度和叶片结构特点等因素,对流换热对叶片温度场的影响远高于辐射换热,因此在壁面温度计算中忽略了辐射换热的影响。

层板叶片热分析包括叶片外换热计算、叶片内换热计算和叶片壁面温度计算。叶片的壁面温度计算属于导热问题,导热问题常见的边界条件有3类。叶片壁面温度计算采用第三类边界条件:即固体壁面与周围流体之间的换热系数和近壁面流体的温度。

1.1 层板叶片外换热计算

层板叶片外换热采用边界层换热计算程序进行计算,计算程序可用于计算叶片表面的二维边界的流动与换热,可以计算叶片外表面的换热系数、冷却效率等。

已知层板叶片前后的气流参数等条件,调用层

板叶片外换热计算程序进行计算,可以得到气膜修正后叶片外表面不同高度处的换热系数分布。层板叶片外表面换热系数与壁面温度紧密相关,固体壁面与周围流体之间的换热系数越大,壁面温度越高,计算得到层板叶片外壁面温度之后,需对外换热程序重新进行修正。

1.2 层板叶片内换热计算

层板叶片内换热采用针对层板叶片结构开发的内换热计算程序进行计算。以一维多孔介质的换热理论建立层板叶片换热计算模型,冷气沿着图2所示的虚线方向流动,(Q1~Q6)表示冷气从层板叶片各壁面处吸收的热量,(R1~R5)表示各计算单元各位置的导热热阻。

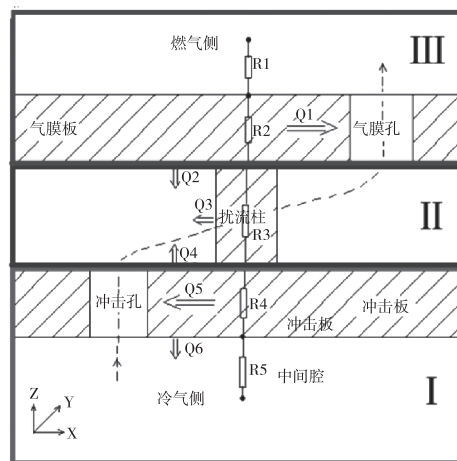


图2 叶片换热计算模型

冷气在层板内部流动的过程中,冷气温度会逐渐升高,冷气温升过程如图3所示。冷气在流动过程中内能增量等于冷气从固体壁面吸收的热量,可以建立相应热平衡方程,通过求解热平衡方程即可得到各节点冷气温度。

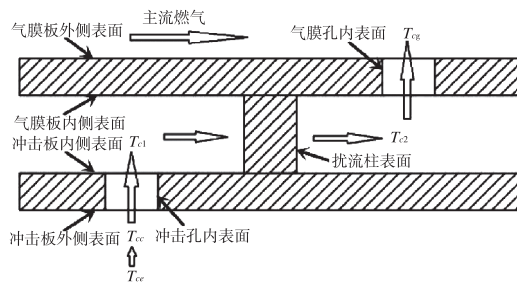


图3 冷气温升示意图

根据层板结构的特点,将冷气温升过程分为4个部分,并建立相应热平衡方程。

(a) 冷气进入叶片冷气腔,从冷气腔的内壁面吸收热量,冷气温度升高,建立如下热平衡方程:

$$mc_p(T_{cc} - T_{ce}) = A_{ji}H_{ji}\left[T_{wc} - \frac{(T_{cc} + T_{ce})}{2}\right] \quad (1)$$

(b) 冷气从冷气腔进入冲击孔,与冲击孔内壁面进行换热,冷气温度继续升高,建立如下热平衡方程:

$$mc_p(T_{cl} - T_{cc}) = A_{jh}H_{jh}\left[\frac{(T_{w1} + T_{wc})}{2} - \frac{(T_{cl} + T_{cc})}{2}\right] \quad (2)$$

(c) 冷气从冲击孔流出,进入中间腔,直接冲击到气膜板内壁面,产生强烈的对流换热,后流经扰流柱,与扰流柱表面和冲击板内壁面进行对流换热,随后冷气温度进一步升高,建立如下热平衡方程:

$$mc_p(T_{c2} - T_{cl}) = (A_{ji}H_{ji} + A_pH_p + A_{fi}H_{fi})\left[\frac{(T_{w1} + T_{w2})}{2} - \frac{(T_{cl} + T_{c2})}{2}\right] \quad (3)$$

(d) 冷气从中间腔进入气膜孔,与气膜孔内壁面进行对流换热,冷气温度进一步升高,建立如下热平衡方程:

$$mc_p(T_{cg} - T_{c2}) = A_{fh}H_{fh}\left[\frac{(T_{wg} + T_{w2})}{2} - \frac{(T_{cg} + T_{c2})}{2}\right] \quad (4)$$

式(1)(2)(3)(4)中: T_{cc} —冷气腔的冷气温度,K; T_{ce} —冲击孔入口的冷气温度,K; T_{cl} —冲击孔出口的冷气温度,K; T_{c2} —气膜孔入口的冷气温度,K; T_{cg} —气膜孔出口的冷气温度,K; T_{wc} —冲击板外壁面温度,K; T_{w1} —冲击板内壁面温度,K; T_{w2} —气膜板内壁面温度,K; T_{wg} —气膜板外壁面温度,K; A_{ji} —冲击板外表面的换热面积,m²; A_{jh} —冲击孔内表面的换热面积,m²; A_{ji} —冲击板内表面的换热面积,m²; A_p —扰流柱表面的换热面积,m²; A_{fi} —气膜板内表面的换热面积,m²; A_{fh} —气膜孔内表面的换热面积,m²; H_{ji} —冲击板外表面的换热系数,W/(m²·K); H_{jh} —冲击孔内表面的换热系数,W/(m²·K); H_{ji} —冲击板内表面的换热系数,W/(m²·K); H_p —

扰流柱表面的换热系数,W/(m²·K); H_{fi} —气膜板内表面的换热系数,W/(m²·K); H_{fh} —气膜孔内表面的换热系数,W/(m²·K); m —冷气流量,kg/s; c_p —定压比热容,J/(kg·K)。

内换热计算程序首轮计算所需的壁面温度初值为假设值,与实际相差较大,每次计算得到层板叶片温度场之后,需对内换热程序重新进行修正。

1.3 层板叶片壁面温度计算

层板叶片壁面温度分布采用 Fluent 软件进行计算,网格划分采用非结构化、三角形网格。采用内、外换热计算程序计算得到固体壁面与周围流体之间的换热系数和近壁面流体温度,将换热系数和流体温度作为第三类边界条件加载到 Fluent 软件求解能量方程,一般迭代 10 次以内就能满足误差控制在 10⁻⁶以内。由于内、外换热程序与壁面温度计算程序为耦合迭代计算,所以叶片温度场计算完成后,需根据叶片温度场重新修正内换热和外换热计算程序,重新计算叶片的温度场。

1.4 计算程序的集成

在层板叶片内、外换热程序的计算过程中,首轮计算需要对叶片壁面温度给定初值,这会给叶片温度场计算带来一定的误差。待 Fluent 软件求解完成得到叶片壁面温度场之后,采用新的壁面温度对边界条件进行计算并重新计算层板叶片温度场,从而减小误差。反复计算之后,直到前后两次计算的温度场趋于一致。

整个过程采用 .bat 文件集合起来:首先调用叶片的内、外换热计算程序进行计算,得到叶片的第三类边界条件;利用 Fluent 中的 UDF 接口加载边界条件,并将 Fluent 命令写入文件中;然后在 .bat 文件中打开 Fluent 软件,通过运行 Fluent 软件自动进行温度场计算,求解后得到叶片的温度场;根据计算结果重新计算边界条件,然后重新加载边界条件进行温度场计算;判断前后两次的壁面温度是否在一定范围内,若超出范围,则重新进行计算直至前后两次壁面温度在一定范围内。

2 边界条件的处理方法

在利用 Fluent 软件求解层板叶片温度场的过程中,关键的就是确定层板叶片的换热边界条件。采

用 UDF 定义边界条件前,必须首先确定边界条件内所有边界面的质心坐标与对流换热系数和近壁面流体温度的对应关系^[3]。层板叶片温度场计算采用区域计算的方法进行,边界面质心坐标对应计算区域内面平均壁面温度对应的点坐标。叶片温度场计算完成之后,对叶片内、外换热程序重新进行修正,从而得到后一轮计算所需的内、外换热边界。

2.1 层板叶片外换热边界

利用叶片换热边界层计算程序进行计算,得到叶片外表面的对流换热系数和近壁面流体温度与弧长的对应关系,由于边界面质心坐标往往与程序输出的弧长坐标不一致,通常采取插值的方法来得到边界面质心的近壁面流体温度,在程序输出的结果中找出与质心坐标相邻的两个弧长坐标,利用其对应的换热系数和近壁面流体温度进行插值,得到边界面质心坐标对应的换热系数和近壁面流体温度^[4]。

2.2 层板叶片内换热边界

利用编译的层板叶片内换热计算程序进行计算,得到层板叶片内壁面不同位置处的平均换热系数和近壁面流体温度。必须确定边界面质心坐标与内壁面不同区域之间的对应关系,才能确定内壁面的边界条件。首先确定质心坐标所属区域,将质心坐标和对应的换热系数、近壁面流体温度写入到文件中,作为 Fluent 的边界条件。

3 算例与结果分析

3.1 层板叶片温度场计算

针对某层板叶片的温度场,选取 1 种工况进行计算^[5],叶片 S-1-7 截面高度处燃气入口总温为 1840 K,入口总压为 1.449 MPa,进口马赫数为 0.1446,燃气出口静压为 0.974 MPa。按照温度场耦合计算的步骤,以前后两次计算相同网格节点的温度差值在 2 °C 以内为收敛标准,迭代完成后得到叶片温度场。图 4 为叶片 S-1-7 截面外壁面温度分布情况,1、2、3、4 对应迭代次数, T_w 表示外壁面温度, L/L_0 表示相对弧长,-1~0 对应压力面的相对弧长,0~1 对应吸力面的相对弧长。经过 4 次计算迭代结果收敛。图中可以看出,最高壁面温度出现在吸力面靠近尾缘处,最高温度约为 1370 K,前缘

位置壁面温度相对较高,约为 1250 K,最低温度出现在压力面靠前位置,约 1100 K。总体来看,吸力面壁面温度高于压力面壁面温度。因此,需加强对叶片前缘和吸力面中后段的冷却,以改善层板叶片的温度场。

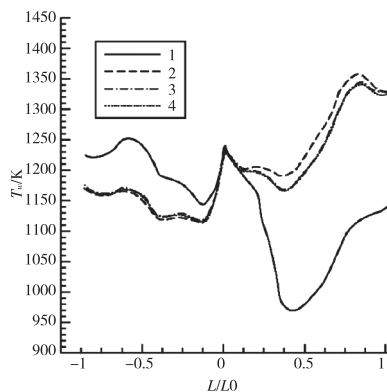


图 4 层板叶片 S-1-7 截面外壁面温度分布

3.2 计算结果的验证

为了程序计算结果的可靠性,利用编译程序对前人的层板结构进行计算,其中的参数如燃气温度、燃气压力等来自层板换热实验^[6],将程序计算的冷却效率和实验得到的冷却效率进行了比较,如图 5 所示,其中 BR 表示气膜孔间距与孔径的比值, η 表示冷却效率,对比计算与实验的结果,程序计算的冷却效率与实验得到的冷却效率误差在 10% 以内。

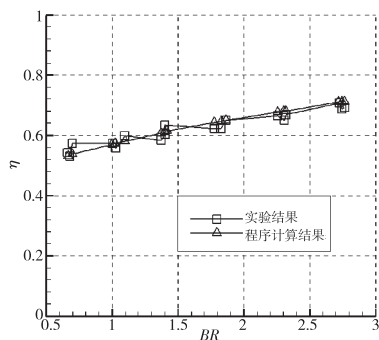


图 5 程序计算结果与实验结果对比

4 结论

采用程序与 Fluent 软件耦合迭代的计算方法,对典型层板叶片温度场进行计算分析后得出如下结论:该耦合计算方法得到的冷却效率与实验得到的

中压开关柜柜体结构分析与优化*

白 颖,莫莉萍

(常州机电职业技术学院电气工程学院,江苏 常州 213164)

摘 要:开关柜内部电弧故障是一种频发的灾难性事故,威胁人身和设备安全。目前12kV_KYN系列中压柜应用广泛,因此结合制造工艺,分析燃弧故障的特性,运用数学模型和强度理论的计算,借助三维软件的仿真模拟,对耐受1 s内部电弧故障的KYN28-12中压柜柜体结构进行分析并优化,使其达到试验标准,以保证电力设备运行人员的人身安全。

关键词:中压开关柜 内部电弧故障 强度计算 有限元分析

中图分类号:TH112

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0043-04

Structure analysis and optimization of medium voltage switchgear

BAI Ying, MO Liping

Abstract: Switchgear internal arc fault is a frequent catastrophic accident, a great harm and a direct threat to the safety of people and equipment. Currently, the 12kV_KYN medium voltage switchgear is widely used. According to its manufacturing process, the characteristics of the arc fault was analyzed. Mathematical models, strength theories and 3D simulation software were used to analyze and optimize the structure of the KYN28-12 MV switchgear withstanding 1 s internal arc fault. The optimized switchgear meets the test standard, and can ensure the safety of the electrical equipment operators.

Keywords: MV switchgear, internal arc fault, strength calculation, finite element analysis

0 引言

随着电力行业的蓬勃发展,开关柜的广泛应用,其自身的安全性能不容小视,尤其是内部电弧故障

问题^[1-2]。开关柜发生内部电弧故障,当耐受强度不足以抵抗燃弧威力时,柜门和盖板就会撕裂飞出,破损零件也会高速喷出并伴随大量火焰,直接威胁人身和设备安全^[3-4]。

冷却效率误差在10%以内,用于计算层板叶片温度场是可行的。该方法可用于快速计算层板叶片温度场,为叶片结构优化提供方向。

参考文献

[1] 孙启超. 层板结构内部流动与换热特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.

[2] SWEENEY P C. An infrared technique for evaluating turbine airfoil cooling designs[J]. ASME journal of turbo machinery,2001(122):170-177.

[3] 王瑞金,张凯,王刚. Fluent技术基础与应用实例[M]. 北京:清华大学出版社,2007.

[4] 沈毅. 三维曲面插值在发动机涡轮叶片有限元温度场计算中的应用[J]. 航空发动机,2002(2):43-45.

[5] 张文灿. 层板叶片壁面温度耦合计算[D]. 西安:西北工业大学,2016.

[6] 全栋梁. 层板叶片冷却特性的研究[D]. 西安:西北工业大学,2005.

作者简介:张文灿(1990-),男,河南商丘人,硕士研究生,工程师,研究方向:航空发动机涡轮结构设计。

收稿日期:2022-07-21

目前 12kV_KYN 系列中压柜在金属开关设备的品种及类型中占有市场份额最大,应用最为广泛,且最具代表性。开关柜一般有两种内部分隔类型,即中置式^[5]和落地式开关柜。相比落地柜,中置柜除了具有安装、操作、互换和调节的优势外,关键是中置柜的前门面积相对落地柜较小,承载力相对更大,因此通常选用中置式开关柜结构。本文着重围绕 KYN28-12^[6]中压柜,结合制造方法与生产工艺,分析内部电弧故障特性,设计并优化柜体结构,使得能够耐受 IAC 级 1 s 的内部燃弧故障,提升开关柜自身的可靠度,规避事故隐患,提高安全保障。

1 三室燃弧时的压力、温度变化规律

基于数学模型,建立泄压面积矩阵及质量流动矩阵关系式^[7]:

$$dM = f \cdot A \quad (1)$$

式中, f 表示一时间段内通过单位面积的质量变化量。力矩平衡条件下泄压盖板临界压强的向量表达式^[8]:

$$P_i = \{ (p_c)_i \} \quad (2)$$

以及温度、压强之间的变化迭代式:

$$c_v m_{i,k} T_{i,k} = c_v m_{i,k+1} T_{i,k+1} + c_v dm_{i,k} \Delta T_{i,k} + c_{v\text{钢}} m_{\text{钢}} \Delta T'_{i,k} \quad (3)$$

$$p_{i,k+1} = \frac{m_{i,k+1}}{V} R \cdot T_{i,k+1} \quad (4)$$

代入相关数据,计算出三室压强、温度的变化规律,生成对应曲线,如图 1、图 2 所示。

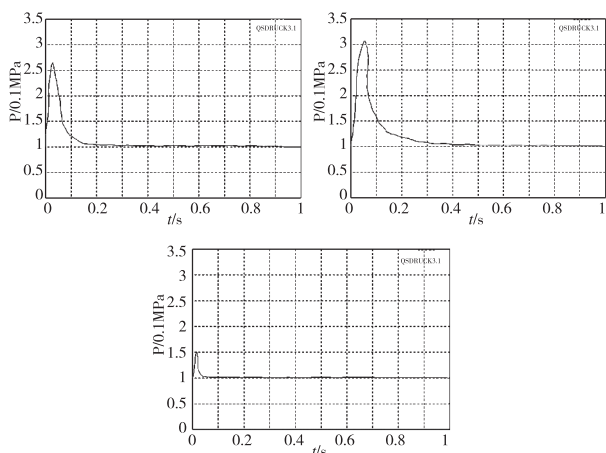


图 1 断路器室、电缆室、母线室压力随时间的变化规律

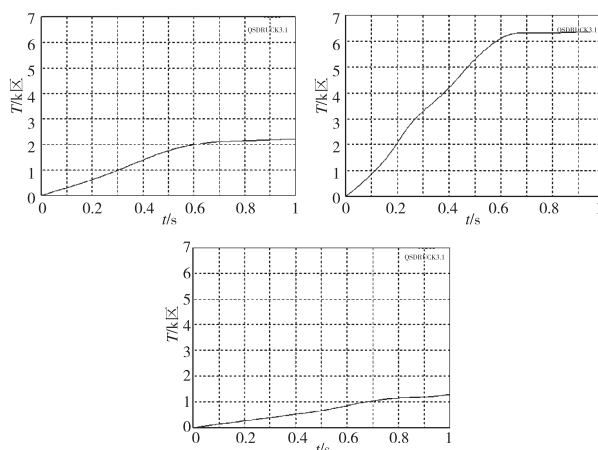


图 2 断路器室、电缆室、母线室温度随时间的变化规律

从图中可看出,开关柜电弧故障大致分为压缩、膨胀、喷射、加热四个阶段。不同小室的内部压强和温度随时间的变化规律不同,电缆室压强最大、温度最高,断路器室次之,母线室压强最小、温度最低。结合其现场的操作情况,断路器室和电缆室是防护的重点。

2 柜体结构强度校验

内部电弧故障在第一阶段(压缩阶段)达到的压力最大,时间约为 5 ~ 10 ms,为了放宽能量裕度,因此选用 1 个 10 ms 半波电流能量产生的冲击能作为载荷研究的对象^[9],则

$$Q = \int_0^{10} u \cdot i \cdot dt \quad (5)$$

式中, u 为电弧电压,V; i 为电弧电流,A。

代入数据,电弧燃烧的能量为:

$$Q = \int_0^{10} u i dt = u i t \Big|_0^{10} = 5.345 \times 10^6 \text{ J}$$

根据冲击波等效强度的理论分析得出,断路器室前门板 90 cm×76 cm,前门板和泄压盖板最大承载压力分别为 121342 N、30037 N,内外压力差为 177400 Pa;电缆室后门板 110×76 cm,后门板和泄压盖板最大承载压力分别为 187013 N、34226 N,内外压力差为 223700 Pa;母线室后隔板 90×79.4 cm,后隔门板和泄压盖板最大承载压力分别为 319707 N、166111 N,内外压力差为 447400 Pa。

根据第一强度理论的计算与校核得出,断路器门板选用左侧 3 个铰链,右侧 3 个 8.8 级的 M8 螺

栓;电缆室门板选用左侧4个铰链,右侧4个螺栓;母线室隔板选用12个螺栓。

3 柜体结构分析与改进

3.1 板材厚度的分析

本文采用临界拉应力准则^[10]

$$\sigma \geq \sigma_d \text{ (Rinehan, 1952)} \quad (6)$$

式中, σ_d 为断裂阈值, GPa。

在 ANSYS 中建立有限元模型,定义完全固定约束,采用临界拉应力准则,根据 Q235A 的 $\sigma_d = 1.56$ GPa 估算出薄板能承受的最大瞬间压力 $[\sigma] = \sigma_d / 1.4 = 1.11$ GPa。电缆室门板受冲击较大,根据电缆室门板的内外压力差 223700 Pa 来选择板厚,如图 3 图 4 所示。

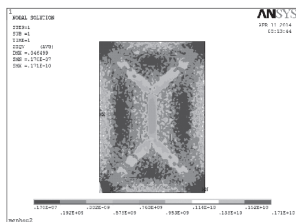


图3 2mm厚的钢板应力分布

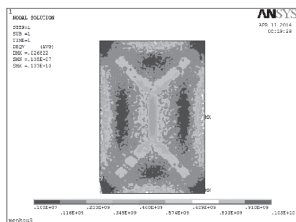


图4 3mm厚的钢板应力分布

从主应力云图得知,2 mm 钢板 $\sigma_{\max} = 0.171 \times 10^{10}$ Pa $\geq [\sigma] = 1.11$ GPa, 显然不符。3 mm 钢板 $\sigma_{\max} = 0.103 \times 10^{10}$ Pa $\leq [\sigma] = 1.11$ GPa, 足以耐受 1 s 燃弧能量的冲击,因此选用 3 mm 厚钢板。

3.2 各室门板的分析

开关柜内部电弧故障主要是分析门板的位移变形,避免与柜体立柱产生过大缝隙,喷出灼热气体危害人身安全。选用四面体网格单元, Solid 10node 187 单元类型,分别对断路器室门板的 3 个螺纹孔、6 个铰链孔以及电缆室门板的 4 个螺纹孔、8 个铰链孔进行完全固定约束,各自对应施加大小为 177400 Pa、223700 Pa 的载荷,如图 5、图 6 所示。

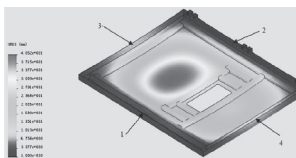


图5 断路器室门变形结果

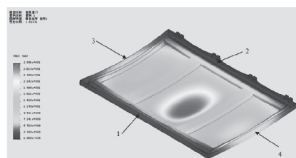


图6 电缆室门变形结果

从图中可知,断路器室门在未撕裂前的最大位移变形量为 40.52 cm, 相对较大;位置 1 和 2 处的变形均在 3 mm 范围内, 满足要求;但位置 3 和 4 处的变形大于 6 mm, 超出安全允许范围, 因此气体易从门板上下侧喷出伤人。电缆室门最大位移变形为 28.56 cm, 面板位置 1 和 2 处的变形符合要求, 但位置 3 和 4 处的变形大于 7 mm, 显然不符合安全要求。

3.3 各室结构的改进

在开关柜内部燃弧过程中, 断路器室门板和电缆室门板的上下侧位移变形量都已超出安全允许范围 3 mm, 易喷出气体引发安全事故, 因此对其结构强度进行改进。断路器室门板改用 4 个螺栓(左侧), 4 个铰链(右侧), 增加 2 个螺栓(上侧)和 2 个螺栓(下侧)固定, 且改变加强筋的布局;电缆室门板还采用 4 个螺栓(左侧), 4 个铰链(右侧), 增加 2 个螺栓(上侧)和 2 个螺栓(下侧)固定, 且改用 4 根加强筋均匀分布。分别对两室门板螺纹孔及铰链孔边界约束, 施加载荷, 模拟分析, 如图 7、图 8 所示。

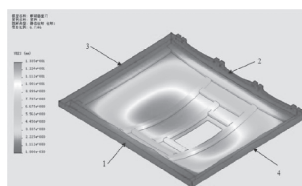


图7 改进后的电缆室门板变形结果

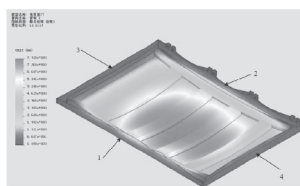


图8 改进后的断路器室门板变形结果

从图中可知,改进后的断路器室门和电缆室门的最大位移变形量分别缩减至 13.35 cm 和 7.928 cm, 各处位置的变形量均在 3 mm 范围内, 保证了门板与立柱的贴合, 不会造成人身安全, 满足设计要求。

3.4 部分结构的改进

断路器观察窗的改进: 采用 10 mm 钢化玻璃, 观察窗由原来的大孔改为密集的小孔形式。各室金属隔板的改进: 三室内左右两内侧, 适量地增加 2 mm 厚的加强筋。密封条和引弧部位结构的改进: 柜体前后门采用压缩量较大的密封条, 三室内靠近带电体易引弧的部位采用双层结构, 延缓电弧烧穿的时间^[11]。

耐受 IAC 级 1 s 内部电弧故障的 KYN28-12 中

压开关柜整体结构如图9所示。

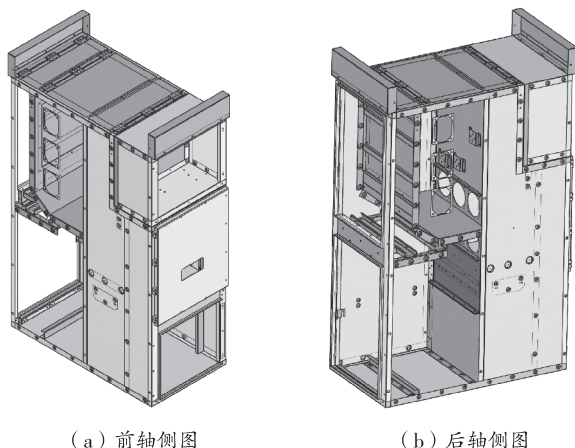


图9 耐受 IAC 级 1s 内部电弧故障的 KYN28-12 中压柜整体结构

4 结论

本文结合实际制造工艺,分析内部燃弧故障的特性,运用数学模型和等效强度的计算,借助三维软件的仿真模拟,根据位移变形的结果,对开关柜的结构强度进行设计与分析,使得柜体能够耐受 1 s 内部电弧故障,确保电力设备运行人员的人身安全。

参考文献

- [1] 阮江军,黎鹏,黄道春,等. 中压开关柜内部短路燃弧热-力效应研究综述[J]. 高电压技术,2018,44(10): 3340-3351.
- [2] 李玲,刘成学. 中压开关柜内部故障电弧计算及防护措施[J]. 高压电器,2014,50(9):131-138.
- [3] WU Y, LI M, RONG M, et al. Experimental and theoretical study of internal fault arc in a closed container[J]. Journal of physics D: applied physics, 2014, 47(50): 505204.

- [4] 林邓伟. 中压开关柜内部故障电弧防护措施研究[J]. 中国新技术新产品,2020(16):43-44.
- [5] 冯英,吕军,王承玉,等. KYN28A-12 型中置式开关柜标准化设计研究[J]. 中国电力,2017,50(11):65-71.
- [6] 王进. 某大电流高分断封闭式金属开关柜的设计与研究[D]. 南京:东南大学,2015.
- [7] 黄锐,胡毅亭,马炳烈,等. 开关柜内部电弧故障产生力和热的计算模型[J]. 爆炸与冲击,2000(2):125-130.
- [8] CAI B, CHEN D G, LI Z P. Simulation and experiments on internal arcing faults in MV metal-clad switchgear[J]. Trans China Soc Electr Tech, 2004, 19:82-87.
- [9] 李啸,刘德宇,惠杰,等. 40.5kV 充气柜双气箱结构设计与分析[J]. 电工电气,2021(9):54-59.
- [10] 蔡彬,陈德桂,吴伟光,等. 开关柜耐受最大冲击载荷的冲击动力学研究[J]. 中国电机工程学报,2005(4):126-132.
- [11] 方文波. 中压柜内部电弧故障的防护措施探讨[J]. 现代工业经济和信息化,2017,7(23):28-29.

基金项目:江苏省青蓝工程学术带头人资助项目(JSQ2020);江苏省 333 高层人才工程项目(JSGR2020)。

作者简介:白颖(1975-),女,山东蓬莱人,硕士,教授,江苏省青蓝工程中青年学术带头人,江苏省 333 高层人才,河海大学高级访问学者。主要从事机电一体化教学与科研工作。

收稿日期:2022-07-11

管柱自动提放装置动力响应及安装位置优化

彭紫俊¹, 万继方², 易先中^{1▲}, 杨 森³, 陈 辉⁴

(1. 长江大学机械工程学院, 湖北 荆州 434023; 2. 中国石油集团工程技术研究院有限公司非常规油气工程研究所, 北京 昌平 102206; 3. 中国石油集团川庆钻探工程有限公司长庆钻井总公司, 陕西 西安 710021; 4. 中国石油化工股份有限公司胜利油田分公司孤岛采油厂, 山东 东营 257200)

摘 要:在井场管柱运输作业中,使用自动提放装置将管柱运输到猫道,因不同机构加速度和运动方式产生钻杆脱落和不稳定性问题。应用 Ansys 和 ADMAS 软件联合建立其刚柔耦合动力学模型,分析横梁与滑架交叉运动、横梁机构不同加速时间、钻杆重量增加情况下以及蜗轮蜗杆箱在游梁上不同安装位置上机构的动态响应。结果表明交叉运动时钻杆水平接触力会增加,且钻杆水平波动明显;横梁机构在加速时间 0.6 s 后,将钻杆送达猫道的最快速度达到 0.9 m/s;随着钻杆重量增加到 1400 kg 后,其应力满足强度要求;蜗轮蜗杆箱安装在 380 mm,为最佳安装距离。通过模拟该装置不同作业方式下的动力响应,为其自动化中设定驱动参数提供了参考,提高了运行中的稳定性,避免了实际运行过程中的损失。

关键词:提放装置 刚柔耦合 动力学 动力响应 结构优化

中图分类号:TE242

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0047-06

Dynamic response and structural optimization of automatic pipe lifting device

PENG Zijun, WAN Jifang, YI Xianzhong, YANG Sen, CHEN Hui

Abstract: In the well pipe transportation operation, the automatic lifting device is used to transport the pipe to the catwalk. During the process, different mechanism acceleration and movement mode will cause drill pipe shedding and instability. Ansys and ADMAS software were used to establish their rigid-flexible coupling dynamic model to analyze the dynamic response of the cross-movement of the beam and the crosshead, the different acceleration time of the beam mechanism, the increase of the weight of the drill pipe, and the different installation positions of the worm gear box on the beam. The results showed that the horizontal contact force of the drill pipe increased during the cross-movement, and the horizontal fluctuation of the drill pipe was obvious; when the acceleration time was 0.6 s, the maximum speed of the beam mechanism to deliver the drill pipe to the catwalk reached 0.9 m/s; when the weight of the drill pipe increased to 1400 kg, its stress met the strength requirements; the best installation distance of the worm gear box was at 380 mm. By simulating the dynamic response of the device under different working modes, this study has provided reference for setting the drive parameters in the automation, and has improved the operation stability and avoided the loss in the actual operation process.

Keywords: lifting device, rigid-flexible coupling, dynamics, dynamic response, structural optimization

0 引言

随着钻井智能化的发展,管柱运输作业已经由半自动化向全自动化发展,相比于传统管柱运输技术需要消耗巨大的人力物力和财力,现阶段对于管柱运输作业中自动化装置要求更高。

目前国内管柱半自动输送装置主要是采用简单

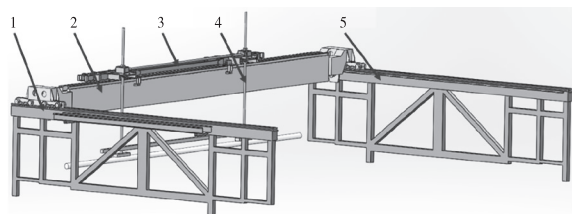
的吊车结构,且必须由一到两名工人完成管柱的输送工作^[1]。国外对修井作业中管柱提放的机械化和自动化研究起步比较早。目前,美国等部分发达国家已经成功研制出了机械化、自动化的修井机,实现用最少的人力进行起、下、卸管柱全套作业的自动化操作^[2-3]。管柱自动提放装置作为一种重要的钻机外围配套设备,随着钻井钻机技术的发展,其自动

化、智能化程度逐步提高,取代了传统依靠人力为主的管柱输送方式^[4-5]。管柱自动提放装置、猫道装置、自动排管机以及钻台机械手系统等设备共同构成一个完整的钻修机管柱运输系统,使钻井作业能够安全高效有序的进行,进而加快了施工进度^[6-8]。张睿等^[9]采用 Ansys、Solid Edge 和 Admas 软件联合建立刚柔耦合动力学模型,分析意外急停下连续卸船机动力学响应。对于自动化的管柱运输装置其作业需设置好各机构的加速、匀速和减速过程的时间,因此采用虚拟样机、刚柔耦合建模及多体动力学等技术对提放装置进行动力学分析,对其设定合理运动速度和磁吸力、降低工作时钻杆脱落率等具有重要意义。

本文通过对管柱自动提放运输装置的三维建模,利用 Admas 和 Ansys 进行刚柔耦合仿真。针对现场工作时会发生钻杆脱落的危险,分析了横梁与滑架交叉运动及横梁不同加速度驱动时对钻杆接触力产生的影响,对现场提放不同重量的钻杆,研究了横梁的受力特性,柔性体的接触力变化规律,以及在钻杆不发生脱落情况下最安全和最节省时间的运动方式。

1 刚柔耦合动力学模型

联合 Admas 和 Ansys 软件对管柱自动提放装置进行动力学仿真,通过 SolidWorks 进行几何模型建立,该装置由底部钻杆箱、中部吸取钻杆、上部移动运输结构组成。钻修机管柱自动提放装置其主要部件由左右边梁、横梁、提升装置、游梁滑架等组成,其结构如图 1 所示。



1-左边梁; 2-横梁; 3-游梁滑架; 4-提升装置; 5-右边梁。

图1 管柱自动提放装置结构图

将三维模型导入 Admas 中转换成物理数学模型,利用 Ansys 生成柔性体替换其原有刚性体后进行仿真分析^[10-12]。横梁进行水平加速移动和提升

杆在不同加速度提升钻杆,在不同加速度情况下,会对吸附的钻杆产生一定影响。在惯性作用下,钻杆在交叉运动 and 不同加速度过程中会出现钻杆脱落的危险。因此,对此情况进行仿真,分析整个装置自动运行的合理速度,分析意外情况下横梁结构受力,对比机构动态响应。

1.1 刚性模型

对于边梁、提升装置和游梁滑架等采用刚性模型,游梁滑架机构通过电机带动提升装置进行工作,其驱动加速度影响钻杆掉落,如图 2 所示。

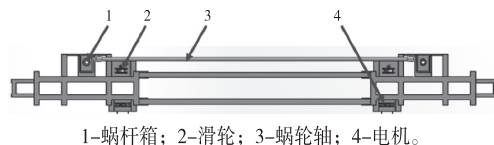
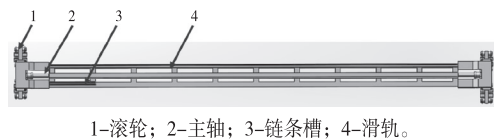


图2 游梁滑架机构组成部分

整个模型在 SolidWorks 软件中进行简化后,对影响较小的部件进行删除处理,并以 Parasolid 格式输出,在 Admas 中以同样的形式导入,在软件中设置适当的网格、重力以及材料。将 40 多个 prt 部件简化成 5 个主要部分,为左边梁、游梁滑架、提升装置、右边梁和钻杆。对组件的刚性部分采用钢的泊松比、弹性模量和密度。

1.2 柔性模型

对于横梁采用柔性体建模,建立柔性体的方式有很多,如可在 Admas 中直接将刚体模型划分网格,但 Admas 划分网格的功能欠佳,网格质量相对较差,计算精度低;另外一种方法是由专业的有限元软件 Ansys 生成模态中性文件导入。模态中心文件包含了柔性体的质量、质心、转动惯量、频率、振型以及对载荷的参数因子等信息。



1-滚轮; 2-主轴; 3-链条槽; 4-滑轨。

图3 横梁机构组成部分

在 Ansys 中采用 solid185 四面体单元对横梁部分进行建模,连接部分采用 Mass 点和刚性区域的方式。这些 Mass 点是在 Admas 中用于在部件与部件之间添加约束副的点。生成模态中性文件之前还应

核对 Ansys 与 Admas 中的单位问题,并对模型在软件中模态分析进行对比。结果表明两者具有相同的固有频率与模态,由此验证 Ansys 有限元模型导入到 Admas 中的动力学模型的正确性。

1.3 约束与载荷施加

导入柔性体后,在管柱自动提放装置中对应机构添加约束、接触力以及驱动,如图 4 所示,整个装置的主要约束及驱动如表 1 所示。

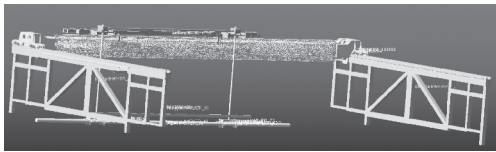


图 4 管柱自动提放装置刚耦合模型

表 1 管柱自动提放装置主要约束及驱动

构 件	构 件	约束及驱动
提升装置	游梁滑架	移动副、驱动
游梁滑架	横梁	移动副、驱动
右边梁	横梁	移动副、驱动
左边梁	横梁	移动副、驱动
右边梁	大地	固定副
左边梁	大地	固定副
钻杆	提升装置	接触
钻杆		作用力

由于实际工作中,在钻杆和提升杆之间是通过电磁铁磁吸连接,当钻杆重量增加时,可以通过电流来控制电磁铁吸力大小,因此在 Admas 中简化成 8 个竖直方向上的力作用在 2 个电磁铁块的四个角上。设置磁铁与刚接触力中静摩擦系数和滑动摩擦系数均为 0.3,随着阻尼系数的增加,电磁铁输出的波动幅值线性减小,这是由于随着阻尼的增大,衔铁与壳体之间的相对运动受到了阻碍,所以选取电磁铁与钢结构接触阻尼系数为 $50(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})^{[13]}$ 。

2 动力学分析

2.1 横梁与滑架交叉运动对钻杆接触力影响

为了描绘管柱自动提放装置在自动化运行中的运动姿态,检验系统设定横梁电机的驱动速度和蜗杆上下提放加速度大小对钻杆的影响,根据现场装置作业需求,横梁起始位置在边梁的一端,末端运动到猫道,总行程为 5.8 m,设定总仿真时间 15 s,步长 500 步。游梁滑架在仿真过程中采用速度 if 函

数, $\text{IF}(\text{time}-3:-80 * \text{time}, -80 * \text{time}, \text{IF}(\text{time}-6 : 80 * \text{time}-480, 0, 0))$, 在 0~3 s 以 0.08 m/s 的速度运行, 3~6 s 进行以 0.08 m/s 减速到速度为 0 m/s, 其加速度如图 7 所示。在 0 s 时间段加速度发生波动是因为提升杆在此时开始加速上升, 对游梁滑架产生波动, 3 s 时发生是因为横梁的水平加速和自身的减速运动产生波动。

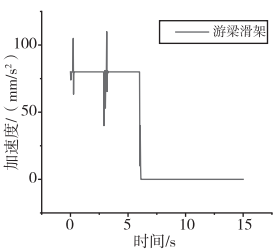


图 5 游梁滑架加速度

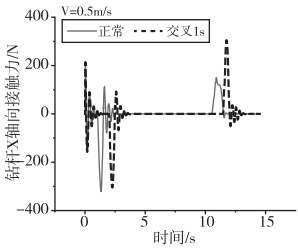


图 6 交叉运动钻杆轴向接触力

对于横梁采用 STEP 函数进行驱动,根据管柱自动提放装置实际工况,0~2 s 提放装置进行提升运动,其中 0~1 s 加速到 1.5 m/s,1~2 s 减速到 0 m/s,提放装置在提升运动中不进行横梁水平移动时,对钻杆轴向接触力几乎没有影响,通过对提升装置在 0~2 s 提升过程中,横梁在 1 s 时开始进行水平移动,且在横梁结束行程前 1 s,提升装置开始下放。在横梁加速时间为 0.5 s 加速到 0.5 m/s 时,对提升装置运动交叉 1 s 和不交叉时进行仿真,其结果如图 8 所示。对比发现在交叉 1 s 运动过程中,0~1 s 提升时的交叉和正常情况相差不大,是因为刚开始速度平缓,影响较小,在进行下放运动时由于横梁水平速度较大,交叉运动时接触力由 185 N 增加到 324 N,钻杆易发生脱落。

2.2 横梁不同加速度对钻杆接触力影响

在横梁水平开始移动,横梁进行加速、匀速和减速运动,加速运动时间与减速运动时间相同。因此到达行程的时间会随最大速度和加速时间的不同而不同,最大速度越大时,就越早完成行程。

本文对横梁加速时间 0.3 s、0.4 s、0.5 s 和 0.6 s 进行仿真,加速的最大速度依次增加到此时管柱自动提放装置所能达到的最大速度,即钻杆发生掉落的速度。在加速时间为 0.3 s 时,横梁加速由 0.5 m/s 到 0.6 m/s 时钻杆 X 轴向接触力达到 365 N,速

度变大时,钻杆接触力波动幅度变化较大,在速度增加到0.7 m/s时,在2.2 s时接触突增导致钻杆发生脱落。在加速时间为0.4 s时,横梁加速由0.7 m/s到0.8 m/s时钻杆X轴向接触力达到400 N,速度变大时,钻杆接触力波动幅度变化较大,在速度增加到0.8 m/s时,在2.6 s时接触突增导致钻杆发生脱落。在加速时间为0.5 s时,横梁加速到0.85 m/s时钻杆X轴向接触力达到485 N,钻杆发生脱落。适当增加加速时间,在加速时间为0.6 s时,速度达到0.95 m/s时,由于速度较大,接触波动大,钻杆发生脱落。

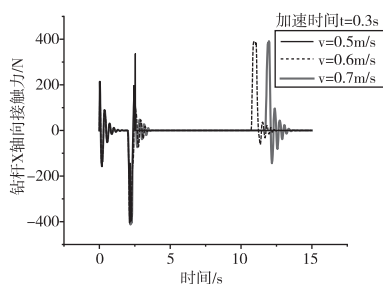


图7 加速时间0.3 s下X轴向接触力

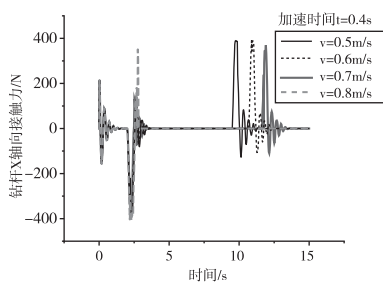


图8 加速时间0.4 s下X轴向接触力

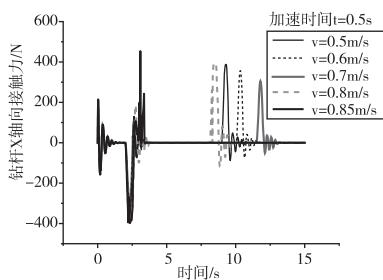


图9 加速时间0.5 s下钻杆X轴向接触力

对横梁不同加速时间进行仿真,数据表明,钻杆重量一定时,随着加速时间由0.3 s增加到0.6 s后,将钻杆送达猫道的最快速度能够达到0.9 m/s,

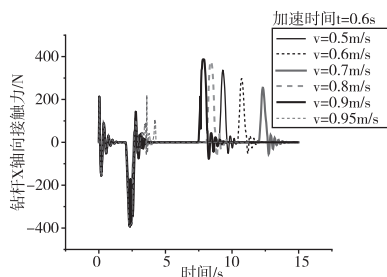


图10 加速时间0.6 s下钻杆X轴向接触力

且只需要6.5 s内就能最快的达到行程,将钻杆送到猫道装置上,减少了钻杆运输时间,能提高工作效率。

2.3 钻杆重量对横梁应力影响

在现场作业时,不同型号钻杆其重量不同,当电磁吸力一定时,其钻杆重量是其脱落的主要因素。

因此通过分析管柱自动提放装置中钻杆重量在350 kg、700 kg和1400 kg时,在横梁水平加速时间为0.5 s时,水平行驶速度为0.6 m/s,电磁吸力为7000 N,蜗轮蜗杆箱安装位置为380 mm,分析在这种驱动速度、不同重量钻杆下其横梁上升时在2.1 s的动力特性。如图11所示,分别为钻杆重量350 kg、700 kg和1400 kg时2.2 s上升时横梁受力图,上升时危险点处于横梁边缘且应力由22.4 MPa上升至31 MPa。其最大应力为31 MPa,小于材料屈服应力,满足强度要求。

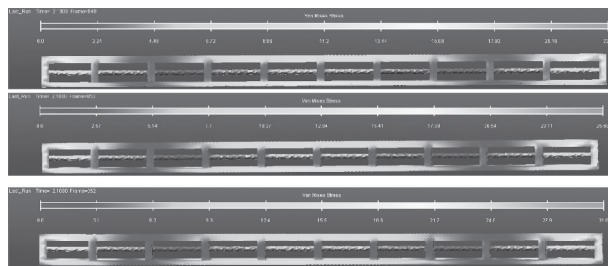


图11 不同重量钻杆其应力分布

柔性体横梁与滑架之间通过滚轮相互接触,有电机带动滚轮在横梁上进行水平移动。工作中,当钻杆重量增加时,柔性体横梁与滑架之间接触力会因提升杆的重量导致其发生变化,如图12所示。提升杆在0~2 s开始上升时,接触力会先增加再减小,这是由于上升时加速度先增大后减小导致的,在9~11 s时,接触力先减小然后增大,是由于提升杆下降时加速度向下后向上。

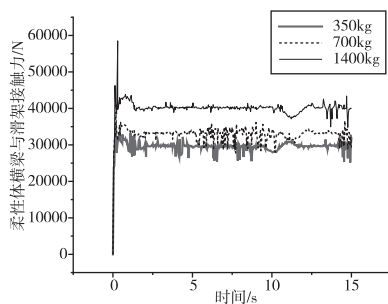


图 12 横梁与滑架接触力

当钻杆重量增加时,横梁与滑架之间接触力刚提升钻杆时波动较大,然后在 40 kN 上下小幅波动,最后下降时波动略微明显。

2.4 蜗轮蜗杆箱安装位置优化

在实际工作中,井场中管柱提放装置的工作环境十分恶劣,运动过程中承受变化的外界载荷,且装置不间断的重复运行,故装置容易发生弹性变形和疲劳破坏。对于传统意义上的强度分析,一般采用有限元法选取机构的危险截面或危险点对机构进行静力学分析并进行强度校核,而且无法提取机构在运动过程中危险位置节点的动态变形和应力情况^[14-15]。与传统的有限元强度校核方法比较,刚柔耦合仿真具有很多显著的优势,可以提取装置危险点的实时动态应力,从而优化结构安装尺寸,如图 13 所示, F_1 为左侧接触力, F_2 为右侧接触力, F_3 为提升装置与钻杆重力。

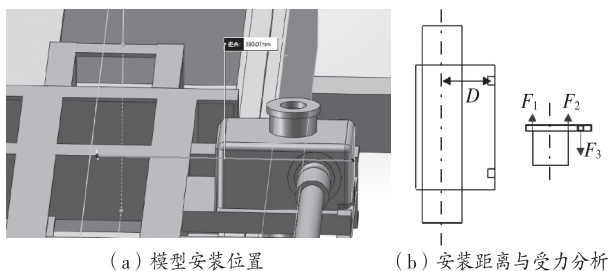


图 13 蜗轮蜗杆箱安装位置与受力分析图

在上述仿真分析中,横梁加速度变大对钻杆 X 轴接触力产生较大波动,导致钻杆会发生脱落。蜗轮蜗杆箱作为提升钻杆的关键零部件,其在滑架上的安装位置会导致滑架提升钻杆一端移动过程中发生倾斜,滑架左侧与右侧之间接触力差会变大,滑架与横梁左右接触力之差来衡量滑架左右波动程度。

因此通过对游梁上蜗轮蜗杆箱安装位置尺寸进行优化,在钻杆重 1400 kg,且加速时间为 0.5 s,水平行驶速度为 0.6 m/s 时,调整两箱体水平中心安装距离,对比接触力之差、柔性横梁最大应力与最大应变,如图 14 所示。

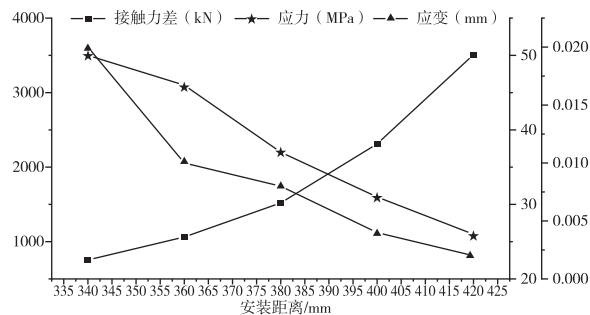


图 14 接触力差、最大应力、最大应变随安装距离变化曲线

综合上述仿真结果得出,蜗轮蜗杆箱在游梁上安装中心距离为 380 mm 时,其最大应力为 31 MPa,其两侧接触力差较小且游梁波动幅度小,此安装距离为其最佳安装距离。

3 结论

1) 本文建立的管柱自动运输装置刚柔耦合模型,通过与有限元模型的模态分析对比,表明了建模的合理性。模拟分析发现在横梁与滑架交叉运动方式下,其钻杆水平波动明显。横梁机构在加速时间为 0.6 s 后,将钻杆送达猫道的最快速度能够达到 0.9 m/s,减少了钻杆运输时间,能提高工作效率。

2) 当钻杆重量增加时,横梁和游梁滑架接触力先增加,后随提升杆运动规律保持一致,在提升杆上升和下降过程时,横梁结构最大应力满足强度要求。在提升 1400 kg 钻杆时,蜗轮蜗杆箱在游梁上的最佳安装距离为 380 mm,且钻杆具有较好的稳定性。

3) 管柱自动运输装置在实际作业中,根据钻杆重量设置合理横梁加速时间、运动速度,可以防止钻杆发生脱落,提高运输效率,同时避免不必要的能耗,为钻修机管柱提放装置安全稳定工作提供参考。

参考文献

- [1] 闵庆利. 车装钻修机钻柱自动输送装置设计及控制系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [2] 颜家福. 车载修井机管柱自动提放系统关键技术设计研究[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2013.

陈永红

(贵州吉利汽车制造有限公司, 贵州 贵阳 550081)

摘要:针对某混合动力车型冷却风扇插件端子烧蚀问题,通过实物解析、原理分析,利用 FTA 故障树工具找出所有可能引起插件烧蚀的因素,再逐一分析确认,找到导致该车型风扇插件端子烧蚀的根本原因。通过对风扇插件的改进,有效解决冷却风扇插件烧蚀问题,提升了整车电气系统的稳定性,并为以后的设计和类似问题的解决提供参考。

关键词: 风扇 插件 端子 烧蚀

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0052-04

CHEN Yonghong

Abstract: In this paper, aiming at the ablation problem of the cooling fan plug-in of a PHEV model, through part analysis, theoretical analysis, and FTA analysis tools, all the factors that may cause the ablation are found out, and then the factors are analyzed one by one to determine the root cause of the ablation. Through the improvement of the fan plug-in, the problem of cooling fan terminal ablation is effectively solved, and the stability of the vehicle electrical system is improved. This study has provided reference for the future design and the solution of similar problems.

Keywords: fan, plug-in, terminal, ablation

- [3] 常玉连. 修井井口机械化自动化装置的研究进展[J]. 石油矿产机械, 2008, 37(5): 62-67.
 - [4] 王澎湃. 钻杆自动输送装置动态特性仿真研究[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
 - [5] 陈斌. 适用于斜直井钻修机的管柱输送机构研究[D]. 武汉: 长江大学, 2018.
 - [6] 谭志松. 钻具输送装置液压系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
 - [7] 靳恩朝. 自动猫道升降机机构位姿控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
 - [8] 师俊辉. 带压作业油管移运装置的结构设计及仿真研究[D]. 西安: 西安石油大学, 2021.
 - [9] 张睿, 滕儒民, 刘永生, 等. 基于 ADAMS 的连续卸船机动力学分析[J]. 起重运输机械, 2021(23): 48-53.
 - [10] 梁力, 纪小飞, 孟兆康, 等. 基于刚柔耦合动力学仿真的起落架舱门优化[J]. 复合材料科学与工程, 2021(6): 45-51.
 - [11] 赵秉鑫, 卢宁, 张洪伟. 基于 ADAMS 与 ANSYS 的升降机层门联动装置优化研究[J]. 机电工程, 2021, 38(4): 413-420.
 - [12] 杜汉平. 基于刚-柔耦合履带起重机虚拟样机技术研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2006.
 - [13] 刘瑞春, 张怀亮. 强振动下比例电磁铁输出力特性研究[J]. 工程设计学报, 2017, 24(3): 311-316.
 - [14] 刘成利, 贺福强, 管琪明, 等. 基于刚柔耦合模型的液压挖掘机动力学仿真研究[J]. 现代机械, 2017(1): 37-40.
 - [15] 苗明, 徐兆亭, 苗文博. 伸缩臂履带起重机直线行驶工况下臂架应力状态分析[J]. 中国工程机械学报, 2014, 12(4): 342-345.

作者简介: 彭紫俊(1999-), 男, 硕士研究生, 湖北孝感人, 现从事油气钻采机械仿真分析及钻井智能化研究。

通讯作者: 易先中(1963-), 教授, 博士生导师, 2004 年毕业于中国石油大学(北京)油气井工程专业, 获博士学位, 现从事油气钻采机械及其智能化研究工作。

收稿日期: 2022-07-09

作者简介:彭紫俊(1999-),男,硕士研究生,湖北孝感人,现从事油气钻采机械仿真分析及钻井智能化研究。

通讯作者:易先中(1963-),教授,博士生导师,2004年毕业于中国石油大学(北京)油气井工程专业,获博士学位,现从事油气钻采机械及其智能化研究工作。

收稿日期:2022-07-09

0 引言

冷却风扇是汽车中关键的一个零部件,它的作用是给整车动力系统、空调系统、电池系统等进行冷却散热,使发动机、电池等一直处于一个高效的工作区间^[1]。在传统的燃油车上,冷却风扇 90% 都是使用的电阻调速式风扇,一般分为高速和低速两个档位。而在新能源混合动力车型、纯电车型中,常用的风扇是 PWM(脉宽调制信号)模块控制的无极调速风扇,它可以根据整车的散热需求,实时的调整风扇转速,进行任一转速工作。相对燃油车型的两档风扇,它具有良好的节能作用,提高整车续航能力。

市场陆续反馈多起某混合动力车型在行驶过程中出现发动机水温高故障。经过初步检查发现是因冷却风扇不工作导致,该车型使用的是 PWM 无极调速风扇,进一步确认,是由于冷却风扇 PWM 模块与风扇电机线束连接插件端子烧蚀引起接触不良,从而导致风扇不能正常工作。在车辆行驶过程中,发动机不能得到有效的散热,长时间工作后,出现发动机水温高故障。

本文主要是针对该问题发生的原因进行分析和确定,并制定相应的改进方案,最后通过整车验证对比方案的有效性,对改进后的市场数据收集确认改进效果。

1 现状调查

1.1 实物解析

(1) 对风扇 PWM 模块及接插件外观进行检查,无异常。

(2) 拔出与 PWM 模块连接的线束,发现 PWM 模块端子根部处护套熔化,端子发黑氧化。

(3) 更换 PWM 模块进行验证,风扇仍能正常工作,判断风扇电机无异常。

(4) 进一步对故障件进行分析,在接插件未拔出的状态,直接进行解剖,观察端子的接触状态。同时对正负极进行电阻测试,负极电阻 75 kΩ,正极电阻 0.2 Ω(标准为 ≤10 mΩ)。

经过实物解析,判定电子风扇电机部分无异常,风扇接插件端子存在变形,接触不良,负极被塑料熔化粘住,正极存在松动,端子发黑,且表面涂层烧蚀

氧化严重,护套融化,判断电子风扇在工作中受到高温,导致烧蚀。

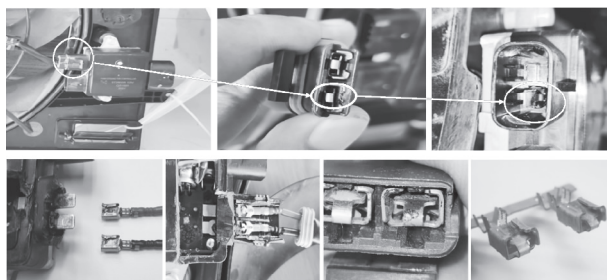


图1 风扇接插件解剖分析

1.2 故障机理分析

风扇工作由蓄电池供电,由 AC 控制器进行管理,当整车有散热需求时,会把相关信号输入给 AC 控制器,VCU 控制器再根据散热需求对风扇发出相应转速请求,从而风扇按相应的转速进行工作。风扇的工作电路图如图 2。

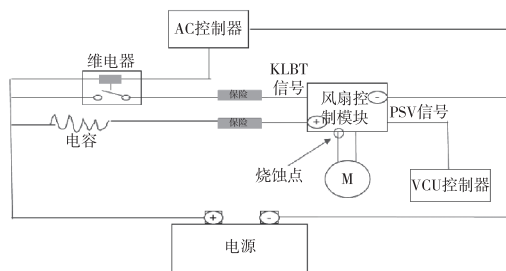


图2 风扇工作原理图

根据焦耳定律:电流通过导体产生的热量跟电流的二次方成正比,跟导体的电阻成正比,跟通过的时间成正比。数学公式为:

$$Q = I^2 R t = \frac{U^2}{R} t \quad (1)$$

根据公式可知,在电压一定的情况下,热量的产生只与电流、电阻相关。

2 原因分析

通过实物解析和故障机理分析,运用 FTA 故障树对插件端子烧蚀的影响因素进行梳理,锁定 7 个可能的末端因素,如图 3。

下面将针对上述终端因素进行逐一分析。

2.1 整车加装大功率电器

通过故障车确认,未加装相关外接电器设备。

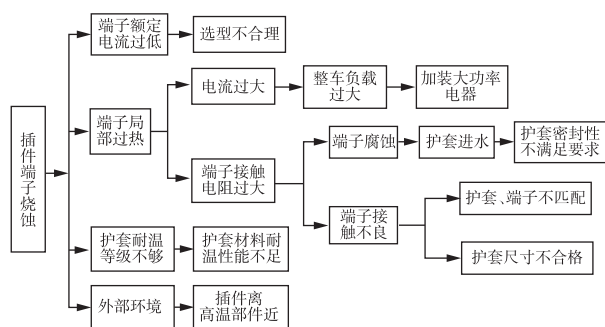


图3 FTA故障树

对市场故障车辆风扇两端的电压、电流进行测量,采用示波器监测,并记录输出电压值;随机抽取新下线的3台新车测量风扇两端电压、电流,采用示波器监测,并记录输出电压值。市场故障车与厂内新车电压、电流测量值进行比较,两者一致,排除整车负载过大,因此与风扇插件端子烧蚀不相关。

2.2 插件护套密封性不满足要求

该车型风扇插件安装在机舱内部,位于发动机与散热器之间,且有发动机下护板,插件位置属于干区。根据密封性判断标准:插件浸泡在100 mm水面以下,在49 kPa气压和负压49 kPa时,均不发生漏气现象。对插件密封性进行检测,没有出现泄露的现象,排除护套密封性问题。

2.3 护套材料耐温性能不足

经过故障件实物确认,插件护套材料使用的是平台通用的PA66,热变形温度满足240℃(图4),符合设计要求。插件耐温性能满足要求,因此该因素可以排除。

20480206-MT-1.009 热变形温度 @ 1.80MPa			
参考标准	Q/JL J124010-2019, 章节号 4.9		
检测日期	2020-06-21 ~ 2020-06-24		
样品编号	IAS204802060901-1~IAS204802060901-3		
实验环境条件	(23±2)℃, (50±5)%RH		
检测方法	制样方式: 客户送样; 样品处理: 温度 23±2℃; 相对湿度 50±5%; 时间 72h; 试验标准: Q/JL J124010-2019, 章节号 4.9 & GB/T 1634.1-2004 & GB/T 1634.2-2019; 升温速度: 120℃/h; 弯曲应力: 1.80 MPa; 跨距: 64 mm; 试样放置: 平放。		
评判标准	≥35℃		
方法差异	无		
检测结果	样品编号	宽度/mm	厚度/mm
	IAS204802060901-1	9.84	3.96
	IAS204802060901-2	9.84	3.94
	IAS204802060901-3	9.83	3.95
	平均值	9.84	3.95
评判	合格		
检测仪器	检测仪器编号	检测仪器描述	设备型号
	MCL5024	热变形维卡软化点测试仪	40-197 with 6 stations
	MCL5278	数显千分尺	0-25mm
			校准日期
			2021-06-16
			2020-11-10

图4 插件材料试验报告

2.4 插件布置环境

风扇接插件位于机舱前部,前面是散热器,后面是驱动电机,且有风扇散热,因此插件不在高温部件附近。通过环境仓温度布点试验,测量插件的环境温度,插件布置位置的环境温度最恶劣工况下只有90℃,远低于材料的耐温240℃。因此也排除布置环境的影响。

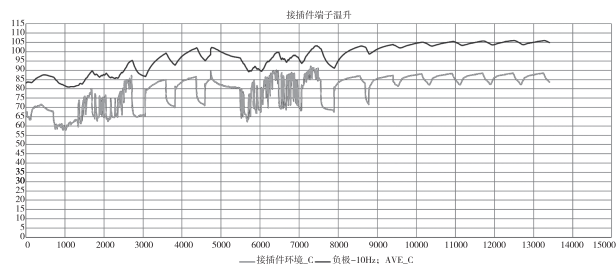


图5 整车环境舱温度试验

2.5 护套、端子不匹配

经过排查接插件的型号,母端:护套 delphi 12034269,插片 delphi12064736;匹配公端:护套 delphi12033769,插片 delphi12176854。护套型号均满足 delphi 匹配标准,两者互相匹配;同时进行密封性实验,在49 kPa正负压下没有泄露现象;而且防水实验满足IPX9K要求,实验后外观良好,无水进入。因此护套、端子的匹配性无问题。

2.6 插件尺寸不合格

由于该车型的母端是自开模件,根据公端供方对于自开模公端子尺寸要求,公端子宽度应为6.3±0.1 mm,厚度0.825±0.035 mm;对故障件端子进行测量,实际宽度6.01~6.05 mm,厚度0.777~0.81 mm;尺寸均小于设计标准,端子尺寸小,会导致端子接触面积减小,弹片压紧力减小,接触电阻增大,从而引起发热量增大。

为了进一步验证,进行了整车实验,实验工况:环境温度29℃,对前格栅进行封堵,在插件内置温度传感器,路试跑道模拟风扇处于最恶劣工况。20分钟后端子温度升到110℃,中途拔出端子检查状态又继续验证,车辆经过颠簸路面后,端子温度异常上升至170℃(已经超过端子涂层的耐温定义值125℃);再委托第三方机构进行台架验证,验证过程中,模拟整车过抖动路面的工况,对接插件插拔一次,温升迅速达到195℃,24小时内发生了端子烧

蚀现象;同步安排供应商进行风扇全负荷耐久验证^[2],持续8天端子温度在130~140℃之间,第9天,模拟上述工况对插件重新插拔,温升最高达270℃,且当天发生烧蚀现象。以上验证判定端子尺寸不合格为要因。

2.7 线束插件选型不合理

对故障件连接风扇电机到调速模块线束进行确认,线束线径规格为4 mm²,经过查理论电流计算:在环境温度90℃时,4 mm²线束的最大承载电流为36 A。而通过台架和实车验证,风扇满负荷工作电流接近35 A,已经接近线束的最大承载电流值。由此可判断线束选型不合理^[3]。

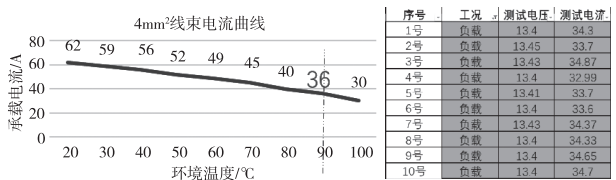


图6 4 mm²线束电流承载曲线整车电流测试

3 结论及解决方案

从以上分析得出,该车型风扇插件烧蚀的主要原因是插件端子尺寸不合格,插件线束和端子选型不合理,端子接插面积小,接触电阻大,在车辆长时间的恶劣工况下,工作电流接近线束的最大承载电流值,热量累积导致端子烧蚀。通过对比其他同类标杆车型,该车型的插件、线束选型最小。

表1 同类车型对标情况

车型	电子扇类型	风扇额定工作电流/A	风扇端子规格/mm	风扇线束线径/mm ²	整车端子规格
故障车型	有刷风扇	33	6.3×0.8	4	9.5×1.2
对标车型1	无刷风扇	53	/	6	9.5×1.2
对标车型2	有刷风扇	35	8×1	6	9.5×1.2
对标车型3	无刷风扇	53	/	6	9.5×1.2

综合考虑,最终优化方案为更换线束插件的选型,选择标杆车型成熟的插件选型。由4 mm²线束+6.3 mm端子切换为6 mm²线束+8 mm端子。

①4 mm²线束切换为6 mm²线束,线束电流承载能力从36 A增加至46 A,余量充足;

②公端端子调整,改进后端子包裹性更好,母端子宽度由6.0 mm更改为8 mm,接触状态增强;

对4 mm²线束(匹配6.3 mm×0.8 mm端子)和6 mm²线束(匹配8 mm×1 mm端子)两种选型进行整车验证对比,在同样工况下,前者温升快,20分钟端子温度达到110℃。后者温升慢,温升达到89.7℃后平衡。通过整车验证确认改善效果明显,经过市场一年的验证无问题复发。

4 结语

冷却风扇作为汽车电器部件之一,在整车中具有关键性的作用,它帮助整车动力系统、空调系统的运行维持在一个良好的工作状态,避免系统过热失效。冷却风扇的可靠性设计是保证零部件在长期使用过程中正常工作最重要的手段,在设计选型时应该考虑冷却风扇的工作环境和使用工况,设计余量建议超过最大负荷的20%,这样可保证零部件安全工作^[4]。

参考文献

[1] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
[2] 乘用车冷却风扇总成技术条件:JLYY-JT137-07[S]. 2007.
[3] 周录尧,于萌. 汽车低压电线与熔断器的匹配选择方法[J]. 汽车电器,2019(8):42-44.
[4] 李希平. 汽车电器设备线束设计[J]. 时代汽车,2021(10):109-110.

作者简介:陈永红(1988-),男(汉),贵州吉利汽车制造有限公司产品主管工程师,中级职称,重庆交通大学车辆工程专业毕业,主要从事整车热管理技术方面的工作,擅长整车热管理系统相关故障解析和改进。

收稿日期:2022-08-04

基于新型滑模观测器的 PMSM 无传感器控制 *

李中胜¹, 周士贵¹, 张可程²

(1. 曲阜师范大学, 山东 日照 276800; 2. 日照东方电机有限公司, 山东 日照 276800)

摘要:针对表贴式永磁同步电机 (SPMSM) 传统滑模观测器 (SMO) 中符号函数在零点切换的不连续性产生严重抖振和获取转子位置信息时估算不精确导致相位滞后的现象, 提出一种新型 SMO。该观测器引入可连续控制的饱和函数替代符号函数来提升对抖振的抑制作用; 用基于锁相环 (PLL) 的位置检测替换传统反正切获取转子位置, 使估算值更接近实际转子位置; 同时运用反向差分变换法计算微分方程, 降低了系统复杂性和噪声。仿真结果表明, 该观测器的抑制抖振效果和鲁棒性能优于传统观测器。

关键词: 永磁同步电机 滑模观测器 锁相环 反向差分

中图分类号: TM341

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)03-0056-05

Sensorless control of PMSM based on a new sliding mode observer

LI Zhongsheng, ZHOU Shigui, ZHANG Kecheng

Abstract: In the traditional sliding mode observer (SMO) of surface mounted permanent magnet synchronous motor (SPMSM), the discontinuity of sign function at zero point leads to severe chattering and inaccurate estimation of rotor position information, which further leads to phase lag. Aiming at the problem, a new SMO is proposed. The observer introduces a continuously controlled saturation function to replace the sign function to suppress the chattering. The position detection based on phase-locked loop (PLL) is used to replace the traditional arctangent estimation, which makes the estimated value closer to the actual rotor position. The reverse difference transformation method is used to calculate the differential equation, which reduces the system complexity and noise. The simulation results show that the chattering suppression effect and robustness of the new observer are better than that of traditional observers.

Keywords: permanent magnet synchronous motor, sliding mode observer, phase-locked loop, reverse difference

0 引言

永磁同步电机具有输出扭矩大、质量轻、耗能低的特性, 已广泛运用于新能源汽车、军用无人机和医疗设备等高性能伺服传动控制领域^[1]。在传统控制方式上, 以加装传感器的方式获得转子信息, 不仅系统复杂程度大大增加, 同时由于其固有特性在恶劣的环境下使用信号容易失真导致系统的稳定性降低^[2]。

为了解决机械传感器使用带来的问题, 无传感器控制成为电气传动研究的热点方向, 许多科研人员研究了基于转子位置等信息估算的观测器算法。文献[3]采用磁链估算法对永磁同步电机转子位置

和速度进行估算, 解决了转矩脉动引起的转速波动的问题, 但该方法加入了一阶惯性滤波器, 虽进行了补偿, 仍存在一定程度的相位滞后, 且灵敏度低。文献[4-6]引入模型参考自适应算法, 该控制策略通过选取适当的参考值来提高对转速和转子位置的跟随效果, 但该控制策略对电机固有参数敏感, 且波动范围比较大、精度不高。文献[7-8]采用高频注入法在低速域获取转子信息, 具有较好的效果, 但需经过多次坐标变换, 过程复杂且易产生电流脉动分量导致高频损耗。文献[9-10]提出采用鲁棒性较好的扩展卡尔曼滤波方法解决与非线性相关的问题, 可以很好地抑制噪声和实时对转速估算, 但在计算导数时过于复杂难以解析且对于不连续的系统不适

用,有一定的局限性。文献[11]用变速趋近项替换指数趋近率中的等速趋近项,使得抑制抖振和系统的快速性得到兼顾,但需要不断调试两项的值才能达到理想的效果。文献[12]用反正切方法来估算转子位置存在较大角度误差。通过分析传统观测器抖振来源和转子角度误差,对传统观测器改进,引入可连续控制的饱和函数和基于锁相环的位置检测来减弱抖振和提高转子信息的估算精度。最后在仿真实验中分析结果,验证了该算法能较为准确地估算转速和位置信息,超调和抖振明显减小。

1 传统滑模观测器设计

SPMSM 在 $\alpha - \beta$ 坐标系下的状态方程为:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} = \frac{1}{L_s} \begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \end{bmatrix} - \frac{R_s}{L_s} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} - \frac{1}{L_s} \begin{bmatrix} E_\alpha \\ E_\beta \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} E_\alpha \\ E_\beta \end{bmatrix} = \omega_e \psi_f \begin{bmatrix} -\sin\theta_e \\ \cos\theta_e \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中, i_α 、 i_β 、 u_α 、 u_β 、 L_s 、 R_s 、 ω_e 、 ψ_f 分别为定子电流、电压、电感、电阻、电角速度和磁链,设传统 SMO 数学模型如下:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{i}_\alpha \\ \hat{i}_\beta \end{bmatrix} = -\frac{R_s}{L_s} \begin{bmatrix} \hat{i}_\alpha \\ \hat{i}_\beta \end{bmatrix} + \frac{1}{L_s} \begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \end{bmatrix} - \frac{1}{L_s} \begin{bmatrix} v_\alpha \\ v_\beta \end{bmatrix} \quad (3)$$

将式(3)和式(1)做差可得关系如下:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \tilde{i}_\alpha \\ \tilde{i}_\beta \end{bmatrix} = -\frac{R_s}{L_s} \begin{bmatrix} \tilde{i}_\alpha \\ \tilde{i}_\beta \end{bmatrix} + \frac{1}{L_s} \begin{bmatrix} E_\alpha - v_\alpha \\ E_\beta - v_\beta \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中: $\tilde{i}_\alpha = \hat{i}_\alpha - i_\alpha$ 、 $\tilde{i}_\beta = \hat{i}_\beta - i_\beta$ 为电流误差。设计传统 SMO 符号函数如下:

$$\begin{bmatrix} v_\alpha \\ v_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k \operatorname{sgn}(\hat{i}_\alpha - i_\alpha) \\ k \operatorname{sgn}(\hat{i}_\beta - i_\beta) \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中, k 为滑模增益,当 $\tilde{i}_\alpha$ 、 $\tilde{i}_\beta$ 为 0 时,有扩展反电动势 $\hat{E}_\alpha = v_\alpha$ 、 $\hat{E}_\beta = v_\beta$,此时将式(5)带入式(4),重写方程可得电流误差表达式为:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \tilde{i}_\alpha \\ \tilde{i}_\beta \end{bmatrix} = -\frac{R_s}{L_s} \begin{bmatrix} \tilde{i}_\alpha \\ \tilde{i}_\beta \end{bmatrix} + \frac{1}{L_s} \begin{bmatrix} E_\alpha - k \operatorname{sgn}(\hat{i}_\alpha - i_\alpha) \\ E_\beta - k \operatorname{sgn}(\hat{i}_\beta - i_\beta) \end{bmatrix} \quad (6)$$

由于需要有用的低频信号并把符号函数的不连续性在切换时导致产生的高频谐振及噪声给滤除,故加入低通滤波器滤波后可得:

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{E}}_\alpha \\ \dot{\hat{E}}_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (-\hat{E}_\alpha + k \cdot \operatorname{sgn}(\tilde{i}_\alpha))/\tau_0 \\ (-\hat{E}_\beta + k \cdot \operatorname{sgn}(\tilde{i}_\beta))/\tau_0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中, τ_0 为低通滤波器常数,为了得到位置信息,对扩展反电动势求反正切得到式(8):

$$\hat{\theta}_{eq} = -\arctan(\hat{E}_\alpha/\hat{E}_\beta) \quad (8)$$

由于上式滤波处理时往往引发相位滞后,通常会对其进行相位补偿用来弥补误差,即:

$$\hat{\theta}_e = \hat{\theta}_{eq} + \arctan(\hat{\omega}_e/\omega_e) \quad (9)$$

2 新型滑模观测器设计

2.1 边界层设计

传统观测器采用符号函数在等于零时,没有控制量作用,是一种不连续控制导致切换瞬间易产生高频分量并且由于惯性使然保持一定速度,会让其穿过滑模面来回运动形成抖振,故运用一种新的饱和函数,在切换域内可以连续控制。设计如下:

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} 1, s > \Delta \\ ks, |s| \leq \Delta, k = \frac{1}{\Delta} \\ -1, s < -\Delta \end{cases} \quad (10)$$

其中: Δ 为边界层,既可以为常数,又能进行自适应调节。当状态变量运行至内部,可以线性控制进而避免由于开关特性带来的时间和空间上伴随的“死区”以及滞后问题,可以对抖振很好的抑制,使系统趋于更加稳定的状态。饱和函数特性如图 1 所示。

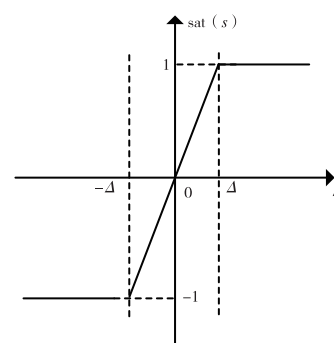


图 1 饱和函数示意图

为验证观测器系统可以稳定运行,需对其进行稳定性验证,设电流滑模面如下:

$$s = \begin{bmatrix} s_\alpha \\ s_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{i}_\alpha \\ \tilde{i}_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{i}_\alpha - i_\alpha \\ \hat{i}_\beta - i_\beta \end{bmatrix} \quad (11)$$

定义 Lyapunov 函数:

$$V = \frac{1}{2}(s_\alpha^2 + s_\beta^2) \quad (12)$$

由稳定性判据知,需满足 $\dot{V} < 0$,故求导可得:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{s}_\alpha s_\alpha + \dot{s}_\beta s_\beta = s_\alpha \left[-\frac{R_s}{L_s} s_\alpha + \frac{E_\alpha}{L_s} - \frac{k}{L_s} \text{sgn}(s_\alpha) \right] \\ &+ s_\beta \left[-\frac{R_s}{L_s} s_\beta + \frac{E_\beta}{L_s} - \frac{k}{L_s} \text{sgn}(s_\beta) \right] \\ &= -\frac{R_s}{L_s}(s_\alpha^2 + s_\beta^2) + \frac{s_\alpha}{L_s}[E_\alpha - k \text{sgn}(s_\alpha)] + \\ &\frac{s_\beta}{L_s}[E_\beta - k \text{sgn}(s_\beta)] \end{aligned} \quad (13)$$

因为 $-\frac{R_s}{L_s}(s_\alpha^2 + s_\beta^2) < 0$,若使 $\dot{V} < 0$ 系统收敛,

则需:

$$k > \max(|E_\alpha|, |E_\beta|) \quad (14)$$

2.2 基于锁相环位置检测设计

在传统滑模控制方式中虽加入滤波器去除高频信号并对位置角进行补偿,但在求取的扩展反电动势中仍然含有大量白噪声,且在算位置角时会被放大,使得观测值容易发散从而带来较大的误差。而用锁相环求取转子的位置信息时则很好的避免了这一问题,检测原理如图 2 所示。

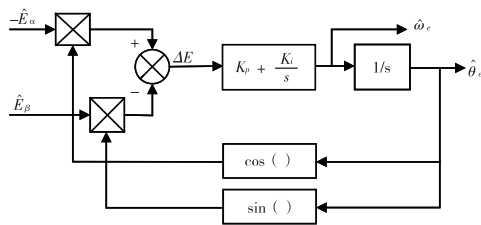


图 2 基于 PLL 的 SMO 位置检测框图

设 $|\hat{\theta}_e - \theta_e| < \pi/6$ 时,有 $\sin(\theta_e - \hat{\theta}_e) = \theta_e - \hat{\theta}_e$ 成立,根据图 2 可得出下面表达式:

$$\begin{aligned} \Delta E &= -\hat{E}_\alpha \cos \theta_e - \hat{E}_\beta \sin \theta_e \\ &= k \sin \theta_e \cos \hat{\theta}_e - k \cos \theta_e \sin \hat{\theta}_e \\ &= k \sin(\theta_e - \hat{\theta}_e) \approx k(\theta_e - \hat{\theta}_e) \end{aligned} \quad (15)$$

此时,图 2 可等效如图 3 所示。

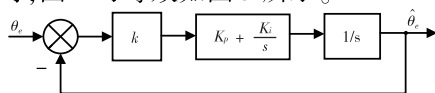


图 3 基于 PLL 的 SMO 等效框图

$\hat{\theta}_e$ 到 θ_e 的关系由等效框图得出,即:

$$G(s) = \frac{\hat{\theta}_e}{\theta_e} = \frac{2\xi\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (16)$$

其中: $\xi = \sqrt{kK_i}/\omega_n$, $\omega_n = \frac{K_p}{2} \sqrt{\frac{k}{K_i}}$ 由控制原理可求出 PLL 的参数值。为搭建离散化模型,需对系统进行离散化,对 $\hat{i}_\alpha$ 进行离散化并反向差分变换得到:

$$\hat{i}_\alpha(k+1) = A\hat{i}_\alpha(k) + B(u_\alpha(k) - v_\alpha(k)) \quad (17)$$

$$A = \exp(-R_s/L_s T_s), B = \frac{1}{L_s} \int_0^{T_s} \exp(-R_s/L_s \tau) d\tau \quad (18)$$

其中, T_s 为采样时间,由于 $\exp(AT_s) = 1 + AT_s + \frac{(AT_s)^2}{2!} + \frac{(AT_s)^3}{3!} + \dots$,则式(18) 可以表示为:

$$A = \exp(-R_s/L_s T_s), B = \frac{1}{R_s}(1 - A) \quad (19)$$

同理得到 $\hat{i}_\beta$ 的表达式,即:

$$\hat{i}_\beta(k+1) = A\hat{i}_\beta(k) + B(u_\beta(k) - v_\beta(k)) \quad (20)$$

综上所述,新型滑模观测器将饱和函数和基于锁相环的位置检测引入无传感器系统,控制系统框图如图 4 所示。

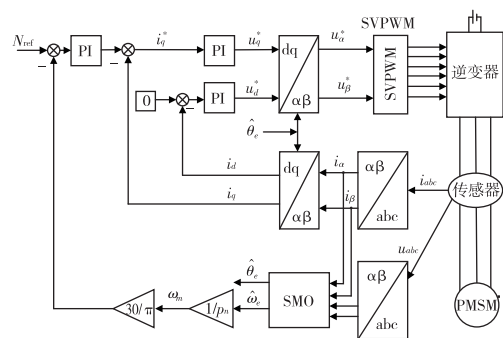


图 4 新型滑模观测器系统控制框图

3 仿真分析与验证

基于系统控制框图在 simulink 中搭建仿真,对传统观测器和新型观测器分别进行了 0.2 s 时刻突

加负载和转速突变两种工况下的实际转速和估算转速、转速误差和位置误差波形对比验证。其中仿真时间为0.4 s, $\text{sat}()$ 函数设置为 $[-2, 2]$, SMO中 $K_p = 400, K_i = 30$, 电机参数如表1所示。

表1 SPMSM 参数

参 数	数 值
P_n	4
L_s/mH	8.5
R_s/Ω	2.875
Ψ_f/Wb	0.175
$J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.001

3.1 突加负载分析

空载时转速设为1000 r/min, 0.2 s时给定负载10 N·m, 新型观测器和传统观测器的转速波形和位置误差对比如图5-图7所示。

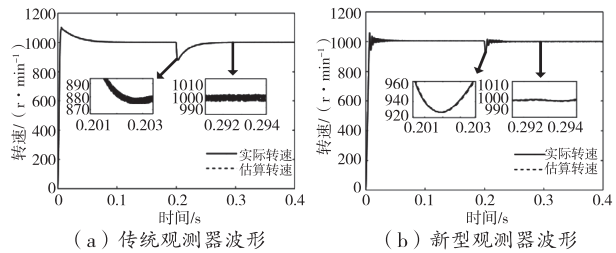


图5 实际转速和估算转速对比

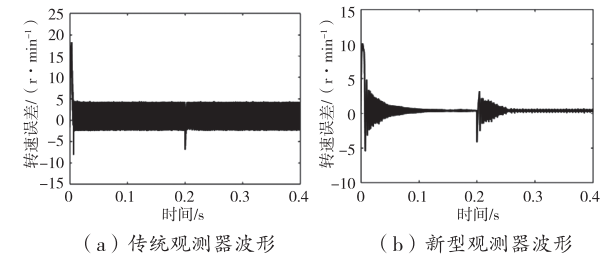


图6 转速误差仿真结果

从图6中可以发现,在0.2 s时刻施加负载瞬间,传统观测器转速误差值达到7 r/min,系统稳定运行后误差在-3~4 r/min之间震荡,而新型观测器在突加负载时则波动较小,不超过4 r/min,稳定运行时,仅有0.5 r/min。由图5可知,传统观测器系统在加上负载后,转速降低至875 r/min,而新型滑模观测器系统则只下降到925 r/min。故新型观测器系统在抗负载扰动时,比传统观测器控制系统

稳定性好、鲁棒性强。

由图7可知,传统观测器的初始转子位置误差值高达0.048 rad,加上负载时,相位误差为0.035 rad,经0.02 s后达到稳定,为0.045 rad;而新型观测器初始转子位置误差值较小,只有0.038 rad,突加负载时刻误差为0.034 rad,经0.01 s后达到稳定,为0.035 rad。可见,新型滑模观测器在抗负载扰动时响应更快、且具有较好的跟随效果。

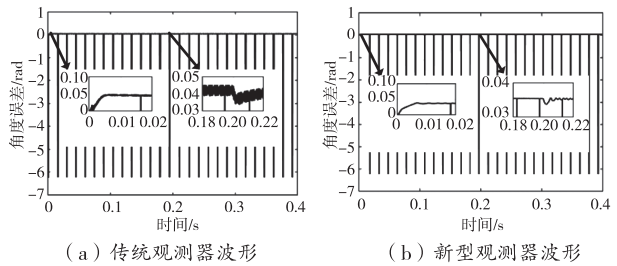


图7 转子位置误差值

3.2 转速突变分析

在不施加任何负载条件下给定一个初始转速600 r/min,运行至0.2 s时,增速至1000 r/min,传统观测器和新型观测器控制系统仿真波形对比如图8-图10所示。

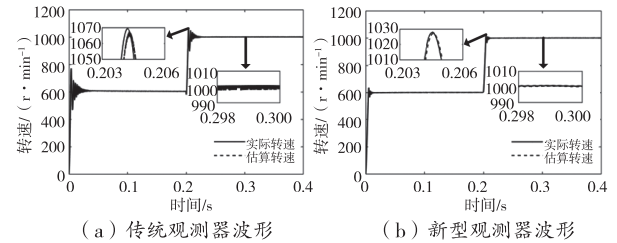


图8 实际转速与估算转速对比

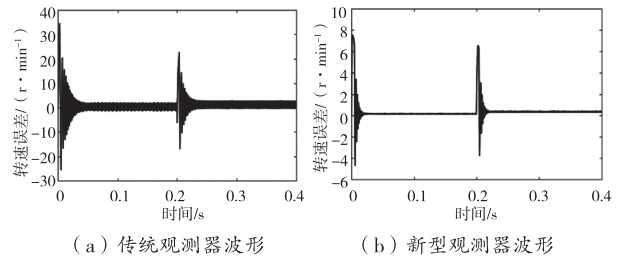


图9 转速误差仿真结果

从图8和图9中不难发现,在0.2 s转速突变时,传统观测器的超调明显高于新型观测器,在最大

转速 1070 r/min 时误差超过了 23 r/min, 稳定运行时误差达到了 4 r/min; 新型观测器在转速突变瞬间, 最大转速不超过 1030 r/min, 转速误差仅 7 r/min, 系统稳定时误差只有 0.5 r/min。可见, 新型滑模观测器在转速突变时超调更小, 抑制抖振得到明显改善。

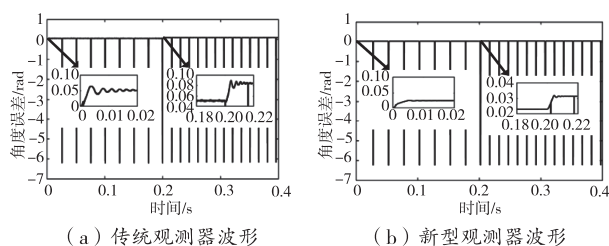


图 10 转子位置误差值

由图 10 可知, 传统观测器起始时刻转子位置误差值超过了 0.05 rad, 在 0.2 s 时刻转速突变瞬间误差超过了 0.08 rad, 系统稳定时为 0.08 rad; 而新型观测器初始时刻位置误差仅为 0.025 rad, 转速突变瞬间为 0.032 rad, 稳定时为 0.03 rad。可见, 新型观测器估算角度误差更小。

4 结论

基于传统控制方式中出现的抖振和位置误差问题, 本文用可线性控制的饱和函数替换符号函数, 提升抖振抑制效果, 采用基于锁相环的位置检测代替传统反正切位置估算, 使转子位置滞后现象得到明显改善。通过突加负载和转速突变两种不同工况下对转速和位置的误差进行对比验证, 结果表明新型滑模观测器能够降低超调、实时估算转速和位置信息, 响应迅速、鲁棒性强。

参考文献

- [1] 谷善茂, 何凤有, 谭国俊, 等. 永磁同步电动机无传感器控制技术现状与发展[J]. 电工技术学报, 2009, 24(11): 14-20.
- [2] 常雪剑, 彭博, 刘凌, 等. 新型非奇异终端滑模观测器的永磁同步电机无传感器控制[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(1): 85-91.

- [3] 麦志勤, 刘计龙, 肖飞, 等. 基于锁相环的永磁同步电机无位置传感器控制[J]. 电力电子技术, 2017, 51(7): 97-99.
- [4] 苗敬利, 李星, 董博. 基于模型参考自适应的永磁同步电机矢量控制策略[J]. 机械工程与自动化, 2020(6): 16-18.
- [5] 周宇, 陈永军. 基于 MRAS 的永磁同步电机改进滑模速度控制设计[J]. 微电机, 2021, 54(10): 74-78.
- [6] 何延昭, 王贞艳, 王金霞, 等. 高速永磁同步电机模型参考自适应转速观测[J]. 电气传动, 2020, 50(10): 16-22.
- [7] 麦志勤, 刘计龙, 肖飞, 等. 基于估计位置反馈电流解调算法的改进型高频旋转电压注入无位置传感器控制策略[J]. 电工技术学报, 2022, 37(4): 870-881.
- [8] 刘善宏, 杨淑英, 李浩源, 等. 基于旋转坐标系解调的内置式永磁同步电机旋转高频注入法位置观测[J]. 电工技术学报, 2020, 35(4): 708-716.
- [9] 赵毅恒, 宁博文, 卢少武, 等. 基于 L/F 启动和扩展卡尔曼滤波的永磁同步电机全速域无传感器控制方法[J]. 电机与控制应用, 2022, 49(2): 1-7.
- [10] 李英强, 杨明, 龙江, 等. 基于扩展卡尔曼滤波的永磁同步电机无电流传感器预测控制[J]. 电机与控制应用, 2018, 45(1): 107-113.
- [11] 胡耀华, 刘闯, 宁银行. 永磁同步电机改进型指数趋近率滑模控制[J]. 微电机, 2012, 45(8): 54-57.
- [12] 张伯泽, 宗剑, 钱平. 基于滑模变结构控制的内置式永磁同步电机无位置传感器矢量控制[J]. 电机与控制应用, 2020, 47(8): 36-39.

基金项目: 山东省自然科学基金面上项目(ZR2021ME017); 科技型中小企业创新能力提升工程(2021TSGC1429)。

作者简介: 李中胜(1996-), 男, 硕士研究生, 研究方向为电力电子与电机传动。

收稿日期: 2022-07-20

风冷摩托车发动机缸盖热场仿真

林树军¹, 杨超², 龚建平¹, 章玲莉¹, 李陶¹

(1. 浙江钱江摩托股份有限公司, 浙江 温岭 317500; 2. 奇瑞汽车股份有限公司, 安徽 芜湖 241000)

摘要:在设计全新的风冷摩托车气缸盖时,不仅需要确保新设计的缸盖有足够的散热能力,而且也需要尽可能减少外围散热片的数量以满足发动机轻量化的要求。因此,在发动机数字模型完成时,须准确解析新设计缸盖的温度场,以落实技术优化方案。通过流固耦合方法评价风冷摩托车发动机缸盖温度场分布,可以系统、全面地分析整个气缸盖的冷却性能,快速解析新设计发动机缸盖温度场分布特性。

关键词:流固耦合 风冷 缸盖 CAE

中图分类号:TK417

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0061-05

Thermal field simulation of air-cooled motorcycle engine cylinder head

LIN Shujun, YANG Chao, GONG Jianpin, ZHANG Lingli, LI Tao

Abstract: When designing a new air-cooled motorcycle engine cylinder head, it is important not only to ensure sufficient heat dissipation capacity, but also to reduce the number of peripheral fins as much as possible to meet the requirements of lightweight. Therefore, when the numerical model of the engine is completed, the temperature field of the cylinder head needs to be analyzed and optimized. The temperature field of the cylinder head is evaluated through fluid-solid coupling method, and the cooling performance of the cylinder head is comprehensively and systematically analyzed, so as to help understanding the temperature field distribution characteristics of the newly-designed air-cooled motorcycle engine cylinder head.

Keywords: fluid-solid coupling, air-cooled engine, cylinder head, CAE

0 引言

风冷摩托车发动机设计时,一定要确保气缸盖的散热性能满足要求。通过一些试验研究结果表明,缸盖的热变形不均或者缸盖内部局部温度过高,易造成缸盖热裂、烧蚀、蠕变甚至机油结焦等一系列严重影响发动机安全性的问题。发动机气缸盖散热差,会导致缸内气体温度和气体压力上升异常,从而极易导致发动机发生严重爆燃,进而使发动机的燃烧效率快速下降,加剧整机污染物排放的增加,严重时更会导致机体直接报废^[1-2]。

普通的风冷摩托车发动机由于其缸盖平均换热系数较小,在发动机缸盖设计时,通常需要在缸盖外围布置大量的散热片用来确保整个缸盖的散热,但这样做的结果通常会使发动机的整体重量偏大^[3]。随着发动机轻量化要求的日益提高^[4],确保缸盖散

热合理的前提下,尽可能地减少布置在缸盖四周散热片的数量,是当前风冷摩托车发动机设计的主流思想。根据大量的设计与试验经验,总结出可以有效达到上述要求的主要设计思路与方法:1)在发动机燃烧室顶部布置冷却风道,此法不但可以有效控制缸盖温度,也能尽可能地降低发动机机油温度;2)在热负荷高的区域尽可能增加扰流与脉动,进而大幅度提高这些区域的换热系数;3)针对缸盖部分温度梯度大的区域,增加倒角或者合理控制壁厚,进而大幅度地减少其热应力集中。鉴于以上设计思路,在发动机数字模型设计阶段,为有效落实缸盖冷却方案,设计人员必须要提前解析缸盖温度场分布。

根据部分学者的经验,采用发动机缸盖流固耦合热仿真可以有效评估缸盖的热场分布,仿真结果和试验结果一致^[5]。流固耦合法的核心理念是将发动机缸盖当成一个整体来构建物理模型(缸盖包

含多个流体计算域和固体计算域),通过耦合解析各个计算域内之间的温度与换热系数得到缸盖的温度场分布,该计算方法虽然相对成熟,但是必须要在计算前准确标定内部耦合边界条件,从而保证仿真的精度^[6-7]。

本文针对钱江摩托某双缸风冷摩托车发动机,先采用流固耦合法快速分析该发动机的缸盖温度场分布,然后将仿真结果与试验数据对比,验证流固耦合仿真模型的准确性,为今后其他发动机缸盖温度场优化提供科学、有效的解决方法。

1 数学模型及公式

1.1 发动机缸内、进排气道的传热计算

发动机缸内气体的燃烧过程非常复杂,至今没有一个绝对成熟的理论可以揭示内燃机燃烧的本质,大多数发动机科研人员都会通过各种理论模型进行仿真^[8]。本文采用 AVL-boost 软件模拟发动机性能,输出缸压曲线,并通过燃烧分析仪标定燃烧模型的精确性。利用标定后的计算模型直接输出缸内温度及缸内放热系数、发动机燃烧室壁面换热系数、进气道换热系数、排气道换热系数,用于缸盖传热计算。其主要计算公式如下^[9]:

缸内换热系数:

$$\alpha = 130D^{-0.2}P_sT_s^{-0.53} \times \left[C_1C_m + C_2 \frac{V_hT_1}{P_1V_1}(P_s - P_0) \right]^{0.8}$$

式中: $C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{C_u}{C_m}$, $C_2 = 0.0062$, D 为气缸直径, C_m 为活塞平均运动速度, C_u 为进气涡流的速度, V_h 为气缸容积, P_s 为发动机气缸内压力, T_s 为发动机缸内温度, T_1 为缸内温度(排气门关闭), P_1 为缸内压力(排气门关闭), V_1 为缸内容积(排气门关闭), P_0 为曲轴箱压力。

发动机进气道壁面换热系数 α_{in} :

$$\alpha_{in} = 2.083 \left(1 - 0.797 \frac{h(\theta)}{d_v} \right) \left(\frac{dm_{in}}{d\theta} \right)^{0.5} \frac{T_U^{0.44}}{D_{in}^{1.5}}$$

发动机排气道壁面换热系数 α_{ex} :

$$\alpha_{ex} = 2.329 \left(1 - 0.765 \frac{h(\theta)}{d_v} \right) \left(\frac{dm_{ex}}{d\theta} \right)^{0.68} \frac{T_U^{0.33}}{D_{ex}^{1.68}}$$

式中: $h(\theta)$ 为气门升程, dm 为进排气质量流量, T_U 为气道前端温度, D 为进、排气门直径, d_v 为气门阀

盘直径。

1.2 缸盖外表面换热计算

由于风冷摩托车气缸盖结构复杂,普通的传热计算很难精确地描述整个缸盖的冷却情况,本文选择 AVL-fire 三维仿真软件,采用 CFD 法直接计算缸盖外表面的换热系数。其主要的流动运动方程和能量方程如下^[10]:

1) 连续性方程:

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

式中: ρ 为空气密度, u 、 v 、 w 作为质点的速度的分量。

2) N-S 方程:

$$\begin{aligned} \rho \frac{dU_x}{dt} &= \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_x}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dU_y}{dt} &= \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 U_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_y}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dU_z}{dt} &= \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 U_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned}$$

式中: P 为流体压力, U 为流体速度, f 为作用在流体上的质量力, x 、 y 、 z 为相应的坐标分量。

3) 能量方程:

$$\frac{D(\rho C_p T)}{Dt} = 2\mu \varepsilon^2 + \lambda \Delta T + p q$$

式中: c_p 为流体比热容, μ 为动力粘度, ε 为克服流体粘性而消耗的机械能, λ 为导热系数, T 为流体的温度, q 为单位质量流体的热量变化, p 为流体压力, ρ 为密度。

1.3 流固耦合仿真流程简介

流固耦合传热计算是各大工程领域广泛运用的仿真手段,它主要是在固体与流体的区域内分别产生相应的交互面,利用交互面上的节点进行数据耦合,快速完成结构与功能分析的目的。此举不但减少了仿真过程中复杂边界条件的输入,同时耦合边界相比常规的传热计算更加贴近实际状态,使其仿真的合理性和精度更高^[11]。流固耦合计算流程如下:

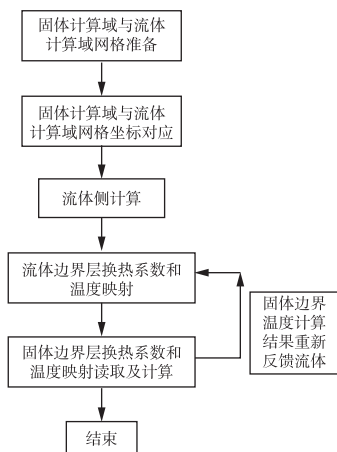


图 1 摩托车发动机缸盖流固耦合传热仿真操作流程

2 计算结果

2.1 发动机热力学计算模型的建立与标定以及相关传热边界的输出

本文先用 AVL-boost 一维仿真软件,快速建立当前发动机的热力学计算模型(图 2)。然后利用燃烧分析仪测试该发动机在 9000 rpm 全负荷状态下的缸压曲线,该数据主要用来标定一维仿真模型。

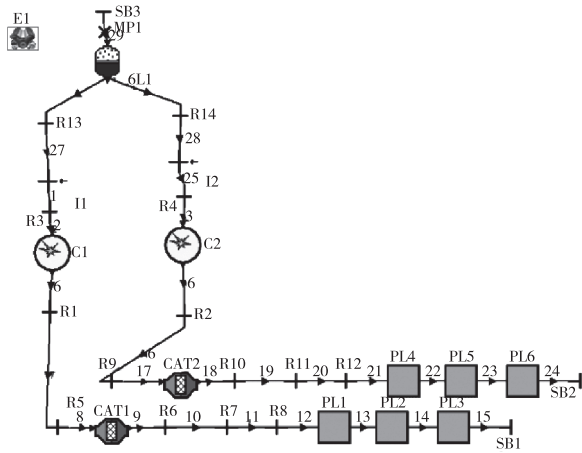


图 2 发动机热力学计算模型

试验与仿真模型对比如图 3 所示。

从图 3 可以看出,仿真模型与试验偏差较小,该一维模型可用于后续发动机内热边界的输出。

发动机内热边界输出结果见表 1。

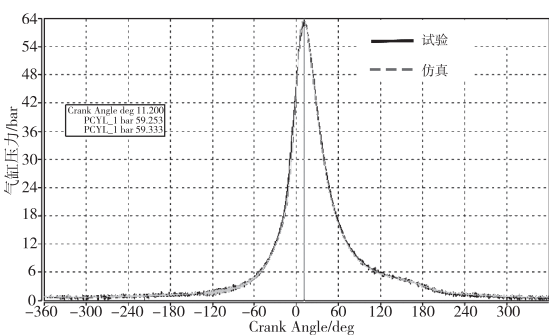


图 3 热力学仿真模型计算结果与试验结果对比

表 1 不同计算域内发动机热边界输出结果

位 置	平均换热系数/(W/m ² ·K)	平均温度/K
燃烧室	720	1520
排气道	330	1100
进气道	410	310

2.2 缸盖外流场分析(流体侧)

通过三维造型软件构建发动机缸盖外流场计算模型,本文直接用 AVL-fire 软件对该流体计算域划分网格,具体网格模型如图 4。

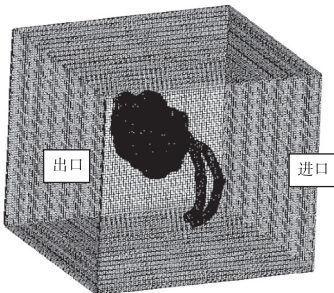


图 4 缸盖外流场网格模型

缸盖外流场计算边界条件见表 2。

表 2 缸盖外流场计算边界条件

边界条件	参数设置
进口	流速 = 100 km/h
出口	静压 = 101000 Pa
湍流模型	k-ε 湍流模型

为了保证网格质量,首先对流体侧执行网格无关性分析,以发动机外表面平均换热系数为分析指标,具体分析结果如图 5。

从网格无关性分析结果可以看出,随着缸盖外表面网格尺寸的减少,整体网格数量的增加,发动机外表面平均换热系数数值解结果逐渐增加。当流体侧计算域网格总量超过 600 万,发动机缸盖表面平均换热系数数值解结果基本趋于稳定。

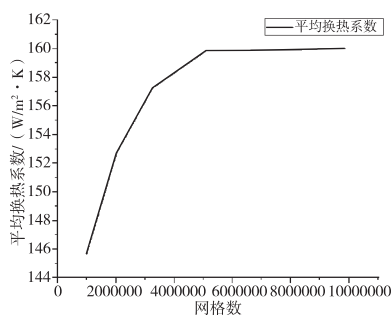


图5 缸盖外流场(流体侧)网格无关性分析结果

缸盖外流场计算收敛后,相关的发动机缸盖表面换热系数计算云图如图6。

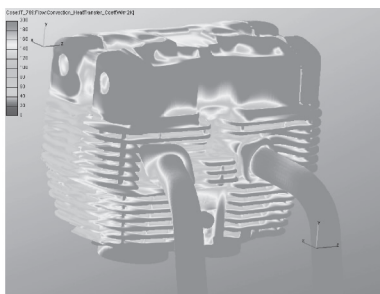


图6 缸盖外流场仿真云图

在计算过程中,AVL-fire 软件会自动将发动机缸盖周围流体边界层中的换热系数及相应的流体温度数据映射成一个第三方文件,该文件节点位置和缸盖固体计算域的节点坐标完全对应,在后续的固体域温度场计算过程中,通过 ABAQUS 软件可以读取这个文件中的数据,作为缸盖外表面换热边界条件的输入。

2.3 固体侧温度场计算

HyperMesh 作为一款主流的有限元前处理软件,它可以快速构建各种复杂的有限元网格,并且它也与多款 CAE 软件之间存在着良好的接口(其中包含 ABAQUS 软件),已经被众多研究机构广泛应用^[12-13]。

本文采用 HyperMesh 软件,选用四面体生成器,完成缸盖固体侧网格划分,参考国标《GB/T 33582—2017 机械产品结构有限元力学分析通用规则》要求,以四面体单元网格控制参数为基准对缸盖固体侧网格进行网格质量检查和修改,具体网格检查标准见表3^[14]。

表3 网格单元质量检测控制参数

类别	三角形单元	六面体单元	楔形单元	四面体单元
长宽比	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0
翘曲度	—	$\leq 18^\circ$	$\leq 18^\circ$	—
偏斜度	$\leq 60^\circ$	$\leq 60^\circ$	$\leq 60^\circ$	$\leq 60^\circ$
内角	$20^\circ \sim 120^\circ$	$40^\circ \sim 135^\circ$	$20^\circ \sim 120^\circ$	$20^\circ \sim 120^\circ$

完成网格检查后,为了方便后续的边界条件输入,用 HyperMesh 软件手动定义燃烧室、排气道、进气道、缸盖顶等相关表面网格。完成以上步骤后,将最终的网格文件导出为 .inp 文件并通过 ABAQUS 软件进行读取,并在 ABAQUS 软件中将读取后的网格类型改为 DC3D15(二次传热三棱柱单元)。

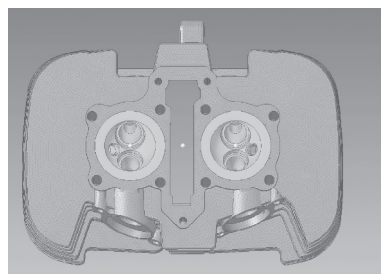


图7 缸盖固体侧网格模型示意

参考表1中的计算数据,在 ABAQUS 软件求解器内分别输入燃烧室、排气道、进气道等区域的内热边界条件,同时读取 AVL-fire 软件映射出来的缸盖外各节点的热边界数据(换热系数与温度),其余相关固体材料属性输入见表4。

表4 缸盖固体材料输入

材料名称	热导率/ ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)	密度 /(kg/m^3)	辐射率	比热容 /($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)
铝合金	193	2800	0.4	880

通过耦合后,缸盖温度场计算云图如图8。

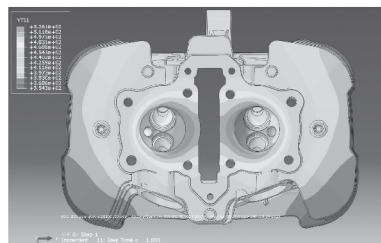


图8 缸盖温度场计算结果

3 试验验证

在发动机缸盖上布置相应的温度传感器,具体见图9。在全速全负荷工况下运行发动机,待各个温度测点数据稳定后记录测试结果。

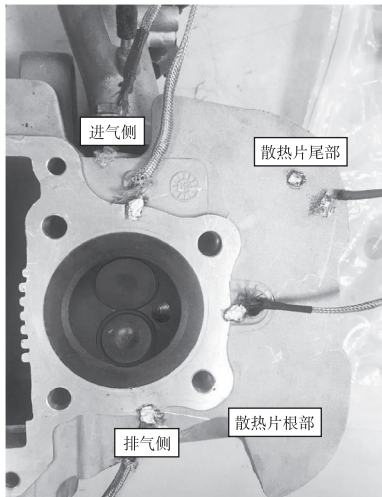


图9 缸盖热电偶测点

发动机缸盖相关温度测点试验结果与仿真结果对比见表5。

表5 温度场试验与仿真结果对比

项目	排气侧 /℃	进气侧 /℃	散热片根部 /℃	散热片尾部 /℃
测试值	265	220	176	163
仿真值	268	218	182	160

4 结论

(1)与试验结果对比可以发现,流固耦合仿真结果与试验偏差较小,可以作为风冷发动机缸盖散热的重要评估手段。依靠此法可以在发动机数字样机阶段快速评价发动机的缸盖温度场,同时设计人员也可以根据以上仿真结果及时、准确地执行缸盖散热方案的优化。

(2)由于本次试验的温度测点主要是集中在燃烧室周围,在缸盖顶部没有布置温度传感器,无法得到缸盖顶部机油侧的相关数据。另外缸盖顶部充满机油油雾,主要润滑方式包括压力润滑和飞溅润滑两种形式,此处很难构建有效的物理模型来解析此处的换热。因此,笔者今后将针对发动机缸盖顶部

的机油散热对缸盖温度场的影响做深入的研究。

参考文献

[1] 白杨.V型双缸风冷汽油机热负荷特性研究与性能优化[D].天津:天津大学,2019.

[2] KUBOYAMA T, MORIYOSHI Y, IWASAKI M, et al. A study of cooling system of a spark ignition engines to improve thermal efficiency [C]//Proceedings of the SICE Annual Conference. 2011:467-471.

[3] 文群,罗金良.摩托车风冷发动机散热面积统计分析[J].摩托车技术,2002,12(4):12-13.

[4] 孙明杰.某型发动机减振与轻量化研究[D].南京:南京航空航天大学,2020.

[5] 唐刚志,张力,陈飞虎,等.风冷发动机冷却系统改进及流固耦合传热模拟[J].汽车工程,2014,36(4):413-420.

[6] 王峰,蒋玉宝,李超,等.汽油机缸盖热负荷研究[J].装备机械,2018,21(5):21-25.

[7] 李迎,俞小莉,陈红岩,等.发动机冷却系统流固耦合稳态传热三维数值仿真[J].内燃机学报,2007,25(3):252-257.

[8] 解茂昭.内燃机计算燃烧学[M].大连:大连理工大学出版社,1995.

[9] 陈飞虎.风冷式汽油机缸盖流固耦合传热分析及优化[D].重庆:重庆大学,2012:18-19.

[10] ANDERSON J D.计算流体力学基础及其应用[M].北京:机械工业出版社,2007:32-55.

[11] 陈思南.冷启动过程中柴油机气缸盖热耦合应力及低周疲劳寿命计算分析[D].杭州:浙江大学,2016.

[12] 李嘉硕,豆腾尧,杨晓峰,等.基于ABAQUS的某柴油机机体缸盖组件变形仿真分析[J].农业装备与车辆工程,2022,60(2):20-23.

[13] 陈开源,李柏青,晏梦雪,等.基于hypermesh的有限元网格处理优化[J].轻工科技,2014,30(10):60.

[14] 全国技术产品文件标准化技术委员会.机械产品结构有限元力学分析通用规则:GB/T 33582—2017[S].北京:中国标准出版社,2017.

作者简介:林树军,男,硕士,工程师,研究方向:车辆及发动机热管理。

收稿日期:2022-07-22

基于拓扑优化和行为建模的支撑机构结构优化

胡勇翔,董耀国,刘 峰,张洪征,占宏伟,苑子文

(北京航天计量测试技术研究所,北京 100076)

摘要:利用有限元软件对某一大型升降机构的支撑座进行受力分析,分析结果表明其变形量不满足垂直度指标。通过 ABAQUS 软件对支撑座进行拓扑优化,根据拓扑优化结果进行重新建模。最后通过 Creo 的行为建模功能,对支撑座进行优化设计,得出一组参数的最优解。分析结果表明,优化之后的支撑座在质量上有所减轻,刚度上明显增强,并且在变形上满足了垂直度要求指标。

关键词:支撑座 拓扑优化 行为建模

中图分类号:TH122

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0066-05

Structural optimization of supporting mechanism based on topology optimization and behavior modeling

HU Yongxiang, DONG Yaoguo, LIU Feng, ZHANG Hongzheng, ZHAN Hongwei, YUAN Ziwen

Abstract: Force analysis of a type of large lifter supporting pedestal was carried out by using the finite element software. The results indicated that the distortion of the supporting pedestal did not meet the verticality requirements. Topology optimization of the supporting pedestal was carried out based on ABAQUS, and the structure model of the supporting pedestal was reconstructed. The supporting pedestal design was optimized by using the behavior modeling function of Creo, and the best solution of the parameters was obtained. The results showed that the mass of the optimized supporting pedestal was reduced, while the rigidity was increased remarkably; the distortion of the optimized supporting pedestal satisfied the verticality requirements.

Keywords: supporting pedestal, topology optimization, behavior modeling

0 引言

行为建模技术是通过定义分析特征,驱动参数模型,使模型具有行为智能,从而自动修改模型特征参数,实现设计过程的目标驱动。

行为建模功能是 PTC 软件中特有的功能,其目的是使 CAD 软件不但能用于造型,而且能用于智能设计,寻找最优的设计方案。这种行为建模技术被业界称为第 5 代建模技术,能够智能性、灵活性解决实际工程问题。^[1]

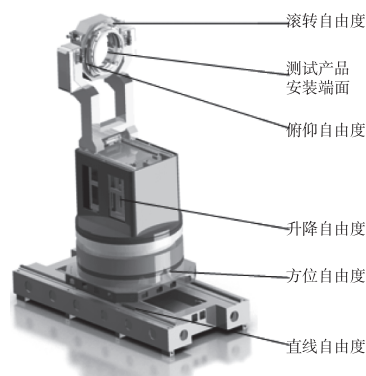


图 1 某测试设备的三维模型示意图

1 技术状态分析

现有一大型测试设备,具有旋转、直线等五个自由度,该设备的外形尺寸为 5 m×2 m×5.5 m,如图 1 所示。

其中滚转、俯仰和方位自由度分别实现测试产品绕三个轴的旋转运动,直线自由度和升降自由度分别实现测试产品的直线移动。

在所有的自由度系统中,升降自由度机构是其中最关键的一个部分,该自由度的相关指标和参数

为:

- (1)升降机构与大地垂直度:30";
- (2)升降行程:-600 ~ +600 mm;
- (3)承载能力:不小于1 t。
- (4)承受倾覆力矩:不小于10000 Nm。

升降自由度机构的组成示意图如图2所示。

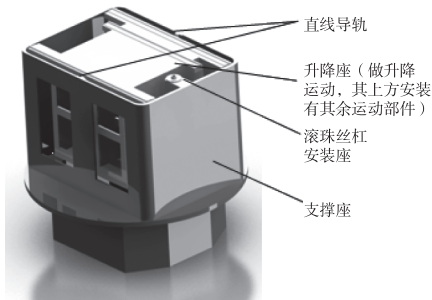


图2 升降自由度机构示意图

图2中,支撑座是整个升降机构的承载部件;滚珠丝杠安装座用于安装滚珠丝杠,滚珠丝杠与伺服电机配合作为升降机构的驱动;升降座在支撑座内部做竖直方向的升降运动,其上方承载有其他自由度的零件,升降座自重为300 kg,升降座承载的零部件总重为700 kg;直线导轨和滑块作为升降自由度的导向机构,直线导轨承载的最大偏心力矩为10000 Nm。

支撑座由铸铁材料铸造而成,其刚度决定了整个升降自由度的精度,并且影响升降自由度上方其余自由度的精度和稳定性,因此有必要分析支撑座的受力情况。

支撑座的受力情况为:丝杠安装座受到1 t 竖直向下的压力,导轨受到10000 Nm 的倾覆力矩,如图3所示。

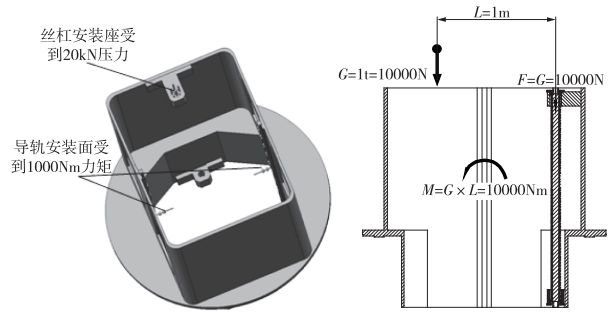


图3 支撑座的受力简图

为了确认支撑座结构形式的可行性,利用有限元软件对升降支撑座进行受力分析。

支撑座的有限元分析结果如图4、表1所示。

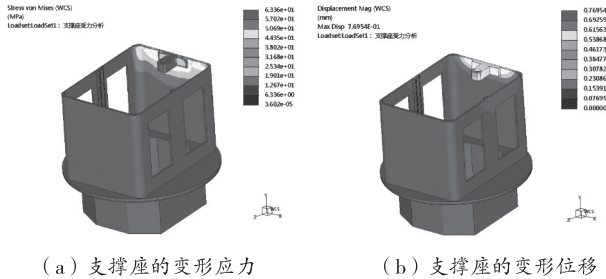


图4 支撑座的有限元受力分析图

表1 支撑座受力分析结果

质量 /t	最大应力 /MPa	最大总 变形/mm	X方向上 的变形 /mm	y方向上 的变形 /mm	z方向上 的变形 /mm	丝杠安装 座偏移角 度/°
2.35	63.4	0.77	0.15	0.63	0.44	49

由分析结果可知,支撑座的最大应力为63.4 MPa,最大变形为0.77 mm,丝杠安装座的偏移角度为49°,不满足垂直度≤30"的要求,因此有必要对支撑座的结构进行优化。

2 支撑座的拓扑优化设计

2.1 拓扑优化原理

结构拓扑优化是通过在分析过程中不断修改最初模型中指定优化区域的单元材料性质,从分析模型中移除或增减单元而获得最优的设计目标^[2]。

Abaqus 软件中常用的拓扑优化方法是正交惩罚材料密度法(SIMP),这种方法的原理是,当把设计材料分解成有限元网格后,SIMP 给每个单元赋予一个相对密度 ρ_i 作为优化时的变量,这样结构拓扑优化问题就被转换为材料的最优分布问题。 ρ_i 的变化范围是 $0 \leq \rho_i \leq 1$ 。

2.2 拓扑优化过程

对支撑座进行拓扑优化,拓扑优化的相关参数设置如下:

- ①设计响应:应变能和重量;
- ②目标函数:应变能最小化(即刚度最大化);
- ③约束条件:重量低于初始值的50%;
- ④几何约束:冻结边界条件区域、滚珠丝杠安装

座以及直线导轨安装面。

提交优化任务后,得到拓扑优化迭代历程,其中支撑座的最后一阶迭代结果如图 5 所示。

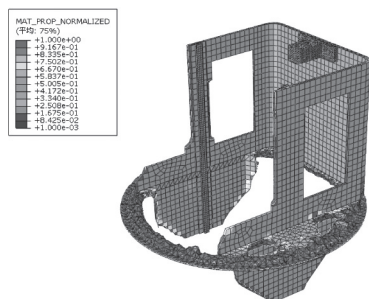


图 5 支撑座的拓扑优化结果

2.3 支撑座结构改进方案

拓扑优化结果表明,丝杠安装座和导轨安装座是需要保留和加强的部分,支撑座的左侧是可以去除的部分。因此,根据以上结果,重新设计支撑座的结构形式,如图 6 所示。

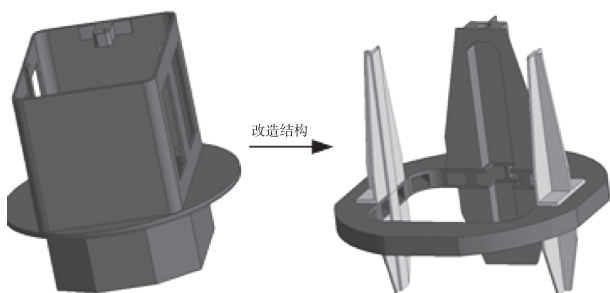


图 6 支撑座的结构改进方案

对比改进结构前的支撑座,改进结构后的组件主要有以下几处优点:

(1)增加了刚度。去除了非受力部分,针对受力部分通过增设加强筋和增加壁厚的方式对整体结构的刚度进行了加强。

(2)降低了成本。通过螺钉连接和小型铸件的方式组装而成,降低了铸造难度,减少了铸造成本。

(3)便于机加工。相比改进前的封闭式结构,改进结构后的开放式结构更加有利于加工直线导轨的安装基准面。

为了进一步确认改进后支撑座的结构尺寸,有必要在拓扑优化的基础上进行敏感度分析和可行性/优化分析。

3 支撑座的敏感度分析和可行性/优化分析

3.1 行为建模的特点和步骤

作为一种参数化设计的分析工具,行为建模需要建立分析特征,利用分析特征对模型进行物理性质、曲线性质、曲面性质和运动性质等参数的测量和分析。在特征参数的产生和作用下,明确定义设计变量与设计目标后,通过约束参数的设定,系统从中优选出合理的模型参数,并且通过改变参数来修改模型结构形状,使设计过程智能化^[3]。

Creo 软件中行为建模的基本步骤如图 7 所示。

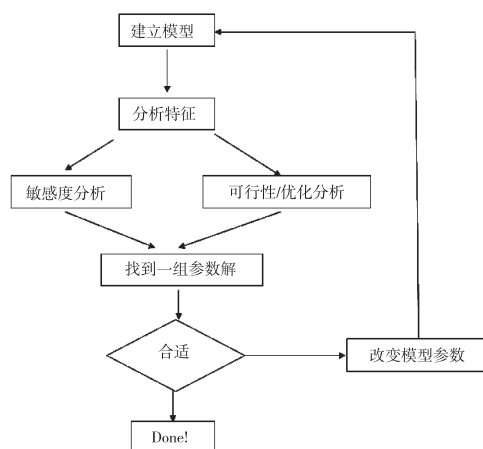


图 7 行为建模的基本步骤

3.2 敏感度分析过程

敏感度分析是指从定量分析的角度研究有关因素发生某种变化,对某一个或一组关键指标影响程度的一种不确定分析技术。

敏感度分析的目的有 2 个:

- (1)在众多的设计参数中,确定哪些参数才是重要的设计参数;
- (2)进一步确定相关参数适用于优化设计的变化范围。

其结果是一张坐标图,坐标图中的 X 轴表示尺寸变量,Y 轴表示与尺寸变量相关的模型的变化情况。

敏感度分析选取的参数如表 2 所示。

依次分析支撑座最大变形位移对 ST1、ST2、SG、DT1 和 DT2 五个参数的敏感度,得出分析结果如图 8 所示。

表 2 敏感度分析相关参数

参数名	表达含义	数值范围/mm	目标参数
ST1	丝杠座壁厚	15 ~ 50	支撑座的 最大变形
ST2	丝杠座筋的厚度	15 ~ 50	
SG	丝杠座高度	90 ~ 160	
DT1	导轨安装座的厚度	15 ~ 50	
DT2	导轨安装座筋的壁厚	15 ~ 50	

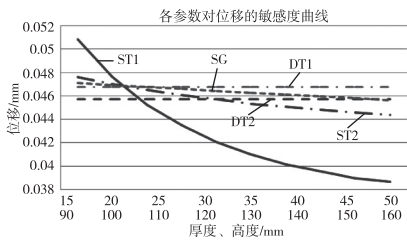


图 8 各参数的敏感度曲线

由图 8 可以看出，支撑座的最大位移对参数 ST1 最敏感，其次是 ST2，再次是 SG，而 DT1 和 DT2 相对支撑最大位移的敏感度曲线趋近于一条水平线，表示两者的变化对于支撑座的最大位移影响极小。

3.3 可行性/优化分析过程

敏感度分析的缺点是只能改变一个尺寸或参数，并且不能自动更改模型，如果变量不止一个，就要用到可行性/优化分析。

可行性/优化分析是一个迭代优化的过程，可以分析现在的模型是否满足设计要求，并且能够优化各个选定的参数使模型最大程度地符合设计目标。

在对零件进行可行性/优化分析时，选取的参数每增加一个，分析计算所需要的时间呈几何倍数增加。因此，根据上一节的敏感度分析结果，只选取 ST1 和 ST2 两个对支撑座位移影响最大的参数进行分析。

为了选取优化目标，分析支撑座变形量与垂直度变化的关系(图 9)。垂直度 α 由偏移量 Δz 和高度 h 决定，三者之间的关系为：

$$\tan\alpha = \frac{\Delta z}{h} \tag{1}$$

式中： α —垂直度； Δz —丝杠安装座在 z 方向上的变形位移； h —丝杠的高度，为 1800 mm。

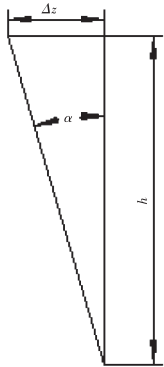


图 9 支撑座的变形量与垂直度的关系

指标要求垂直度 $\leq 30''$ ，考虑到零件加工精度和装配误差对垂直度的影响，将零件的垂直度偏移量设置为 $5''$ 。带入公式(1)计算，可得 $\Delta z = 0.04 \text{ mm}$ ，即支撑座在 z 方向上的变形位移小于 0.04 mm。

将可行性/优化分析的参数设置如下：

- (1) 优化目标：MAX_DISP_Z (Z 方向上的最大位移) 最小化；
- (2) 设计约束：MAX_DISP_Z < 0.04；
- (3) 设计变量：ST1、ST2。

对支撑座进行可行性/优化分析，得出 ST1、ST2 两个变量的优化结果值为 ST1 = 23.56，ST2 = 21.72。

对参数进行取整，取 ST1 = 24，ST2 = 22。重新生成模型。至此优化结束。

3.4 分析结果

对优化结构后的零件进行有限元分析，分析结果如图 10、表 3 所示。

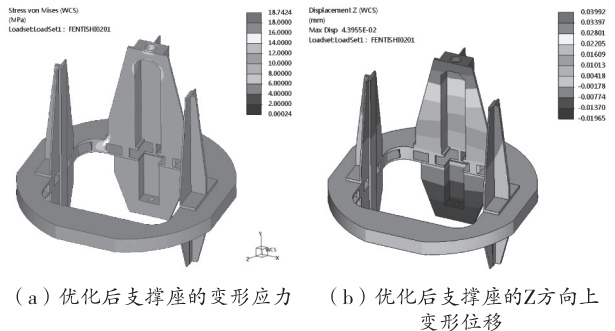


图 10 优化后支撑座的有限元受力分析图

由表 3 中的分析结果可知，支撑座的最大应力为 18.7 MPa，最大变形为 0.044 mm，丝杠安装座的偏移角度为 $4.5''$ ，满足垂直度 $\leq 30''$ 的要求。

表 3 优化后的支撑座有限元分析结果

质量 /t	最大应力 /MPa	最大总 变形/mm	x 方向上 的变形 /mm	y 方向上 的变形 /mm	z 方向上 的变形 /mm	丝杠安装 座偏移角 度/°	优化目 标是否 实现
1.63	18.7	0.044	0.004	0.019	0.04	4.5	是

3.5 结论

优化前后的支撑座相关参数的对比,如表 4 所示。

表 4 优化前后支撑座相关参数的对比

参数	质量 /t	最大应力 /MPa	最大总 变形/mm	丝杠安装 座偏移角 度/°	是否满 足垂直 度要求
优化前	2.35	63.4	0.77	49	否
优化后	1.63	18.7	0.044	4.5	是
优化比例	30.60%	70.50%	94.30%	90.80%	/

通过表 4 可以看出,结构优化后的支撑座在质量上减小了 30.6%,最大应力减小了 70.5%,最大总变形减小了 94.3%,并且满足垂直度的指标要求。

4 结束语

本文通过对某大型测试设备的升降机构进行有限元分析,得出其竖直方向上的偏移角度为 49°,不满足垂直度小于 30°的要求。为了改进其结构,首

先利用有限元软件 Abaqus 对支撑座进行拓扑优化,根据拓扑优化的结果进行重新建模,提高支撑座的刚度。再利用 creo 软件中的行为建模模块,依次对支撑座进行敏感度分析和可行性/优化分析,得出影响支撑座变形的两个相关参数的最优解。最后重新生成模型,再次进行有限元分析,验证优化目标是否实现。对比优化前后的支撑座的有限元分析结果可知,优化后的支撑座减轻了质量,降低了应力,提高了刚度,并且满足垂直度的指标要求。从设计结果来看,行为建模方法对零件的设计优化效果比较明显,为设计师实现设计过程的工程目标驱动提供了一种借鉴和方法。

参考文献

- [1] 张军峰. Pro/E 行为建模技术在产品设计中的应用 [J]. 煤矿机械,2010(5):226-229.
- [2] 江西云,孔祥宏,罗元元. ABAQUS 工程实例详解[M]. 北京:人民邮电出版社,2014.
- [3] 桂树国,许正荣. Pro/E 行为建模技术在曲轴结构优化设计中的应用[J]. 煤矿机械,2010(2):187-189.

作者简介:胡勇翔,就职于北京航天计量测试技术研究所惯性瞄准事业部,现主要研究惯导测试设备。

收稿日期:2022-08-06

基于 Geomagic 的叶片产品逆向建模研究*

郭章,邓海峰

(贵州装备制造职业学院,贵州 贵阳 550000)

摘要:针对复杂叶片曲面类零件的测量、建模和检测困难等难题,提出了一种基于 Geomagic Design X 和 Geomagic Control X 等逆向软件的快速逆向建模和误差检测分析方法。首先利用手持式三维扫描仪获取了三扇叶片的外形点云扫描数据;然后通过 Geomagic Design X 软件对点云文件进行点云处理和逆向建模;最后利用 Geomagic Control X 软件将所建的实体模型和点云文件进行对比分析,获取建模误差分析报告。实践结果表明,采用 Geomagic 软件可以实现高质量的产品逆向建模,从而提高叶片曲面类零件的测量和建模效率。

关键词:Geomagic 复杂叶片 逆向建模 Design X.

中图分类号:TP 319

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0071-04

Reverse modeling of blade products based on Geomagic

GUO Zhang, DENG Haifeng

Abstract: Aiming at the difficulties in the measurement, modeling and detection of complex blade surface parts, this paper proposes a rapid reverse modeling and error detection method based on Geomagic Design X, Geomagic Control X and other reverse softwares. The point cloud scanning data of three blades are obtained by using a hand-held 3D scanner. Then the point cloud file is processed and reversely modeled by Geomagic Design X software. Finally, Geomagic Control X software is used to compare and analyze the solid model and the point cloud file, and obtain the modeling error analysis report. The practice results show that the Geomagic software can achieve high-quality product reverse modeling, thus improving the measurement and modeling efficiency of blade surface parts.

Keywords: Geomagic, complex blade, reverse modeling, Design X

0 引言

逆向工程技术目前已经成为新产品快速开发的重要手段,目前在制造业和文化创意产业中获得了越来越广泛的应用。

越来越多的企业开始关注“逆向设计”技术,相比于传统的“正向设计”技术,逆向建模技术具有更加灵活的使用场景和更高的使用效率,可以实现快速的产品创新设计和制造。特别是对于包含多种曲线结构的复杂产品,其产品的形状和尺寸很难测量,采用正向建模设计的难度较大,而采取逆向建模技术可以基于某些既定实物,通过三维扫描仪采集点云数据,再通过软件拟合出初步模型,然后在此模型上加以修改和创新,从而显著降低了设计难度和缩

短产品开发周期。特别是对于叶片等具有复杂曲面的零件设计十分有用,因为这些复杂产品的形状和尺寸难以测量。

本文以某三扇叶片为研究对象,利用 Geomagic 软件对扫描获得的点云数据进行数据筛选、面片拟合、特征建模和误差对比等工作,利用这种方法较好地实现了产品的逆向建模,缩短产品的研发周期。

1 逆向建模设计流程

逆向建模 (Reverse Engineering, RE) 或逆向工程是将实物通过非接触式三维扫描仪转化为 CAD 模型的相关扫描技术,模型重构技术和产品制造技术的总称;是将现有的产品或实物转化为三维数字模型,并以此为起点进行创新和再制造的过程。逆

向建模主要包括数据获取、数据处理、模型重构、创新设计和产品制造等几个阶段,其具体流程如图1所示。

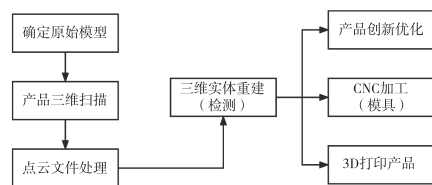


图1 逆向工程操作流程

2 叶片点云数据采集及处理

2.1 叶片点云数据的采集

本文试验采用杭州中测公司的 BYSCAN750LE 型手持式激光扫描仪对叶片点云数据进行采集,该扫描仪采用双色激光原理,利用红色激光高适应性和蓝色激光超低噪点的特性,大幅度提高了扫描三维数据的细节度,最小分辨率可达 0.02 mm,且使用操作较为简单。

扫描前先对待扫叶片喷涂显像剂并粘贴标志点,将扫描房间内的光线调暗;将扫描解析度设置为 0.2 mm,曝光值设置为 2 ms,利用扫描仪的标准模式和精扫模式对叶片的主体结构 and 重要局部进行扫描,并最终获得叶片的 asc 格式的点云文件,如图2。



图2 叶片点云文件

2.2 叶片点云数据的处理

在扫描过程中由于存在光线、扫描角度和操作不当等多种影响因素,获得的叶片点云数据会存在杂点、噪点和孔洞等扫描缺陷,这会影响逆向建模所重构的实体模型的精度。为此,需要采用 Geomagic 软件中的“平滑”“采样”和“杂点消除”等命令对其进行处理。对于部分较难清除的杂点,可以采用软件自带的“修补精灵”功能模块进行修补,然后采用“优化”命令提高三角面片质量,从而获得较高精度的叶片点云模型。

3 叶片的逆向实体建模

通过扫描仪获得的叶片的点云文件为原模型的部分特征文件,无法直接进行加工和特征测量,因此需要利用 Geomagic Design X 软件对点云文件进行实体建模,将所建模型与扫描点云文件的误差设定为 ± 0.1 mm。

3.1 领域划分与坐标对齐

首先将处理好的叶片点云文件导入 Geomagic Design X 软件进行逆向建模,Geomagic Design X 软件可以在点云面片的基础上通过拉伸和面片拟合等功能构建三维实体。由于模型的三个叶片具有对称性,为了降低工作量,我们可以只针对一个叶片的点云模型进行逆向建模,然后通过阵列命令将其恢复为三个叶片。

将点云文件转化为实体模型时,首先要对点云文件进行领域划分,即根据原始点云文件的空间三维特征将模型划分为不同的区域,本文把产品分为中间轮毂和叶片两个部分,轮毂为一个类似于圆柱体的回转体结构;叶片则是复杂的曲面结构。

由于导入的点云文件初始坐标系为扫描时的世界坐标系,这与 Design X 软件的坐标系并不匹配,因此,在开始逆向建模操作前还需要进行坐标系对齐操作。本文采用手动对齐模式,

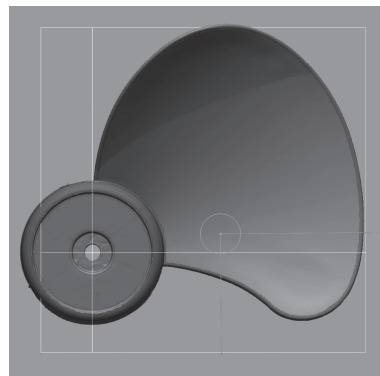


图3 零件的坐标系对齐

选择轮毂中心通孔的轴心线和轮毂上平面作为对齐平面来实现叶片在软件坐标系中的摆正和对齐,如图3所示。

3.2 实体重构

在坐标系对齐后,分别对轮毂和叶片采用不同的实体建模策略。由于轮毂为回转体形状,因此选择 X-Z 坐标系的虚拟平面去对轮毂进行切割,所获截面曲线作为回转的轮廓线,需要注意的是截面线不能直接进行回转实体操作,而是应当对各个组成

曲线进行规整和约束处理,回转完成后的轮毂如图4所示,由图可见所构建的轮毂实体模型满足预设值0.1 mm的建模误差。



图4 轮毂特征的实体重构

轮毂内部的六个加强筋采用拉伸+阵列的方式建模,同样是利用X-Y平面去切割轮毂,可以获得与六个加强筋的交线,如图5所示,然后在其中选择几何特征较为完整的曲线进行草图重建和拉伸,最后再以此为本体以轮毂中心轴为旋转中心进行阵列,以获得其他几个加强筋。

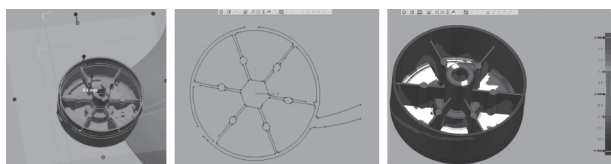


图5 轮毂加强筋特征的实体重构

从图5还可以看出,所构建的六个加强筋也满足 ± 0.1 mm的建模精度要求。叶片部分的实体建模较为复杂,由于其由自由曲面组成,无法直接采用拉伸或旋转建模,需要首先采用面片拟合来对叶片曲面部分进行拟合,图6中扇形部分为我们所需要的叶片轮廓,接下来需要对拟合的曲面进行准确的切割。由于该自然曲面无法用任何一个投影平面获得其轮廓,因此本文采用轮廓投影范围来覆盖整个叶片,将叶片整个包围在多个投影面之内,从而很好地投影出整个叶片的截面形状,如图6所示。

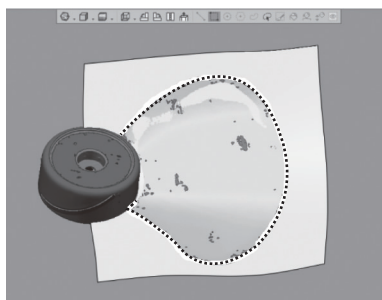


图6 叶片曲面部分的面片拟合

利用轮廓线对图6中的虚线部分拟合曲面进行切割和加厚就可以获得所需的叶片实体结构,如图

7所示。

最后,以轮毂中心轴为旋转中心进行阵列,即可获得完整的叶片实体模型。在建模过程中涉及到面与面之间的过渡圆角,可以利用软件自带的倒圆角和平滑命令自动实现。

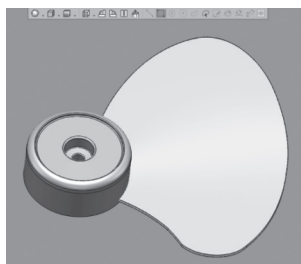


图7 叶片的实体结构

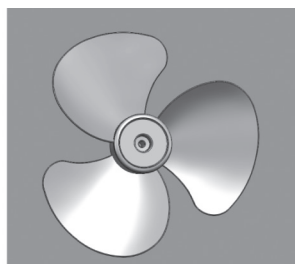


图8 叶片零件的实体模型

在获得叶片的实体三维模型后,各个模型特征并未合并,因此需要采用“布尔加”运算对各个部分进行合并,使其成为一个整体,并保存输出文件。

4 模型偏差分析

为了更加系统和精确地对比上节所构建的实体模型与原始扫描数据之间的误差情况,将叶片实体模型导入Geomagic Control X中进行精度分析。从图9可以看出,本文构建的实体模型的偏差在允许范围内。

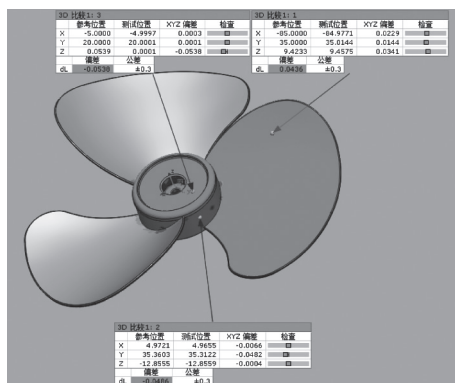


图9 叶片模型的误差情况

5 结论

本文主要采用Geomagic Design X和Geomagic Control X软件对三扇叶片进行扫描、重构和检测,研究了复杂曲面叶片进行逆向建模的主要流程和方

整流支板和火焰稳定器的一体化设计及性能分析

张晓超, 华 欣[△]

(空军航空大学 航空作战勤务学院, 吉林 长春 130022)

摘 要:一体化加力燃烧室设计是将涡轮后框架整流支板、火焰稳定器以及燃油喷射装置进行集成设计,是未来加力燃烧室研究探索的主要方向之一。目前,国内外对于整流支板稳定器形状的研究较少,特别是在带偏转角度的低压涡轮来流气体下会造成较大的流动损失。根据主燃烧室涡轮后缘角的气流来流角度设计支板前缘角,根据来流速度设计支板后缘角,是一种新型的一体化加力燃烧室整流支板的设计方案。模拟计算结果显示:(1)所有计算模型的冷态总压恢复系数均在 97.6% 以上,且新型整流支板与传统对称型整流支板相比具有更低的流动损失,最大相差 1.21%;(2)随着入口气流速度的增大,为得到较高总压恢复系数,新型整流支板模型后缘角的设计值也应随之增大;(3)在加力状态下,新型整流支板模型装配的一体化加力燃烧室燃烧效率约为 85.6%。

关键词:加力燃烧室 一体化设计 支板 流场计算 涡轮后框架

中图分类号:V231.2

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0074-07

Integration design and performance analysis of frame plate and flame holder

ZHANG Xiaochao, HUA Xin

Abstract: The integrated afterburner design is to integrate the turbine rear frame plate, the flame holder and the fuel injection device. It is one of the main research directions of afterburner in the future. At present, there are few researches at home and abroad about the effect of the shape of the frame plate stabilizer on air flow improvement in the poor inlet working conditions, which will cause a large flow loss in the presence of incoming gas from the low-pressure turbine with a deflection angle. In this study, the leading angle of the plate is designed according to the angle of the air flow behind the turbine, and the trailing

法,为同类产品的逆向建模提供了一定思路。本文逆向建模所获得的实体模型可以进一步进行结构改造和创新设计,并采用 3D 打印等快速制造手段加工出来,从而极大的降低新产品的开发难度和缩短研发周期。

参考文献

- [1] 夏亚涛. 基于 Geomagic Design X 中面片拟合、放样向导的研究[J]. 机械管理开发, 2022, 37(6): 299-300.
- [2] 李大胜, 韦建东, 王超, 等. 基于逆向工程和 3D 打印技术的复杂零部件设计与制造[J]. 武汉轻工大学学报, 2022, 41(3): 96-101.
- [3] 周敬勇, 金林, 谢世坤, 等. 基于 Geomagic 和 UG 的零件逆向建模和数控加工[J]. 新余学院学报, 2022, 27(2): 7-12.
- [4] 郑进辉, 许冠, 毛卫东, 等. 基于 Geomagic Design X 软件的逆向工程研究[J]. 机电工程技术, 2021, 50(11): 91-95.

- [5] 翟欢乐, 唐家兴. 螺旋桨叶片的逆向设计方法研究[J]. 机电工程技术, 2021, 50(9): 187-189.
- [6] 李小明. 基于 Geomagic Design X 的产品建模研究与 3D 打印成型——以内燃机连杆为例[J]. 内燃机与配件, 2021(17): 1-3.
- [7] 朱兴文, 刘勇, 张天源. 基于 Geomagic Wrap 的自由曲面零件逆向设计[J]. 机电信息, 2021(22): 62-63.

基金项目: 贵州省装备制造职业学院以下院级科研项目: 工艺参数对 3D 试件力学性能和成形质量的影响研究(ZBKY2021-002); 校企合作开展基于 3D 打印的铝制品快速熔模铸造技术攻关(ZBKY2022-2002)。

作者简介: 郭章(1983-), 男, 汉, 山东人, 贵州装备制造职业学院, 讲师, 硕士学历, 研究方向: 工业设计。

收稿日期: 2022-09-20

edge angle of the plate is designed according to the velocity of inlet air, presenting a new scheme for the design of the integrated afterburner frame plate. The simulation calculation results show that: (1) The total pressure recovery coefficient of all calculation models is above 97.6%; compared with the traditional symmetrical plate, the new type has lower flow loss, and the maximum difference is 1.21%; (2) With the increase of inlet air velocity, the design value of the trailing edge angle of the new type plate should also increase to obtain a higher total pressure recovery coefficient; (3) In the afterburner state, the combustion efficiency of the integrated afterburner is about 85.6%.

Keywords: afterburner, integration design, plate, flow field calculation, rear frame

面临传统加力燃烧室存在的一些固有弊端,如传统加力燃烧室的结构较为复杂、长度较大,导致加力燃烧室整体结构重量较大^[1];并且新一代的战斗机要在非加力状态的情况下实现超音速巡航,发展新型结构的一体化加力燃烧室就具有重要的意义^[2]。一体化设计对传统的加力燃烧室结构进行了改进,主要是把涡轮后整流支板与传统的火焰稳定器实施整合,将两个结构部件融合为一体,在能够保证良好的气流组织能力和燃烧效率的同时,减少了加力燃烧室的结构部件,从而减小了加力燃烧室的长度,并且使得整体质量得到降低。

国内外的研究内容主要集中在支板稳定器一体化、支板开设凹腔、对加力燃烧室的内壁面进行冷却等方面^[3-14],但是对于整流支板稳定器的造型设计,特别是在进口工况恶劣的情况下整流支板稳定器形状对于气流改善的作用,国内外的相关研究较少。

1 一体化加力燃烧室设计方案

1.1 整流支板设计方案

低压涡轮出口气流的速度方向与中心轴线方向存在一定的角度,将这个角度称为涡轮出口气流扭角,此角度越小对于加力燃烧室的性能提升越有利^[15-17]。传统整流支板的设计受其结构造型的限制,往往不能完全将气流扭转到加力燃烧室轴线方向。这也会使得稳定器周围流场以及稳定器后方区域气流和油气混合气体的分布不均匀,进而对加力燃烧室的流动和燃烧产生一些不确定的影响。因此进口气流角的存在对于加力燃烧室的影响已无法忽略,设计中应当考虑其对加力燃烧室的影响。

由于研究的涡轮出口气流扭角 $\beta = 15^\circ$,所以支板前缘偏向角设计与气流方向一致,这样能有效降低总压损失。此外,由于气流绕整流支板转折,当它

从后缘流出时,实际气流方向与叶型中线在后缘的切线方向不完全一致,相差一个落后角,即几何出气角和出口构造角之间的差。因此为保证气流更加接近轴向离开支板,设计时应使叶型出口构造角为 $(90^\circ - \delta)$,其中 δ 为落后角。

对本文中整流支板稳定器的设计原则为:保持前缘角、最大厚度处位置、尾缘厚度相同,只改变支板后缘角度,从 2° 至 7° 设计多个整流支板,先选择I-4.5°型整流支板稳定器装配的一体化加力燃烧室模型进行仿真计算,对其计算结果进行分析后利用二分法继续建立不同后缘角的整流支板模型,再对其进行计算,然后对结果进行比较分析,进而根据计算工况选择最优结构的整流支板稳定器结构。

为明确折转支板对于带扭转角进口气流的组织改善能力,创建传统对称支板模型进行对照分析。支板轴向长度、最大厚度以及最大厚度处位置与折转支板相同。其结构如图1所示:

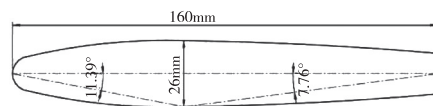


图1 传统对称支板形状

新型支板稳定器由简单的圆弧曲线与直线条构成,支板尾部采用截尾形式。支板正面与背面都由两段圆弧构成。

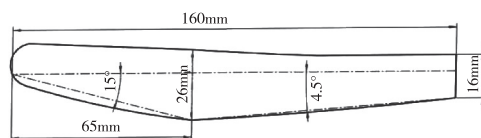


图2 I-3.5°型截尾折转支板形状

1.2 整体结构设计方案

本文设计的一体化加力燃烧室如图3所示,主

要由整流支板、内涵支板稳定器、分流环、燃油喷嘴、点火器、带凹腔中心锥体、外部机匣等部分构成。

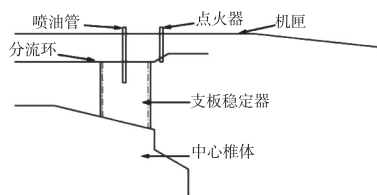


图3 一体化加力燃烧室结构简图

2 数值模拟研究

对本次设计的整流支板稳定器方案进行数值模拟计算,根据计算结果分析不同的支板形状对加力燃烧室性能的影响。

2.1 边界条件的选择及计算工况的设置

根据加力燃烧室的典型工作状态^[18-19],确定了计算工况,具体参数如表1所示。加力燃烧室的外涵入口和内涵入口都采用质量流量入口边界,出口采用压力出口边界,模型的两个侧壁面采用旋转周期性边界,外部机匣、中心锥体与整流支板壁面都采用 wall 边界。其中内涵进口气流为主燃烧室涡轮后来流气体,带有一角度为 15° 的偏转角。

表1 入口气流参数

计算 工况	进口 边界	质量流量 /(kg/s)	温度 T/(K)	压强 /(kPa)	入口速度换算 /(m/s)
标准	内涵	5.21	1075	420	199.69
工况1	外涵	1.04	460	410	63.92
工况2	内涵	3.91	1075	420	149.81
	外涵	0.79	460	410	47.38
工况3	内涵	6.51	1075	420	249.87
	外涵	1.30	460	410	79.92

内外涵的湍流强度分别为 6% 和 3%,湍流粘度比都为 10。内外涵道气体组分质量分数参数如表2所示。

表2 气体组分参数

参 数	外涵入口	内涵入口
m_{N_2}	0.77	0.749
m_{O_2}	0.23	0.144
m_{CO_2}	0	0.076
m_{H_2O}	0	0.031

设置非加力状态下的油气比为 0,加力态下的油气比 0.03。

2.2 数值模拟方法

计算过程中将空气作为理想气体处理,燃料选用 Fluent 数据库中的 Jet-A,湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型,近壁面采用标准壁面函数,燃烧模型采用 PDF 模型,两相流模型采用颗粒轨道模型,辐射模型采用 P-1 模型,采用有限体积法求解三维 N-S 方程,微分方程离散应用二阶迎风差分格式,压力速度耦合采用 SIMPLE 算法。

3 计算结果及分析

3.1 非加力状态燃烧室流动损失分析

因为在实际的飞行过程中,要求加力燃烧室有较低的冷态流动损失。总压恢复系数的定义如下:

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^n A_i P_{outi}^*}{\sum_{i=1}^n A_i} \bigg/ \frac{\sum_{i=1}^m A_i P_{ini}^*}{\sum_{i=1}^m A_i}$$

本节中选取如表1中所示的标准计算工况1,对不同构型整流支板稳定器装配的一体化加力燃烧室模型非加力状态下的总压恢复系数进行计算分析。

根据图4的总压恢复系数的计算结果可以得到,各支板形状的一体化加力燃烧室模型出口处的总压恢复系数均在 97.6% 以上,可以满足非加力状态时对总压恢复系数的要求。在加力燃烧室进口扩压段,由于气体流速较高,总压损失较大,在加力燃烧室筒体后段内流动造成的总压损失相对较小;主

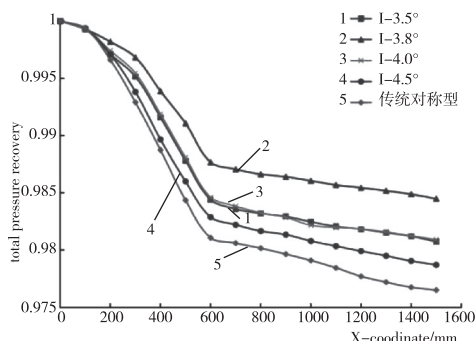


图4 不同整流支板装配模型的沿流向总压恢复系数变化曲线图

要的总压损失发生在整流支板稳定器前缘、支板后方突扩段、分流环凹腔区、中心锥截尾处以及分流环尾部。

在图5中横坐标表示I型整流支板后缘角的角度大小,由图可得:在标准计算工况1的条件下,总压恢复系数的大小与I型支板的落后角角度大小的关系呈现抛物线式的分布;在所有I型整流支板稳定器模型中,落后角为 3.8° 时一体化加力燃烧室模型的总压系数最大。当支板后缘角减小,总压损失反而增大,当支板后缘角增大,总压损失随之增大。并且I- 3.8° 型整流支板稳定器与传统对称型支板相比,在支板附近造成的流动损失更低,进而在冷态流动状态下得到更高的总压恢复系数。

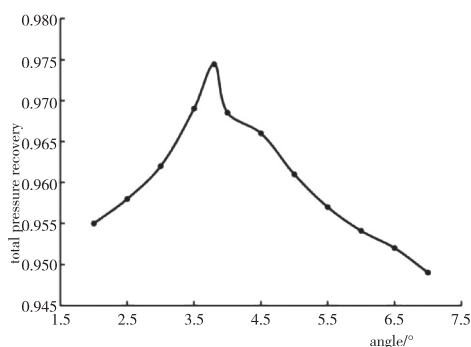


图5 总压恢复系数与I型支板后缘角大小关系图

3.2 入口气流速度与整流支板设计的关系

三种入口速度大小不同的计算工况下各型截尾支板附近的流线图与速度云图如图6-图8。

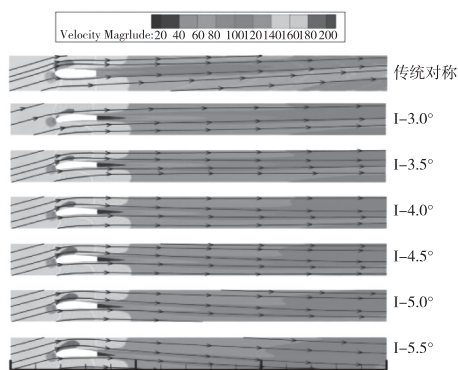


图6 计算工况2(内涵入口气流速度约150m/s)下的速度云图与流线图

由上面三组速度云图与流线图可知:三种不同

工况下不同支板模型对带有 15° 偏转角的气流改善能力有所不同,气流流过整流支板稳定器后的角度偏转情况不同。

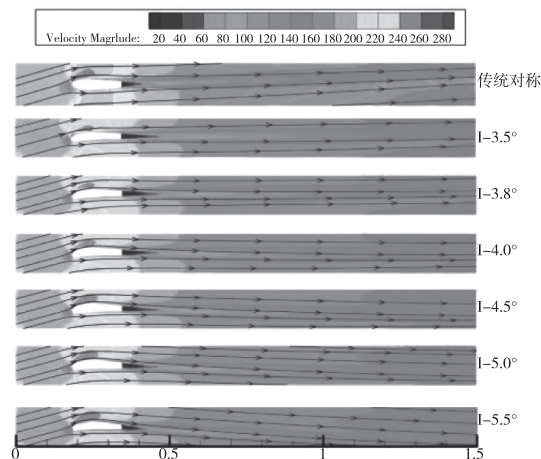


图7 计算工况1(内涵入口气流速度约200m/s)下的速度云图与流线图

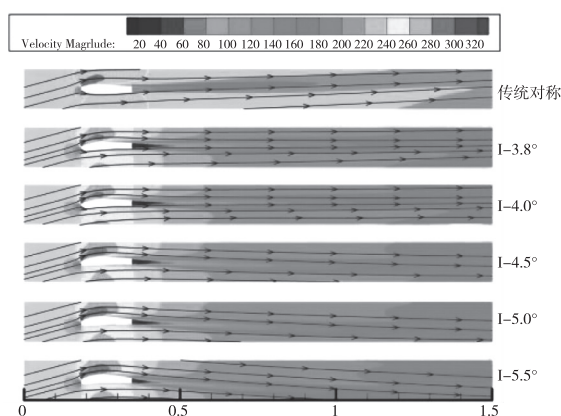


图8 计算工况3(内涵入口气流速度约250m/s)下的速度云图与流线图

在计算工况2下,当内涵道入口的气流的速度约为150 m/s时,带偏转角的进口内涵气流在经过I- 3.5° 型截尾整流支板稳定器后改变方向接近沿轴向流动,说明I- 3.5° 型截尾整流支板稳定器具有较好的整流作用。当支板后缘角过小时,支板对气流偏转角的改变能力不足,支板后缘角为 3.0° 时,离开整流支板后仍然带有一左侧偏转角向下游流去,依然会造成较大的气体流动损失。并且随着支板后缘角逐渐增大,整流支板稳定器对于气流的改善能力逐渐变差。当支板后缘角角度大于 3.5° 时,支板

对气流的偏转能力过大,气流偏转角度改变过大并改变偏转方向,气流在支板后方带有一向右侧的偏转角向下游流去。

在标准计算工况 1 下,当内涵道入口气流速度约为 200 m/s 时,前方带偏转角的内涵气流在经过 I-3.8°型截尾整流支板稳定器后改变方向接近沿轴向流动,说明 I-3.8°型截尾整流支板稳定器具有较好的整流作用。

在计算工况 3 下,当内涵道入口气流速度约为 250 m/s 时,与其他构型整流支板稳定器装配的一体化加力燃烧相比,I-4.0°型截尾整流支板稳定器具有较好的整流作用。

对三种不同计算工况下的多种整流支板稳定器装配模型的总压恢复系数进行研究分析。

由表 3 可以得到:首先分析计算工况不变的情况。在固定计算工况 2 时,内涵道入口气流速度约为 150 m/s 时,总压恢复系数最高为在 I-3.5°型整流支板稳定器模型;在固定标准计算工况 1 下,当内涵道入口气流速度约为 200 m/s 时,总压恢复系数最高为 I-3.8°型整流支板稳定器模型;在固定计算工况 3 时,当内涵道入口气流速度约为 250 m/s 时,总压恢复系数最高为 I-4.0°型整流支板稳定器模型。同一计算工况下不同整流支板稳定器模型的出口总压恢复系数最大相差 1.21%,因此合适的整流支板稳定器结构对总压恢复系数的提升较为显著。

表 3 不同计算工况下各模型总压恢复系数

工况	I-3.0°	I-3.5°	I-3.8°	I-4.0°	I-4.5°	I-5.0°	I-5.5°
2	0.983	0.985		0.983	0.981	0.978	0.976
1		0.980	0.985	0.980	0.978	0.975	0.973
3			0.977	0.978	0.975	0.971	0.968

在固定整流支板稳定器模型的情况下,入口气流参数不同时,同一整流支板稳定器模型在不同计算工况下总压恢复系数不同,且随着内涵道入口气流速度逐步提高,计算模型的总压恢复系数逐渐降低。

3.3 支板形状对加力性能的影响

在标准计算工况 1 的条件下选取 I-3.8°型、I-3.0°型和传统对称型三种整流支板稳定器模型,研究分析整流支板稳定器的形状对一体化加力燃烧室

加力状态下性能的影响。

首先对出口截面的温度云图和速度云图进行分析。

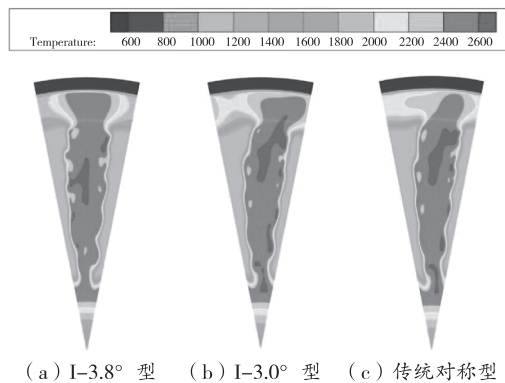


图 9 各形状支板加力状态下出口截面温度云图

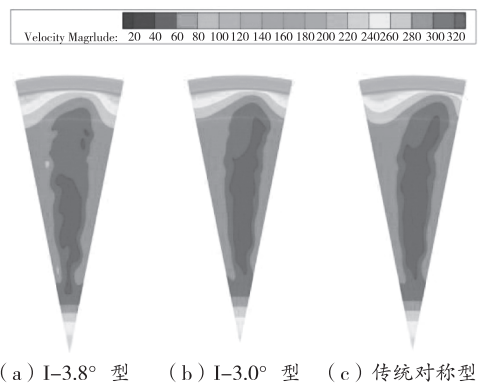


图 10 各形状支板加力状态下出口截面速度云图

如图 11 和图 12 所示,相比较于其他两种模型,I-3.8°型整流支板稳定器装配的一体化加力燃烧室模型出口截面处的温度场和速度场分布更为均匀,且 I-3.0°型以及传统对称型整理支板装配的模型在出口处的速度偏转方向依旧较为严重。

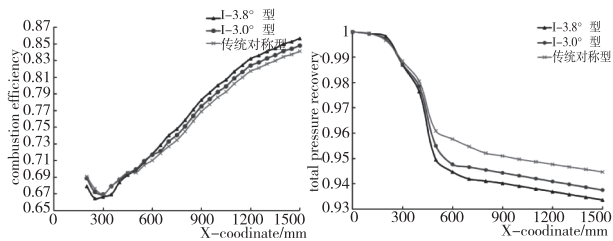


图 11 燃烧效率变化曲线图 图 12 总压恢复系数变化曲线图

通过研究 I-3.0°型、I-3.8°型、传统对称型三

种整流支板稳定器装配的一体化加力燃烧室模型沿着流向的平均速度、截面温度、燃烧效率、总压恢复系数的变化情况,对各模型在加力状态下性能的优劣性进行比较。

对于本文中采用航空煤油作为燃料的一体化加力燃烧室,选用燃气分析法来计算燃烧效率,其表达式为^[6]:

$$\eta = \frac{\alpha_{\text{CO}_2} + 0.531\alpha_{\text{CO}} - 0.319\alpha_{\text{CH}_4} - 0.397\alpha_{\text{H}_2}}{\alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{CO}} + \alpha_{\text{UHC}}}$$

上式中,UHC表示燃烧后产物中除CH₄之外的其他未燃碳氢化合物, α 表示燃气中各气体所占的体积分数。因为对于气体而言,在同温同压下相同摩尔的气体所占的体积也一样,所以体积分数与摩尔分数在数值大小上相同。

从图11至图14中可以看出,在三个支板装配的计算模型中,I-3.8°型燃烧效率值最大,其次是I-3.0°型,最小的是传统对称型;并且对应的I-3.8°型在加力燃烧室出口处温度最高,总压恢复系数最小,传统对称型出口处温度最低,总压恢复系数最高。

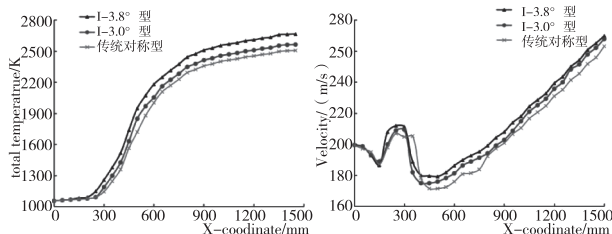


图13 温度变化曲线图

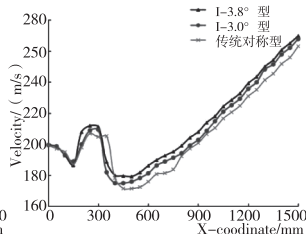


图14 速度变化曲线图

对各参数曲线图分段后进行局部分析可以看出,250 mm是开始燃烧段,从此段开始I-3.8°型的加力燃烧室的温度就高于I-3.0°型和传统对称型,在250 mm处开始,I-3.8°型的加力燃烧室内气体流动速度也明显高于其他两种的加力燃烧室。对于加力燃烧室局部燃烧效率同理,I-3.8°型油气混合更充分,在250 mm开始燃烧段,燃油裂解的量越大,燃烧效率随之也越低,但是随着燃油液滴和来流的不断掺混,燃烧效率不断上升,最终超过其他两种计算模型。

气体速度的变化大致经历了4个阶段,前方来流气体从加力燃烧室内涵道入口进入加力燃烧室,

首先在0~100 mm的扩压器段经历了一个减速增压的过程。在190 mm处遇到整流支板稳定器,气流速度急剧降低,随后也是因为整流支板的存在,流通面积小,气流速度有小幅上升趋势。在支板前缘处燃油开始喷射,随着燃烧逐渐开始,气体升温膨胀,气体流动速度开始增大。在350~590 mm处内涵气流处于突扩区,此时流场内燃烧、混合、扩压同时进行,此段是流场内部结构最复杂的一段,综合来看,气流速度先降低后升高。从590 mm到加力燃烧室出口段,油气混合气体继续燃烧膨胀,气流速度继续增大。

流场温度的变化大致经历了3个阶段,0~190 mm,此时燃烧尚未开始。190~590 mm段,燃烧开始,温度迅速上升。590 mm到出口,温度继续上升,但上升的速率变缓。这说明设计方案中燃烧最为剧烈的区域在190~1000 mm段,各模型的燃烧效率曲线也说明了这一点,这一段基本上完成了整个燃烧过程的80%。1000 mm到出口段的燃气流中剩余的氧化剂继续和燃料发生反应,温度和燃烧效率继续上升,所以此段亦可视为加力燃烧室的补燃段。

加力状态下总压恢复系数的变化也是大致经历了3个过程,0~190 mm段,此时燃烧尚未开始,因为流动阻力总压呈现出小幅度下降。190~590 mm段是燃烧最为剧烈的区域,此处由于流动阻力、内外涵混合和热阻损失,总压迅速下降。590 mm到出口,此时的总压损失是由流动损失和热阻损失构成。因温度上升幅度变缓,热阻损失减小,所以总压损失虽然仍在继续发生但是速率变缓。

4 结论

根据以上的计算分析能够得到以下结论:

(1)一体化加力燃烧室将整流支板和火焰稳定器进行整合设计,减少了流道内的部件数量,使模型在非加力状态下有较高的总压恢复系数。在标准计算工况1下各整流支板模型装配的一体化加力燃烧室出口处的总压恢复系数均在97.6%以上。

(2)所有I型整流支板稳定器装配的一体化加力燃烧室模型在支板附近的总压损失均低于传统对称型整流支板模型;且将I型整流支板的后缘角设计为一大小的适当的角度时,与传统对称型整流支板

相比,总压恢复系数可以提高约 1.21%。因此,在保证其他设计参数完全相同时,根据加力燃烧室进口气流速度变化设计整流支板稳定器的后缘角大小,这种新型整流支板稳定器设计可以使气流更加接近轴向离开支板,从而有效地降低非加力状态下的流动损失。

(3)非加力状态下,随着入口气流速度增加,为得到较高的总压恢复系数,整流支板稳定模型的后缘角的最佳设计值也应随之增大。

(4)加力状态下,燃烧从支板上的尾缘段开始,燃烧开始的区域马赫数较高,总压恢复系数有所降低,但在此段的总压损失不大。燃烧最剧烈的区域发生在加力燃烧室前半部分,此区域完成了燃烧过程的 80%~85%,为进一步缩短加力燃烧室的长度奠定了基础,同时对提高发动机的隐身性能也有重要意义。

(5)一体化加力燃烧室在加力状态下,选择标准计算工况 1 时,I-3.8°型整流支板稳定器装配的加力燃烧室综合燃烧性能最佳。与其他计算模型相比,I-3.8°型整流支板的燃烧效率、出口气流温度、出口气流速度较高。

参考文献

- [1] 樊晓倩. 支板凹腔一体化加力燃烧室设计与流场计算[D]. 北京:北京航空航天大学,2013.
- [2] 王伟龙,金捷,井文明,等. 改进型一体化加力燃烧室方案的数值模拟[J]. 航空动力学报,2015,30(5):119-1124.
- [3] CLEMENTS T R, GRAVES C B. Augmentor burner; U. S. Patent 5,385,015[P]. 1995-01-31.
- [4] 孙明霞,梁春华. VAATE 计划下的革新性发动机[J]. 航空科学技术,2011(5):18-21.
- [5] LOVETT J A, BROGAN T P, PHILIPPONA D S, et al. Development needs for advanced afterburner designs [C]//40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2004.
- [6] EBRAHIMI H B. Overview of gas turbine augmentor design operation, and combustion oscillation [C]//42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2006.
- [7] MADABHUSHI R K, CHOI D, BARBER T J. Unsteady simulations of turbulent flow behind a triangular bluff body [C]//33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit. 1997.
- [8] SHAHNAM M, WU P K, KIRKENDALL K, et al. Combustion instability of a diffusion flame using an integrated fuel injector/flameholder device [C]//36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. 1998:639.
- [9] 洪杰,陈光. 现代航空发动机发展与结构设计[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2007:55-56.
- [10] 季鹤鸣,樊未军,杨茂林. 新型内突扩加力燃烧室方案可行性分析[J]. 航空发动机,2006,32(1):35-37.
- [11] 马梦颖,金捷,季鹤鸣. 航空发动机加力燃烧室技术及新颖结构方案[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008,21(4):55-59.
- [12] 马梦颖,金捷,季鹤鸣,等. 射流注入内突扩加力燃烧室流场数值计算[R]. 沈阳:沈阳发动机研究所,2008.
- [13] 李锋,程明,郭瑞卿,等. 整流支板和火焰稳定器的一体化设计及性能分析[J]. 航空动力学报,2012,27(10):2169-2174.
- [14] EBRAHIMI H B. Overview of gas turbine augmentor design operation, and combustion oscillation [C]//AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2013.
- [15] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册:第 11 册:加力燃烧室[M]. 北京:航空工业出版社,2001:132-163.
- [16] 文清兰,张琪,舒庆. 进口气流角对加力燃烧室流场的影响分析[J]. 航空科学技术,2021,32(7):32-38.
- [17] 雷志军. 进口预旋条件下涡扇发动机波瓣射流掺混机理的试验研究[D]. 北京:中国科学院,2010.
- [18] 陈仲光,张志舒,李德旺,等. F119 发动机总体性能特点分析与评估[J]. 航空科学技术,2013(3):39-42.
- [19] 张孝春,孙雨超,刘涛. 先进加力燃烧室设计技术综述[J]. 航空发动机,2014,40(2):24-30.

作者简介:张晓超(1996-),男,汉族,内蒙古兴安盟人,硕士研究生。研究方向:航空推进系统理论与运用。

通讯作者:华欣(1979-),女,汉族,吉林省长春市人,副教授,博士。研究方向:飞行器设计研究。

收稿日期:2022-10-26

基于脉振高频电压信号注入的新型三相永磁同步电机无传感器研究

周 浩, 丰 飞

(上海电子信息职业技术学院 电子技术与工程学院, 上海 201418)

摘 要:内置三相永磁同步电机无速度控制中当电机运行在零低速时,有用信号的信噪比很低,导致对电机转子位置和速度检测失效。传统脉振高频信号注入法在控制系统中由于多个低通滤波器的使用,存在信号延迟问题。提出了基于脉振高频电压信号的锁相环(PLL)的转子位置估算方法,减少低通滤波器的使用。利用 MATLAB 对传统脉振高频电压信号注入法与新型的锁相环(PLL)的转子位置估算方法对比。实验表明:新型的锁相环(PLL)的转子位置估算方法对比于传统脉振高频信号注入法在结构、精度与动态性能上都有所提高。

关键词:脉振高频电压信号 永磁同步电机 锁相环转子位置估计

中图分类号:TM341

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)03-0081-04

Sensorless research on three-phase permanent magnet synchronous motor based on pulse high-frequency voltage signal injection

ZHOU Hao, FENG fei

Abstract:In no speed control of built-in three-phase permanent magnet synchronous motor, when the motor is running at zero low speed, the signal-to-noise ratio of useful signals is very low, which leads to the failure of rotor position and speed detection. The traditional pulse high-frequency signal injection method has the problem of signal delay due to the use of multiple low-pass filters in the control system. The rotor position estimation method of phase locked loop (PLL) based on pulse high-frequency voltage signal is proposed to reduce the use of low-pass filters. MATLAB is used to compare the traditional pulse high-frequency voltage signal injection method with the new phase locked loop (PLL) rotor position estimation method. The experimental results show that the structure, accuracy and dynamic performance of the new PLL rotor position estimation method are improved compared with the traditional pulse high-frequency signal injection method.

Keywords:pulse high-frequency voltage signal, PMSM, PLL rotor position estimation

0 引言

随着永磁同步电机(PMSM)控制系统的发展,对永磁同步电机高精度、高稳态性能的要求越来越高,通常在实际控制系统中需要测量出电机转子的位置和速度。一般机械式传感器实现困难、更有结构价格等问题,限制了应用范围^[1]。为解决机械传感器弊端,诸多学者开展了对永磁同步电机无传感器研究^[3]。

近年来,随着现代控制理论发展和数字控制技

术的更新迭代,永磁同步电机控制算法发展迅猛^[7]。在中低速控制系统时,对电压电流等重要反馈信号采集困难,导致对永磁同步电机转子位置和速度信息检测失效^[2]。低中速时,常采用智能算法:模型参考自适应(MRAS),但采用该方法时输出转速、转矩、电流等信息受电机本体参数的影响较大;采用线性最小方差的扩展卡尔曼滤波(EKF),计算复杂不适合工程应用^[5]。对比两种算法。中低速运转时,提出采用高频信号注入法:该控制策略结构简单、对系统输出量控制精度高,因而是一种鲁棒

性很强的控制方法^[8]。

针对三相永磁同步电机零低速时,对转子位置和速度检测困难的问题。提出了把输入的高频电压信号叠加到基波上,两种信号同时施加给电机定子绕组的锁相环转子位置控制方案。并通过改进与传统脉振高频电压信号注入法进行对比分析。通过 Matlab/Simlink 软件搭建实验平台,验证改进控制方法的效果^[1]。

1 脉振高频电压激励下三相 PMSM 的电流响应

对于永磁同步电机(PMSM)转子绕组变换分析,将转子绕组定义为 $d-q$ 轴。脉振高频电压注入法:在 d 轴上注入一个高频正弦电压信号。图1为转子位置关系图。

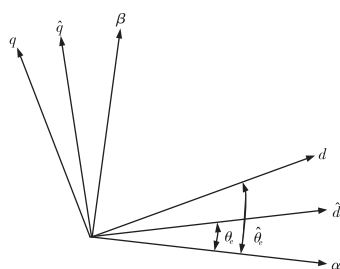


图1 转子位置关系图

在图1中, $\alpha-\beta$ 为两相静止坐标系;同步旋转坐标系间的夹角 $\tilde{\theta}_e$ 称为转子估计误差角度^[2]:

$$\tilde{\theta}_e = \theta_e - \hat{\theta}_e \quad (1)$$

于是通过图1,同步旋转坐标系 $d-q$ 中高频激励下 PMSM 的电压方程:

$$\begin{cases} u_{din} = L_d \frac{di_{din}}{dt} \\ u_{qin} = L_q \frac{di_{qin}}{dt} \end{cases} \quad (2)$$

定子电感为:

$$L_{dq} = \begin{bmatrix} L_d & 0 \\ 0 & L_q \end{bmatrix} \quad (3)$$

在 $\alpha-\beta$ 轴中,电感为:

$$L_{\alpha\beta} = \begin{bmatrix} L + \Delta L \cos 2\tilde{\theta}_e & -\Delta L \sin 2\tilde{\theta}_e \\ -\Delta L \sin 2\tilde{\theta}_e & L - \Delta L \cos 2\tilde{\theta}_e \end{bmatrix} \quad (4)$$

则在 $\hat{d}-\hat{q}$ 中,高频电压与电流的关系为:

$$\begin{bmatrix} \frac{d\hat{i}_{din}^r}{dt} \\ \frac{d\hat{i}_{qin}^r}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \tilde{\theta}_e & -\sin \tilde{\theta}_e \\ \sin \tilde{\theta}_e & \cos \tilde{\theta}_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{L_d} & 0 \\ 0 & \frac{1}{L_q} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \tilde{\theta}_e & \sin \tilde{\theta}_e \\ -\sin \tilde{\theta}_e & \cos \tilde{\theta}_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{u}_{din}^r \\ \hat{u}_{qin}^r \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: $\hat{u}_{din}^r, \hat{u}_{qin}^r$ 以及 $\hat{i}_{din}^r, \hat{i}_{qin}^r$ 分别表示同步坐标系下的电压与电流高频分量。令: $L = (L_d + L_q)/2, \Delta L = (L_q - L_d)/2$ 来描述,式(5)为:

$$\begin{cases} \frac{d\hat{i}_{din}^r}{dt} = \frac{1}{L^2 - \Delta L^2} [(L + \Delta L \cos 2\tilde{\theta}_e) \hat{u}_{din}^r + \Delta L \sin(2\tilde{\theta}_e) \hat{u}_{qin}^r] \\ \frac{d\hat{i}_{qin}^r}{dt} = \frac{1}{L^2 - \Delta L^2} [(\Delta L \sin 2\tilde{\theta}_e) \hat{u}_{din}^r + (L - \Delta L \cos 2\tilde{\theta}_e) \hat{u}_{qin}^r] \end{cases} \quad (6)$$

在同步旋转坐标系 $\hat{d}-\hat{q}$ 中 $\hat{d}$ 轴注入一个高频正弦电压信号:

$$\begin{cases} \hat{u}_{din}^r = u_{in} \cos \omega_{in} t \\ \hat{u}_{qin}^r = 0 \end{cases} \quad (7)$$

此时高频电流可化简为:

$$\begin{cases} \hat{i}_{din}^r = \frac{u_{in} \sin \omega_{in} t}{\omega_{in} (L^2 - \Delta L^2)} (L + \Delta L \cos 2\tilde{\theta}_e) \\ \hat{i}_{qin}^r = \frac{u_{in} \sin \omega_{in} t}{\omega_{in} (L^2 - \Delta L^2)} \Delta L \sin 2\tilde{\theta}_e \end{cases} \quad (8)$$

若同步坐标系中电感误差($\Delta L \neq 0$),转角误差

$\tilde{\theta}_e$ 将对永磁同步电机输出的幅值与相位产生误差影响,影响控制精度。根据(8)式,为快速根据电流得到转速,将输入的电流信号进行滤波处理。

2 转子位置估计算法分析

采用低通滤波器(LPF)对 $\hat{q}$ 轴高频电流信号进行处理。用 $f(\tilde{\theta}_e)$ 表示获取的转子信号。

$$\begin{aligned} f(\tilde{\theta}_e) &= \text{LPF}(\hat{i}_{qin}^r \sin \omega_{in} t) \\ &= \frac{u_{in} \Delta L}{2\omega_{in} (L^2 - \Delta L^2)} \sin 2\tilde{\theta}_e \end{aligned} \quad (9)$$

在 496 rad/min 到 508 rad/min 之间。并且转矩突变时锁相环(PLL)控制转矩误差比传统脉振高频电压信号注入法误差较小,超调量较小。

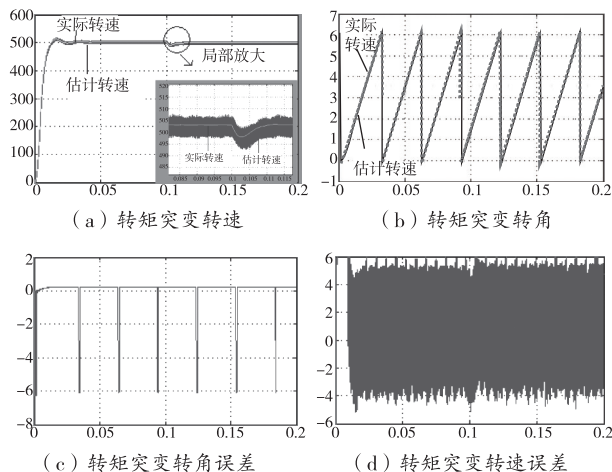


图5 传统脉振高频电压信号注入法的仿真波形

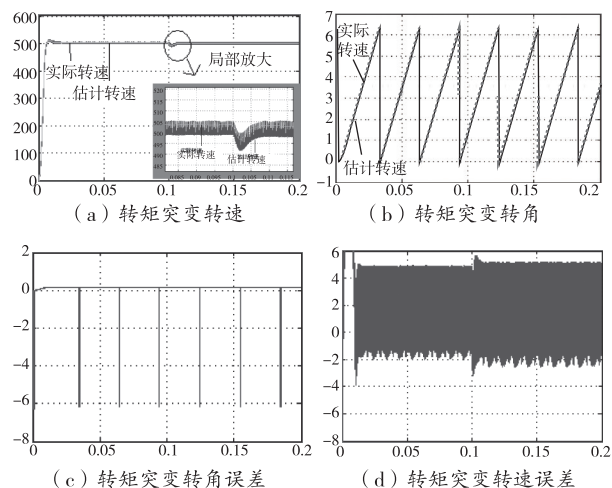


图6 脉振高频电压信号注入法锁相环的仿真波形

4 结论

提出了永磁同步电机脉振高频电压注入法下低速控制系统。用锁相环控制系统信号通过低通滤波器将电流信号提取适当处理,能估计出转子位置。并根据系统推导出转角和转速公式。为验证效果,搭建仿真,结果分析出:对负载变化工况时,设计锁相环(PLL)脉振高频位置估算器能及时跟踪电机的实际的转速和转角变化。对比传统控制算法,在控制性能上均有所提高。

参考文献

- [1] 秦峰,贺益康,刘毅.两种高频信号注入法的无传感器运行研究[J].中国电机工程学报,2005,25(5):116-118.
- [2] 梁艳,李永东.无传感器永磁同步电机矢量控制系统概述[J].电气传动,2003(4):4-9.
- [3] 符慧,左月飞.永磁同步电机转速环的一种变结构PI控制器[J].电工技术学报,2015,30(12):238-239.
- [4] 谷善茂,何凤有,谭国俊.永磁同步电动机无传感器控制技术现状与发展[J].电工技术学报,2009,24(11):14-20.
- [5] 崔业兵,左月飞,桂亮,等.基于复合PI控制器的永磁伺服电机电流控制[J].电机与控制学报,2019,23(4):105-107.
- [6] KANMACHI T, TAKAHASHI I. Sensor-less speed control of an induction motor[J]. IEEE industry applications magazine, 1995, 1(1): 22-27.
- [7] 侯利民,张化光,刘秀群,等.永磁同步电机转子磁位自检测复合方法[J].电机与控制学报,2008(9):15.
- [8] SEOK J, LEE J, LEE D. Sensorless speed control of non-salient permanent-magnet synchronous motor using rotor-position tracking PI controller[J]. IEEE transactions on industrial electronics, 2006, 53(2): 399-405.
- [9] 高为炳,程勉.变结构控制系统的品质控制[J].控制与决策,1989(4):1-6.
- [10] 邹继斌,徐永向,于成龙.正弦波无刷直流电机的新型转子位置检测方法[J].中国电机工程学报,2002,22(12):48-50.
- [11] HONGRYEL K, JUBUM S, JANGMYUNG L. A high-speed sliding-mode observer for the sensorless speed control of a PMSM[J]. IEEE transactions on industrial electronics, 2011, 58(9): 4069-4077. PH

作者简介:周浩(1985-),男,工学硕士,主要从事电机与电器研究方面的工作。

丰飞(1989-),男,工学硕士,主要从事电机与电器研究方面的工作。

收稿日期:2022-11-29

基于 CFD 的翅片式液冷板传热特性研究

李雪妍,王家喜,张 轩

(贵州永红航空机械有限责任公司,贵州 贵阳 550009)

摘 要:为了研究流量和翅片结构对翅片式液冷板的传热特性的影响规律,本文基于 CFD 方法,采用 SolidWorks Flow Simulation 软件,对直通形翅片和锯齿形翅片式液冷板进行仿真分析。研究表明,保持翅片当量直径和高度不变,且流量为 1 L/min 时,将直通形翅片更换为节距 $t=5$ mm 的锯齿形翅片时,流阻从 3.1 kPa 增大到了 3.26 kPa,增大了 0.16 kPa,增长率约为 7.5%,而要达到相当的制冷效果,直通形翅片冷板的流量需要从 1 L/min 提高到 3 L/min 时,而流阻从 3.1 kPa 提高到了 23.1 kPa,增大了 20 kPa,增长率约 645%。因此,对于翅片式液冷板而言,通过改变翅片结构来改善制冷效果,比提高流量的方式更具有优势。

关键词:液冷板 流量 翅片节距

中图分类号: TG76

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)03-0085-05

Study on heat transfer characteristics of finned liquid-cooling plate based on CFD

LI Xueyan, WANG Jiayi, ZHANG Xuan

Abstract: In order to study the influence of flow rate and fin structure on the heat transfer characteristics of the finned liquid-cooling plate, this paper uses SolidWorks Flow Simulation software to simulate and analyze the liquid-cooling plate with straight-through fin/serrated fin based on CFD method. The research shows that when the equivalent diameter and height of the fin are kept constant and the flow rate is 1 L/min, the flow resistance increases from 3.1 kPa to 3.26 kPa (7.5%) when replacing the straight-through fin with a serrated fin with a pitch of 5 mm. In order to achieve equivalent cooling effect, the flow rate of the straight-through fin cooling plate needs to be increased from 1 L/min to 3 L/min, while the flow resistance increases from 3.1 kPa to 23.1 kPa (645%). Therefore, for the finned cooling plate, it is more useful to improve the cooling effect by changing the fin structure than by increasing the flow rate.

Keywords: liquid-cooling plate, flow rate, fin pitch

0 引言

锂电池作为新能源汽车的核心部件,在充放电过程中通常伴随着大量的热产生,而电池温度不仅影响着电池性能,严重时甚至会导致车辆起火、爆炸,威胁乘车人员的生命安全^[1]。因此,将电池温度控制在合理的范围内尤其关键,锂电池的工作适宜温度为 25~40℃,梯度小于 5℃为宜。液冷板作为电池热管理系统中的重要部件^[2],研究其传热特性具有重要意义。

袁朱晨^[3]基于正交试验设计方法,研究分析了冷却液流速及流道结构对液冷板散热性能和压降表现的影响,表明交替流向方案能够使电池获得更为优良的工作温度环境。黄爱芳^[4]对电池包液冷板

进行结构优化,在不影响冷却效果的前提下,实现降本增效的目的。杨焕璋^[5]采用 CFD 仿真方法,对模组在 1C、2C 和 3C 的放电倍率下,仿真研究动力电池模组的温度分布和液冷板内部的传热特性,结果表明,分流翅片有效加强了冷却液的局部流动,提高了冷却液与电芯的传热效率。方飞龙^[6]等人利用 SolidWorks Flow simulation 软件,在不改变芯片位置的前提下,研究不同翅片间距与翅片高度比 S/H 条件下基板温度场和展向热阻、翅片温度场和换热系数的分布特征及变化规律,进而基于此规律对翅片结构尺寸进行改进。

为有效提高液冷板的传热效果,在不改变液冷板外形尺寸和重量的前提下,本文基于 CFD 方法,借助 SolidWorks Flow simulation 软件,研究了冷却液

流量和翅片结构对液冷板传热特性的影响规律,为翅片式液冷板的设计提供参考。

1 数值模拟

1.1 几何模型

本文液冷板外形尺寸为 406 mm×108 mm×8.5 mm,发热源尺寸为 363 mm×90 mm,发热功率为 100 W,冷板进出口管内径为 4.7 mm,冷板内腔高度为 4.7 mm,计算模型示意图如图 1 所示。冷板内部为翅片式结构,翅片布置在发热源正下方位置,其面积和发热源尺寸一致,内部流道示意图如图 2 所示。

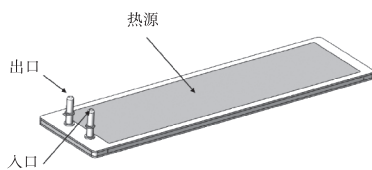


图 1 计算模型示意图

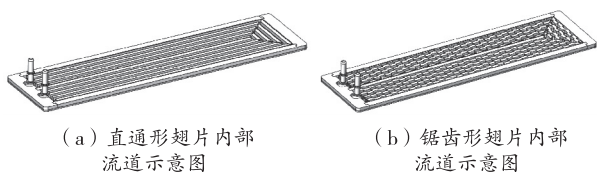


图 2 内部流道示意图

本文主要研究了流量分别为 1 L/min、2 L/min、3 L/min、4 L/min、5 L/min 时,直通形翅片液冷板传热特性的变化规律,然后在此基础上对冷板结构进行优化,保持翅片的直径和高度不变,将翅片结构更换为锯齿形。研究了锯齿形翅片节距 t 分别为 5 mm、10 mm、15 mm、20 mm 时,液冷板传热特性的变化规律。其中,锯齿形翅片结构示意图如图 3 所示。

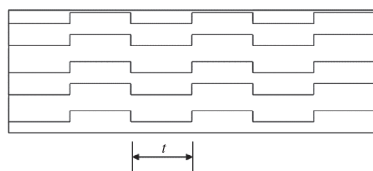


图 3 锯齿形翅片示意图

1.2 数学模型

对于冷板内部不可压缩流动,其基本的控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = & -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \\ & + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \end{aligned} \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \nabla(\rho e V) = \rho f V + \rho \frac{\partial q}{\partial t} + \nabla(p V) + \nabla(k \nabla T) \quad (3)$$

其中, ρ 为冷却液密度; u 、 v 、 w 是流体速度沿 x 、 y 、 z 方向的速度分量; p 是流体压力; f_x 是体积力分量; τ_{xx} 、 τ_{yx} 、 τ_{zx} 是切应力分量;式(3)中,左端为流体能量的变化率;右端第一项为体积力对流体所做的功,第二项为辐射热,第三项为表明力对流体所做的功,第四项为热传导热量。

1.3 边界条件及网格无关性验证

在数值模拟过程中,不考虑冷板与周围环境的热交换,冷板材质设置为铝合金,流体介质为 50% 的乙二醇溶液,冷却液入口温度及冷板固体初始温度均设为 20 °C,冷板出口设置为压力出口,压力为 101325 Pa,入口设置为体积流量入口。

为了排除网格数目因素对计算结果的影响,网格无关性验证是必不可少的步骤,本文以直通形翅片冷板为研究对象,流量为 1 L/min 时,比较了网格等级分别为 3、4、5 时的冷板出口平均温度,结果如表 1 所示。

表 1 不同网格数目下冷板出口平均温度

网格等级	网格数目	出口平均温度/°C
3	132250	21.67
4	182611	21.66
5	420590	21.66

综合考虑计算精度和计算成本,最终确定网格划分等级为 4 级,网格数量为 182611 个。

2 结果与分析

2.1 流量对冷板表面温度场分布的影响

图 4 分别比较了五种不同流量情况下,液冷板表面的温度分布。

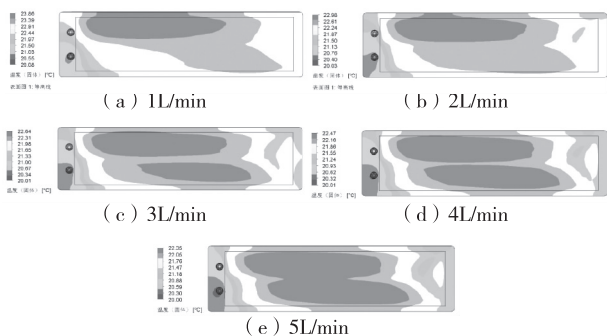


图4 不同流量时液冷板表面温度分布云图

从图4可看出,在某一固定流量情况下,入口侧液冷板表面温度低于出口侧,这是由于冷却液进入冷板时温度较低,冷却液从入口向出口流动的过程中,随着热交换的进行,温度逐渐上升。即入口侧固-液温差大,而出口侧固-液温差低,因此导致出口侧冷板表面温度高于入口侧。不同流量情况下对比可发现,随着流量的增大,冷板表面温度逐渐降低,这是由于随着流量的增大,冷却液要带走相同热量所带来的温升更小,且流量更大时,冷却液流速相应增大,冷板的对流传热系数显著增加,从而提高换热效率。

不同流量情况下,液冷板表面的最大温度及温差的变化规律分别如图5(a)、图5(b)所示。

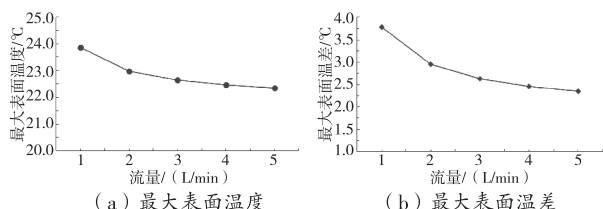


图5 流量对冷板表面温度的影响规律曲线

从图5(a)和图5(b)可看出,随着流量的增大,冷板表面最大温度由23.86℃逐渐降低至22.35℃,同时最大温差也由3.78℃降低至2.35℃,冷板均温性更好。

2.2 流量对冷板流阻的影响

图6分别比较了五种不同流量情况下,液冷板内部流阻的变化规律。

由图6可看出,不同流量情况下,冷板内部翅片区域流阻变化较小,进出口管嘴区域流阻变化最大,这主要是由于管嘴直径较小,流体进出管嘴时,局部

阻力较大。

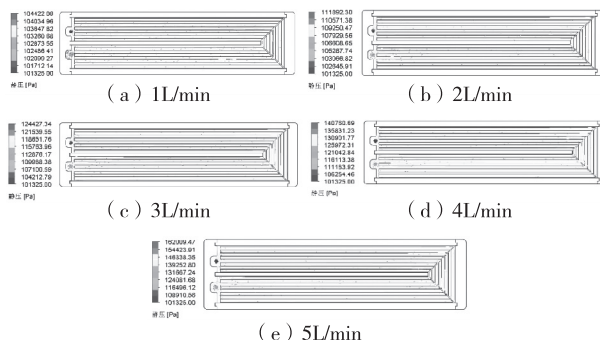


图6 不同流量时冷板内部流阻

图7对比了流量对冷板压降的变化规律。由图7可看出,随着流量从1 L/min增大到5 L/min,冷板流阻从3.1 kPa增大到了60.68 kPa。这是由于流量的增大,使得冷板内部流速也相应变大,而流阻与速度的平方成正比。在实际应用中,要想提高流量,就需要提高泵功率,这也将带来更多的能耗。

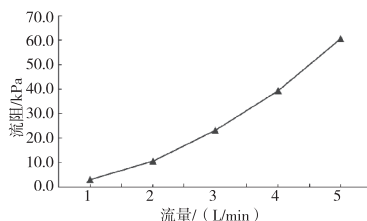


图7 流量对冷板压降的影响规律曲线

2.3 锯齿形翅片节距对冷板表面温度场分布的影响

图8比较了流量为1 L/min时,四种不同节距情况下,冷板表面的温度分布情况。

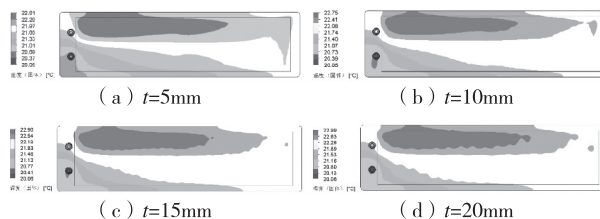


图8 不同节距时冷板表面温度分布云图

从图8可看出,节距越小,则冷板表面最高温度越小。图8与图4(a)对比可发现,锯齿形翅片冷板的表面温度显著低于直通形翅片冷板。这是由于锯齿形翅片内部相互错列排布,可有效增加对冷却的扰动,破坏流体边界层,增强流体与壁面的对流传热

系数,翅片节距越小,对液体的扰动就越强。

节距对液冷板表面最大温度及温差的影响规律曲线分别如图9(a)、图9(b)所示。

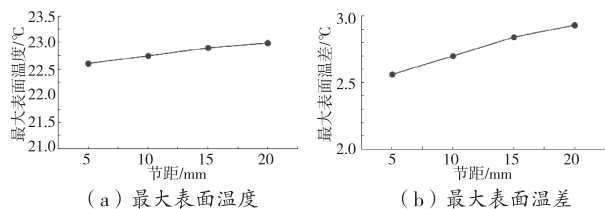


图9 节距对冷板表面温度的影响规律曲线

从图9可看出,锯齿形翅片节距越小,则冷板的最大表面温度和最大表面温差均越小。图9与图5对比可发现,保持翅片当量直径和高度不变,当直通形翅片更换为节距 $t=5$ mm的锯齿形翅片时,冷板表面最大温度由 23.86°C 降低到了 22.61°C ,降低了 1.25°C 。冷板表面最大温差由 3.78°C 降低到了 2.56°C ,降低了 1.22°C 。

当直通形翅片更换为节距 $t=5$ mm的锯齿形翅片,其冷却效果相当于将流量从 1 L/min 提高到 3 L/min 。可见翅片结构对改善换热特性具有显著的效果。

2.4 锯齿形翅片节距对冷板流阻的影响

图10对比了流量为 1 L/min 时,四种不同节距情况下,液冷板内部流阻的变化规律。

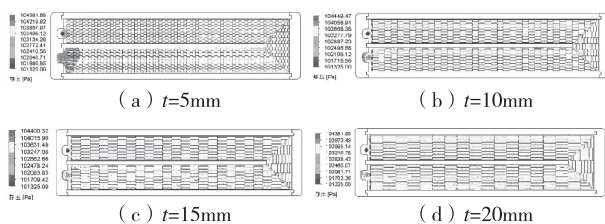


图10 不同节距时冷板内部流阻

由图10和图11可看出,随着节距由 20 mm 减小到 5 mm ,冷板流阻从 3.03 kPa 增大到了 3.26 kPa 。这是由于减小翅片节距,翅片对冷却液的扰动作用增强,使得局部压力及摩擦损失增大。图11与图7对比可发现,当直通形翅片更换为节距 $t=5\text{ mm}$ 的锯齿形翅片时,流阻从 3.1 kPa 增大到了 3.26 kPa ,增大了 0.16 kPa ,增长率约为 7.5% ,而要达到相当的制冷效果,直通形翅片冷板的流量需要从 1 L/min 提高到 3 L/min 时,而流阻从 3.1 kPa 提高到了 23.1 kPa ,增大了 20 kPa ,增长率约 645% 。

L/min 提高到 3 L/min 时,而流阻从 3.1 kPa 提高到了 23.1 kPa ,增大了 20 kPa ,增长率约 645% 。这在实际应用中,将带来更高的能耗。可见,通过改变翅片结构来改善制冷效果,比提高流量的方式更具有优势。

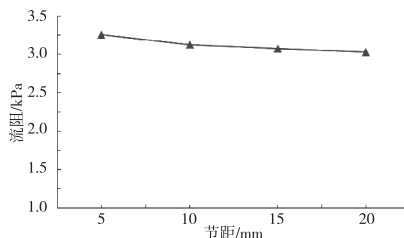


图11 节距对冷板流阻的影响规律曲线

3 结论

(1)随着冷却液流量的增大,冷板表面最大温度和最大温差均逐渐降低,冷板均温性更好,但冷板流阻急剧上升。

(2)随着锯齿形翅片节距的降低,冷板表面最大温度和最大温差均逐渐降低,冷板均温性更好,但冷板流阻也逐渐上升。

(3)保持翅片当量直径和高度不变,将直通形翅片更换为节距 $t=5\text{ mm}$ 的锯齿形翅片时,流阻从 3.1 kPa 增大到了 3.26 kPa ,增大了 0.16 kPa ,增长率约为 7.5% ,而要达到相当的制冷效果,直通形翅片冷板的流量需要从 1 L/min 提高到 3 L/min 时,而流阻从 3.1 kPa 提高到了 23.1 kPa ,增大了 20 kPa ,增长率约 645% 。

(4)对于翅片式液冷板而言,通过改变翅片结构来改善制冷效果,比提高流量的方式更具有优势。

参考文献

- [1] 张航. 某乘用车新能源电池散热冷板结构优化与性能分析[D]. 贵阳:贵州大学,2021.
- [2] 刘霏霏,袁康,李骏,等. 基于液冷的锂离子动力电池散热结构优化设计[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2021(10):48-56.
- [3] 袁朱晨. 基于正交设计方法的某电动汽车锂电池液冷板设计[J]. 农业装备与车辆工程,2022(11):108-113.
- [4] 黄爱芳. 混合动力汽车电池包液冷板冷却性能仿真分析[J]. 汽车电器,2022(7):18-20.

基于 STAR-CCM+ 多边形网格的垂直轴风机的 仿真分析*

王焱焱^{1,2,3,4}, 臧剑波^{1,2}, 乔 凯^{1,2,4}, 杨宇晴⁴, 马苏常^{1,3▲}, 石禹鹏^{1,2}

(1. 无锡职业技术学院机械技术学院, 江苏 无锡 214121; 2. 江苏大学无锡机电学院, 江苏 无锡 214121;
3. 江苏省智能产线技术及装备工程研究中心, 江苏 无锡 214121;
4. 无锡职业技术学院基础部, 江苏 无锡 214121)

摘要: 目前主流的风力发电机以水平轴式为主, 除此以外还存在一种垂直轴风机, 其与水平轴相比在某些方面有着一定的优势, 然而垂直轴风机领域的研究还较少, 技术及理论都不够成熟, 使得垂直轴风机一直得不到较好的应用。为了得到一种更具实用价值的垂直轴风力发电机, 本文以传统的 H 型垂直轴风机为基础进行改进, 添加了辅助电机和电磁锁等结构, 解决了 H 型垂直轴风机的自启问题。同时, 为了将风机的发电功率最大化, 需要得到风机在各风速工况下的最佳转速, 使用 STAR-CCM+ 的多边形网格, 并引入 $k-\varepsilon$ 湍流模型进行垂直轴风力发电机流场仿真模拟。通过改变环境风速和风机转速, 对比不同工况下的发电功率, 找到各环境风速下的最佳的风机转速。仿真结果表明, 当风机转速是当前环境风速的 2.5 倍时, 风机的发电功率最大。

关键词: 垂直轴风力机 计算流体力学 (CFD) 多边形网格 STAR-CCM+

中图分类号: TK82

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)03-0089-05

Simulation analysis of vertical axis wind turbine based on STAR-CCM+ polygon mesh

WANG Yaoyao, ZANG Jianbo, QIAO Kai, YANG Yuqig, MA Suchang, SHI Yupeng

Abstract: At present, the mainstream wind turbine is the horizontal axis type. In addition, there is a type of vertical axis wind turbine that has certain advantages over the horizontal axis type. However, there are little researches on the vertical axis wind turbine, and its technology and theory are not mature, making it difficult for the vertical axis wind turbine to be effectively applied. In order to obtain a more practical vertical axis wind turbine, this paper improves the traditional H-type vertical axis wind turbine by adding auxiliary motors and electromagnetic locks to solve the self-starting problem of the H-type vertical axis wind turbine. At the same time, in order to maximize the power generation of the wind turbine, it is necessary to obtain the optimal fan speed of the wind turbine under various wind speed conditions. This paper uses the polygon mesh of STAR-CCM+ and the $k-\varepsilon$ turbulence model to simulate the flow field of the vertical axis wind turbine. By changing the environmental wind speed and the fan speed, and comparing the power generation under different working conditions, the optimal fan speed for each environmental wind speed is obtained. The simulation results indicate that when the fan speed is 2.5 times the current environmental wind speed, the maximum power generation is achieved.

Keywords: vertical axis wind turbine (VAWT), computational fluid dynamics (CFD), polygon mesh, STAR-CCM+

[5] 杨焱焱. 基于 CFD 仿真的分流翅片液冷板传热特性研究[J]. 今日制造与升级, 2021(4): 70-71.

[6] 方飞龙, 黄立军, 唐美玲. 基于 Solidworks Flow Simulation 的板翅式换热器基板温度场优化研究[J]. 智能制造, 2022(2): 77-83.

作者简介: 李雪妍, 女, 学历本科, 材料成型专业。主要从事散热器技术质量工作。

收稿日期: 2023-02-28

0 前言

现如今的主流风力发电设备以水平轴为主,由于发展较早,各项技术都较为成熟,被广泛使用。垂直轴风力机由于发展较晚,相关理论基础欠缺,因而没有得到足够的重视。但随着近些年新能源领域研究的增长,垂直轴风机的潜力逐渐被发掘。研究表明,垂直轴风机拥有与水平轴风机互补的特性,尤其是对于水平轴风机无法转化的低速风,垂直轴有着更好的发电效果,同时,其结构简单,易维护,风向改变时也无需像水平轴风机一样对风,具有很好的发展前景。

水平轴	垂直轴		
	升力型(达里厄)		阻力型
	H型	Φ 型	
			
技术成熟	易维护, 难自启		易自启, 效率低

图1 风机对比

目前,垂直轴风机在一些场合已经得到应用,并取得了不错的效果,但是传统的垂直轴风机还存在许多问题需要改进。为此,许多学者对垂直轴风机进行了理论研究及仿真模拟。

韩非非^[1]使用 Fluent 软件,采用 SIMPLEC 算法,标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,滑移网格技术,对 NACA0012 翼型的垂直轴风机进行数值计算,得到了最大功率系数及最佳叶尖速比,并确认了其具有较高的可信度。李颀^[2]采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,并对模型进行了一定程度的简化,以二维形式计算,以提高计算速度,最终得出了风轮直径及安装角对气动性能的影响。覃羨烘^[3]借助 MATLAB 矩阵实验平台,研究了翼型、雷诺数和实度对达里厄型风力发电机效率和气动性能的影响。胡草笛^[4]也将 H 型风机简化为 2D 模型,并使用 FLUENT 软件进行仿真,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,得到了不同风速及转速下的压强及速度分布。刘利琴^[5]对直叶片垂直轴风机进行改进,提出螺旋线垂直轴风机,拥有更好的性能

表现。

本文在这些研究的基础上对 H 型垂直轴风机进行了改进,使得风机拥有自调节能力,同时使用仿真软件计算出各风速工况下的最佳工作点。

1 装置结构及工作流程

图 2(a)为改良的 H 型垂直轴风机,采用内转子外套筒结构,内部的辅助转子与发动机相连,可以提供额外的动力对风机转速进行调整,而外部的套筒则将整体动力传递至发电机进行发电。其中,叶片几何截面为 NACA0018,叶片弦长 $C=60\text{ mm}$,风轮直径 $D=275\text{ mm}$ 。

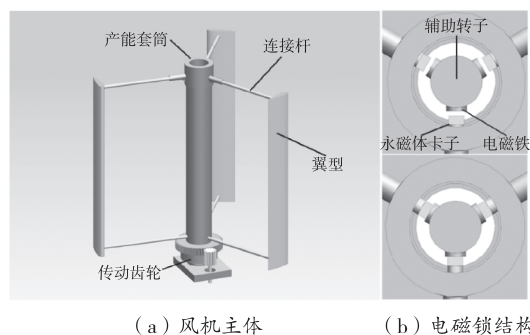


图2 装置结构

为了实现垂直轴风机的自启以及功率最大化,使用电磁锁对风机转速进行控制,其结构如图 2(b)所示。图 3 为自适应风机的工作流程。

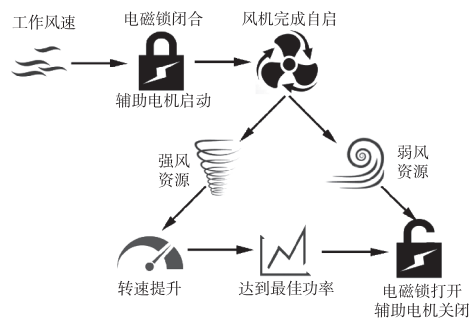


图3 工作流程图

风机从禁止状态启动时,磁力锁通电,产生磁力,吸附连杆进行机械传动,将转速提升至一定阈值后,离心力超过磁力,磁力锁便会断开,内外工作互不干扰。

若遇上大风天气,为了让风机状态尽快进入最佳效率点,需再次启动辅助电机,但此时由于离心力

较大,磁力锁无法机械闭合,而是依靠磁力进行传动,这样可以降低零件的摩擦损耗;同时,由于内外异步工作,风力起到的推动作用也可参与其中,而非完全靠辅助电机提速,可以降低额外的电力消耗。

为了使改良后的风机实现发电功率最大化,需要得到各风速下对应的最佳转速,本文使用 STAR-CCM+软件对该风机进行仿真,以求得所需信息。

2 模拟方法

2.1 控制方程

本流动的马赫数 $Ma < 0.3$, 可视为不可压缩流动,其连续性方程和动量方程表示为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (2)$$

其中, u_i 为第 i 个方向的速度分量, j, k 下标同理; p 为压力, μ_t 为湍流粘度, μ 为动力粘度, ρ 为密度, δ_{ij} 是克罗内克符号(当 $i = j$ 时, $\delta_{ij} = 1$; 当 $i \neq j$ 时, $\delta_{ij} = 0$)。

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \right) \quad (3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

为了得到动量方程(2)所需要的湍流粘度 μ_t , 引入了标准 $k - \varepsilon$ 两方程模型。湍动能 $k = (\overline{u'^2_i} + \overline{u'^2_j} + \overline{u'^2_k}) / 2$, 湍流耗散率 ε 定义为式(3), 其中 $\overline{u'_i}$ 代表脉动速度的平均值(速度 u_i, u_j, u_k 可分解为时均值 $\overline{u_i}, \overline{u_j}, \overline{u_k}$ 和脉动值 u'_i, u'_j, u'_k), 湍流粘度 μ_t 可表示为 k 和 ε 所组成的函数, 如式(4)所示。

$k - \varepsilon$ 模型中包含湍流动能的 k 方程定义为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (5)$$

湍流耗散率 ε 方程为:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (6)$$

上述方程中, $C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_k = 1.0$, 皆为经验常数。 P_{kb} 和 $P_{\varepsilon b}$ 分别表示 k 和 ε 方程中浮力的影响。 P_k 为粘性力引起的湍流生成项, 表示为:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

2.2 网格及边界定义

网格部分采用 STAR-CCM+ 的多边形网格, 文献^[7-9]指出该网格可以在保证一定精度的同时, 大幅减少算力消耗。由于本文涉及大量的仿真对比, 综合考虑后使用该网格进行仿真。同时 H 型垂直轴风机在轴向上形状一致, 模型可进一步简化为二维, 其边界定义如图 4 所示。边界条件采用速度进口, 每个进口速度的工况改变风机转速的大小进行多次仿真。

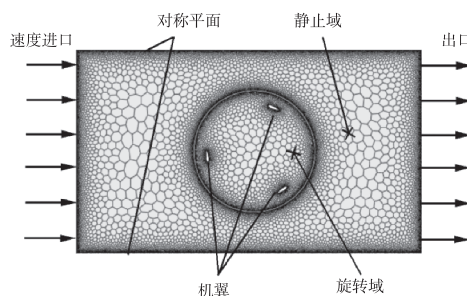


图4 流域定义

图5为网格无关性验证, 考虑到计算效率和精度, 最终选择网格节点为 141484 的网格进行仿真。

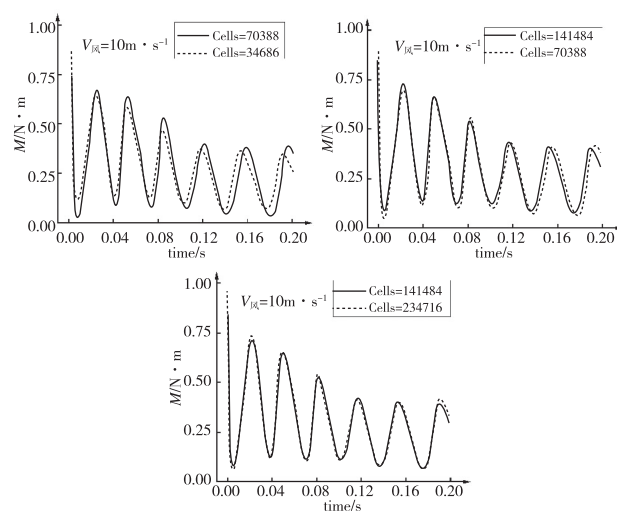


图5 网格无关性验证

3 模拟结果

每种风速情况风机都有对应的最佳转速,低于该转速,风机的发电功率不佳,同时自身转速的提升较慢,会造成风力资源的浪费。若风机当前转速高于最佳转速,则会受到大量的阻力,此时强行提升风机转速就没有必要,也会造成能源浪费。因此找到各风速下的最佳工作点十分重要。

以 $V_{\text{风}}=4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 为例,如图 6 所示,可以看到当风机转速为 $8 \sim 12 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,风机扭矩以正向为主,风机转速缓慢提升。当转速进一步提升至 $16 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,风机扭矩以阻力为主,此时就可以让辅助电机停止工作。若要得到具体最佳工作点风机转速,还需进行大量模拟。

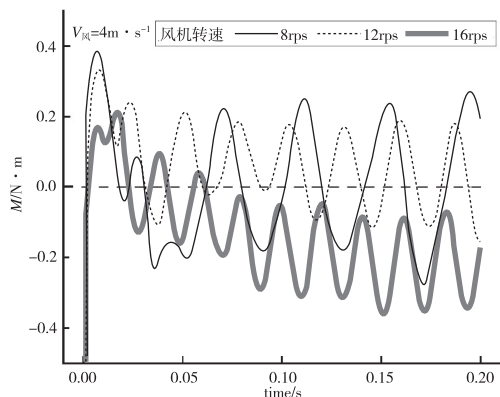


图 6 不同转速下风机力矩

$$P = M \cdot n \cdot 2\pi \quad (8)$$

取一个周期内的平均扭矩,按式(8)求出相应的功率,进行对比。图 7 为初步计算的各风速下最佳工作点总体分布图,风机转速的采样间隔为 $4 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$,图 8 为单个环境风速下精密计算的最佳工作点,在接近最佳工作点时,适当降低风机转速的采样间隔,以更好得到对应环境风速下最佳工作点的风机转速及功率大小,提取出二者的具体数值,并将结果汇总至图 9 进行规律总结。

如图 9 所示,将各风速下的最佳转速及最佳功率绘制成图,明显可见最佳风机转速与环境风速成正比,其斜率约为 2.5,即当风机转速是环境风速的 2.5 倍时,风机的发电功率最大,根据该数值,配合 PLC 等控制装置即可实现对垂直轴风机的精准调

控,使其保持最佳发电状态。

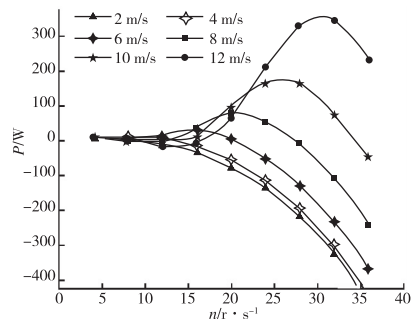


图 7 各风速最佳工作点(粗算)

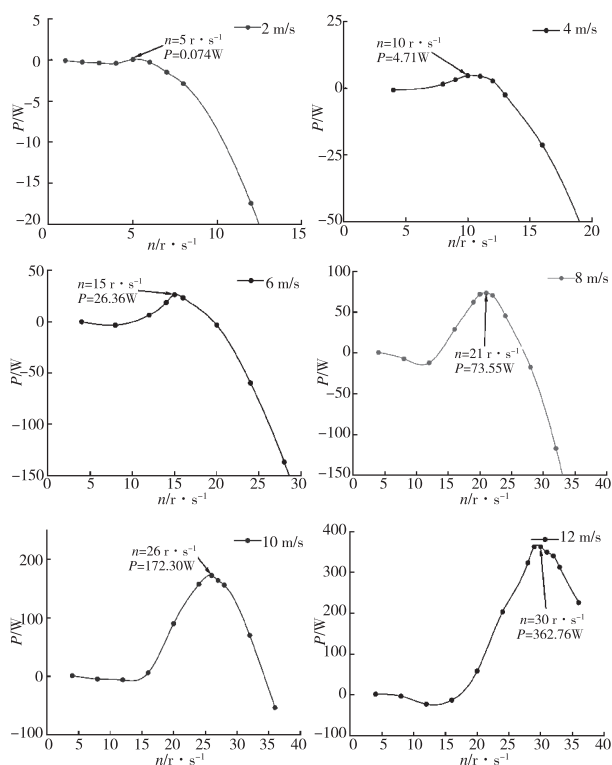


图 8 各风速最佳效率工作点(细算)

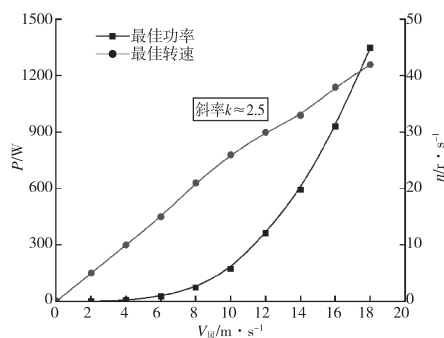


图 9 最佳工作点规律总结

4 结论

本文根据已有的研究,对传统的H型垂直轴风机进行改进,使用内转子外套筒结构,通过电磁锁实现对风机转速的控制,以将风机的发电功率最大化。为了得到各风速下对应的风机最佳转速,使用STAR-CCM+软件进行仿真,通过对比发现,当风机转速是环境风速的2.5倍时,该风机的发电功率最大。

参考文献

- [1] 韩非非,席德科. 达里厄型垂直轴风力机风轮设计及性能数值计算[J]. 太阳能学报,2011,32(10):1533-1537.
- [2] 李飏,陈永艳,蔚蕾,等. H型垂直轴风力机数值模拟与风洞试验[J]. 绿色科技,2018(12):178-182.
- [3] 覃美烘. 达里厄型风力发电机气动性能研究[J]. 新技术新工艺,2021(1):62-66.
- [4] 胡草笛,张习烨. H型垂直轴风机风轮数值模拟研究[J]. 焦作大学学报,2022,36(3):72-77.
- [5] 刘利琴,吕鑫鑫,安笛,等. 改进的直叶片垂直轴风机气动特性及参数影响[J]. 中国海洋平台,2021,36(1):26-33.

- [6] 陈忠维. 垂直轴风力机叶尖速比分析研究[J]. 可再生能源,2008(5):76-79.
- [7] 许晓平,周洲. 多面体网格在CFD中的应用[J]. 飞行力学,2009,27(6):87-89.
- [8] 王宁,苏新兵,马斌麟,等. 网格类型对流场计算效率和收敛性的影响[J]. 空军工程大学学报(自然科学版),2018,19(1):9-14.
- [9] 冯浩洋,苏新兵,马斌麟,等. 多面体网格在静气动弹性计算中的应用[J]. 飞行力学,2016,34(4):24-28.
- [10] 张晴晴. 结合叶尖速比法与三点比较法的风力发电机最大功率点跟踪控制策略研究[J]. 电力学报,2019,34(6):585-590.

基金项目:江苏省高等学校优秀科技创新团队“智能制造装备设计及工程应用”(江苏教函[2019]7号)。

作者简介:王焱焱(2002-),男,学士,主要研究方向:机械电子工程。

通讯作者:马苏常(1968-),男,博士,教授,主要研究方向:产品创新设计、特种加工。

收稿日期:2023-04-14

无 HF 成分的钛合金酸洗工艺*

罗 鑫,王 超,张书权,唐德余,戈军委,张 伟,符书豪

(贵州航天天马机电科技有限公司,贵州 遵义 563000)

摘 要:采用一种 $\text{HNO}_3+\text{HCl}+\text{NaF}$ 的酸洗溶液清洗钛合金,研究了酸洗溶液的酸洗性能、持续效果以及钛合金试板酸洗后的焊接性。结果表明:配置的不含 HF 的酸洗溶液具有良好的酸洗性能,去除钛合金表面氧化膜明显,酸洗过程温和、无浓烟产生,酸洗后试板焊接性较好,焊缝连续均匀、表面呈银白色。通过 12 块试板验证,酸洗后钛合金表面呈金属光泽,综合酸洗效果好;通过对酸洗前后试板质量进行检测,表明随着钛合金数量的增加,钛合金试板酸洗前后质量差呈先增加至最大值,随后下降至稳定值的趋势。

关键词:钛合金 酸洗工艺 氧化膜 焊接性

中图分类号: TG178

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)03-0094-04

HF-free acid pickling process of titanium alloy

LUO Xin, WANG Chao, ZHANG Shuquan, TANG Deyu, GE Junwei, ZHANG Wei, FU Shuhao

Abstract: A pickling solution of $\text{HNO}_3-\text{HCl}-\text{NaF}$ was used to clean the titanium alloy. The pickling performance, continuous effect and weldability of the titanium alloy plate after pickling were studied. The results showed that the HF-free pickling solution had good pickling performance. The oxide film on the surface of the titanium alloy was removed obviously. The pickling process was mild and no smoke was produced. The weldability of the test plate was good after pickling. The weld was continuous and uniform, and the surface was silver white. It was verified by 12 test plates that the surface of the titanium alloy after pickling had metallic luster and the comprehensive pickling effect was good. By testing the quality of the test plates before and after pickling, it was found that with the increase of test plates, the quality difference of the titanium alloy plate before and after pickling increased first to the maximum, and then decreased to a stable value.

Keywords: titanium alloy, acid pickling process, oxide film, weldability

0 引言

钛合金以质量轻、强度高、耐腐蚀性好、高/低温性能优异等特点,成为航天航空、船舶汽车、医疗器械等领域关键结构的原材料^[1-4]。钛合金在成型过程中需经过热加工等工序,由于钛合金的活性高,高温环境中易发生氧化反应,在表面形成一层氧化膜^[5-6];相关研究表明^[7-8],氧化膜的产生对钛合金的后续加工和使用具有严重的影响,如在应力作用下脆性的氧化层,会产生大量的微裂纹而引起疲劳断裂,并且氧化膜会影响材料的力学性能,降低钛合金试板使用寿命。因此使用前将其表面氧化膜清除,提高钛合金的使用性能,具有重要意义。

目前,钛合金有多种清洗表面氧化层的方法,如采用机械打磨易损伤材料基体,且劳动强度大、工作效率低、清洗质量难以把控、异形结构件清洗难度大等问题限制了钛合金机械打磨方式的推广^[5]。若采用水喷砂去钛合金表层的氧化层,水喷砂后出现表面凹凸不平、砂粒嵌入基体中等现象,严重影响钛合金的外观质量^[9]。激光清洗是新型表面处理方法,具有智能可控、适用范围广、工作效率高、绿色环保等优点,在各行各业得到广泛的运用^[10-12];但激光清洗存在设备昂贵、工艺复杂等缺点,清洗过程对基体性能是否造成影响需进一步研究分析^[13]。采用酸洗工艺具有工序简单、效率高、表面清洗效果好等特点;据文献^[7]报道,钛合金采用酸洗处理能够

使其表面更加光亮、均衡,并且在钛合金会表面产生致密的钝化膜,进一步提高其耐蚀性能。

虽然钛合金表面酸洗技术在工业上得到应用,但由于使用的酸洗液中含有 HF 成分,易使钛合金板出现氢脆等现象。杜兴盛等^[14]通过研究钛合金在不同浓度的 HF-HNO₃ 混合溶液中酸洗试验,结果表明,当 HF 与 HNO₃ 之间的浓度比例大于 1:10 时会出现吸氢现象。吕孝根等^[15]指出钛合金锻件经过 HF+HNO₃ 混合溶液酸洗去除表面氧化膜,材料的硬度明显降低,并且吸氢量随着 HF 浓度的增加而增加。李伟东等^[16]研究钛合金铸件的 HF+HNO₃ 混合溶液的酸洗工艺,表明酸洗后试样表面有吸氢现象,但通过热等压处理后可降低氢含量。研究发现,酸洗吸氢主要来源于酸洗溶液中的 HF,并且其属于腐蚀性液体,带有强烈的刺激性气味,运输和存储的难度较大、酸洗过程易产生刺激性浓烟,对人体危害极大^[17]。因此选择一种不含 HF 的酸洗溶液清洗钛合金氧化膜,具有重要意义。基于此,本研究通过研究不含 HF 的酸洗溶液的酸洗效果以及酸洗后试板的焊接性,为钛合金的酸洗工艺提供新的参考。

1 材料与方法

本研究使用的材料为 TC4 钛合金,主要化学成分如表 1 所示。使用 30 mL 硝酸+120 mL 盐酸+25 g 氟化钠+500 mL 水的混合溶液为酸洗溶液进行钛合金酸洗试验,试验温度为室温,酸洗时间为 2 min,酸洗过程示意图如图 1 所示。特别地,酸洗后取出在高速水流下冲洗试样表面去除残留酸洗液,随后立即使用电暖风机吹干表面水分。

为了研究配置的酸洗液的可靠性、持续性以及酸洗后钛合金试板的焊接性能,主要进行两步试验,第一步使用配置的酸洗溶液酸洗一块钛合金试样,对比验证酸洗前后表面形貌的变化,得出配置的溶液酸洗效果,并且采用激光焊在试板表面焊接,验证酸洗后钛合金的焊接性;第二步选用尺寸规格为 2 mm 厚、宽 25 mm、长 135 mm 的钛合金试样,研究随着样品数量的增加,试样酸洗前后质量的变化规律,得出酸洗溶液的持续性。使用相机对样件拍照,观察试样表面酸洗前后宏观形貌变化;使用分析天平

称量酸洗前后的质量,精确到 0.1 mg,根据酸洗前后的质量变化绘制质量变化曲线图。

表 1 TC4 钛合金化学成分(质量分数%)

牌号	Fe	C	H	O	N	V	Al	Si	Ti
TC4	0.3	0.08	0.015	<0.2	0.05	3.5~4.5	5.6~6.7	0.15	余量

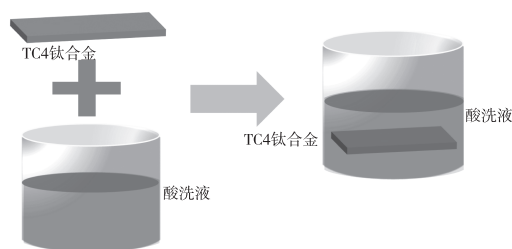
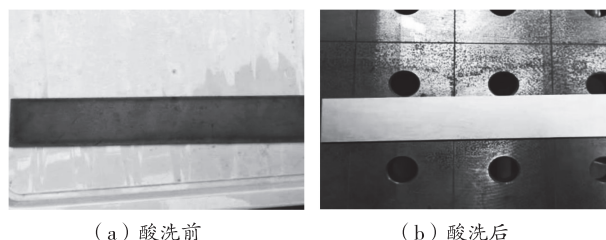


图 1 酸洗过程示意图

2 试验结果与分析

2.1 钛合金酸洗效果

图 2 为钛合金试样酸洗前后表面形貌图,从图中可明显观察到:酸洗前试板表面存在一层厚厚的氧化膜、边缘切割氧化痕迹明显、无金属光泽,如图 2(a)所示;经过酸洗后,表面呈金属光泽、无切割氧化痕迹、去除氧化膜效果明显,酸洗效果良好,如图 2(b)所示。酸洗过程反应温和,无刺激性气味、浓烟产生,大幅度降低了对人体的危害。图 3 为激光焊接后焊缝整体外观形貌及局部放大图,从图 3(a)中可明显看出,焊缝连续均匀,无咬边、飞溅等严重缺陷,整体焊缝外观成形好;从图 3(b)中观察到焊缝表面无氧化现象,呈银白色;因此经本酸洗液清洗后钛合金试板具有良好的焊接性。



(a) 酸洗前 (b) 酸洗后

图 2 钛合金酸洗前后表面形貌

综上所述,采用 HNO₃+HCl+NaF+H₂O 的酸洗溶液清洗钛合金试件,结果表明,去除表面杂质、锈迹、氧化膜效果明显,酸洗后试板焊接性好,酸洗效

果可靠,可替代原含有危险化学品成分 HF 的酸洗溶液。

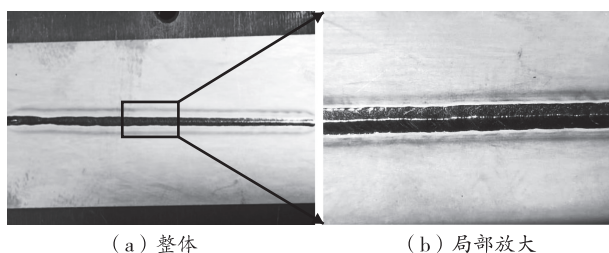


图3 焊缝外观形貌

2.2 酸洗溶液持续性

图4为同尺寸12块的钛合金试板,从图中可明显观察到:未酸洗试板边缘切割氧化痕迹严重、表面颜色暗淡、无金属光泽。图5为酸洗后试板照片,可以看出从第1块到第12块试板,酸洗效果明显,去除表面氧化膜效果好,表面无过酸洗痕迹、呈现金属光泽。上述表明配置的酸洗溶液持续效果好,配置一次可清洗多块试板。

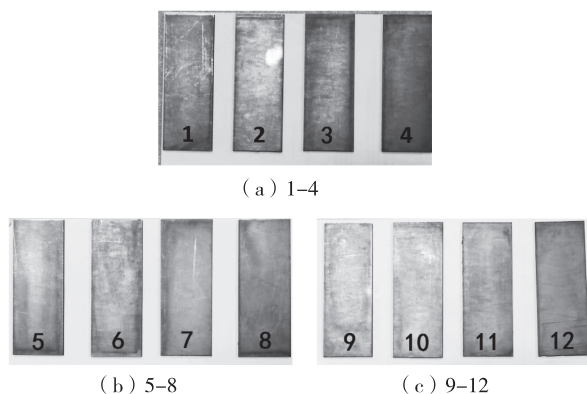
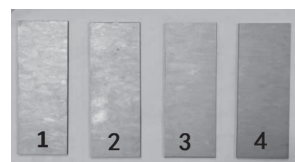


图4 钛合金酸洗前表面形貌

表2为试板酸洗前后质量值,从表中明确得出,酸洗后试板质量降低,进一步表明本酸洗溶液有效去除试板表面杂质、氧化膜。通过计算绘制出酸洗前质量差随着试板数量变化的曲线图,如图7所示,从图中看出,随着酸洗试板的增加,试板酸洗前后质量差呈先增加后降低的趋势。从1-4号试板质量差曲线观察到,首先大幅度的上升,随后缓慢增加,最后达到酸洗质量差的峰值;从5-10号试板曲线看出,酸洗后质量的变化值缓慢减少;从10-12号试板区间曲线看出,质量差急剧下降至最低点。上述表明,随着试板数量的增加,溶液的酸洗效果先增

加至最佳值,随着溶液中溶质的消化,酸洗效果逐渐降低。从表2中可知,1-6号试板酸洗质量差均在0.3 g以上,因此针对本实验,为达到钛合金良好的酸洗效果,配置的溶液一次酸洗量不超过6块。



(a) 1-4



(b) 5-8



(c) 9-12

图5 钛合金酸洗后表面形貌

表2 钛合金酸洗前后质量值

序号	酸洗时间/min	原始质量/g	酸洗后质量/g	质量差/g
1	2	59.195	58.895	0.3
2	2	59.623	59.308	0.315
3	2	60.090	59.772	0.318
4	2	61.046	60.726	0.32
5	2	60.681	60.370	0.311
6	2	60.253	59.945	0.308
7	2	60.917	60.620	0.297
8	2	60.241	59.949	0.292
9	2	58.736	58.464	0.292
10	2	61.135	60.843	0.292
11	2	60.695	60.429	0.266
12	2	61.025	60.760	0.265

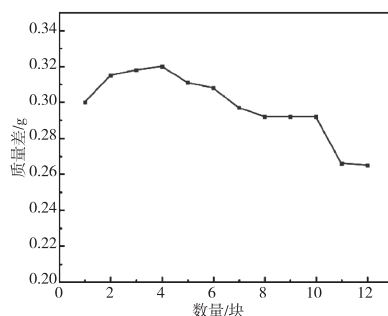


图6 质量变化曲线

3 结论

(1) 采用 $\text{HNO}_3 + \text{HCl} + \text{NaF} + \text{H}_2\text{O}$ 的酸洗溶液清洗钛合金表面, 结果表明去除表面杂质、锈迹、氧化膜效果明显, 酸洗后试板焊接性好, 酸洗效果可靠, 可替代原含有 HF 的酸洗溶液。

(2) 配置的酸洗溶液一次性可清洗多块试板, 表面无过酸洗痕迹、呈现金属光泽, 酸洗效果良好。

(3) 随着钛合金数量的增加, 试板酸洗前后质量差趋势呈先增加到达最大值, 随后逐渐降低至平稳状态。

参考文献

- [1] 赵永庆. 国内外钛合金研究的发展现状及趋势[J]. 中国材料进展, 2010, 29(5): 1-8.
- [2] 陆子川, 张绪虎, 微石, 等. 航天用钛合金及其精密成形技术研究进展[J]. 宇航材料工艺, 2020, 50(4): 1-7.
- [3] 刘全明, 张朝晖, 刘世锋, 等. 钛合金在航空航天及武器装备领域的应用与发展[J]. 钢铁研究学报, 2015, 27(3): 1-4.
- [4] ZABLER S. Interstitial oxygen diffusion hardening: a practical route for the surface protection of titanium[J]. Materials characterization, 2011, 62(12): 1205-1213.
- [5] 艾思飞, 王非森, 汪倩, 等. 高温氧化钛合金激光清洗机理与工艺[J]. 激光与光电子学进展, 2021, 58(21): 228-237.
- [6] BISWAS A, MAJUMDAR J D. Surface characterization and mechanical property evaluation of thermally oxidized Ti-6Al-4V[J]. Materials characterization, 2009, 60(6): 513-518.
- [7] 王恺婷. 钛和钛合金板的酸洗工艺分析[J]. 中国金属通报, 2021(7): 73-74.
- [8] 郑锋, 程挺宇, 张巧云. 钛及钛合金的酸洗技术[J]. 稀有金属与硬质合金, 2009, 37(3): 26-28.
- [9] 蔡茜, 李昆. 水喷砂去除钛合金表面氧化层效果的研究[J]. 化肥设计, 2019, 57(3): 4-5.
- [10] YUE L, WANG Z, LI L. Material morphological characteristics in laser ablation of alpha case from titanium alloy[J]. Appl surf sci, 2012, 258(20): 8065-8071.
- [11] TURNER M, CROUSE P, LI L. Comparative interaction mechanisms for different laser systems with selected materials on titanium alloys[J]. Appl surf sci, 2007, 253(19): 7992-7997.
- [12] 朱洪浩, 夏丹, 史中正, 等. 热输入参量对激光清洗 TA15 表面氧化层的影响[J]. 中国表面工程, 2019, 32(6): 132-139.
- [13] 王利华, 王力强, 罗长鹏, 等. 激光清洗钛合金表面氧化皮对基体性能的影响[J/OL]. 热加工工艺 (2020-09-27) [2022-06-13]. DOI:10.14158/j.cnki.1001-3814.20193247.
- [14] 杜兴盛, 王辉. 钛合金在 $\text{HF}-\text{HNO}_3$ 混合酸中酸洗试验分析[J]. 中国新技术新产品, 2019(13): 42-43.
- [15] 吕孝根, 张海成, 罗恒军, 等. 钛合金锻件表面酸洗工艺试验研究[J]. 锻造与冲压, 2021(5): 42-45.
- [16] 李伟东, 史许娜, 刘茵琪, 等. 酸洗对钛合金熔模铸件性能的影响[J]. 铸造技术, 2020, 41(2): 129-131.
- [17] 杨蓉. 氢氟酸职业病危害分析及应对措施[J]. 科技信息, 2013(20): 443.

基金项目: 贵州省科技厅项目(黔科合支撑[2021]一般337)。

作者简介: 罗鑫(1996-), 女, 本科, 助理工程师, 主要从事金属材料工艺研究。

收稿日期: 2022-07-13

铝基 BCH_n 折纸超材料的材料参数优化与 压缩特性研究

华福祥, 苏力争, 叶 靖

(西安电子工程研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 折纸超材料的轻量化、高吸能力学特性在过去几年受到广泛的关注, 为了探讨折纸超材料的重要结构参数扇形角 α 在压缩过程中的变形及能量吸收的影响规律, 通过数值仿真与试验验证相结合的方式, 基于 Isight 软件优化 BCH_n 折纸超材料的材料参数, 将 AlSi10Mg 的弹性模量从 69 GPa 修正到 72.45 GPa, 屈服强度从 270 MPa 优化到 283.5 MPa, 使得优化后的超材料的最大初始支反力误差从 15.7% 优化到 7%。使用优化后的材料参数通过有限元数值仿真结果表明, 增大扇形角可以增大 BCH_n 折纸超材料的支反力、比吸能值, 并且当扇形角大于 60° 以后时, 支反力与比吸能值的增幅明显变大。

关键词: 折纸结构 超材料 压缩特性 参数优化

中图分类号: TH123

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)03-0098-05

Parameters optimization and compression characteristics analysis of aluminum-based

BCH_n origami metamaterial

HUA Fuxiang, SU Lizheng, YE Jing

Abstract: In recent years, the lightweight and high energy-absorbing characteristics of the origami metamaterial have received widespread attention. In order to investigate the impact of the important structural parameter, sector angle α , on the deformation and energy absorption during compression, the material parameters of the BCH_n origami metamaterial were optimized through numerical simulation and experimental verification by using Isight software. The elastic modulus of AlSi10Mg was adjusted from 69 GPa to 72.45 GPa, and its yield strength was adjusted from 270 MPa to 283.5 MPa, reducing the maximum initial bearing reaction force error of the optimized metamaterial from 15.7% to 7%. Finite element numerical simulation was carried out based on the optimized material parameters, and the results showed that increasing the sector angle could enhance the bearing reaction force and the specific energy absorption value of the BCH_n origami metamaterial. When the sector angle was beyond 60° , the increase of the bearing reaction force and the specific energy absorption became more significant.

Keywords: origami structure, metamaterial, compression characteristics, parameter optimization

0 引言

折纸结构是一种只经过折叠形成的结构, 已证明, 任何二维多边形或者三维多面体都可以被一张纸折叠出来^[1]。折纸结构可以实现沿不同方向的折叠, 基于折纸艺术的多向折叠机械超材料具有独特的可展开性、自组装、负泊松比、变刚度等力学性能。近年来基于折纸结构的空间站可展开太阳能电

池板、高层建筑抗风智能幕墙、可变直径轮机器人、仿蠕动移动机器人、自折叠机器人、可折叠超级电容器、可拉伸锂离子电池等都取得了重要研究进展^[2], 已引起全世界的广泛关注。

文献[3]探讨 Miura 折纸超材料单元角度、展开角度对其压缩过程的变形及能量吸收的影响规律, 发现折纸超材料的初始峰值力随着角度的增加而递减, 文献[4]通过改变面板倾角来改变 Miura 折纸的

相对密度,表明密度较小的超材料结构具有优异的吸能效率。文献[5]研究了某种折痕-扭转吸能结构的折痕初始角与结构反力之间的关系,发现角度与反力峰值负相关。文献[6]将 Miura-ori 单胞的一边的人字形结构结合运动学,设计出既保持 Miura-ori 显著力学特征又能扩展其设计空间的构型 BCH_n ,并研究给出了基于不同假设算法的 BCH_n 的面内泊松比计算方法,表明经过改进空间构型的 BCH_n 折纸保持了原结构的力学性能。

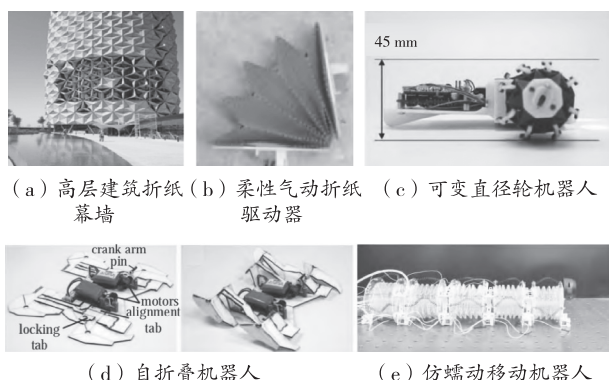


图1 折纸应用研究进展

本文研究的基于三浦折纸衍生出的 BCH_n (Basic unit Cell with Hole) 单胞,相比传统的三浦折纸结构,修改了页片连接方式,加强了单胞结构的稳定性。利用数值仿真与试验结合的方式研究该种新型结构的准静态压缩特性,优化 AlSi10Mg 基 BCH_n 折叠超材料的材料参数,分析扇形角对压缩性能的影响。

1 BCH_n 折纸模型及试验设计

1.1 BCH_n 折纸模型

本文研究的折叠超材料单胞如图 2(a) BCH_n pattern 单胞示意图所示,整个单胞由 W 和 V 形面组合形成,右边的 V 形折叠由两个平行四边形组成,脊线的长度为 a ,底边的长度为 $2a$,胞元平行四边形的一个内角定义为 α 。左边的 W 形折叠由四个棱长为 a 的菱形组成,菱形面一个内角为 α ,两个菱形面之间的夹角 φ 。顶部开孔棱长为 a 的菱形,夹角为 φ 。几何数学模型如下:

$$\cos \alpha = \cos \frac{\varphi}{2} \cos \beta \quad (1)$$

$$a = b = l = H / \sin \beta \quad (2)$$

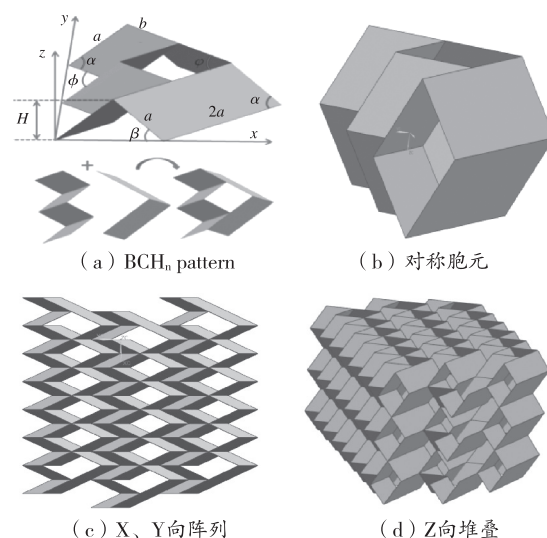


图2 BCH_n 折纸超材料示意图

图 2(a) 为 BCH_n 折纸超材料示意图,单胞沿 Z 轴镜像生成对称胞元,沿 X、Y 方向阵列生成列胞元,列胞元相互交错对插生成面材料,如图 2(c) 所示,多层胞元 Z 向堆叠形成对称折纸超材料,如图 2(d)。为了方便后续研究,规定以下字母代指超材料各项参数: α 为扇形角, n 为超材料上胞元堆叠层数, H 为单个胞元的高度。

1.2 AlSi10Mg 基折叠超材料的失效准则

Johnson-Cook 材料本构模型用来描述材料大应变 (large strain)、高应变率 (high strain rates)、高温 (high temperatures) 环境下金属材料的强度极限及失效过程^[7],其本构表达式为:

$$\sigma = (A + B\varepsilon^n) \left(1 + C \ln \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\right) \left(1 - \left[\frac{T - T_{room}}{T_{melt} - T_{room}}\right]^m\right) \quad (3)$$

式(3)中, A 、 B 、 C 、 n 、 m 需要通过实验测定,其中: ε 代表有效塑性应变; $\varepsilon^* = \varepsilon / \varepsilon_0$ 代表无量纲塑性应变率, ε_0 为参考应变率; $T^* = T - T_{room} / T_{melt} - T_{room}$ 代表无量纲温度, T_{room} 为室温, T_{melt} 为材料熔化温度。

由于本研究所预设的条件是在恒定的应变率和室温下进行,故忽略应变率硬化效应和高温软化作用,公式(3)简化为:

$$\sigma = (A + B\varepsilon^n) \quad (4)$$

损伤模型采用 Johnson - Cook 损伤模型^[7],该损伤模型可描述为:

$$\varepsilon_f = [d_1 + d_2 \exp(-d_3 \sigma^*)]$$

$$[1 + d_4 \ln(\varepsilon^*)](1 + d_5 T) \quad (5)$$

式中: ε_f 为单元失效时的等效塑性应变,表示模型中的单元等效塑性应变超过 ε_f 时,该单元失效被删除; d_1 、 d_2 、 d_3 为材料的损伤参数,通过实验获得; σ^* 为应力三轴度,具体表征静水压力与等效应力之比; d_4 、 d_5 为应变率和温度有关常数。

由于在本文准静态压缩模拟中不考虑温度和应变率对压缩性能的影响,所以忽略应变率、温度常数,将损伤公式简化为:

$$\varepsilon_f = d_1 + d_2 \exp(-d_3 \sigma^*) \quad (6)$$

并且需要注意的是,Johnson-Cook 损伤仅定义单元失效准则,并没有定义单元刚度退化的损伤演化准则,即当判定单元失效时,该单元直接被删除。

1.3 有限元模型

使用有限元软件中对不同参数折纸超材料在准静态加载下 Z 方向单轴压缩时的响应进行分析,为减小模拟中的边界效应,至少选取 $N_x \times N_y \times N_z = 4 \times 4 \times 4$ 个单胞进行分析。基体材料选用 AlSi10Mg,本构方程为应变率无关理想弹塑性,查阅文献[8],材料参数见表 1。

表 1 AlSi10Mg 材料参数

材料	ρ_m /(kg/m ³)	E /GPa	σ_{ys} /MPa	ν	材料成分/wt%			
					Al	Si	Mg	Fe/Cu/Mn/Ni
AlSi10Mg	2700	75	270	0.33	Bal	9.0~11.0	0.2~0.5	≤0.05

仿真边界条件设置为:折纸放在两块刚性板之间,底层刚性板完全固定,顶部刚性板施加相应的速度载荷模拟准静态加载,折纸结构压缩模型和网格图形如图 4 所示,根据模型高度设定相应加载时间,使用动态显式计算,接触定义为普通接触,切向摩擦系数设置 0.1。网格划分选用 S4R 单元(4 节点四边形有限薄膜应变线性缩减积分壳单元)模拟大变形。

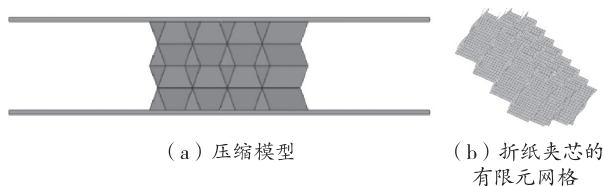


图 3 压缩模型和网格图形

1.4 准静态压缩试验

开展 BCH_n 折纸超材料的压缩试验,首先根据提前建好的数字模型,在 3D 打印机中打印 AlSi10Mg 材料的折纸超材料样件,如图 4(a)所示,接着使用 MTS-E45.305 电子万能试验机进行压缩试验,按照数值仿真的边界条件放置样件,如图 4(b)所示,设定压缩速率为 2 mm/min,此时的应变率为 10~3s-数量级,属于准静态加载行为,为保证折纸超材料被完全压溃,将应变设定为 90%,整个加载过程如图 4(c)-(e)所示,其中 T 代表受到载荷的时间。

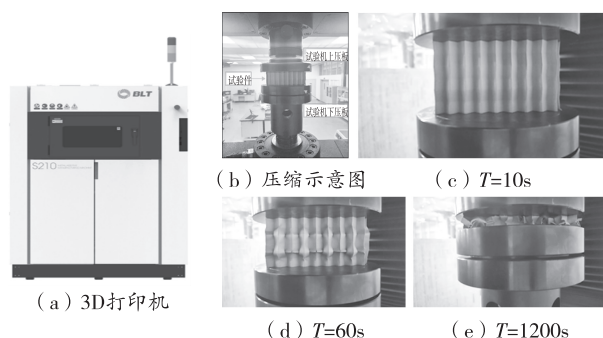


图 4 压缩试验过程

2 超材料基体材料参数优化

本节中选取 2 个 BCH_n 折纸超材料进行对比验证,所选材料的参数分别为: $\alpha=40^\circ, n=4, H=10$ mm 与 $\alpha=80^\circ, n=6, h=10$ mm。如图 5 所示,在最大初始载荷,塑性平台段长度等数值结果都存在一定的误差。

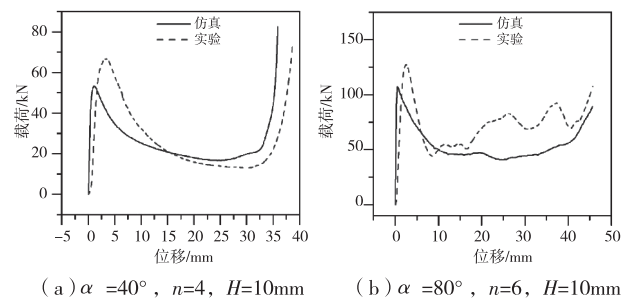


图 5 仿真数据-试验数据对比

对比仿真结果和实验数据发现两者的弹性段数据重合度高,在图 6(a)、图 6(b)中的实验数据的初始最大载荷均大于仿真结果,两者初始最大载荷的

误差分别为 19.7% 和 15.7%。

采用 Isight 软件中提供的试验设计 (DOE) 方法对材料参数的弹性模量与屈服强度进行修正,修正材料参数过程主要有三要素:控制变量、约束条件及目标函数。在材料参数反演问题中,控制变量就是材料参数,目标函数是仿真输出曲线和实验曲线的差值,一般将材料参数的合理范围作为约束条件,不设定其余约束条件,材料参数修正流程如图 6 所示。

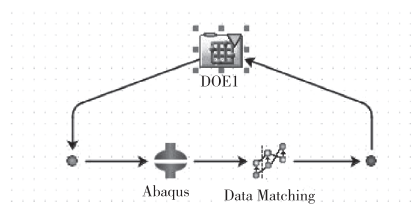


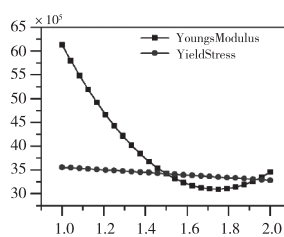
图 6 修正材料参数流程

选定 $\alpha=40^\circ, n=4, H=10 \text{ mm}$ 的模型进行材料参数优化,在试验设计 (DOE) 分析的过程中,设定离散变量为弹性模量和屈服强度,离散的范围设定为初始值的上下 10%,每个变量设定 5 个数值进行优化迭代,如图 7 所示,以实验数据与仿真数据的曲线绝对面积差最小作为优化目标,即仿真误差作为优化目标。

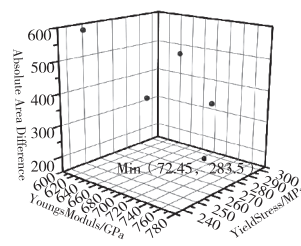
General		Factors	Design Matrix	Postprocessing			
		Parameters	Lower	Upper	Relation	Baseline	Values
☒	☒	Elasticity, Young's Modulus	-10.0 %	10.0 %		68998.8	62100.0 GPa
☒	☒	Plasticity, Yield Stress	-10.0 %	10.0 %		283.5	283.5 MPa
☒	☒	Simulation Data Set Bounds Interval					
☒	☒	Simulation Data Set Lower Bounds					
☒	☒	Simulation Data Set Upper Bounds					
☒	☒	Target1 Data Set Bounds Interval					
☒	☒	Target1 Data Set Lower Bounds					
☒	☒	Target1 Data Set Upper Bounds					

图 7 优化变量设定

图 8(a) 为设计变量对目标函数的主效应图,反映杨氏模量和屈服强度对目标函数的影响,其中杨氏模量的影响更为显著。随着杨氏模量的增加,绝对面积先减小后增大,即仿真误差先减小后增大,随着屈服强度的增加仿真误差逐渐变小。优化后的结果如图 8(b),最优解是弹性模量为 72.45 GPa,屈服强度为 283.5 MPa。为了验证修正后材料参数的准确性,选取新的模型,将修正后最优材料参数代入有限元模型中与试验数据进行比对验证,所选取的新参数模型分别为 $\alpha=80^\circ, n=2, h=30 \text{ mm}$ 和 $\alpha=80^\circ, n=4, h=10 \text{ mm}$ 。修正后的仿真结果与试验结果如图 9 所示。

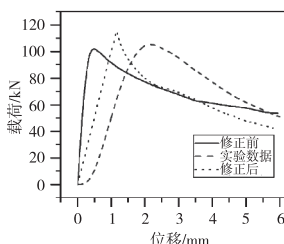


(a) 设计变量主效应图

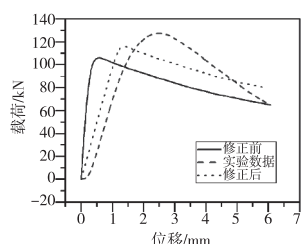


(b) 设计变量与优化目标散点图

图 8 优化结果



(a) $\alpha=80^\circ, n=2, H=30 \text{ mm}$



(b) $\alpha=80^\circ, n=4, H=10 \text{ mm}$

图 9 材料参数修正后仿真解对比实验数据

由图 9 看出,修正后的仿真结果与试验数据比修正前的贴合度更高,尤其是弹性段斜率与屈服强度的误差明显变小,修正后两个模型的最大支反力的误差分别为 6.7% 和 7%,数值明显小于修正前的误差,说明该修正材料参数方法有效。

3 结果与讨论

建模过程中发现,改变扇形角 α , BCH_n 折纸超材料的结构发生明显的变化,又由于折纸超材料的结构设计决定折纸超材料的力学性能,所以本节开展扇形角 α 对折纸超材料性能影响规律,使用均匀抽样的方法,在 30° 到 80° 之间均匀抽样 6 个样本进行仿真,折纸超材料结构参数如表 2 所示。

表 2 扇形角 BCH_n 折纸超材料结构参数表

$\alpha/^\circ$	$\phi/^\circ$	$\beta/^\circ$	H/mm	a/mm	b/mm
30	30	26.3	10	22.6	22.6
40	40	35.4	10	17.3	17.3
50	50	44.8	10	14.2	14.2
60	60	54.7	10	12.3	12.3
70	70	67.5	10	11.0	11.0
80	80	77.0	10	10.3	10.3

对以上六个模型进行准静态压缩仿真,提取载

荷位移曲线如图 10(a) 所示,从图中可以得出结论,六个不同扇形角参数的载荷位移关系整体都满足先弹性段上升,后塑性平台段上升,最后压溃急剧上升的规律。其中 80° 扇形角的最大初始支反力与平台载荷值是最大的,并且和其余几个参数的数值有较大差异; 70° 扇形角对应曲线仅最大初始支反力明显和其余曲线的最大初始支反力有较大差距;从 30° 到 60° 扇形角所对应的曲线不管是最大初始支反力还是塑性平台的载荷值基本都处在同一水平,相差幅值不是很大;纵观整个载荷位移曲线,初始支反力与塑性平台段的长度是呈现负相关的。

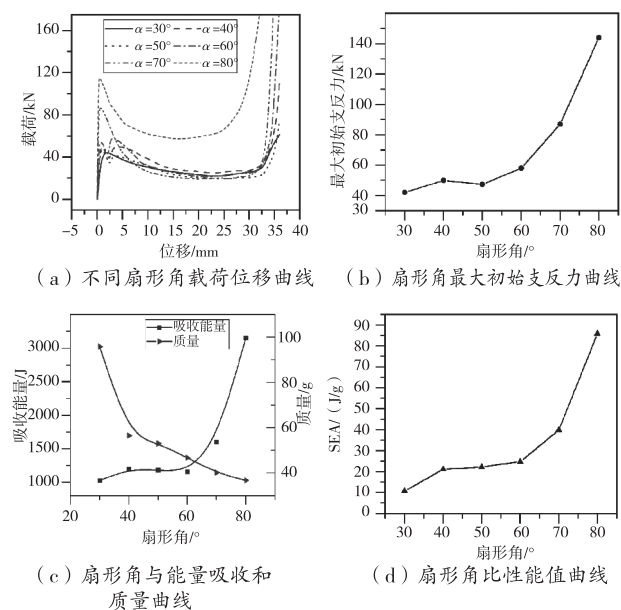


图 10 不同扇形角 BCH_n 折纸超材料性能曲线图

从载荷-位移曲线中提取每个扇形角对应的最大初始支反力(图 10(b)),随着扇形角的增加,最大初始支反力总体呈上升趋势,但是前半段增幅较小,在 60° 出现拐点,增幅急剧增大。通过积分力与位移的曲线得到各参数对应的总吸收能量,发现随着角度的增加,吸收的能量也在增加,并且扇形角度越大吸收能量的增幅就越大。

4 结论

本文使用数值仿真与试验相结合的方式,通过 Isight 软件校验了材料参数,对影响 BCH_n 折纸超材料的重要结构参数扇形角开展数值研究,得出以下结论:

(1) 利用 Sight 工具基于试验数据修正材料的弹性模量和屈服强度,计算结果为分别将原本的弹性模量 69 GPa 修正至 72.45 GPa,屈服强度 270 MPa 修正至 283.5 MPa;

(2) 通过 Isight 修正后的仿真结果的支反力误差分别从 19.7% 和 15.7% 降到 6.7% 和 7%;

(3) 几何设计参数研究结果表明,增大扇形角可以增大 BCH_n 折纸超材料的支反力、比吸能值,并且当扇形角大于 60° 以后时,支反力与比吸能值的增幅明显变大。

参考文献

- [1] DEMAINE E D, TACHI T. Origamizer: a practical algorithm for folding any polyhedron[C]//International Symposium on Computational Geometry. 2017.
- [2] 方虹斌,吴海平,刘作林,等.折纸结构和折纸超材料动力学研究进展[J].力学学报,2022,54(1):1-38.
- [3] 叶红玲,王振祺,王秀华.折纸超结构准静态压缩力学性能分析与优化设计[J].北京工业大学学报,2022,48(2):105-113.
- [4] 陈耀,叶王杰,史佳遥,等.三浦折纸超材料结构数字化设计与模型验证[J].力学学报,2022,54(7):2019-2029.
- [5] 宋毅帆,杨楠.由折痕构建的扭转-吸能结构的形变与力学行为研究[J].机械工程学报,2022,58(17):125-134.
- [6] EIDINI M. Zigzag-base folded sheet cellular mechanical metamaterials[J]. Extreme mechanics letters, 2016, 6: 96-102.
- [7] 杨扬,曾毅,汪冰峰.基于 Johnson-Cook 模型的 TC16 钛合金动态本构关系[J].中国有色金属学报,2008,18(3):6.
- [8] 江怡,黄健,陈威,等.防弹复合结构抗侵彻性能分析[J].计算机仿真,2019,36(12):10-14.

作者简介:华福祥(1994-),男,硕士研究生,主要研究方向:

机械设计及理论。

苏力争(1980-),男,研究员,博士,主要研究方向:

雷达结构总体设计。

叶靖(1996-),男,工程师,硕士,主要研究方向:雷

达结构总体设计。

收稿日期:2023-05-19