

燃气涡轮 试验与研究

Gas Turbine Experiment and Research



中国航发四川燃气涡轮研究院

燃气涡轮试验与研究

RANQIWOLUN
SHIYAN YU YANJIU
(1988 年 2 月创刊, 双月刊)

2024 年 12 月
第 37 卷第 6 期
(总第 173 期)

编辑委员会

主 任: 向 巧
副主任: 王永明 黄维娜
顾 问: 刘大响 尹泽勇 焦天佑
江和甫
委 员: (以拼音排序)
曹 磊 陈建民 程荣辉 崔 健
丁水汀 伏 宇 顾 杨 古远兴
郭 琦 郭 昕 郭德伦 韩 冬
何爱杰 侯敏杰 黄劲东 黄明镜
黄顺洲 黄文周 江义军 康 涌
兰发祥 李概奇 李贵林 李继保
李建榕 李晓明 李永康 李中祥
梁春华 刘廷毅 刘志敏 刘志友
卿 华 桑建华 石小江 宋迎东
苏廷铭 孙志岩 唐世建 田金虎
万世华 王惠儒 王占学 卫 刚
向传国 徐 国 徐华胜 尹红顺
曾 军 张 健 张宏乐 赵光敏
赵希宏 赵行明 钟 燕 钟华贵
钟世林 仲永兴 周拜豪 周人治
周禹彬
主 编: 刘志友
副主编: 郭 琦 刘峻峰
编 辑: 沈 虹 李 强
何 博 伏 昕
主办单位: 中国航发四川燃气涡轮
研究院
电 话: (028)83017527
E-mail: rqwlsy@163.com
登记机关: 四川省新闻出版局

目 次

油膜间隙对非同心型SFD-变转速转子系统动力特性的
影响…… 聂卫健, 李 坚, 唐 广, 刘飞春, 袁 巍 (1)

燃气轮机透平叶片低周疲劳寿命及可靠性分析……
…………… 焦继翔, 李金星, 张 荻, 谢永慧 (9)

模拟真实进口条件的压缩部件试验方法研究……
…………… 梁 俊, 刘晓晨, 赵汝彬, 夏 联, 张 良 (17)

叶栅风洞与试验雷诺数计算方法分析及应用……
倪 明, 魏佐君, 姜正礼, 吴 帅, 任光明, 甘晓华 (24)

冲击-气膜冷却单元结构砂尘沉积特性的数值研究…
…………… 郑天一, 李浩博, 刘存良, 叶 林, 李 琳 (31)

双滑阀副活门卡滞分析与试验验证……
…………… 王艳召, 李博海, 王 洋, 邱祥龙 (40)

半物理模拟试验转速响应时间异常分析……
…………… 陈鹏飞, 仇小杰 (48)

基于MPC-ESO的排气压力控制技术仿真研究……
郑博晨, 陈溢泽, 李晓冬, 王 信, 张和洪, 翟 超 (54)

封 三 ……………… 征稿启事

Gas Turbine Experiment and Research(Bimonthly)

Effect of oil film clearance on dynamic characteristics of variable speed rotor with non-concentric SFD

..... NIE Weijian, LI Jian, TANG Guang, LIU Feichun, YUAN Wei (1)

Analysis of gas turbine blade low-cycle fatigue life and reliability

..... JIAO Jixiang, LI Jinxing, ZHANG Di, XIE Yonghui (9)

Test method of the real inlet conditions simulation for compression component.....

..... LIANG Jun, LIU Xiaochen, ZHAO Rubin, XIA Lian, ZHANG Liang (17)

The calculation and application of Reynolds number in cascade wind tunnel and experiment

..... NI Ming, WEI Zuojun, JIANG Zhengli, WU Shuai, REN Guangming, GAN Xiaohua (24)

Numerical investigation on the characteristics of particle deposition in impingement-film cooling unit

structures ZHENG Tianyi, LI Jiebo, LIU Cunliang, YE Lin, LI Lin (31)

Stuck analysis and test verification of a double slide valve auxiliary valve

..... WANG Yanzhao, LI Bohai, WANG Yang, QIU Longxiang (40)

Abnormity analysis of speed response time in the semi-physical simulation test

..... CHEN Pengfei, QIU Xiaojie (48)

Simulation research of exhaust pressure control technology based on MPC-ESO

..... ZHENG Bochen, CHEN Yize, LI Xiaodong, WANG Xin, ZHANG Hehong, ZHAI Chao (54)

油膜间隙对非同心型SFD-变转速转子系统动力特性的影响

聂卫健^{1,2}, 李 坚^{1,2}, 唐 广^{1,2}, 刘飞春^{1,2}, 袁 巍^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中国航空发动机集团航空发动机振动技术重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为研究油膜间隙对非同心型挤压油膜阻尼器(NCSFD)-变转速转子系统动力特性的影响,以航空发动机变转速转子系统为研究对象,提出了转子动力学特性一致设计原则并设计了一套模拟转子,开展了不同油膜间隙下NCSFD-转子系统的动力特性分析和试验研究,结果表明模拟转子与真实转子的动力特性具有良好的一致性,0.10 mm的油膜间隙较为合理。此外,基于优选油膜间隙开展了转子系统的宽速域稳定性试验研究,结果表明转子在 $0.51n \sim 1.00n$ (n 为转子工作转速)范围内定转速下的振动位移变化量不超过 $4 \mu\text{m}$,振动加速度变化量不超过 $0.04g$,具有较宽的稳定工作转速范围。本研究为航空发动机变转速转子工程设计和减振设计提供了参考。

关键词: 航空发动机;非同心型挤压油膜阻尼器;非线性;油膜间隙;转子动力学

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

文章编号: 1672-2620(2024)06-0001-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240043

Effect of oil film clearance on dynamic characteristics of variable speed rotor with non-concentric SFD

NIE Weijian^{1, 2}, LI Jian^{1, 2}, TANG Guang^{1, 2}, LIU Feichun^{1, 2}, YUAN Wei^{1, 2}

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology, Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: To study the influence of different oil film clearances on the dynamic characteristics of a non-concentric squeeze film damper (NCSFD) variable speed rotor system, the variable speed rotor system of an aero-engine was taken as the research object, the consistent design principle of rotor dynamic characteristics was put forward, and a simulated rotor was designed. Analysis and experimental study on the dynamic characteristics of the rotor under different oil film clearances were carried out. The results show that the dynamic characteristics of the simulated rotor and the real rotor are in good agreement. Besides, it has been found that a 0.1 mm oil film clearance is more reasonable. In addition, based on the optimized oil film clearance, research on the wide-speed domain of the rotor system was carried out. In the range of $0.51n$ to $1.00n$, the vibration displacement change does not exceed $4 \mu\text{m}$, the vibration acceleration change does not exceed $0.04g$, and the rotor runs stably within a wide working speed range. The study provides a reference for the engineering design and vibration reduction design of variable speed rotors in aircraft engines.

Key words: aero-engine; NCSFD; nonlinear; oil clearance; rotor dynamic

1 引言

倾转旋翼机通过倾转旋翼实现直升机与涡桨飞机之间的模式转换,同时兼具二者之间的飞行优势,

避免了复合直升机在高速飞行时的旋翼废阻,使其速度更快、巡航经济性更好^[1]。随着旋翼机对航空发动机经济性、多用途的要求不断提高,航空发动机

收稿日期: 2024-03-29

基金项目: 中国航发创新基金(CXPT-2022-031)

作者简介: 聂卫健(1991-),男,江西抚州人,高级工程师,博士研究生,主要从事航空发动机转子动力学研究。

需要在宽域的转速范围内实现稳定运行,传统定速的航空发动机已无法满足该要求,使得变转速航空发动机设计成为旋翼机的关键技术^[2]。为实现倾转旋翼机在宽域的转速范围内稳定工作的目标,NASA应用中线概念设计出了4级可变动力涡轮,并证实了输出转速变化50%的变速动力涡轮的可行性^[3-4],但其研究不够深入。因此,开展变转速转子系统减振设计和宽域工作转速稳定性研究具有重要意义。

挤压油膜阻尼器(Squeeze film damper, SFD)常用于航空发动机减振结构设计中。按照有无定心弹性支承,可分为同心型SFD(CSFD)和非同心型SFD(NCSFD),相比于CSFD, NCSFD占用空间小、结构简单,但由于缺少定心弹性支承,其非线性更强。国内外学者针对CSFD和NCSFD开展了大量的研究。BARRETT^[5]和HOLMES^[6]等研究了CSFD的力学机理与减振特性;ROBERTS等^[7]通过试验研究了CSFD的非线性,得出偏心率和振动幅值越大, SFD的非线性特征越显著的结论;HOLMES^[8-9]和SYKES^[10]等通过试验和理论研究,发现SFD的油膜力具有高度非线性的特征;白杰等^[11]对带CSFD-转子系统在突加不平衡的响应进行了分析和试验研究;夏南^[12]和孟光^[13]等研究了柔性转子-NCSFD系统的非线性和非协调响应;崔颖等^[14]建立了三维非定常空化流场数值模型,计算分析了NCSFD的空化流场特性;陈松淇等^[15]计算了刚性转子在无定心弹簧的挤压油膜阻尼器支承中的稳态不平衡响应;ANDRÉS等^[16-17]利用双向激励器研究了供油槽、静偏心和端封等结构参数对NCSFD动力特性的影响。祝长生等^[18]开展了CSFD与NCSFD在不同不平衡量大小及油膜径向间隙条件下的减振特性对比试验;冯义等^[19]则以某低压模拟转子为对象,开展了CSFD与NCSFD减振特性对比试验研究,结果表明CSFD可承受比NCSFD更大的转子不平衡量,但在较小的不平衡量范围内, NCSFD的减振效果更好;聂卫健等^[20]针对带NCSFD柔性转子开展了动力学与试验研究。

综上所述,目前的相关研究主要集中于NCSFD减振特性与机理分析,研究对象多为Jeffcott或者实验室简单转子模型,针对NCSFD-变转速转子系统的动力学,以及宽域工作转速工况下NCSFD的匹配适用还需开展进一步研究。为此,本文基于变

转速转子系统减振设计和宽域工作转速稳定性研究需求,开展变转速模拟转子设计和不同油膜间隙对NCSFD-转子系统动力特性的影响分析,经过理论分析选择合理的油膜间隙并进行试验验证;基于优选的油膜间隙,开展转子系统的宽速域试验研究,验证NCSFD与变转速转子的匹配适用性,期为航空发动机变转速转子工程设计和减振设计提供参考。

2 转子设计

2.1 设计原则

某变转速转子结构复杂且工作转速高,直接采用真实转子开展试验成本大、周期长、风险高。为将试验风险降至最低,同时保证研究成果可用于真实转子的结构设计,本研究开展模拟转子设计,提出动力学特性一致原则:

(1) 主体结构一致。轴承内环与轴、涡轮盘与轴等转子零件之间的配合关系、连接方式、轴向预紧方式、支点跨距、支承方式、支承刚度及轴承润滑方式等与真实转子一致。

(2) 惯量参数一致。两级动力涡轮盘采用模拟盘结构,其质量、质心、转动惯量等惯性参数与真实动力涡轮盘参数保持一致,同时在保证动力涡轮模拟盘强度满足要求的前提下,简化结构——取消真实轮盘的叶片、榫槽等结构,将模拟盘设计为光盘结构。

2.2 设计结果

转子结构见图1,主要由动力涡轮轴、2级涡轮模拟盘以及4个轴承组成。动力涡轮轴采用空心结构,转子采用4支点0-3-1支承方式,其中1号支点为滚子轴承,其余为滚珠轴承。2号支承处采用NCSFD结构,其结构示意图见图2。

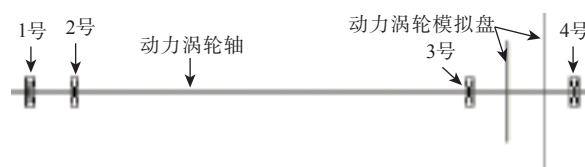


图1 转子结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of rotor structure

2.3 计算对比

基于有限元法,采用转子动力学专用软件SAMCEF/ROTOR分别建立模拟转子和真实转子

的动力特性计算模型,如图3、图4所示。在表1所示的支承刚度(初始设计刚度)下进行了前3阶临界转速和振型计算对比分析,结果见表2、表3。表2中, n 为转子工作转速。可以看出,模拟转子和真实转子的前3阶临界转速误差在4%以内,且前3阶振型基本一致。表明二者的动力特性具有良好的一致性,模拟转子很好地反映了转子的真实动力特性。

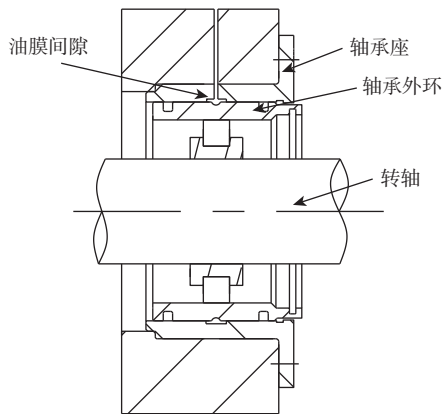


图2 NCSFD结构
Fig.2 Structure of NCSFD



图3 模拟转子有限元计算模型
Fig.3 Finite element calculation model of simulated rotor



图4 真实转子有限元计算模型
Fig.4 Finite element calculation model of true rotor

表1 计算用支承刚度
Table 1 Stiffness of each support

支承编号	1号	2号	3号	4号
支承刚度/(10 ⁷ N/m)	5.00	1.50	3.50	0.01

表2 临界转速计算结果对比
Table 2 Comparison results of the critical speeds

阶次	真实转子	模拟转子	设计误差/%
第一阶	0.278 <i>n</i>	0.264 <i>n</i>	2.50
第二阶	0.515 <i>n</i>	0.517 <i>n</i>	0.30
第三阶	1.465 <i>n</i>	1.488 <i>n</i>	3.98

表3 振型计算结果对比
Table 3 Comparison results of the mode shapes

阶次	真实转子振型	模拟转子振型
第一阶		
第二阶		
第三阶		

3 转子动力特性分析

3.1 转子运动微分方程

忽略转子的轴向运动,考虑陀螺力矩,同时将各支承处的作用力和不平衡力作为外力,则转子运动方程可写为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2 \tag{1}$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{G} 和 \mathbf{K} 分别表示惯性矩阵、陀螺矩阵和刚度矩阵, \mathbf{u} 为位移向量, \mathbf{F}_1 和 \mathbf{F}_2 分别表示外部作用力和支承处作用力。

以 N 表示内部自由度、 J 表示界面物理自由度,采用固定界面模态综合法^[21-22]对转子系统维数进行缩减,建立转子系统的运动微分方程组,见式(2)。

$$\begin{bmatrix} \overline{\mathbf{M}}_{NN} & \overline{\mathbf{M}}_{NJ} \\ \overline{\mathbf{M}}_{JN} & \overline{\mathbf{M}}_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_N \\ \ddot{\mathbf{u}}_J \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \overline{\mathbf{G}}_{NN} & \overline{\mathbf{G}}_{NJ} \\ \overline{\mathbf{G}}_{JN} & \overline{\mathbf{G}}_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_N \\ \dot{\mathbf{u}}_J \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \overline{\mathbf{K}}_{NN} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \overline{\mathbf{K}}_{JJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_N \\ \mathbf{u}_J \end{bmatrix} = \overline{\mathbf{F}}_1 + \overline{\mathbf{F}}_2 \tag{2}$$

式中: $\overline{\mathbf{M}}$ 、 $\overline{\mathbf{G}}$ 、 $\overline{\mathbf{K}}$ 、 $\overline{\mathbf{F}}$ 分别为缩减后模态空间的惯性矩阵、陀螺矩阵、刚度矩阵和模态力, \mathbf{q} 为模态空间中的位移。

3.2 非线性响应特征

为研究油膜间隙对转子系统非线性响应特征的影响,当2号支承处NCSFD油膜间隙(本文所指油膜间隙均为半径方向的间隙,用*c*表示)分别为0.05 mm、0.10 mm和0.15 mm时,1号、3号、4号支承的刚度阻尼保持不变,求解式(2)可得转子系统的响应,最终得到转子在不同油膜间隙下的响应分岔图,如图5所示。

由图5可知,由于NCSFD的存在,转子响应应具有明显的非线性特征,且不同油膜间隙下分岔图变化规律大体相似:在低转速下转子表现为单周期运动,

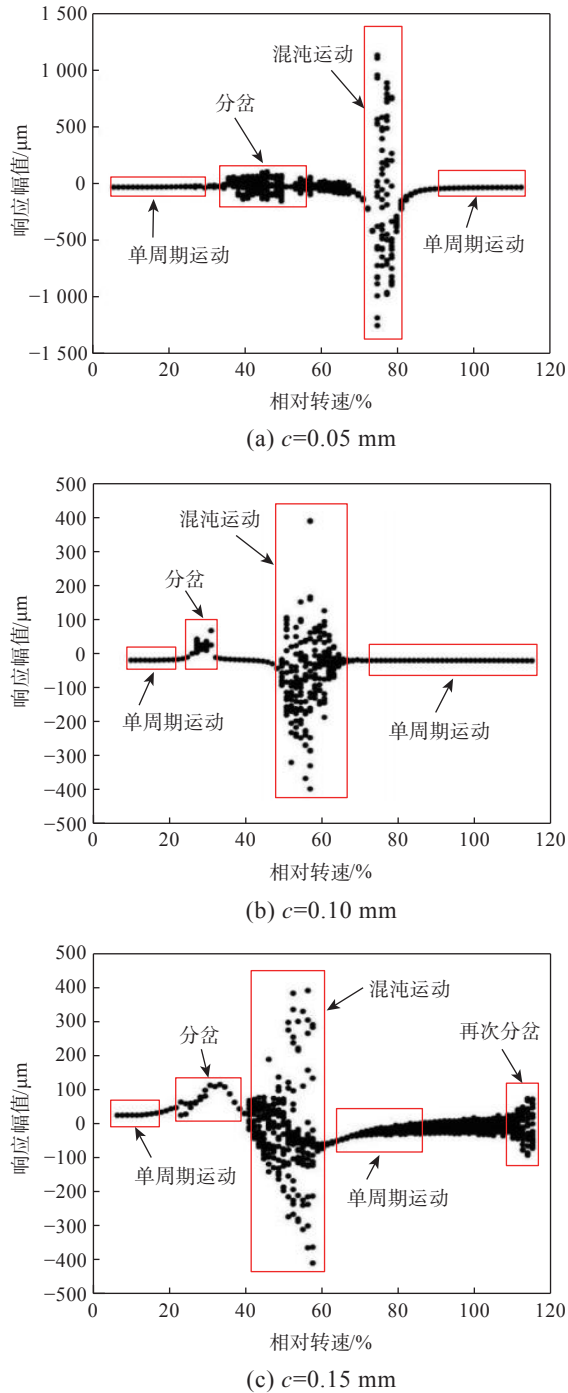


图5 转子分岔图
Fig.5 Bifurcation diagram

然后经过短暂分岔和倍周期分岔后逐步进入混沌运动,最后回归单周期运动。然而,由于油膜间隙不同,导致响应分岔点有所不同,单周期运动、混沌运动等区域的具体转速范围也存在差异。

此外,相比于较小油膜间隙($c=0.10$ mm),当油膜间隙较大($c=0.15$ mm)时,转子在高转速($1.0n$)下回归单周期运动后出现再次分岔的现象。因此,为

避免高转速下转子因强非线性造成振动特性较差、产生多频振动和影响转子工作使用寿命,NCSFD的油膜间隙取值不宜太大。

3.3 临界转速和振型

2号支承处采用NCSFD时,其支承刚度以油膜刚度为主,根据短轴承理论^[23],油膜刚度 K_0 计算公式为:

$$K_0 = \frac{\mu R L^3}{C^3} \cdot \frac{2\Omega \varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (3)$$

式中: C 为油膜厚度; R 为轴颈半径; L 为油膜长度; μ 为滑油黏度, $\mu = \nu \cdot \rho$, ν 为滑油运动黏度, ρ 为滑油密度; ε 为偏心率; Ω 为转速。

当油膜间隙不同时,2号支承刚度见表4,计算得到不同油膜间隙下转子前3阶临界转速和振型,分别见表5、表6。由表可知:随着油膜间隙不断变大,转子前3阶临界转速均“前移”,前3阶振型弯曲程度也相应变大。其原因是:随着油膜间隙逐渐变大,支承处的油膜刚度不断变小,支承由刚性支承向弹性支承转换。

表4 支承刚度

Table 4 Stiffness of supports

油膜间隙/mm	支承刚度/(10^7 N/m)			
	1号	2号	3号	4号
0.05		2.59		
0.10	5.00	0.32	3.50	0.01
0.15		0.10		

表5 临界转速及裕度计算结果

Table 5 Calculation results of critical speed and margin

油膜间隙/mm	前3阶临界转速及裕度		
	第一阶	第二阶	第三阶
0.05	0.283n/44.54%	0.609n/5.80%	1.859n/85.93%
0.10	0.239n/22.06%	0.443n/31.47%	1.340n/33.95%
0.15	0.220n/12.01%	0.422n/34.73%	1.305n/30.50%

表6 振型计算结果

Table 6 Calculation result of vibration modes

油膜间隙/mm	前3阶振型		
	第一阶	第二阶	第三阶
0.05			
0.10			
0.15			

根据上述分析结果,同时考虑临界转速裕度^[23]和对转子在宽域转速范围内工作的要求,从理论分析角度,油膜间隙选择0.10 mm较为合适。接下来从试验角度加以验证。

4 油膜间隙影响试验研究

为研究不同油膜间隙对NCSFD-转子系统动力特性的影响,通过控制轴承座与轴承外环之间的间隙来控制油膜间隙(图2),加工3组轴承座(控制油膜间隙为0.05、0.10、0.15 mm)开展试验研究。

4.1 设备与测试安装

试验在卧式高速旋转试验器上进行,设备主要由动力系统、增速系统、支承系统、滑油系统、真空系统、控制系统与测试系统等组成。试验过程中的测试参数见表7,转子在试验器上的安装及测试示意图

图6,实物照片见图7。图6中,⊥表示垂直方向,=表示水平方向。

表7 转子试验测试参数

Table 7 Rotor experiment test parameters

测试参数	测试传感器	单位
振动响应	位移传感器(D ₁ ~D ₄)	μm
振动加速度	加速度传感器(A ₁ ~A ₆)	g

4.2 试验结果与分析

为研究不同油膜间隙对转子系统动力特性的影响,当2号支承处油膜间隙为0.05 mm、0.10 mm以及0.15 mm时,通过试验得到由D₁~D₄位移传感器测得的振动响应,如图8所示。

由图8可知,随着油膜间隙变大,临界转速“前移”,且临界转速下的转子挠度减小,表明NCSFD在

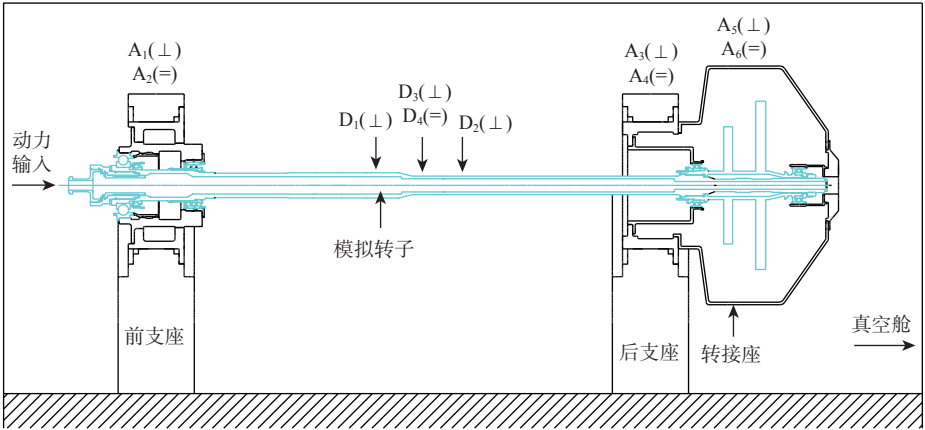


图6 试验安装测试示意
Fig.6 Installation and test diagram of the rotor

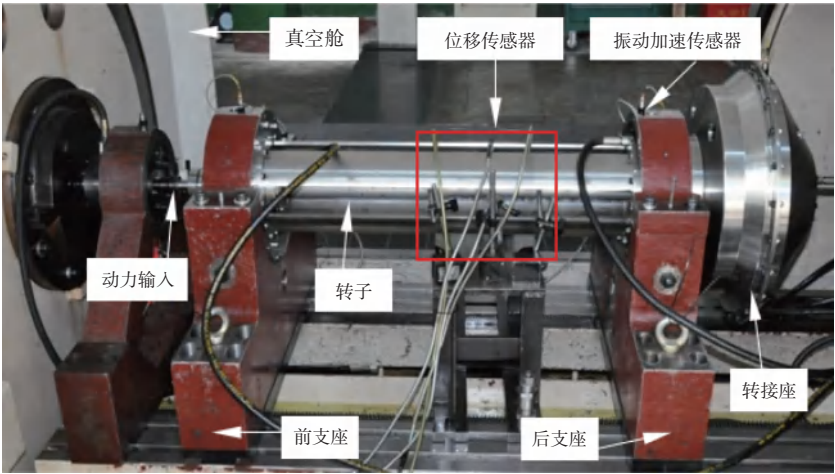


图7 转子安装实物照片
Fig.7 Photo of the rotor on the test rig

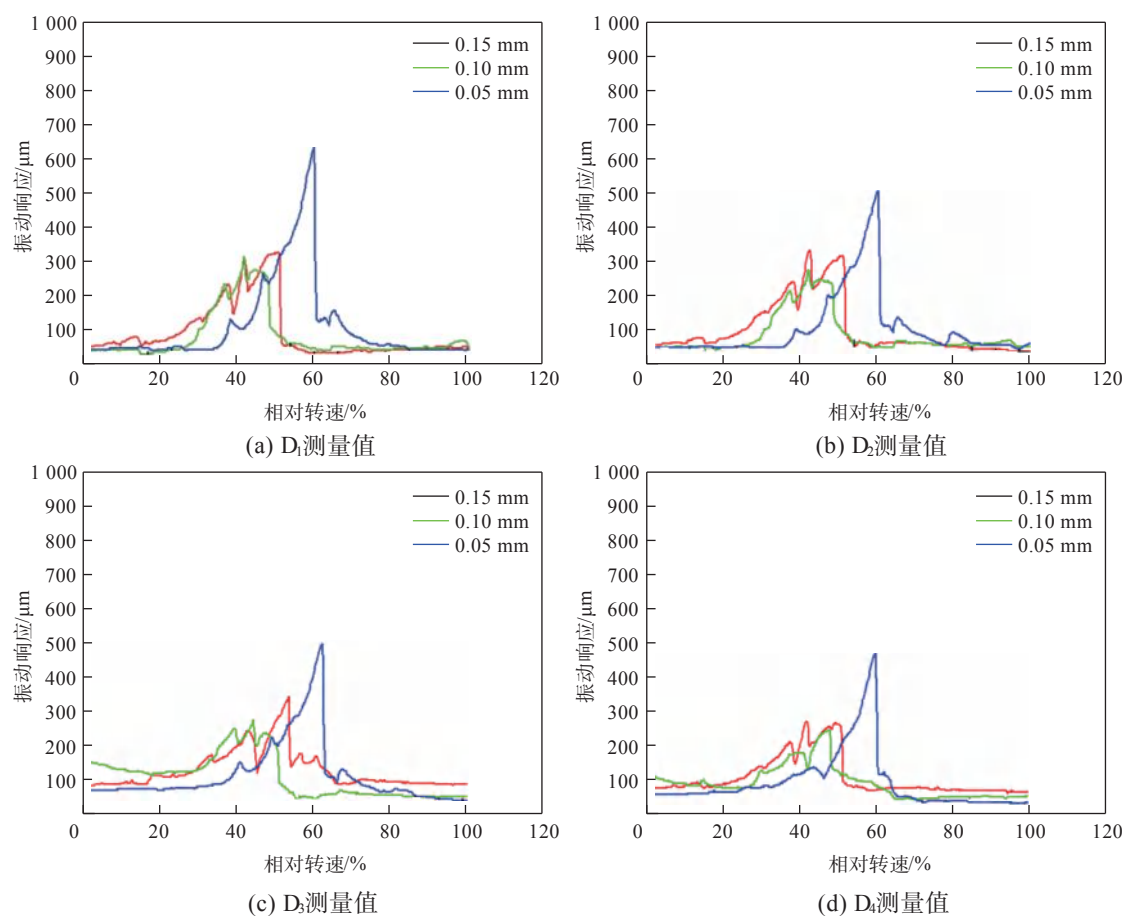


图8 不同油膜间隙转子振动响应随转速变化曲线

Fig.8 Rotor vibration response curve changes with speed under different oil film clearances

转子越过临界转速时具有良好的减振效果,但当油膜间隙大于0.10 mm时,转子挠度减小幅度趋于平缓。此外,当油膜间隙为0.05 mm时,转子响应幅值和对应转速均较大;当油膜间隙为0.15 mm时,转子越过临界后在高转速下的响应幅值较大;当油膜间隙为0.10 mm时,转子在临界转速下和高转速下的响应幅值较小,且可工作转速范围较宽。因此,油膜间隙取0.10 mm较为合理。

根据试验结果,得到不同油膜间隙下转子的临界转速(因第一阶临界转速不明显,对第二阶临界转速进行分析),并将试验结果与计算结果进行对比分析,见表8。表中,试验值为各测点平均值。在一定

范围内,随着油膜间隙变大,临界转速计算误差越来越大,但均不大于7.62%,计算模型较好地反映了转子的动力特性。

5 转子宽速域稳定性试验研究

基于优选的油膜间隙,开展NCSFD-转子系统在 $0.51n \sim 1.00n$ 宽速域的稳定性试验研究。驱动转子运行至不同特征转速,在特征转速下停留5 min,记录转子挠度和振动加速度的变化情况,分别见表9、表10。结果显示,转子系统在 $0.51n \sim 1.00n$ 宽域工作转速范围内挠度变化不超过 $4 \mu\text{m}$,振动加速度变化不超过 $0.04g$,变化量值很小。因此,可以认为转子系统在 $0.51n \sim 1.00n$ 宽域工作转速范围内运行稳定。

6 结论

开展了不同油膜间隙对NCSFD-变转速转子系统动力特性的影响以及变转速转子在宽域工作转速范围内的稳定性试验研究,为航空发动机变转速

表8 临界转速计算误差

Table 8 Calculation error of critical speeds

油膜间隙/mm	试验值	计算值	计算误差/%
0.05	$0.630n$	$0.609n$	3.21
0.10	$0.475n$	$0.443n$	7.04
0.15	$0.457n$	$0.422n$	7.62

表9 转子挠度变化值表
Table 9 Variations of rotor deflection

转速		0.51 <i>n</i>	0.57 <i>n</i>	0.63 <i>n</i>	0.69 <i>n</i>	0.74 <i>n</i>	0.80 <i>n</i>	0.86 <i>n</i>	0.91 <i>n</i>	0.97 <i>n</i>	1.00 <i>n</i>
挠度 变化值/ μm	D ₁	220~224	103~105	79~81	93~96	99~102	97~99	108~110	115~117	114~116	119~121
	D ₂	125~126	80~82	60~62	90~92	92~94	75~77	73~75	68~69	61~63	65~67
	D ₃	101~103	107~109	72~74	102~105	99~102	85~87	87~89	85~87	77~80	88~90
	D ₄	265~268	214~217	201~203	112~114	117~120	108~110	104~106	97~100	97~99	89~93

表10 振动加速度变化值
Table 10 Variations of vibration acceleration

转速		0.51 <i>n</i>	0.57 <i>n</i>	0.63 <i>n</i>	0.69 <i>n</i>	0.74 <i>n</i>	0.80 <i>n</i>	0.86 <i>n</i>	0.91 <i>n</i>	0.97 <i>n</i>	1.00 <i>n</i>
振动加速度 变化值/ <i>g</i>	A ₁	0.13~0.16	0.16~0.18	0.28~0.30	0.10~0.13	0.19~0.22	0.15~0.18	0.20~0.23	0.24~0.26	0.33~0.35	0.33~0.35
	A ₂	0.25~0.28	0.28~0.30	0.25~0.28	0.21~0.24	0.27~0.30	0.25~0.28	0.34~0.38	0.41~0.44	0.65~0.68	0.65~0.68
	A ₃	0.24~0.26	0.25~0.28	0.24~0.28	0.24~0.27	0.25~0.27	0.26~0.28	0.25~0.28	0.28~0.30	0.42~0.45	0.41~0.44
	A ₄	0.17~0.19	0.19~0.22	0.17~0.20	0.14~0.17	0.20~0.24	0.23~0.26	0.24~0.26	0.49~0.51	0.75~0.78	0.59~0.61
	A ₅	0.58~0.62	0.69~0.72	0.44~0.47	0.56~0.60	0.71~0.74	0.67~0.71	0.76~0.80	0.59~0.62	0.65~0.68	0.75~0.77
	A ₆	0.50~0.53	0.54~0.57	0.64~0.66	0.50~0.54	0.48~0.51	0.58~0.60	0.46~0.49	0.33~0.35	0.59~0.62	0.52~0.56

转子工程设计和减振设计提供了参考。主要结论如下:

(1) 设计的模拟转子动力特性与真实转子具有很好的一致性,提出的动力学相似设计方法可满足工程实际需要。

(2) NCSFD-转子系统表现出明显的非线性特征。在低转速下转子表现为单周期运动,而后经过分岔逐步进入混沌运动,最后又回归单周期运动。油膜间隙不同会导致分岔点、单周期运动和混沌运动区域的具体转速范围存在差异。

(3) 为满足变转速转子系统在高转速下响应幅值较小和宽域速稳定工作的要求,经过理论分析和试验验证,油膜间隙选取0.10 mm较为合理。如果需要扩大转子的工作转速范围,可以增大油膜间隙,但需重点关注转子在高转速下的响应幅值。

(4) 转子系统在0.51*n*~1.00*n*范围内转子挠度变化量不超过4 μm ,振动加速度变化量不超过0.04*g*,运行平稳,具有较宽的工作转速范围。

参考文献:

- [1] BARRA F,CAPONE P,MONSTEIN R,et al. Implementation of a comprehensive mathematical model for tilt-rotor real-time flight simulation[C]//. 45th European Rotorcraft Forum. Warsaw, Poland;2019.
- [2] 宋明波,严平,王旭,等. 基于适航要求的某涡轴发动机最大不平衡探索[J]. 航空动力学报,2023,38(6):1467~1473.
- [3] WELCH G E. Overview of variable-speed power-turbine research[C]//. 2011 Technical Conference. Cleveland, USA;2011.
- [4] HENDRICKS E S,JONES S M,GRAY J S. Design optimization of a variable-speed power-turbine[R]. AIAA 2014-3445,2014.
- [5] BARRETT L E,GUNTER E J. Steady-state and transient analysis of a squeeze film damper bearing for rotor stability[R]. NASA-CR-2548,1975.
- [6] HOLMES R,DOGAN M. Investigation of a rotor bearing assembly incorporating a squeeze-film damper bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering Science,1982,24(3):129~137.
- [7] ROBERTS J B,ELLIS J,CARRASCO A. An experimental study of the nonlinear behavior of a squeeze-film bearing[J]. Journal of Tribology,1993,115(2):312~318.
- [8] HOLMES R,BOX S. On the use of squeeze-film dampers in rotor support structures[J]. Machine Vibration,1992(1):71~79.
- [9] HOLMES R,SYKES J E H. The vibration of an aero-engine rotor incorporating two squeeze-film dampers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part G: Journal of Aerospace Engineering,1996,210(1):39~51.
- [10] SYKES J E H,HOLRNES R. The effects of bearing misalignment on the non-linear vibration of aero-engine rotor—Damper assemblies[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part G: Journal of Aerospace Engineering,1990,204(2):83~99.
- [11] 白杰,潘豹,何文博. 带挤压油膜阻尼器悬臂转子系统的突加不平衡响应分析[J]. 科学技术与工程,

- 2018, 18(24):299-305.
- [12] 夏南, 孟光. 双盘转子-非同心SFD系统的非协调响应和分叉特性[J]. 西北工业大学学报, 2000, 18(2):216-220.
- [13] 孟光, 薛中擎, 祝长生, 等. 柔性转子-非同心型挤压油膜阻尼器系统的非协调响应分析[J]. 航空动力学报, 1987, 2(2):121-125.
- [14] 崔颖, 王清智, 王永亮, 等. 非同心型挤压油膜阻尼器空化流场特性数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 41(7): 978-984.
- [15] 陈松淇, 王国源, 贾振波, 等. 刚性转子在无定心弹簧的挤压油膜阻尼器支承中的稳态不平衡响应[J]. 西北工业大学学报, 1985, 3(1):117-128.
- [16] ANDRÉS L S, Seshagiri S. Damping and inertia coefficients for two end sealed squeeze film dampers with a central groove: Measurements and predictions [R]. ASME GT2013-94273, 2013.
- [17] ANDRÉS L S. Force coefficients for a large clearance open ends squeeze film damper with a central feed groove: Experiments and predictions[J]. Tribology International, 2014, 71:17-25.
- [18] 祝长生, 毛川, 李鹏飞. 同心与非同心型挤压油膜阻尼器减振能力的实验比较[J]. 航空动力学报, 2017, 32(11):2672-2679.
- [19] 冯义, 邓旺群, 刘文魁, 等. 同心与非同心挤压油膜阻尼器减振特性对比试验研究[J]. 机械科学与技术, 2023, 42(6):978-984.
- [20] 聂卫健, 邓旺群, 卢艳辉, 等. 带非定心挤压油膜阻尼器柔性转子动力学与试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2022, 35(4):35-39.
- [21] 杨喜关, 罗贵火, 唐振寰, 等. 高维反向旋转双转子系统的建模方法及动力特性[J]. 航空动力学报, 2014, 29(3):585-595.
- [22] CHIANG H W D, HSU C N, TU S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single- and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6):1096-1104.
- [23] 《航空发动机设计手册》总编委员会. 航空发动机设计手册第19册:转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社, 2000.

燃气轮机透平叶片低周疲劳寿命及可靠性分析

焦继翔, 李金星, 张 荻, 谢永慧*

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

摘 要: 为保证燃气轮机安全可靠地运行, 对透平叶片进行了分析, 获得了叶片在额定工况下的应力及应变分布; 采用深度全连接神经网络, 搭建了高精度代理模型, 评估了多源不确定性因素影响下的燃气轮机透平叶片低周疲劳寿命及可靠性。结果表明: 叶片的最大应力为 1 024.91 MPa, 位于叶片叶根平台吸力面侧中部; 材料和加工随机因素下的透平叶片寿命均值为 1.237×10^4 周, 工况随机因素下的透平叶片寿命均值为 1.146×10^4 周; 叶片设计寿命取为 8.0×10^3 周时, 透平叶片在材料和加工随机因素影响下的可靠度为 0.945 2, 在工况随机因素下的可靠度为 0.936 8。研究结果表明了所提供方法在叶片可靠性分析中的有效性, 为燃气轮机透平叶片设计优化、性能提升以及寿命管理提供了参考数据。

关键词: 燃气轮机; 叶片; 低周疲劳寿命; 可靠性; 深度学习神经网络

中图分类号: TK05 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2024)06-0009-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240048

Analysis of gas turbine blade low-cycle fatigue life and reliability

JIAO Jixiang, LI Jinxing, ZHANG Di, XIE Yonghui*

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To ensure the safe and reliable operation of gas turbines, an analysis was conducted on a specific turbine blade to obtain the stress and strain distribution under rated conditions. A high-precision surrogate model was built using a deep fully-connected neural network to assess the impact of multiple sources of uncertainty on the low-cycle fatigue life and reliability of the turbine blades. The results indicate that the maximum stress in the turbine blade is 1 024.91 MPa, located in the middle of the suction side of the blade root platform. The mean life of the blade under material and manufacturing stochastic factors is 1.237×10^4 cycles, while under operational stochastic factors, it is 1.146×10^4 cycles. The design life of the blade was set at 8.0×10^3 cycles, with a reliability of 0.945 2 under material and manufacturing influences, and 0.936 8 under operational influences. The findings demonstrate the effectiveness of the proposed method in the reliability analysis of turbine blades, providing reference data for the design optimization, performance enhancement, and life management of gas turbine turbine blades.

Key words: gas turbine; blade; low-cycle fatigue life; reliability; deep-learning neural network (DNN)

1 引言

燃气轮机广泛应用于能源动力、航空航天、船舶、石油化工等领域。透平叶片作为燃气轮机的核心部件, 其安全可靠是燃气轮机正常运转的重要保障。目前, 对燃气轮机透平叶片的寿命评估方法建立在透平工况保持不变的假设之上, 然而燃气轮机

在制造、加工和工作时存在各种随机要素, 如材料性能波动、加工误差以及工况变化等, 必然导致传统寿命评估方法存在精度不足的问题。因此, 建立多源不确定性因素下的可靠代理模型并精确分析叶片概率寿命及可靠性具有重要意义。

针对叶片低周疲劳寿命预测与可靠性分析, 国

收稿日期: 2024-04-19

基金项目: 航空发动机及燃气轮机基础科研项目(J2019-IV-0022-0090); 中央高校基本科研业务费专项资金(xtr072021002)

作者简介: 焦继翔(2000-), 男, 山东济宁人, 硕士研究生, 研究方向为重大装备运行维护。

通信作者: 谢永慧, 国家级领军人才、领军学者, 研究领域为透平机械气动热力学及安全可靠、大规模热质储能系统及动力设备、燃气轮机透平高温部件强化传热与冷却。E-mail: yhxie@mail.xjtu.edu.cn

内外学者进行了广泛的研究。姜峰等^[1]提出了一种基于主动学习Kringing的求解算法,建立了一套高效的能够考虑状态模糊性的结构非概率可靠性分析方法,并对透平叶片的可靠性行了分析;鞠浩等^[2]采用广义回归神经网络正逆预测结合的方法对叶片的强度可靠性进行了分析;KEPRATE等^[3]采用自适应克里金蒙特卡罗算法,分析了转子叶片的可靠性,提高了可靠性分析的效率。

代理模型可以以极高的精度模拟原始模型,其求解相较于原始模型计算量小、效率高,但计算结果与原始模型基本一致。代理模型在解决复杂问题时往往存在样本需求量大、模型精度下降等问题。因此,需要采用高效的采样策略,在不增加样本点需求的同时提升代理模型的预测精度。

深度学习神经网络(Deep-learning neural network, DNN)是一种多层无监督神经网络,隐藏层较深,每一层神经元之间存在完整连接,在处理复杂数据时能够有效提取特征,实现精准分类和预测,具有强大的拟合能力与泛化性^[4-5]。DNN的逐层预训练机制使其能够克服传统神经网络存在的容易过拟合及训练速度慢等不足,在保证足够精度的同时节省大量计算资源,快速建立高精度代理模型,很好地适应透平叶片概率寿命及可靠性分析需求。

本文考虑透平叶片从制造到工作全过程中有概率出现的随机因素,采用全连接神经网络搭建高精度代理模型,并通过贝叶斯优化方法加速搭建过程,建立了结合透平叶片仿真分析、寿命及可靠性评估的全套流程,对某具有尾缘劈缝和叶顶气膜射流的燃气轮机透平叶片在多源不确定性因素影响下的低周疲劳寿命进行了预测,分析了其可靠性。

2 数值方法

2.1 低周疲劳基本理论

低周疲劳通常伴随显著的塑性变形,并且发生在材料承受高应力幅度下的循环加载中^[6]。

燃气轮机透平叶片在工作过程中持续受到非定常气动、高温、离心载荷的循环作用,其叶片应力集中处以及材料缺陷处容易成为裂纹的起始点,而裂纹在多种动态变化载荷的耦合作用下进一步发展,最终导致叶片断裂。

2.2 透平叶片的低周疲劳寿命评估

低周疲劳寿命评估是对零部件发生低周疲劳损

伤前工作时间的定量分析。常用的寿命评估方法包括名义应力法、局部应力应变法等^[7]。其中,名义应力法以结构的名义应力作为寿命评估的基础,并假定所有应力集中系数、载荷谱、材料相同的结构件寿命相同,在计算有应力集中存在的结构疲劳寿命时误差较大,只适用于应力水平较低的高周疲劳寿命预测^[8]。局部应力法根据结构名义历程与缺口处的局部应力结合材料S-N曲线估算结构的疲劳寿命,建立在应力应变历程相同的构件危险点与试件寿命相同的假设之上,可以精确分析缺口处局部应力和应变的非线性关系,克服了名义应力法的主要缺陷,适用于低周疲劳寿命评估。本文采用局部应力法进行透平叶片的低周疲劳寿命评估。

Manson-Coffin公式清晰地展示了塑性应变幅、弹性应变幅与疲劳寿命之间的关系,结构简单、易于理解,且因其简单的结构和对低周疲劳现象描述的准确而被广泛使用。该公式以定量的方式解释疲劳试验数据,可表示为^[9]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_n}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f(2N_f)^c \quad (1)$$

式中: $\Delta \varepsilon_n$ 为应变范围; $\Delta \varepsilon_e$ 为弹性应变; $\Delta \varepsilon_p$ 塑性应变; σ_f 为疲劳强度系数; E 为弹性模量; N_f 为低周疲劳寿命; b 为疲劳强度指数; ε_f 为疲劳延性系数; c 为疲劳延性指数。

Manson-Coffin公式的缺点是没有考量不同平均应力条件的影响。考虑不同平均应力条件影响得到的Gerber弹性应力修正模型表达式^[10]为:

$$\frac{\Delta \varepsilon_n}{2} = \frac{\sigma_f^2 - \sigma_m^2}{E\sigma_f}(2N_f)^b + \varepsilon_f(2N_f)^c \quad (2)$$

2.3 低周疲劳寿命可靠性分析方法

2.3.1 可靠性分析方法

可靠性分析是评估叶片寿命、衡量叶片稳定工作的重要环节,对保障燃气轮机长期稳定运作和降低维护成本至关重要,其核心是利用已知的不确定性参数作为输入,通过定量分析方法精确计算输出不确定性范围^[11]。常见的可靠性分析方法包括:基于代理模型的方法、蒙特卡罗法、基于敏感度的方法、剩余强度法等。其中,基于代理模型的方法通过深度学习精确拟合输入与输出关系,可以替代有限元分析(FEA),既减少了计算资源需求,又提高了计算速度。代理模型在资源限制下,也能进行大范围

参数空间的性能评估,为透平叶片设计和研究提供经济高效的分析手段,提升了解决复杂工程问题的能力。

本文采用DNN作为连接不确定性输入与输出的代理模型,并以贝叶斯方法对代理模型进行优化。因为该模型的全连接特性,能够体现输入数据的复杂特征,准确预测低周疲劳寿命,具有强大的泛化性。

2.3.2 DNN模型

代理模型在主动学习中扮演着促进学习和决策的重要角色,能够在资源有限的情况下快速、有效地进行预测和评估,从而提高主动学习算法的性能和效率。常用的代理模型有多项式响应法^[12]、克里金法^[13]、支持向量机^[14]、径向基函数^[15]和神经网络^[16]等。

DNN由输入层、隐藏层和输出层组成,具备多个隐藏层和复杂的全连接结构,能够有效捕获输入数据的复杂特征。通过反向传播和梯度下降等优化方法,DNN实现了预测值与真实值的高匹配度,因此适用于透平叶片寿命与可靠性评估。

在代理模型的构建中,训练方法对模型的精度、预测能力和计算效率至关重要。合适的训练策略能够加速参数优化过程,降低计算资源消耗,同时在有限数据情况下优化模型性能,减少过拟合或欠拟合现象,从而使代理模型成为解决高成本数值模拟问题的有力工具。

贝叶斯正则化是一种结合贝叶斯统计原理的神经网络训练策略,通过引入先验概率和似然函数估计后验分布来控制模型复杂度,降低过拟合风险,提升对新数据预测的准确性^[17-18]。其核心在于结合高斯分布假设和后验概率计算,实现模型泛化能力的优化。

2.3.3 可靠性分析流程

采用基于DNN的方法对透平叶片低周疲劳寿命及可靠性进行评估,具体步骤如下:

步骤一:采集样本。根据叶片模型的CFD与FEA结果,采集含有12个随机参数与叶片最大应力的样本。

步骤二:训练模型。采用贝叶斯正则化训练策略,以12个随机参数为输入参数,以最大应力为输出参数,建立DNN代理模型。

步骤三:输入随机参数。按照材料和加工参数

的概率分布与运行工况参数的概率分布选取随机数据输入代理模型,得到最大应力概率分布。

步骤四:计算疲劳概率寿命与可靠性。将危险点的最大应力概率分布代入计算概率真实应变,然后采用材料的应变寿命曲线计算低周疲劳概率寿命,并根据概率寿命计算可靠度。

3 结果与讨论

3.1 透平叶片模型及有限元分析

所研究的带复合冷却结构的燃气轮机透平叶片模型见图1。叶片冷却射流与主流燃气掺混,具有叶顶气膜孔和尾缘劈缝,且中弦具有蛇形冷却通道,通道内布置有球窝与肋片的组合结构。透平叶片材料选择镍基单晶高温铸造合金DD6。DD6因含Re量低而具有低成本优势,且综合性能优异、组织稳定、铸造工艺性能出色,并具有优秀的高温力学性能,被广泛应用于透平叶片制造^[19-20]。DD6材料参数见表1,其中 T 为温度。

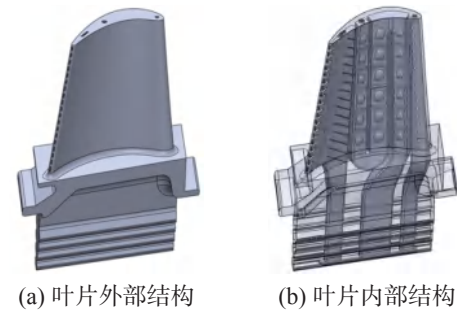


图1 燃气轮机透平叶片模型
Fig.1 Gas turbine blade model

表1 DD6材料参数
Table 1 DD6 material parameters

参数	数值
密度/(kg·m ⁻³)	8 780
比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	0.345 87+229.12
导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	0.022 27-1.635 9
线膨胀系数/K ⁻¹	16.75×10 ⁻⁶
弹性模量/GPa	241.1
泊松比	0.244

透平叶片的气热固耦合分析由气热耦合分析和热固耦合分析2个步骤组成。气热耦合分析对象为叶片主流流体域,模型如图2所示。由于叶片冷却气与主流燃气在叶顶间隙及动叶尾缘劈缝气膜孔处均发生掺混,因此模型中划分了冷却气与主流燃气的耦合面,以及叶片固体域与主流燃气的耦合面。

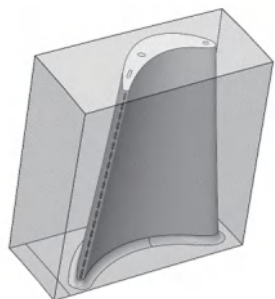


图2 燃气轮机透平叶片流体域模型
Fig.2 Gas turbine blade fluid domain model

热固耦合分析对象为透平叶片结构部分。叶片外部采用六面体结构化网格,并对叶片叶根与轮盘轮缘接触面处网格进行加密,使榫齿的计算结果更为准确;叶片内部由于具有结构复杂的冷却结构,因此采用四面体非机构化网格进行划分。

热固耦合具体边界条件如下:叶片转速为3 000 r/min;叶根与轮缘接触位置施加接触对;两侧周期边界面设置切向位移约束;进气侧端面上的所有节点施加轴向以及切向位移约束;出气侧端面上的所有节点设置切向位移约束和轴向位移耦合,使其轴向位移与进气侧端面一致;根据气热固耦合计算结果,对叶片施加温度和压力载荷。

对叶片进行热固耦合分析,得到最大应力及位移分布。图3、图4分别为叶片温度与应力分布云图。由图分析可知,叶身部分的应力分布与温度梯度分布具有相同的趋势——叶片前缘温度载荷大,温度梯度也较大,因此应力较大;叶顶气膜孔出口与附近壁面的温度梯度较大,因此叶顶存在应力稍大的区域;中弦冷却通道吸力面侧球窝冷却效果不如压力面侧,因此吸力面侧的应力总体较大;叶根圆角处与叶身和叶根轮台处的温度梯度均较大,因此局部应

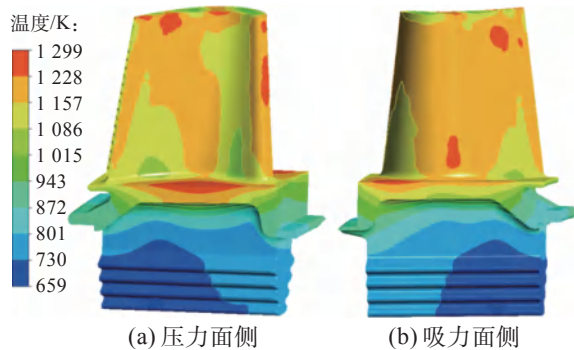
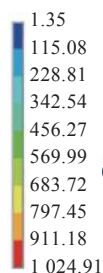


图3 叶片温度分布云图
Fig.3 Blade temperature distribution contour map

等效应力/MPa:



(a) 压力面侧 (b) 吸力面侧

图4 叶片应力分布云图
Fig.4 Blade stress distribution contour map

力较大;叶根部分的承载主要位于第3齿和第4齿的叶根轮缘接触面上,相较叶身部分应力较小。总体而言,叶身由于冷却均匀,总体应力不大;尾缘劈缝区域有冷却气流出,冷却效果较好,整体应力水平也较低。叶片最大应力为1 024.91 MPa,位于叶片叶根平台吸力面侧中部。除此之外,叶片压力面侧前缘位置和中部圆角位置的等效应力也较大。

图5为叶片总位移分布云图。结合温度场分析发现,由于叶根位置温度梯度较小,因此总位移变化较小;主要位移梯度分布于叶身。由于叶身部分总体温度较高,热变形较大,沿径向逐渐累积升高。最大位移为10.29 mm,位于叶顶吸力面靠近尾缘的位置。总体而言,叶根位置由于温度梯度不大,因此叶片位移变化较小,主要位移梯度分布于叶身,沿径向位移呈现明显的上升梯度。

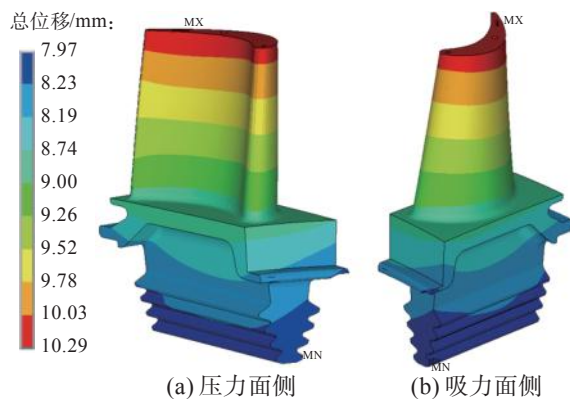


图5 叶片位移分布云图

Fig.5 Blade displacement distribution contour map

3.2 不确定性因素分析

透平叶片工作过程中存在各种随机因素影响叶片的低周疲劳寿命,包括电网波动导致的转速随机

变化,压气机工况变化导致的冷却气温度和主流燃气压力随机变化等,且精铸叶片在制造时材料特性和加工均存在一定的随机性。选取以下2类随机变量作为输入参数进行分析^[21-22]。

(1) 材料和加工参数:由于材料加工误差及工作状态变化,材料的力学性能参数往往在一定的区间内变化。选取动叶入口气流角、比热容、导热系数、密度、线膨胀系数、弹性模量共6种具有代表性的材料和加工参数作为随机变量开展研究,同时假设其符合正态分布^[23]。

(2) 运行工况参数:叶片由于非稳态气流、波动转速等随机因素,其工况也在一定区间内动态变化。选取主流燃气入口总温、主流燃气入口总压、单流道出口流量、冷却气入口总温、单流道冷却气流量、转速共6种参数作为随机变量展开研究,同样假设其服从正态分布。

3.3 叶片低周疲劳寿命可靠性分析

选定DD6的比热容、导热系数、密度、线膨胀系数、弹性模量,以及动叶入口气流角、主流燃气入口总温、主流燃气入口总压、单流道出口流量、冷却气入口总温、单流道冷却气流量、转速共12个参数作为输入数据,透平叶片最大应力作为输出数据,通过Matlab软件采用贝叶斯正则化训练策略建立DNN代理模型。代理模型的性能评估如图6、图7所示,训练集 R^2 为0.995 9,验证集 R^2 为0.990 6,训练集和测试集中预测值与目标值非常接近,说明建立的DNN模型具有高准确度。

采用燃气轮机透平叶片材料DD6的低周疲劳试验数据点进行线性拟合,结合气热固耦合计算结果

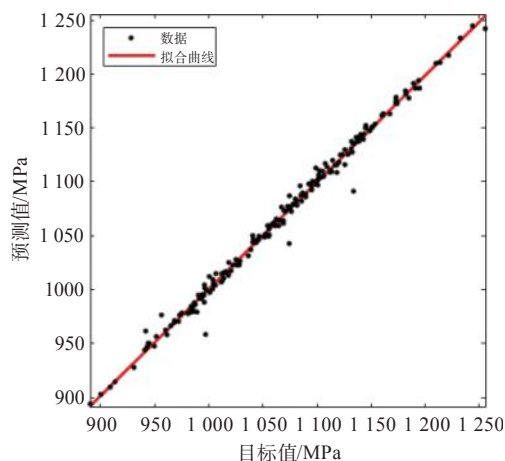


图6 训练集准确度评估

Fig.6 Training set accuracy assessment

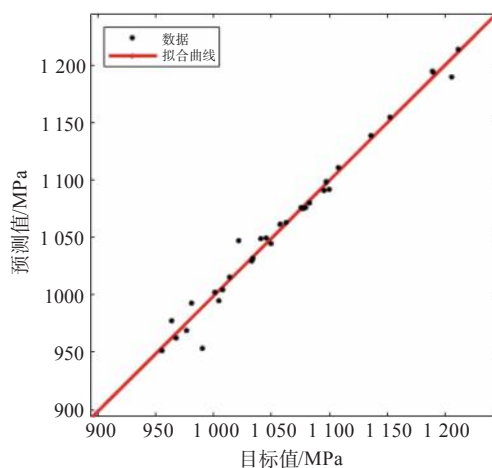


图7 验证集准确度评估

Fig.7 Validation set accuracy assessment

发现,叶片吸力面侧叶根轮台中部最大应力处温度约为1 200 K,因此选取DD6在1 253 K下的低周疲劳 $\varepsilon-N$ 数据进行后续分析,如图8所示。图中, $\Delta\varepsilon_t$ 为循环载荷下的真实应变;线性拟合的 R^2 为0.947 1,误差较小。拟合得到的循环真实应变-低周疲劳寿命周数方程为:

$$\lg\left(\frac{\Delta\varepsilon_t}{2} \times 100\right) = -0.195\ 39\lg(2N_f) + \lg(10^{0.444\ 63}) \quad (3)$$

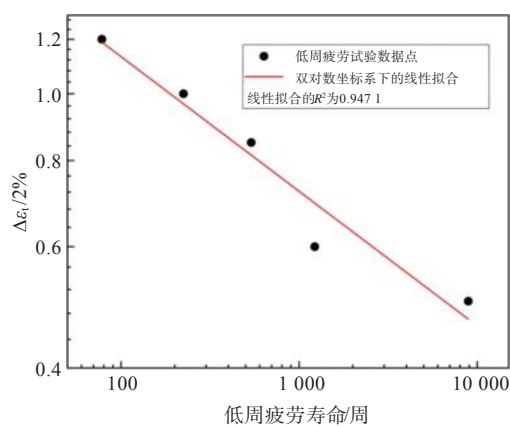


图8 DD6的低周疲劳 $\varepsilon-N$ 曲线

Fig.8 Low-cycle fatigue $\varepsilon-N$ curves of DD6

按表2中材料和加工参数的采样标准选取 1.0×10^4 组样本进行透平叶片的低周疲劳概率寿命分析。图9为材料和加工随机因素下的叶片最大应力概率分布。可以发现,在6个加工和材料随机参数的作用下,燃气轮机透平叶片的最大应力呈现中间高两侧低的分布模式,绝大多数数据集集中在1 000~

表2 材料和加工参数的采样标准
Table 2 Sampling standards for material and processing parameters

参数	均值
动叶入口气流角 \tan 值	0.29
比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	1.0
导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	0.9
密度/(kg·m ⁻³)	8.78×10^3
线膨胀系数/K ⁻¹	1.0
弹性模量/GPa	0.99

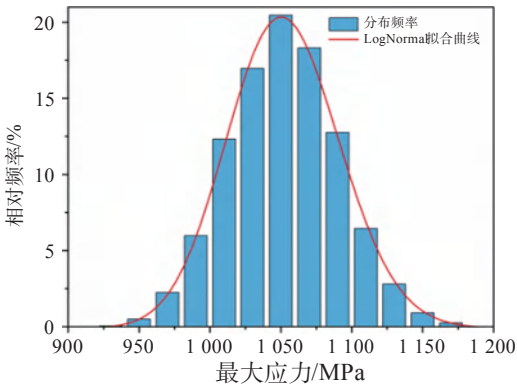


图9 材料和加工随机因素下的叶片最大应力分布
Fig.9 Maximum stress distribution under material and processing random factors

1 100 MPa,极个别工况下最大应力低于900 MPa或接近1 200 MPa。

将最大应力概率分布代入计算概率真实应变,然后采用材料的应变寿命曲线计算低周疲劳概率寿命分布,如图10所示。叶片的设计寿命取为 8×10^3 周,根据寿命概率分布图,计算得到叶片的寿命均值为 1.237×10^4 周,失效概率为0.054 8,可靠度为0.945 2。

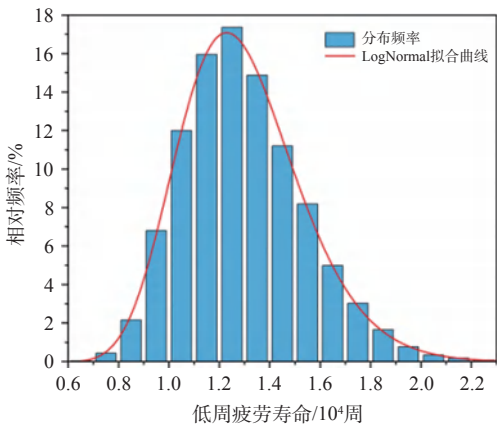


图10 材料和加工随机因素下的叶片寿命分布
Fig.10 Turbine blade life under material and processing random factors

考虑运行工况参数作为随机变量,其采样标准如表3所示。同样,根据采样标准选取 1.0×10^4 组样本进行透平叶片的低周疲劳概率寿命分析。在寿命评估中,采用DNN代理模型,获取各工况下燃气轮机透平叶片的最大应力作为危险点进行低周疲劳寿命评估。在运行工况随机因素下,叶片的最大应力分布如图11所示。可以发现,在运行工况随机因素的作用下,叶片最大应力呈现中间高两侧低的分布模式,绝大多数数据集中在1 000~1 100 MPa,最大应力在900 MPa以下以及接近1 300 MPa的工况较少。

表3 运行工况参数的采样标准
Table 3 Sampling standards for operational condition parameters

参数	均值
主流燃气入口总温/K	1 500
主流燃气入口总压/MPa	1.7
单流道出口流量/(kg·s ⁻¹)	5.3
冷却气入口总温/K	715.6
单流道冷却气流量/(kg·s ⁻¹)	0.2
转速/(r·min ⁻¹)	3 000

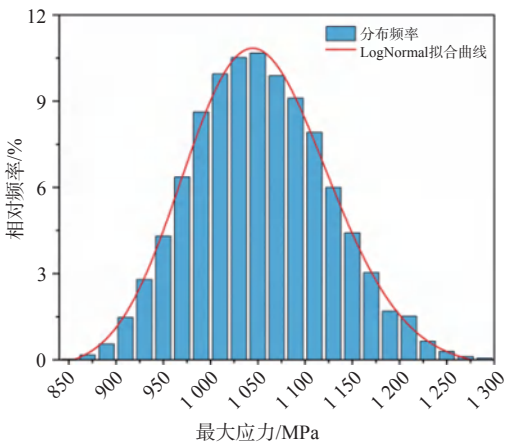


图11 工况随机因素下的叶片最大应力分布
Fig.11 Maximum stress distribution under operational condition random factors

将最大应力概率分布代入计算低周疲劳寿命,结果如图12所示。同样,叶片的设计寿命取为 8×10^3 周,计算得到叶片的寿命均值为 1.146×10^4 周,失效概率为0.063 2,可靠度为0.936 8。

4 结论

围绕某型燃气轮机透平叶片展开研究,对透平叶片进行了气热固耦合分析;考虑实际工作中多源

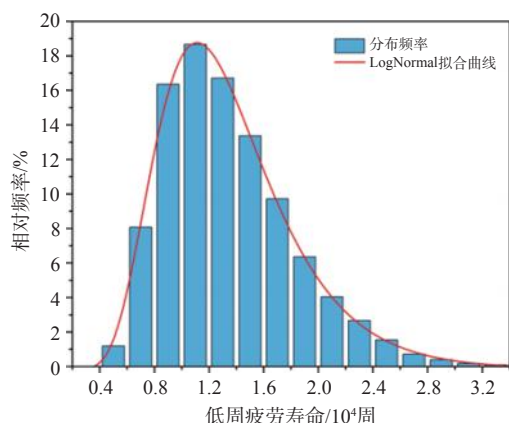


图12 工况随机因素下的叶片寿命分布
Fig.12 Turbine blade life under operational condition random factors

不确定性因素影响,评估了叶片的低周疲劳寿命及可靠性;构建了一整套适用于叶片低周疲劳寿命的可靠性分析流程,并通过该流程对燃气轮机叶片的低周疲劳寿命可靠性进行了评估。主要结论如下:

(1) 根据透平叶片的气热固耦合分析,叶身由于冷却均匀其总体应力不大,尾缘整体应力水平也较低,叶片最大应力为1 024.91 MPa,位于叶片叶根平台吸力面侧中部。

(2) 通过建立的DNN代理模型,完成了多源不确定性下的透平叶片低周疲劳寿命预测,得到材料和加工随机因素下的透平叶片寿命均值为 1.237×10^4 周,工况随机因素下的透平叶片寿命均值为 1.146×10^4 周。寿命分布极峰偏左。

(3) 充分考虑燃气轮机叶片工作时伴随的运行工况不稳定、材料及加工特性不确定等因素,以包括比热容、导热系数、密度等12种随机变量作为输入,通过DNN代理模型精确地计算了寿命概率分布并对可靠性进行了评估。叶片设计寿命取为 8.0×10^3 周时,透平叶片在材料和加工随机因素下的失效概率为0.054 8、可靠度为0.945 2,叶片在工况随机因素下的失效概率为0.063 2、可靠度为0.936 8。

参考文献:

- [1] 姜 峰,李华聪,符江锋,等. 考虑状态模糊性的结构非概率可靠性分析[J]. 航空学报,2024,45(20): 296-316.
- [2] 鞠 浩,王旭东,陆佳红. 神经网络正逆预测结合的风力机叶片强度可靠性研究[J]. 太阳能学报,2024,45(1):291-298.
- [3] KEPRATE A,BAGALKOT N,SIDDIQUI M S,et al. Reliability analysis of 15MW horizontal axis wind turbine rotor blades using fluid-structure interaction simulation and adaptive Kriging model[J]. Ocean Engineering,2023,288:116138.
- [4] JIANG Yichen,DUAN Yingjie,LI Jiawen,et al. Optimization of mooring systems for a 10MW semisubmersible offshore wind turbines based on neural network [J]. Ocean Engineering,2024,296:117020.
- [5] CHEN Nianzhong,ZHAO Zhimin,Lin Lin. A hybrid deep learning method for AE source localization for heterostructure of wind turbine blades[J]. Marine Structures,2024,94:103562.
- [6] 王爱华. 涡轮叶盘疲劳—蠕变耦合失效可靠性分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2018.
- [7] ECKER A,UNTERWEGER H. Fatigue design in penstocks—comparison of the nominal stress and structural stress method for common details[J]. papers, 2021,4(2-4):1126-1134.
- [8] 谢 非. 多失效模式下的涡轮叶片疲劳寿命预测与灵敏度分析[D]. 成都:电子科技大学,2020.
- [9] MANSON S S,HALFORD G R. Correction: Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage[J]. International Journal of Fracture,1981,17(4):35-42.
- [10] 王轶凡. 航空发动机涡轮盘的寿命预测及可靠性研究[D]. 辽宁 大连:大连理工大学,2017.
- [11] 马 雄,李 翠,杨 飘. 航空发动机涡轮叶片疲劳寿命预测和可靠性分析[J]. 科学技术创新,2024,(2): 209-212.
- [12] 范才彬. 基于稀疏表达的多项式响应面模型及其仿真应用研究[D]. 武汉:华中科技大学,2015.
- [13] 张益敢,胡杰翔,刘华坪,等. 基于序贯随机克里金模型的涡轮叶片力学性能预报[J]. 汽轮机技术,2022,64(4):241-245.
- [14] WARD Z,MILLER J,ENGEL J,et al. Fuzzy-based image contrast enhancement for wind turbine detection: A case study using visual geometry group model 19, xception,and support vector machines[J]. Machines, 2024,12(1):55.
- [15] 郑 威,熊 俊,刘 剑,等. 一种改进径向基函数插值法在气动载荷施加中的应用[J/OL]. 航空工程进展,2024. <https://link.cnki.net/urlid/61.1479.V.20240311.1535.004>.
- [16] QIU Zhilong,WANG Yuqi,LI Jinxing,et al. Performance prediction of gas turbine blade with multi-source random factors using active learning-based neural network[J]. Applied Thermal Engineering,2024,242:

- 122481.
- [17] MA Xin, XIE Mei, SUYKENS J A K. A novel neural grey system model with Bayesian regularization and its applications[J]. *Neurocomputing*, 2021, 456: 61–75.
- [18] AKKILIC A N, SABIR Z, BHAT S A, et al. A radial basis deep neural network process using the Bayesian regularization optimization for the monkeypox transmission model[J]. *Expert Systems with Applications*, 2024, 235: 121257.
- [19] 刘欢, 张开阔, 佟文伟, 等. DD6合金涡轮叶片裂纹失效分析[J]. *航空发动机*, 2020, 46(6): 87–91.
- [20] 蒋康河, 陈竞伟, 荆甫雷, 等. 镍基单晶高温合金DD6气膜孔热机械疲劳试验[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(5): 980–986.
- [21] 陆艺鑫, 吕震宙, 冯凯旋, 等. 涡轮轴低周疲劳寿命可靠性分析及优化设计方法研究[J]. *推进技术*, 2022, 43(2): 14–26.
- [22] 贾贝熙, 吕震宙, 雷婧宇. 涡轮冷却叶片寿命可靠性分析参数化仿真平台[J]. *航空学报*, 2021, 42(12): 224–236.
- [23] 王荣桥, 胡殿印. 发动机结构可靠性设计理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2017.

模拟真实进口条件的压缩部件试验方法研究

梁俊, 刘晓晨, 赵汝彬, 夏联, 张良

(中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘要: 为获取压缩部件比在常规大气进气条件下开展部件试验更加真实的试验结果, 介绍了2种模拟真实进口条件的压缩部件试验设备及方法, 并对不同试验方法获取的试验结果进行了对比。结果表明: 采用进口加温加压供气的方式可在部件试验器上模拟整机环境下高压压气机进口条件; 采用低温供气节流的方式可在部件试验器上模拟风扇/增压级部件高空低温低压条件; 模拟真实进口条件试验可开展部件级的真实工况考核试验以及雷诺数对压缩部件影响等研究试验; 压缩部件模拟真实进口条件下的试验结果与整机或高空台试验结果存在一定差异, 这与测试布局, 试验件加工、装配以及各部件匹配影响等因素有关。

关键词: 压缩部件; 试验方法; 模拟真实进口条件; 加温加压; 低温低压; 航空发动机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

文章编号: 1672-2620(2024)06-0017-07

DOI: 10.3724/j.GTER.20240047

Test method of the real inlet conditions simulation for compression component

LIANG Jun, LIU Xiaochen, ZHAO Rubin, XIA Lian, ZHANG Liang

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China)

Abstract: To obtain more realistic test results for compression components compared to conventional atmospheric inlet conditions, two kinds of compression component test equipment and methods simulating real inlet conditions were introduced, and the test results obtained by different test methods were compared. The results show that the use of inlet heating and gas supply pressurization can simulate the inlet conditions of high-pressure compressors in the engine environment on the component tester, and the use of low-temperature gas supply throttling can simulate the high-altitude, low-temperature, and low-pressure conditions of fan/booster stage components on the component tester. The simulation of real inlet condition test can carry out the real working condition assessment tests on the component level and research experiments on the influence of Reynolds number on compression components. There is a certain difference between the test results of the compressed component simulation under real inlet conditions and that of the whole engine or high-altitude simulation test, which is related to factors such as test layout, test piece processing, assembly, and the influence of component matching.

Key words: compression component; test method; simulating real inlet conditions; heating and pressurization; low temperature and low pressure; aero-engine

1 引言

尽管目前计算流体力学发展日益成熟和完善, 但试验研究在航空发动机研制过程中仍具有不可替代的地位和作用。航空发动机试验主要分为整机试验和部件试验。其中, 部件试验的优势在于能够获得比整机试验更加全面、详细和准确的流场参数, 但

其最大的劣势是无法模拟部件在整机环境下的相互影响^[1]。另外, 目前采用大气进气的压缩部件试验无法模拟压缩部件在高空低温低压环境下雷诺数对风扇/增压级性能的影响, 也无法获取高压压气机在整机环境下进口高温高压对其机械性能及间隙等的影响。

收稿日期: 2024-09-06

作者简介: 梁俊(1986-), 女, 四川绵阳人, 高级工程师, 硕士, 主要从事压气机试验技术研究。

对于高空长航时飞行器发动机,由于飞行高度较高,大气压力、温度和密度随飞行高度升高而降低,导致飞行雷诺数不断减小,为此雷诺数对发动机的影响不容忽视。国外较早注意到了航空发动机的低雷诺数问题,并为此开展了相应的研究工作。国内外研究表明,低雷诺数工况下风扇/压气机的压比、效率、流量和稳定工作裕度均有不同程度的减小,从而影响发动机的推力和耗油率^[2-6]。

为了能够更加真实地获取压缩部件的性能,美国普·惠公司的压气机试验器可模拟从地面到高空的各种进气条件,包括加温、降温、加压和真空。俄罗斯中央航空发动机研究院于1960年建成的通用全尺寸压气机试验器,其动力最高转速为17 000 r/min,进口压力范围为5~10 kPa,进口温度范围为-50~250 ℃,大气进气下最大空气流量为360 kg/s,可用于真实尺寸压气机部件和模型等科研试验^[7]。国内目前只能在整机环境下实现高压压气机真实进口压力和温度工作条件,通过高空台试验获取低压部件高空低温低压环境下的性能,无法在部件试验器上获取压缩部件真实工作进口条件的试验结果。

为进一步扩宽压缩部件试验工况范围,获取更能反映真实工作环境下的压缩部件性能结果,本文针对压缩部件模拟真实进口条件下的试验原理、试验设备、试验方法以及相关数据处理开展了研究,可有效弥补大气进气压缩部件试验无法真实模拟压缩部件进口条件的缺陷,使得压缩部件试验结果更接近真实工况。

2 试验原理

模拟高压压气机进口高温高压以及风扇/增压级进口高空低温低压环境,需要采用高压供气或进口节流的方式实现。此类试验基于常规试验工作原理,结合自身工作特点达到模拟真实进口条件的目的,其工作原理见图1。

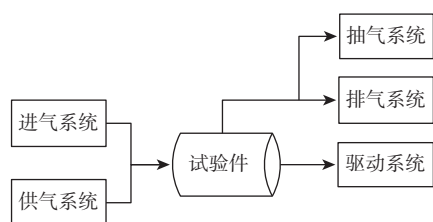


图1 模拟真实进口条件试验工作原理

Fig.1 Working principle of simulating real inlet conditions

2.1 加温加压试验原理

高压压气机位于风扇/增压级之后,整机环境下其进口压力和温度均高于环境条件,因此常规大气进气压气机试验方法无法模拟其工作环境。采用加温加压试验器可有效解决上述问题,能完成真实进口条件下高压压气机性能评定试验,其中包括性能试验、疲劳试验和极限试验^[8-9]。

为模拟高压压气机进口高温高压条件,加温加压试验器采用供气机组供入不同温度的高温高压气体,经过掺混得到试验所需的温度,再通过耐高温调节阀控制进入高压压气机,从而实现进入高压压气机的空气压力和温度与整机环境下进口保持一致。相对于地面大气进气条件下的压气机性能试验,进气加温加压条件下的压气机试验具有以下明显特点:①进气采用高温高压供气,试验过程中需要由地面大气进气工况转换到加温加压进气工况;②因加温加压条件下压气机产生的轴向力远远大于自身轴承的额定载荷,为此试验器需具备轴向力平衡的功能,以确保压气机轴承的轴向力在许用范围之内。

2.2 低温低压试验原理

模拟高空低温低压环境采用低温供气机组供入低温干燥空气,并通过与常温空气掺混得到试验所需温度;通过调节进口节流阀、降低进口压力的方式实现进口低压。由于进口压力较低,可能存在试验件出口压力低于大气压的情况,为此需要通过抽气机组将排气抽出。低温低压部件试验器营造高空环境的方法与高空台试验器的区别在于,高空台营造了负温负压环境,试验件整体处于高空环境,而低温低压部件试验器只是提供了一种负温负压进气条件,试验件处于地面工况,因此对试验件以及连接处的密封性要求更高。

3 试验设备

模拟真实进口条件的试验设备除了常规试验器的进气系统、排气系统、驱动系统、辅助空气系统、润滑系统、测控系统外,还增加了供气系统和抽气系统。加温加压试验器和低温低压变雷诺数试验器的具体结构和特点如下。

3.1 加温加压试验器

加温加压试验器结构与常规试验器结构上的最大差异在于进气系统和排气系统,见图2。由于加温加压试验器有大气进气和加温加压2种工作模式,因

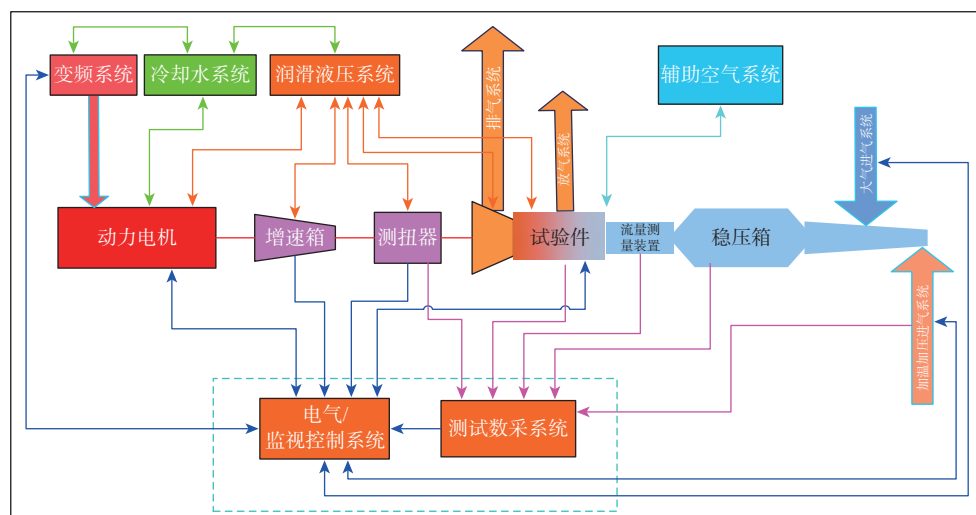


图2 加温加压试验器原理图

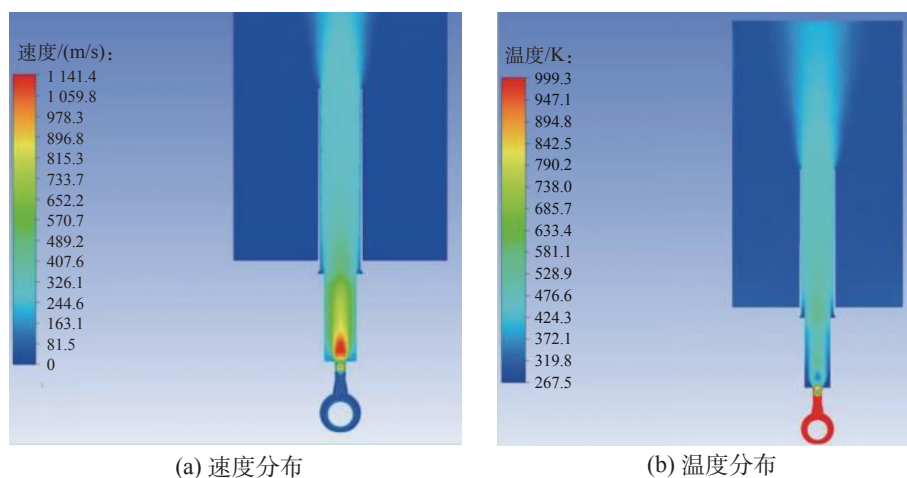
Fig.2 Principle of heating and pressurization test rig

此进气部分也分为大气进气和加温加压进气2种。主要由供气调温调压装置、进气管路、进气整流段、流量测量段等部分组成。加温加压进气条件时,供气机组提供的高温空气和中温空气通过掺混器掺混后进入试验器主进气管路,然后由进气调压阀和放空阀按照试验需求调节流量和压力,最后经流量测量段进入试验件。由于进口温度较高,需要选择耐高温的阀门并考虑进气管路的膨胀。

加温加压试验下,由于排气压力和温度高于大气进气试验,因此需考虑排气冷却和高温引起的排气节气门卡滞问题。有别于大气进气试验器,加温加压试验器的轴系对其进行了冷却,排气系统则采用高温调节阀和二级引射的方式,通过引射可有效降低排气速度和温度。数值模拟结果如图3所示。

3.2 低温低压变雷诺数试验器

低温低压变雷诺数试验器的进气系统与加温加压试验器的类似,采用供气掺混调温的方式,通过进口节流阀获取试验所需的低温低压条件,供气条件下采用掺混器调节试验件进口温度。由于不同飞行高度不同雷诺数条件下试验件的物理流量变化较大,为确保宽范围内流量的测量精度,试验器采用了不同量程流量计形成的流量测量组,见图4。试验器排气系统分为直排式和抽气式2种。直排式排气系统主要由排气节气门、排气机匣、排气蜗壳、轴系、膨胀节、冷却器、排气管道、截止阀等组成;抽气式排气系统与直排式排气系统共用排气节气门、排气机匣、排气蜗壳、轴系、膨胀节、冷却器,排气管路通过与抽气机组连接后由抽气机组将试验件排出的气体抽出。



(a) 速度分布

(b) 温度分布

图3 引射器计算结果

Fig.3 Computational results of ejector

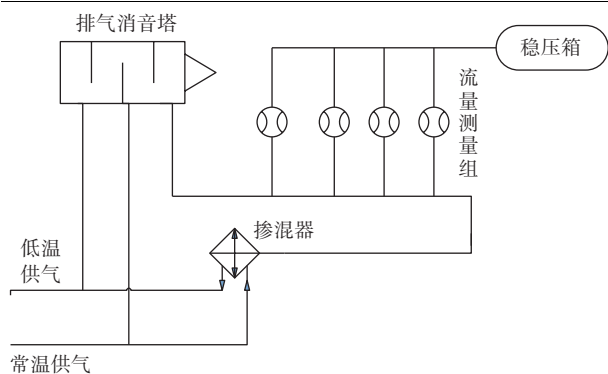


图4 低温低压试验器的供气系统

Fig.4 Supply system of low temperature and low pressure test rig

4 试验方法

模拟真实进口条件的压缩部件试验均基于相似原理的模拟方法进行,试验应具备几何相似、运动相似和动力相似条件。2种模拟不同进口条件的试验,其方法和流程因试验目的不同而有所不同。

4.1 加温加压试验方法

4.1.1 试验方法及流程

基于加温加压试验的自身特点,通过大量试验研究出了相应的操作流程和方法(图5)。该方法主要包括设备启动及准备、试验状态调节与数据采集、设备退出3个阶段。其中,试验状态调节中供气转换和轴向力平衡是最为关键的步骤。首先在大气进气条件下启动设备、升速至压气机慢车转速并稳定运行,然后逐渐关闭大气进气调节阀,同时打开供气阀。此时,需要关注压气机工作点和轴向力,确保压

气机稳定在工作点附近。完成供气转换后,升速至试验转速,调节进口压力和温度,满足要求后录取压气机性能数据。采用该方法可有效降低进口压力和温度变化对试验件的冲击,防止轴向力超限导致试验件损坏。

4.1.2 供气转换

试验过程中采用大气进气的方式启动,当试验件升速至稳定运行转速后,通过逐渐关闭进气阀并同时打开供气阀的方式完成自然进气向加温加压供气的转换。转换过程中,由于进气压力和温度的变化会使压气机的状态(压比、换算转速)随之变化,为此需要调节排气阀的位置,确保压气机在工作线附近工作。为确保试验过程中供气转换调节的效率和安全性,解决由于供气压力突变导致压气机无法稳定工作的问题,试验器采用了PID控制自动调控方式,确保供气压力在略高于大气压值保持稳定。

4.1.3 轴向力平衡

对于压缩部件试验,由于在无涡轮部件反向力的作用下,其轴向力远大于核心机或整机,特别是在加温加压试验下,试验件的流量和负荷明显增大,使得轴向力进一步增加,因此加温加压试验的最大难点是轴向力平衡。为减小压气机轴承所承受的轴向力,试验器采用了具有轴向力平衡装置的测扭器,同时利用腔压计算或应力环的方式适时获取压气机的轴向力,并通过轴向力平衡装置产生的反向拉力来保证压气机的轴向力在轴承可承受范围内。

4.2 低温低压试验方法

开展低温低压试验前,应先开展地面大气进气试验,获取压缩部件的性能及工作边界,然后在此基础上根据试验内容制定相应的低温低压试验。试验过程中,涉及供气条件下启动以及排气抽气转入/转出等难点。当试验件升速至目标转速后,调节供气压力和温度使其满足试验要求,再调节排气节气阀门逐点录取性能曲线。然而在此过程中进口压力会逐渐升高,因此该过程有2种操作方式。方式一:在录取等转速性能点时调节进气调压装置、保持进口压力不变,该方式可模拟压气机进口压力,即发动机所处的飞行高度;方式二:保持进气调压装置开度不变,此时随着压比的升高,进口来流压力随之增加,而等转速线上各点的雷诺数基本保持不变。总体来说,2种不同操作方式获取的试验结果差异较小,但是方式二的操作相对简单,可根据试验目的或内容

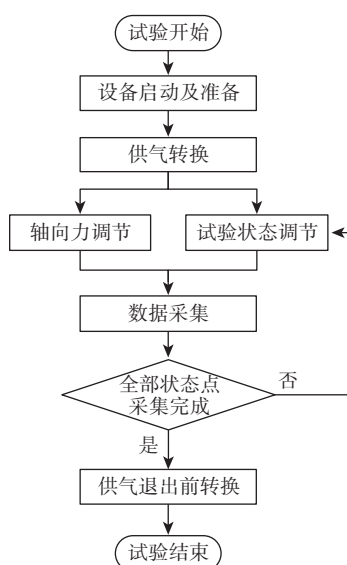


图5 加温加压试验流程

Fig.5 Testing procedures of heating and pressurization

选择不同的操作方式。

根据目前已开展的低温低压试验的经验,该试验操作过程中需注意以下几点:

(1) 在启动试验器驱动电机过程中,需确保供入的低温空气流量满足试验件当前转速下所需的流量,供气流量低于试验件所需流量时会出现失稳现象,供气流量也不宜过大,否则会导致压缩部件进入风车状态。

(2) 进口温度通过冷气与常温空气掺混调节,在调节过程中,进口压力、流量均会发生变化,各参数间相互关联和影响,需注意进口压力、温度、流量以及试验件工作状态等各参数之间的关联匹配。

(3) 升、降速以及抽气转入/转出过程中,需密切关注压气机工作点位置,通过调节排气节气门或抽气压力确保其正常工作。

5 试验结果分析

针对上述2种模拟真实进口条件下的试验方法,

开展了某型多级压气机加温加压试验以及增压级低温低压试验。为研究该试验方法与大气进气部件试验以及核心机试验结果的差异,对其试验数据进行了对比分析。

5.1 加温加压试验

图6为部件加温加压试验与核心机加温加压试验结果的对比。由图可知,部件加温加压试验与核心机加温加压试验的流量-压比特性较吻合,但其效率较核心机试验结果偏高。初步分析认为,这与测点布局、测量方法和试验件装配条件等有关。图7为加温加压试验与大气进气试验结果的对比。可以看出,98%相对换算转速下2种试验方法的结果基本吻合,均在试验误差范围内;但90%相对换算转速下2种试验方法获取的流量与效率均存在差异。初步分析认为,是由于压气机可调导叶角度不重复、叶尖和轴向间隙不同等原因导致。因试验件和试验数据样本较少,无法准确给出造成2种试验结果不吻合的原因,具体原因有待深入研究。

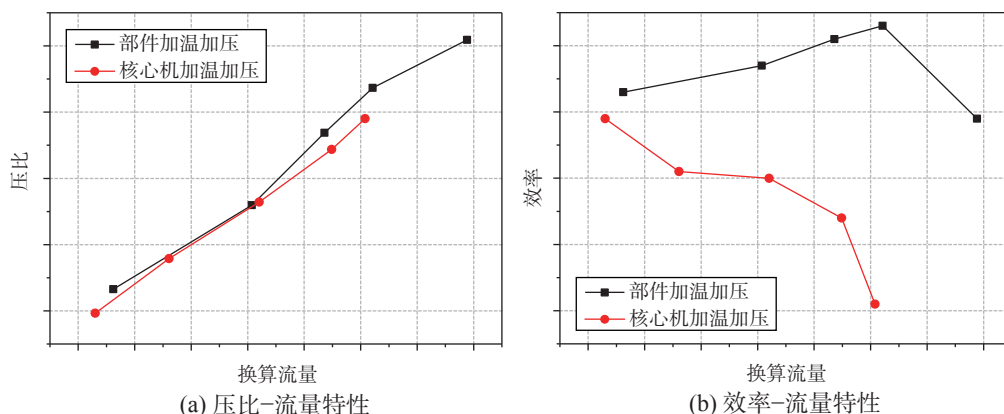


图6 部件加温加压试验与核心机加温加压试验结果对比

Fig.6 Comparison of heating and pressure test results between component and core-engine

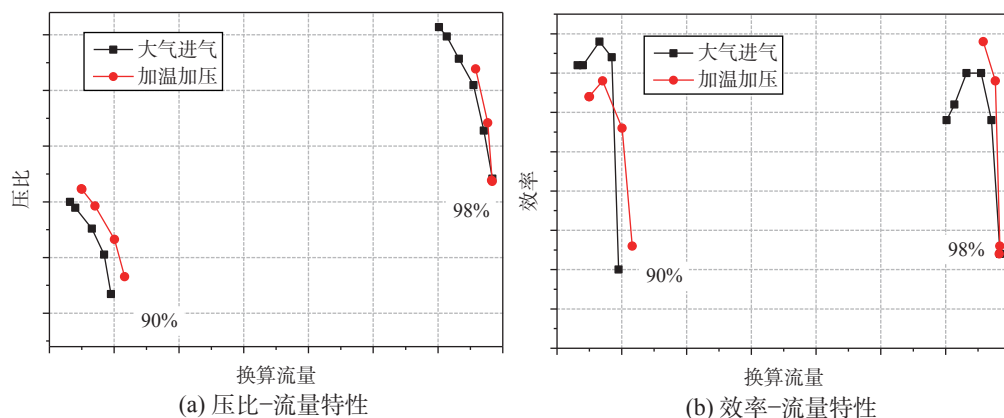


图7 加温加压试验与大气进气试验结果对比

Fig.7 Comparison of results between heating and pressure test and normal test

5.2 低温低压试验

通过低温低压试验可获取雷诺数对压缩部件性能的影响。研究获取了某型增压级在雷诺数从 4.5×10^5 变化至 0.8×10^5 范围内的性能及临界雷诺数。图8为不同雷诺数下增压级性能的变化。试验结果表明,随着进口雷诺数的降低,增压级的流量和效率均减小。为获取该增压级的临界雷诺数,通过试验获取了同一转速、压比不同雷诺数条件下的流量和效率。结果表明,当进口雷诺数小于临界雷诺数后,增压级的性能急剧衰减,呈明显下降趋势,该增压级在设计转速下的临界雷诺数为 2.7×10^5 ,见图9。图10为低温低压部件试验与高空台试验结果对比。可以看出,虽然2种试验方式均为模拟高空低温低压环境,但由于2种试验开展过程中测试布局、试验件加工装配情况、各部件匹配影响、试验数据的分析和处

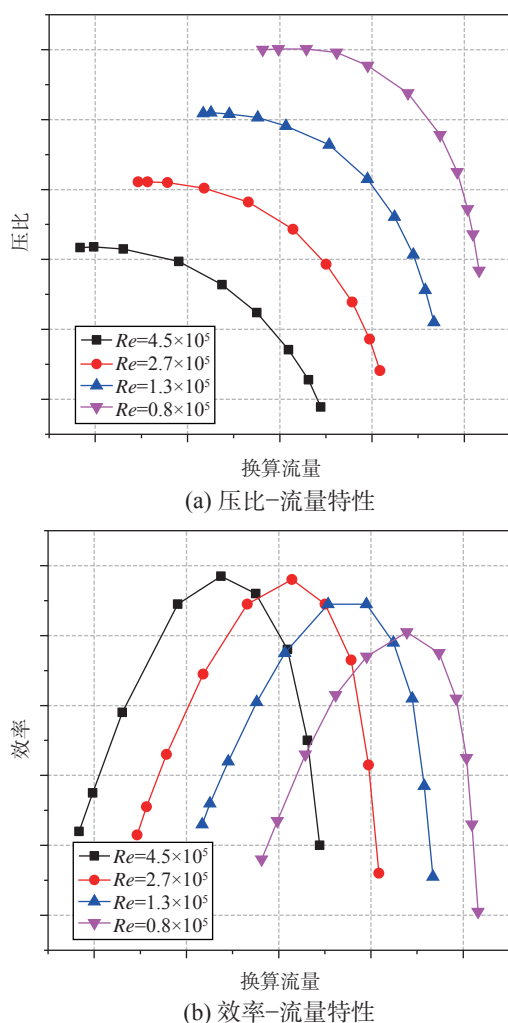


图8 雷诺数对增压级性能的影响
Fig.8 The effect of Reynolds number on the performance of the booster

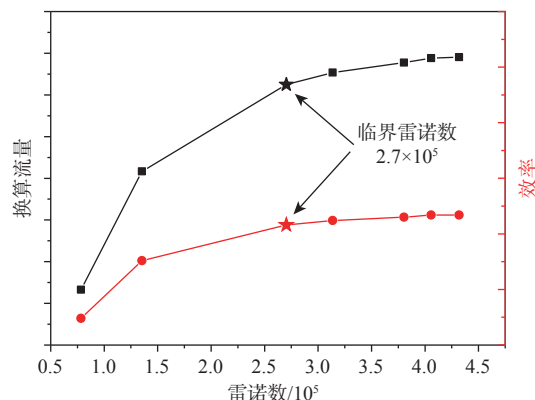


图9 增压级性能随雷诺数的变化趋势
Fig.9 The variation trend of the performance of the booster with Reynolds number

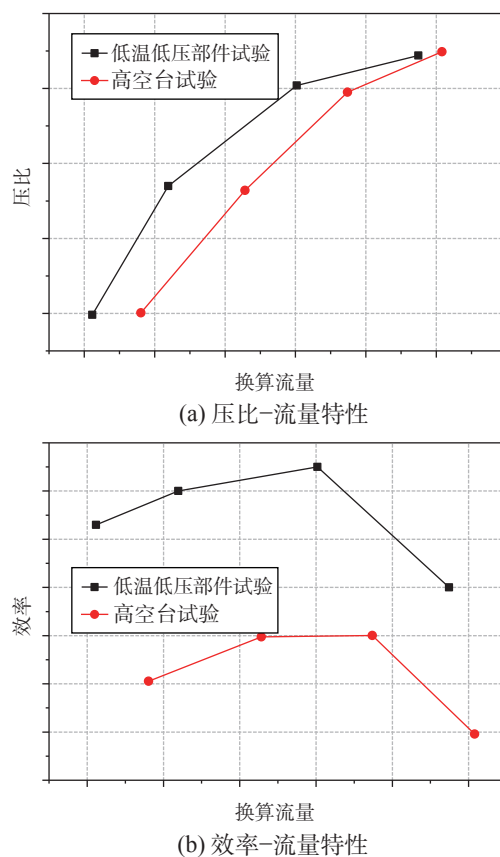


图10 低温低压部件试验与高空台试验结果对比
Fig.10 Comparison of low temperature and low pressure test and altitude simulation results

理方法等原因,导致2种试验获取的流量和效率均存在不同程度的偏差。

6 结论

创建了可模拟真实进口条件下的压缩部件试验流程和方法,主要结论如下:

(1) 常温常压试验由于无法模拟压缩部件在整机环境或高空条件下真实的进口条件,因此无法精准获取部件的真实性能,如加温条件下间隙的变化,雷诺数对部件性能的影响等;

(2) 模拟真实进口条件的部件与核心机或高空台试验结果对比表明,加温加压与低温低压试验方法获取的性能参数中流量和效率变化规律一致,但数值上存在不同程度的差异,说明在部件上开展真实进口条件模拟试验,在一定程度上可反映部件在整机环境下的真实特性,后续将针对部件与整机环境试验结果的差异开展进一步研究;

(3) 研究用增压级在设计转速下的临界雷诺数为 2.7×10^5 ,与《航空燃气涡轮发动机压气机低雷诺数效应试验方法》(HB 20262-2016)^[10]中给出的 2.5×10^5 接近,然而不同转速或者不同压缩部件是否存在差异,还需要作进一步研究。

参考文献:

- [1] 顾 杨,尹红顺,任铭林,等. 加温加压压气机试车台在发动机研制中的作用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008,21(1):18-21.
- [2] WASSELL A B. Reynolds number effects in axial compressors[J]. Journal of Engineering for Power, 1968,90(2):149-156.
- [3] 王 进,骆广琦,陶增元. 雷诺数对压气机特性及发动机稳定性影响的计算和分析[J]. 航空动力学报, 2003,18(1):20-23.
- [4] 肖 洪,吴 虎,廉筱纯. 雷诺数对涡扇发动机性能及稳定性影响[J]. 航空动力学报,2005,20(3): 394-398.
- [5] 赵运生,胡 骏,屠宝锋,等. 雷诺数对大涵道比涡扇发动机性能的影响仿真[J]. 中国机械工程,2013,24(21):2867-2871.
- [6] 王英锋,胡 骏. 雷诺数对轴流压气机稳定性的影响[J]. 航空动力学报,2004,19(1):69-73.
- [7] WILLIAMS D D. Review of current knowledge on engine response to distorted inflow conditions[R]. AGARD CP-400,1986.
- [8] 费金宝. 某组合压气机试验件的设计与验证[D]. 上海:上海交通大学,2017.
- [9] 王桂华,蔚夺魁,洪 杰,等. 航空发动机可靠性试验方法研究[J]. 航空发动机,2014,40(5):13-17.
- [10] 国家国防科技工业局. 航空燃气涡轮发动机压气机低雷诺数效应试验方法[S]. HB 20262-2016,2016.

叶栅风洞与试验雷诺数计算方法分析及应用

倪 明^{1,2}, 魏佐君^{1,2*}, 姜正礼³, 吴 帅⁴, 任光明^{1,2}, 甘晓华^{1,2}

(1. 南方科技大学 工学院 力学与航空航天工程系, 广东 深圳 518055; 2. 南方科技大学 深圳市宽速域变密度连续式风洞重点实验室, 广东 深圳 518055; 3. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000; 4. 中国联合重型燃气轮机技术有限公司, 北京 100016)

摘 要: 通过比较不同黏度计算方法, 基于黏度指数法和萨特兰法, 详细推导了叶栅试验中雷诺数的计算公式, 得到了特征参数间数量级关系和特征雷诺数随马赫数变化的规律。建议将单位特征长度雷诺数(Re/L)作为通用性的风洞雷诺数特征参数。最后提出一种基于展弦比、雷诺数和风口高度约束的叶栅模化尺寸与叶片数量确认方法。研究给出的叶栅风洞试验的雷诺数计算方法具有工程可接受的误差范围, 并在风洞建设、叶栅试验与模化设计领域有重要的参考价值。

关键词: 叶栅风洞; 叶栅试验; 雷诺数; 黏度计算; 模化设计

中图分类号: V211.7 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)06-0024-07

DOI: 10.3724/j.GTER.20240044

The calculation and application of Reynolds number in cascade wind tunnel and experiment

NI Ming^{1, 2}, WEI Zuojun^{1, 2*}, JIANG Zhengli³, WU Shuai⁴,
REN Guangming^{1, 2}, GAN Xiaohua^{1, 2}

(1. Department of Mechanics and Aerospace Engineering, College of Engineering, Southern University of Science and Technology, Shenzhen 518055, China; 2. Shenzhen Key Laboratory of Wide-Speed-Range and Variable-Density Continuous Wind Tunnel, Southern University of Science and Technology, Shenzhen 518055, China; 3. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China; 4. China United Gas Turbine Technology Co., Ltd., Beijing 100016, China)

Abstract: The calculation formula of the Reynolds number in cascade testing was derived in detail using different viscosity calculation methods, including the index method and the Sutherland method. The relationship between characteristic parameters and the law of characteristic Reynolds number changing with Mach number was obtained. The Reynolds number per unit length (Re/L) was suggested to be used as a universal characteristic parameter of wind tunnel Reynolds number. Finally, a method to confirm the modular size of a cascade and blade number based on the constraints of aspect ratio, Reynolds number, and vent height was proposed. The error range of Reynolds number calculation method of the cascade wind tunnel test is acceptable in engineering. And the method has important reference value in the fields of wind tunnel construction, cascade experiment, and modular design.

Key words: cascade wind tunnel; cascade experiment; Reynolds number; viscosity calculation; modular design

收稿日期: 2023-09-05

基金项目: 深圳市基础研究重点项目(JCYJ20200109141403840); 国家自然科学基金青年科学基金项目(52106045); 深圳市重点实验室筹建启动项目(ZDSYS20220527171405012)

作者简介: 倪 明(1994-), 男, 上海人, 博士研究生, 主要从事叶轮机械气动热力学与叶栅试验技术研究。

通信作者: 魏佐君(1986-), 男, 博士, 研究助理教授, 研究领域为叶轮机械气动热力学、微小型燃气涡轮发动机设计及飞机/发动机一体化分析。

E-mail: weizj@sustech.edu.cn

1 引言

平面叶栅是研究叶轮机械流动问题的二维简化模型,能够有效反映气流折转的基本特征。平面叶栅风洞是目前研究叶轮机械问题最简单、最基本的试验设备。叶栅试验具有操作便捷、周期短、成本低等特点,其试验数据在基础研究和工程研制中具有广泛应用价值^[1]。

叶片弦长雷诺数是叶栅试验的关键特征参数和重要决策变量。在常规叶栅性能测试中,该参数用于验证试验模型的动力学相似性,即确认是否达到雷诺数自模化条件。当满足该相似条件时,可忽略雷诺数的影响;否则需要通过特定的修正方法对试验结果进行雷诺数修正。在试验过程中,当叶片表面附面层的流动状态处于层流向湍流的转换过程时,测试结果会与纯湍流状态下的结果产生显著差异^[2-4]。这种差异源于流动状态的本质不同,若未加识别而直接将转换条件下的评估结果用于表征湍流条件下的性能,将导致评估结果失真。基于上述原因,需要在特定的叶栅测试,即变雷诺数叶栅试验,系统研究叶栅性能随雷诺数变化的规律。通过确定叶型在不同雷诺数下的性能变化规律及能力边界,建立相应的雷诺数修正关系式^[5]。

根据雷诺数调节能力,叶栅风洞可分为常规开式直排式风洞和非常规可变雷诺数风洞两类。开式直排式风洞中,马赫数与雷诺数特性曲线呈线性关系,马赫数和雷诺数同步变化,无法独立调节。而可变雷诺数风洞(如闭式回流式、下吹暂冲式和吸入式)能够独立调节马赫数与雷诺数,其特性曲线呈现包络面形式^[6-7]。

为准确描述上述风洞的性能特征,研究人员发展了2种雷诺数表征方式:一是使用基于标模尺寸的雷诺数(Re)进行表征,如文献[8-13]所示;二是使用单位特征长度雷诺数(Re/L , L 为特征长度)来表示,如文献[7, 14]所述。虽然 Re 和 Re/L 均可用于表征风洞的雷诺数特性,但关于其适用性和优劣的系统性对比研究仍显不足。

另外,实际开展叶栅试验设计时,还需要同时考虑多个约束条件:①展弦比约束,展弦比应在1.5~4.0范围内,且受风口宽度限制;②自模化条件约束,雷诺数需大于临界值,不低于 2.5×10^5 ^[15];③叶片数量约束,确定稠度下叶片数量受风口高度

约束。在HB 20145-2014^[16]中,建议的约束条件为:展弦比大于等于1.8;自模化区雷诺数大于 4×10^5 ;叶片数为7~11。目前尚无文献提出系统的参数化设计方法以满足上述全部约束条件。

为解决上述问题,本文将建立叶栅风洞与试验雷诺数的显式计算方法,以便相关研究人员直接应用。在此基础上,将该计算方法应用于以下2个关键工程问题:一是通过对比分析 Re 和 Re/L 2种风洞雷诺数特性表征方式的差异,提出合理的参数选择建议,为风洞特性表征提供理论依据;二是提出一种综合考虑展弦比、自模化雷诺数和风口高度约束的叶栅模化参数确定方法,用于指导叶栅试验中叶片数、特征弦长的确认及叶栅风洞选型。

2 叶栅风洞雷诺数计算方法

2.1 风洞雷诺数的定义

对风洞雷诺数估算的核心计算公式进行推导。根据完全气体方程,马赫数和雷诺数的基础定义,可得到式(1):

$$Re = \frac{p_s}{\sqrt{kRT_s}} \frac{U}{\sqrt{kRT_s}} \frac{L}{\mu_s} \approx 0.06984 \frac{Ma \cdot p_s \cdot L}{\sqrt{T_s} \mu_s} \quad (1)$$

式中: p_s 为当地(试验段内重点关注区域)静压; T_s 为当地静温; μ_s 为当地黏度; k 为气体绝热常数,其值为1.4; R 为气体常数,其值为287 J/(kg·K); U 为特征速度; L 为特征长度,通常选为叶栅弦长; Ma 为试验段内的特征马赫数;下标s代表静态。

叶栅试验中,通常使用空气动力学中滞止参数与静态参数和 Ma 的等熵关系式(式(2))计算试验段的等熵马赫数,其中滞止参数通常选为稳压箱内的总压 p_0 和总温 T_0 ^[17-18]。当地静压测点通常布置在试验段侧壁。针对压气机叶栅试验,当地静压选取栅前栅板壁面平均静压;针对涡轮叶栅试验,当地静压可以选择栅后栅板壁面平均静压或背压 p_b 。当地静温则以式(2)计算得到的马赫数和稳压段内的总温通过式(3)计算得到。

$$\frac{p_s}{p_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{-\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

$$T_s = \frac{T_0}{1 + \frac{k-1}{2} Ma^2} \quad (3)$$

将式(2)、式(3)代入式(1)可得式(4):

$$Re = \frac{k}{\sqrt{kR}} \frac{Ma \cdot p_0 \cdot L \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{k+1}{2-2k}}}{\sqrt{T_0} \mu_s} \approx \frac{0.06984}{(1 + 0.2 Ma^2)^3} \frac{Ma \cdot p_0 \cdot L}{\sqrt{T_0} \mu_s} \quad (4)$$

公式(4)是以稳压箱内的 p_0 、 T_0 和试验段特征马赫数为自变量的雷诺数定义式,为推导过程中的基础计算公式。式中仅 μ_s 未能直接给出计算公式,需要进一步确定。

2.2 动力黏度的计算与确定

动力黏度是表征流体输运特性的参数之一,其物理定义用于联系流体的剪切应力与变形速率,下文统一简称为黏度。叶栅风洞内的气流符合低密度或稀薄气体的定义范畴,黏度与温度有着很强的单调关系,即黏度为温度的单变量函数 $\mu(T)$ 。

在目前的工程实践中, $\mu(T)$ 主要通过指数法(Index)^[19]、萨特兰公式(Sutherland)^[20]和多项式法(Polynomial)^[21]计算,相应的计算公式分别如式(5)~式(7)所示,公式中各系数取值见表1。

$$\mu(T) = \mu_{00} \left(\frac{T}{T_{00}} \right)^n = B_1 T^n \quad (5)$$

$$\mu(T) = \mu_{00} \left(\frac{T}{T_{00}} \right)^{1.5} \frac{T_{00} + S}{T + S} = C_1 \left(\frac{T^{1.5}}{T + S} \right) \quad (6)$$

$$\mu(T) = 10^{-6} \sum_{i=0}^4 a_i T^i, \quad 250 \leq T \leq 600 \text{ K} \quad (7)$$

表1 黏性计算公式系数

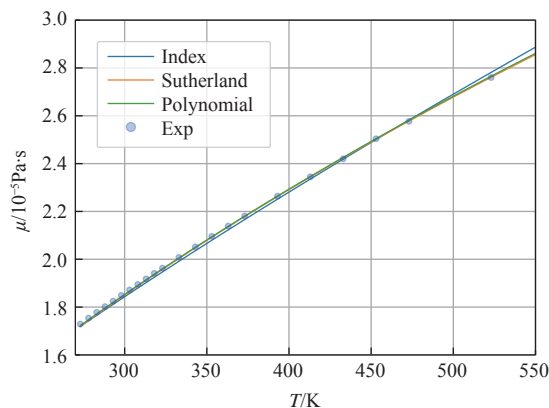
Table 1 Viscosity calculation formula coefficients

变量	值
μ_{00}	17.2×10^{-6}
T_{00}	273.16
n	0.70~0.76, 本文选定为0.74
B_1	$2.707 \ 6 \times 10^{-7}$
S	111
C_1	$1.463 \ 6 \times 10^{-6}$
a_0	$-9.860 \ 1 \times 10^{-1}$
a_1	$9.080 \ 125 \times 10^{-2}$
a_2	$-1.176 \ 355 \ 75 \times 10^{-4}$
a_3	$1.234 \ 970 \ 3 \times 10^{-7}$
a_4	$-5.797 \ 129 \ 9 \times 10^{-11}$

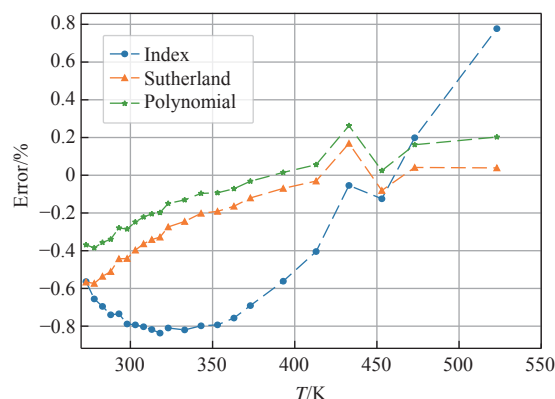
图1为273~550 K温度范围内不同黏度计算公式的计算准确性对比。其中,图1(a)为各计算公式的黏度计算结果与试验值(Exp)^[22]的对比;图1(b)

给出了各计算公式结果与试验物性的相对差,其中相对差定义见式(8)。

$$\text{Error} = \frac{\mu - \mu_{\text{Exp}}}{\mu_{\text{Exp}}} \times 100\% \quad (8)$$



(a) 计算结果与试验值的对比



(b) 计算结果与试验物性的相对差

图1 不同黏度计算公式的比较

Fig.1 Comparison of viscosity calculation formulas

图1表明,在273~550 K温度范围内,3种计算方法均能有效计算空气黏度。其中,指数法计算误差随温度变化最为显著,但误差最大不超过±1%;萨特兰公式在此温度区间与试验物性的误差范围为-0.57%~0.17%,精度较高;多项式法在此温度区间与试验物性的误差范围为-0.39%~0.26%,精度最高。尽管多项式法具有最高的计算精度,但其相对于其他两种方法的优势并不显著,且其计算公式最为复杂。就雷诺数计算公式的构建而言,多项式法的复杂形式不利于公式推导和参数量级分析;萨特兰公式在计算复杂度和精度方面达到了较好平衡,便于雷诺数估算公式推导;而指数法虽然计算精度相对较低,但误差仍在工程可接受范围内(<1%),且形式最为简洁,有利于雷诺数估算公式推导和参数

量级分析。基于上述分析,本研究选用指数法和萨特兰公式计算空气黏度。

2.3 风洞试验雷诺数的计算方法

式(6)、式(7)中的温度均选当地静温,分别代入式(4),整理后即得到本文的叶栅风洞雷诺数计算公式,分别见式(9)、式(10):

$$Re_{Index} \approx 257\,954.601\,59 \frac{Ma \cdot p_0 \cdot L}{(1 + 0.2Ma^2)^{2.26} T_0^{1.24}} \quad (9)$$

$$Re_{Sutherland} \approx 47\,720.846\,18 \cdot \frac{Ma \cdot p_0 \cdot L \left[111 + T_0(1 + 0.2Ma^2)^{-1} \right]}{T_0^2 (1 + 0.2Ma^2)^{1.5}} \quad (10)$$

利用某风洞某轮常规涡轮叶栅试验的运行参数对式(9)、式(10)进行验算,运行参数和验算结果见表2。试验选定5个运行工况,涡轮叶栅弦长选定为60 mm,特征马赫数选栅后等熵马赫数,基于叶栅出口栅板壁面的平均静压通过式(2)计算得到。验算结果表明,式(9)、式(10)计算得到的雷诺数的数量级一致且结果相近,认为本文推导的公式正确。

式(9)为雷诺数与各参数关系的影响分析提供了理论基础。风洞试验雷诺数与进口总压和特征尺寸 L 成正比,与进口总温的1.24次方成反比。从数学关系看,虽然总温的指数关系表明其对雷诺数有显著影响,但由于进口总压通常比总温高2个数量级以上,所以总温的指数效应在实际应用中并不显著。特征尺寸 L 受风洞建设条件及成本约束,调节空间有限。工程实践中,调节进口总压是改变雷诺数最直接的方法,只有当总压调节和特征尺寸优化无法满足试验要求时才考虑调整来流总温。欧洲跨声速风洞(ETW)的设计即体现了这一思路:即使配备了当时(20世纪90年代初)世界上最大功率(50 MW)的驱动电机,但仍难以满足高雷诺数试验需求,最终

通过低温风洞技术(将来流总温降至110 K)实现了所需试验条件^[23]。然而,由于温度调节系统造价昂贵,总温调节通常作为提高雷诺数的备选技术方案。

式(10)的计算精度较式(9)更高,适用于具体数值计算。然而,由于该公式中各参数(尤其是进口总温与试验马赫数)之间存在复杂的耦合关系,难以分离独立变量进行参数敏感性分析。因此,本研究采用式(9)进行特征参数影响规律的讨论。

Ma 对雷诺数的影响在其他特征参数保持不变的情况下呈非线性关系,需要进一步分析其变化趋势。现基于式(9)提取 Ma 相关函数,记 $f(Ma)=Ma/(1+0.2Ma^2)^{2.26}$,并将该函数绘制成曲线,见图2。分析表明,该函数的驻点落于 $Ma=1.192$ 处,而非 $Ma=1.000$ 的声速点;在 $Ma \leq 1.192$ 时, $f(Ma)$ 单调上升,使雷诺数增加; $Ma > 1.192$ 时, $f(Ma)$ 单调下降,使雷诺数减小。

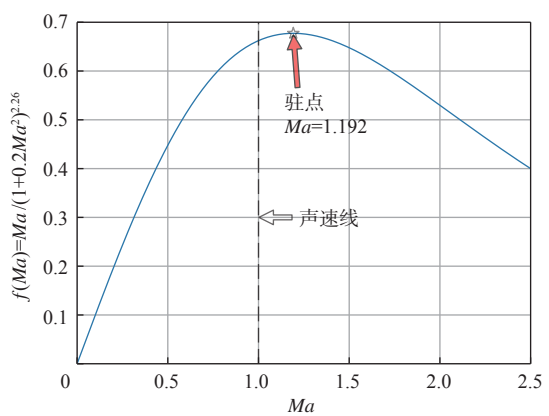


图2 $f(Ma) = Ma / (1 + 0.2Ma^2)^{2.26}$ 函数图
Fig.2 Graph of the function $f(Ma) = Ma / (1 + 0.2Ma^2)^{2.26}$

3 风洞雷诺数公式的应用

3.1 风洞雷诺数评估参数辨析

风洞特征雷诺数是衡量风洞性能的重要参数之一,通常通过标模试验对风洞的流场品质和试验能

表2 某风洞某轮常规涡轮叶栅试验的运行参数及雷诺数验证结果
Table 2 Operating parameters and Reynolds number verification results of a conventional turbine cascade experiment in a wind tunnel

变量	工况1	工况2	工况3	工况4	工况5
稳压箱总压/kPa	120.187	129.401	154.895	172.499	231.386
稳压箱总温/℃	22.094	22.908	23.847	26.545	34.267
特征长度(弦长)/mm	60	60	60	60	60
特征马赫数	0.509	0.608	0.800	0.902	1.139
Re_{Index}	7.310×10^5	8.929×10^5	1.254×10^6	1.454×10^6	1.992×10^6
$Re_{Sutherland}$	7.301×10^5	8.925×10^5	1.257×10^6	1.459×10^6	2.006×10^6

力进行确认与评估。在叶栅试验中,雷诺数计算公式中的特征尺寸通常选用叶栅弦长,即弦长雷诺数。

目前常用的特征雷诺数的2种表征方法在形式上的差异仅在于是否将特征长度作为独立参数处理,二者可通过简单的数学变换相互转化。基于 Re 和 Re/L 特性图计算风洞特征雷诺数的流程见图3。

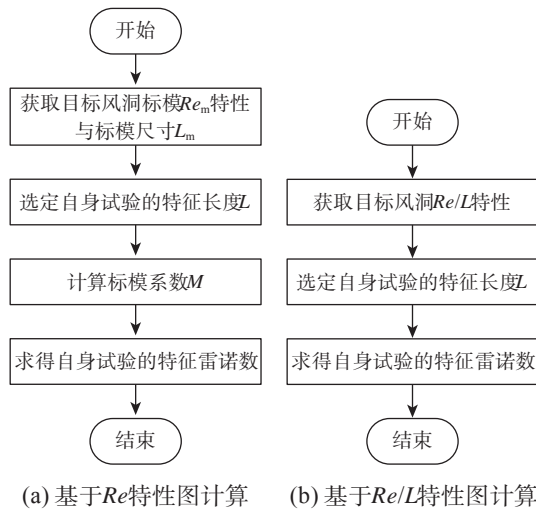


图3 基于 Re 和 Re/L 特性图计算试验雷诺数的流程图

Fig.3 Flowchart of calculating experimental Reynolds number based on Re and Re/L

基于风洞 Re 特性图计算试验雷诺数,需要经过基于标模特征雷诺数 Re_m 折算过程。具体而言,首先在风洞标模试验中,通过标模试验件的特征尺寸 L_m 计算对应的标模特征雷诺数 Re_m ,建立风洞的标准化雷诺数特性。其次根据自身试验需求确定特征尺寸后,根据式(11)计算出标模系数 M ,并通过式(12)基于标模雷诺数 Re_m 折合计算出自身试验的特征雷诺数。在进行不同风洞性能对比时,需要获取各风洞的 Re_m 特性图和标模试验件的特征尺寸 L_m ,重复进行基于标模特征雷诺数 Re_m 折算过程。

$$M = \frac{L}{L_m} \times 100\% \quad (11)$$

$$Re = M \times Re_m \quad (12)$$

基于 Re/L 表征方法是将等式右侧的 L 移至等式左侧,量纲则从无量纲变成了 $[L^{-1}]$ 。这种数学变换虽然简单,但显著简化了风洞雷诺数水平的评估过程。在风洞标模雷诺数特性建立阶段,通过预先消除标模试验件尺寸的影响,形成标准化的单位特征长度雷诺数特性曲线。因此,只需获取目标风洞

对应 Re/L 特性图,再乘以自身所需求的试验件特征尺寸,即可得到试验的特征雷诺数并用于试验评估。

基于 Re/L 的计算方法显著优化了风洞性能评估流程,避免了基于 Re 的计算方法需同时获取标模特征雷诺数 Re_m 和标模特征尺寸 L_m 并进行标模系数 M 折算的繁琐过程。这种简化不仅降低了数据处理的复杂度,还为不同风洞雷诺数水平的标准化对比提供了统一的评估基准。综上,推荐 Re/L 作为通用的衡量风洞雷诺数水平的参数。将式(11)、式(12)改为 Re/L 形式,得到式(13)、式(14)。

$$Re_{Index}/L \approx 257\,954.601\,59 \cdot \frac{Ma \cdot p_0}{(1 + 0.2Ma^2)^{2.26} T_0^{1.24}} \quad (13)$$

$$Re_{Sutherland}/L \approx 47\,720.846\,18 \cdot \frac{Ma \cdot p_0 \left(111 + \frac{T_0}{1 + 0.2Ma^2} \right)}{T_0^2 (1 + 0.2Ma^2)^{1.5}} \quad (14)$$

3.2 叶栅试验中叶片数与特征弦长的确认

在叶栅试验设计阶段,需要根据风洞测试段的尺寸限制进行叶片几何参数设计,主要关注问题包括叶片弦长 C 与叶片数量 n 的选择。风洞测试段的关键尺寸包括风口宽度 W 和风口高度 H 。叶栅风洞测试段结构如图4所示,风口宽度 W 决定叶片高度,风口高度 H 限制叶片数量。

叶栅理论二维流动的假设限制了 C 和 W 的关系,二者通过展弦比 AR 联系,如式(15)所示。若 AR 过小,则端壁二次流在流道中占比增加,甚至破坏二维性假设;若 AR 过大,则会令叶片弦长过小或要求更大的风口宽度(即叶片高度)。叶片弦长过小会降低试验件的雷诺数水平,增加加工制造和试验测量难度;而增大风口宽度需要更高的风洞建设投入。 AR 值推荐范围为1.8~4.0,最低要求为不小于1.5。

将式(15)分别代入式(9)、式(10),可得到叶片弦长特征雷诺数 Re_C 计算公式(式(16)、式(17))。计算中的输入参数主要有 W 、 AR 、 p_0 、 T_0 和 Ma 。 W 对一特定的风洞为固定值; AR 为主要变动值,用于计算叶片弦长 C ; p_0 、 T_0 和 Ma 用于叶栅试验工况点的确定,其变化范围受风洞形式和能力的约束。

$$AR = W/C \quad (15)$$

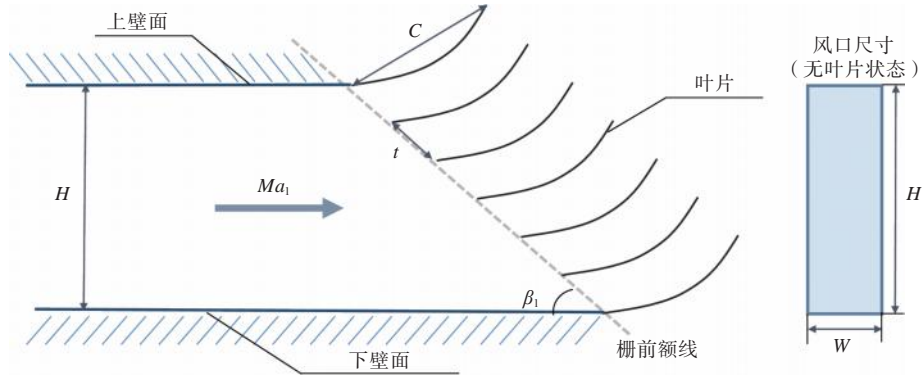


图4 叶栅风洞测试段基本结构示意图

Fig.4 Schematic diagram of the basic structure of a cascade wind tunnel test section

$$Re_{C,Index}(W, AR, p_0, T_0, Ma) \approx 257\,954.601\,59 \frac{W}{AR} \frac{Ma \cdot p_0}{(1 + 0.2Ma^2)^{2.26} T_0^{1.24}} \quad (16)$$

$$Re_{C,Sutherland}(W, AR, p_0, T_0, Ma) \approx 47\,720.846\,18 \frac{W}{AR} \frac{Ma \cdot p_0 \left(111 + \frac{T_0}{1 + 0.2Ma^2} \right)}{T_0^2 (1 + 0.2Ma^2)^{1.5}} \quad (17)$$

吴法勇和马宏伟^[24]推荐叶片流道区域总高度不低于风口高度的75%。基于此建议,可根据式(18)对叶片数量进行选择。叶片数以不小于7为佳,最小不能低于5^[15]。

$$H \geq (n-1) \cdot \frac{W}{AR \cdot \sigma} \cdot \sin(\beta_1) \geq 75\% H \quad (18)$$

式中: σ 为稠度,为叶片弦长与叶栅截距 t 之比; β_1 为进口气流角。

叶栅模化尺寸与叶片数量计算流程见图5。首先,需确认目标风洞的测试段基本尺寸,得到其风洞测试段的基本几何尺寸,包括风口宽度 W 和风口高度 H ,并获取期望测试工况点的参数工况点参数 p_0 、 T_0 和 Ma 。随后在选定 AR (推荐范围1.8~4.0)后,进行叶片弦长雷诺数和叶片流道总高度的计算。叶片弦长雷诺数应高于临界雷诺数(临界值为 2.5×10^5 ,建议不低于 4.0×10^5),以满足试验要求。若计算结果未达到要求,则需调整 AR 并重新计算,直至满足雷诺数条件。

叶片流道总高度的计算过程中,应当首先确定叶片稠度,其次是试验气流角范围,最后确定合适的叶片数量。在流道高度约束判断过程中,当初始计算结果不满足约束条件时,可首先通过调整叶片数量 n 进行优化(需满足至少5片)。若调整后仍不满足约束条件,则需重新选择 AR 并重复计算流程直至

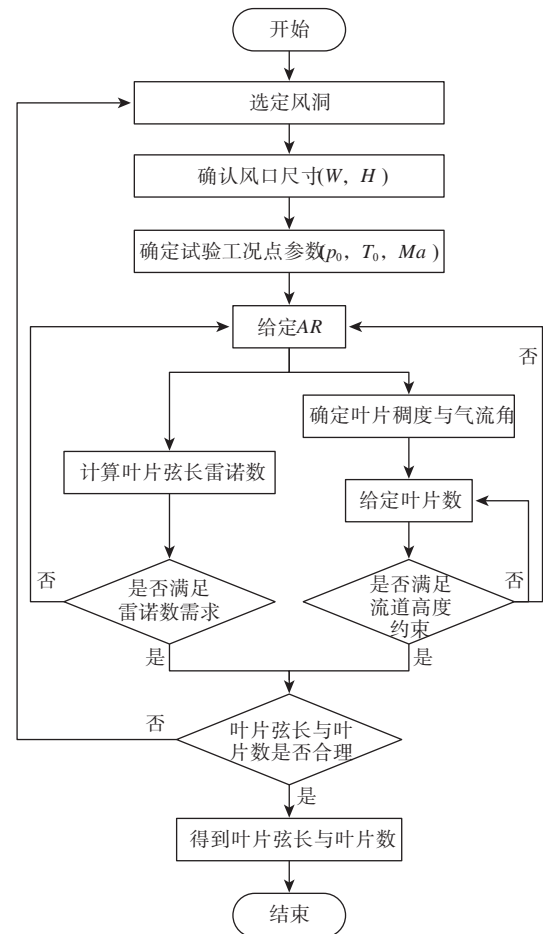


图5 叶栅模化尺寸与叶片数量确认方法流程图

Fig.5 Flowchart of a confirmation method about cascade modular size and blade number

满足要求。

叶栅几何参数的最终确定必须同时满足叶片弦长雷诺数要求和叶片流道总高度约束2个条件。在参数优化过程中,如果无法同时满足这2个条件,或得到的叶片尺寸与数量明显不合理,则需考虑选择其他风洞设施进行试验。

4 结论

基于黏度指数法与萨特兰法详细推导了叶栅风洞与试验中雷诺数的计算公式,并具体给出了该公式的应用示例,包括风洞雷诺数评估参数辨析和叶栅试验中的雷诺数评估,主要结论如下:

(1) 叶栅试验特征雷诺数计算方法可参见 Re_{Index} 和 $Re_{\text{Sutherland}}$ 计算公式(式(9)、式(10)),前者进行各特征参数的影响分析更简便,后者的计算精度更高。

(2) 试验雷诺数与进口总压和特征尺寸成正比,与进口总温的1.24次方成反比;在来流总温、总压和特征长度保持不变的条件下, $Ma \leq 1.192$ 时特征雷诺数增加, $Ma > 1.192$ 时特征雷诺数减小。

(3) 推荐采用单位特征长度雷诺数 Re/L 为通用性衡量风洞雷诺数水平的参数,其量纲为 $[L^{-1}]$,为不同风洞雷诺数水平的标准化对比提供了统一的评估基准。

(4) 给出了一种基于展弦比、雷诺数和风口高度约束的叶栅模化尺寸与叶片数量确认方法,可帮助研究人员开展叶栅试验件设计与风洞选型。

参考文献:

- [1] 张庆典,马宏伟,杨益,等. 平面叶栅气动试验研究进展与展望[J]. 力学学报,2022,54(7):1755-1777.
- [2] 邹正平,叶建,刘火星,等. 低压涡轮内部流动及其气动设计研究进展[J]. 力学进展,2007,37(4):551-562.
- [3] HODSON H P, HOWELL R J. The role of transition in high-lift low-pressure turbines for aeroengines[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2005, 41(6):419-454.
- [4] 凌代军,姜正礼,于进涛,等. 低雷诺数平面叶栅试验方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2011,24(3):1-6.
- [5] 国家国防科技工业局. 航空燃气涡轮发动机轴流涡轮气动性能试验方法[S]. HB 7081-2012,2012.
- [6] POPE A, GOIN K L. High-speed wind tunnel testing[M]. New York: Wiley, 1965.
- [7] SCHLICHTING H. The variable density high speed cascade wind tunnel of the Deutsche Forschungsanstalt für Luftfahrt, Braunschweig[C]//. Eighth Meeting of the WFlight Test Techniques Panel. Brussels, Belgium: 1956.
- [8] ETW. European transonic windtunnel[EB/OL]. ETW-European Transonic Windtunnel GmbH. [2023-04-05]. <https://www.etw.de>.
- [9] SAUNDERS T. The European transonic wind tunnel-testing at flight Reynolds numbers[C]//. 34th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, USA: 1996.
- [10] SCHIMANSKI D, HEFER G. Recent aspects of high Reynolds number data quality and capabilities at the European Transonic Windtunnel[R]. AIAA 00-0292, 2000.
- [11] 张刃,杜文天,李庆利,等. 2.4 m连续式跨声速风洞气动设计与研究[J]. 空气动力学学报,2023,41(1):22-38.
- [12] 钟世东,吴军强,魏志,等. 2.4m跨声速风洞Re数模拟能力及其应用[J]. 实验流体力学,2008,22(4):76-79.
- [13] 谢飞,郭雷涛,朱涛,等. 高超声速风洞变雷诺数试验技术研究[J]. 空气动力学学报,2016,34(3):398-403.
- [14] 魏巍,马护生,周晓刚,等. 变密度平面叶栅风洞的设计与实现[J]. 实验流体力学,2022,36(5):24-33.
- [15] 李根深,陈乃兴,强国芳. 船用燃气轮机轴流式叶轮机械气动热力学(原理、设计与试验研究)[M]. 北京:国防工业出版社,1980.
- [16] 国家国防科技工业局. 超跨音速平面叶栅试验方法[S]. HB-20145-2014, 2014.
- [17] 中国人民解放军总装备部. 低速风洞和高速风洞流场品质要求[S]. GJB-1179A-2012, 2012.
- [18] 童秉纲,孔祥言,邓国华. 气体动力学[M]. 2版. 北京:高等教育出版社,2012.
- [19] 陈懋章. 粘性流体动力学基础[M]. 北京:高等教育出版社,2002.
- [20] SUTHERLAND W LII. The viscosity of gases and molecular force[J]. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 1893, 36(223):507-531.
- [21] ANDREWS J R, BIBLARZ O. Temperature dependence of gas properties in polynomial form[R]. California: Naval Postgraduate School, 1981.
- [22] CENGEL Y A, CIMBALA J M, GHAJAR A J. Fundamentals of thermal-fluid sciences[M]. 6th. New York: McGraw-Hill Higher Education, 2021.
- [23] GREEN J, QUEST J. A short history of the European transonic wind tunnel ETW[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2011, 47(5):319-368.
- [24] 吴法勇,马宏伟. 航空发动机涡轮试验[M]. 北京:科学出版社,2022.

冲击-气膜冷却单元结构砂尘沉积特性的数值研究

郑天一¹, 李洁博², 刘存良^{1*}, 叶林¹, 李琳¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129; 2. 中国空空导弹研究院, 河南 洛阳 471000)

摘要: 当砂尘颗粒进入航空发动机并沉积在涡轮叶片上时, 会对其安全运行构成重大威胁。为探索涡轮叶片内部砂尘输运与沉积机理, 利用离散单元法 (CFD-DEM) 对冲击气膜结构的砂尘沉积特性进行了数值模拟研究, 验证了离散单元法用于砂尘沉积模拟的可行性, 揭示了冲击靶面砂尘沉积的非稳态发展过程, 阐明了斯托克斯数对冲击靶面砂尘沉积特性的影响机理。研究结果显示, 涡轮叶片内的砂尘颗粒输运在冲击靶面形成锥状沉积层和带状沉积层; 斯托克斯数增大会显著降低砂尘颗粒的随流性, 增大流道内砂尘颗粒的体积分数, 同时流体对砂尘颗粒的拖曳力有所减小, 进而导致冲击靶面砂尘沉积质量增加。

关键词: 涡轮叶片; 冲击-气膜冷却; 砂尘沉积; 离散单元法; 气固两相流; 颗粒输运; 航空发动机

中图分类号: V232.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2024)06-0031-09

DOI: 10.3724/j.GTER.20240033

Numerical investigation on the characteristics of particle deposition in impingement-film cooling unit structures

ZHENG Tianyi¹, LI Jiebo², LIU Cunliang^{1*}, YE Lin¹, LI Lin¹

(1. Northwestern Polytechnical University, School of Power and Energy, Xi'an 710129, China; 2. China Airborne Missile Academy, Luoyang 471000, China)

Abstract: When sand dust particles enter aero-engines and deposit on turbine blades, they pose a significant threat to safe operation of aero-engines. To explore the mechanisms governing the transport and deposition of sand dust within turbine blades, the discrete element method (CFD-DEM) was employed to conduct numerical simulation on the sand dust deposition characteristics of an impingement-film cooling unit structural model. The feasibility of applying CFD-DEM to sand dust deposition simulation was validated, and the unsteady development process of sand dust deposition on the impact target surface was revealed. The influence mechanism of the Stokes number on the sand dust deposition characteristics on the impact target surface was further clarified. The results indicate that the transport of sand dust particles within turbine blades leads to the formation of conical and banded deposition layers on the impact target surface. An increase in the Stokes number significantly reduces the entrainment capacity of sand dust particles, leading to an elevated volume fraction of sand dust particles within the flow channel. Meanwhile, the drag force exerted by the fluid on the sand dust particles decreases, ultimately resulting in an increase in the deposition mass of sand dust on the impact target surface.

Key words: turbine blades; impingement-film cooling; dust deposition; CFD-DEM; gas-solid two-phase flow; particle transport; aero-engine

收稿日期: 2024-07-02

基金项目: 国家自然科学基金“叶企孙”科学基金(U2241268); 2024年研究生创新基金(PF2024007)

作者简介: 郑天一(2000-), 男, 辽宁朝阳市人, 硕士研究生, 从事气固两相流研究。

通信作者: 刘存良(1983-), 男, 教授, 博士, 从事航空发动机热端部件高效冷却与精准化热分析。E-mail: liucunliang@nwpu.edu.cn

1 引言

大型运输机和直升机,执飞时间长、地域广,不可避免地会遇到沙尘、火山爆发等特殊而恶劣的飞行环境。虽然现代航空发动机采取了多种措施防止沙尘颗粒进入,但仍然会有少量沙尘进入发动机内部。当航空发动机在沙尘等污染环境工作时,颗粒物会在遍布气膜孔的涡轮叶片壁面沉积,使冷却结构性能降低甚至失效。因此,沙尘颗粒在发动机内部的沉积已成为国内外学者高度关注的一个研究课题^[1-2]。

沉积层在涡轮叶片的形成是一个长时间的过程,实验室的时间尺度远小于实际工作时产生沉积的时间尺度。针对此问题,JENSON等^[3]设计制造了高温加速沉积设备(TADF),通过增加涡轮叶片工作环境中的颗粒物浓度,实现了对沉积层成型过程的加速;该设备可以通过4 h的试验模拟10 000 h真实涡轮环境运行。ELMS等^[4]开展了航空发动机整机吞砂试验,发现发动机冷端部件的沉积物组分与进入发动机的沙尘组分基本相同。

冲击冷却结构作为涡轮叶片内部冷却技术的典型结构,具有特有的沉积形貌。LIBERTOWSKI等^[5]基于单孔冲击冷却结构研究了大粒径沙尘颗粒对锥形沉积层的侵蚀。首先用0~5 μm 粒径的亚利桑那州灰尘在811 K的温度下形成了锥形沉积层,然后以不同粒径(5~10, 10~20, 20~40, 40~80 μm)的沙尘颗粒冲击沉积层。研究发现,随着粒径增大、流速增加以及温度降低,侵蚀速率明显加快。SACCO等^[6]对阵列冲击冷却结构进行了沙尘沉积试验,结果表明,温度与总沉积量成正比,在恒定的温度和压力比下,冲击点处的锥形沉积层高度随压力的增加而降低。BOWEN等^[7]基于阵列冲击冷却结构,利用0~5 μm 粒径范围的亚利桑那州灰尘,开展了沙尘沉积试验,研究了温度对冲击冷却结构中沙尘沉积的影响。研究结果表明,冲击驻点附近形成了锥形沉积层,沉积高度与温度成正比,与冲击速度成反比。WHITAKER等^[8]对涡轮叶片前缘冲击冷却结构进行了沙尘沉积试验,粒径分布与亚利桑那州道路沙尘粒径分布一致,在保证压比恒定为1.03的情况下,研究了外表面温度对气膜孔堵塞的影响。发现表面温度的增加与空气的质量流量减少成正比,沙尘沉积的区域主要在气膜孔内和冲击驻点周围。

沙尘沉积试验由于投入大,时间长,且难以深入到沉积机理中加以探究,故开展范围并不十分广泛。随着CFD和计算机技术的发展,利用计算机模拟沙尘沉积过程得以实现。研究初期,常常通过追踪部分沙尘颗粒的运动轨迹解释试验结果。如CROWE和BONS^[9]基于前期平板气膜冷却结构的沙尘沉积试验,开展了数值模拟研究,对颗粒轨迹进行了追踪。但随着研究深入,国内外学者们基于试验数据和理论推导发展出了一系列沙尘沉积模型,并以此定量预测沙尘颗粒的沉积位置和沉积量。EL-BATSH和HASELBACHER^[10]利用基于临界速度的沉积模型对涡轮叶片外表面的沙尘颗粒沉积分布进行了数值模拟研究。WOLFF等^[11]利用搭载OSU沉积模型的CFD技术,进行了与试验工况相同的数值模拟,以此预测颗粒的沉积位置。AI和FLETCHER^[12]对冲击-气膜冷却结构的沙尘沉积现象进行了数值模拟研究,并与试验结果进行了对比,发现颗粒沉积率随吹风比和孔径的增大而增加。

沙尘颗粒沉积在壁面上,导致壁面几何形状发生改变,势必对流动产生影响。在以往研究中,通常忽略了沉积形貌对壁面几何形状的改变。近些年在以往研究的基础上,结合动网格技术,获得了沙尘沉积形貌,实现了沉积形貌演变与流动的双向耦合。BOWEN和BONS^[13]结合沉积模型与动网格技术对单孔气膜冷却结构进行了数值模拟研究,研究发现,动网格技术可以较好地模拟沉积层的生长过程以及对气膜孔的堵塞效应,且沉积形貌与试验结果近似。LIBERTOWSKI等^[5]利用前期试验数据,开发了锥形沉积层侵蚀模型,将其嵌入到OSU沉积模型中,实现了模拟沙尘颗粒的沉积与沉积层侵蚀共同发生的过程,并利用动网格技术,展现了沉积层侵蚀前后形状的变化。FORSYTH等^[14]开发了一种沙尘颗粒沉积-动态网格变形耦合方法。利用RANS模型计算流体,并在拉格朗日体系下对沙尘颗粒进行追踪,通过获取颗粒沉积分布改变表面网格节点的位置,实现了模拟沙尘颗粒沉积对流道的形状改变。

对于沙尘沉积的数值模拟技术,相比于初期已经有了长足发展,但当前使用离散离子法(Discrete particle method, DPM)搭载沉积模型结合动态网格的方法仍具有其局限性,把颗粒当作质点,忽略了颗粒之间的碰撞作用。但是在近壁面区域,颗粒间的碰撞发挥主导作用,沙尘沉积层才得以成型,进而发

展出各种沉积形貌,显然该假设已经不成立,需要一种假设更为合理、更贴近物理事实的数值模拟方法。离散元素法(Discrete element method, DEM)由CUNDALL博士于1971年首次提出^[15-16]。CFD-DEM与CFD-DPM类似,在欧拉体系下求解流体相,在拉格朗日体系下对颗粒轨迹进行追踪。但DEM中,介质由一系列离散的颗粒所组成,颗粒单元本身具有独立的几何(形状、大小、排列等)、物理和化学特征,可以较好地模拟微尘颗粒的团聚、分散和堆积等行为。由于DEM更贴近物理事实的特征,现已广泛应用于微尘颗粒输送和沉积的模拟仿真研究。

近年来,对于砂尘沉积的数值模拟研究取得了不少成果,沉积模型愈加完善。但是当具体对涡轮叶片的除尘结构进行设计指导时,不单要获得定性的沉积位置和沉积速率,还需要深入了解沉积层的非稳态发展过程,不同工况下沉积层厚度,沉积形貌的成型机理以及各参数敏感度等。当前大多数研究采用的DPM方法基本假设中忽略了颗粒碰撞的过程,不能对砂尘沉积层的形成进行预测。为此,本文采用CFD-DEM对冲击气膜结构的砂尘沉积特性进行数值模拟,研究冲击气膜结构砂尘沉积形貌的非稳态发展过程,解释斯托克斯数对冲击气膜结构沉积特性的影响。

2 数值模拟方法

2.1 气相模型

在实际的砂尘颗粒沉积过程中,气体裹挟颗粒运动,可以认为是稀相流,但是在壁面附近,颗粒浓度增大,不能再忽略颗粒之间的相互作用;同时,砂尘颗粒的沉积改变了壁面条件以及流道的几何形状,颗粒的体积分数也不能被忽略。标准形式的N-S方程并不包含对离散相的描述,为解决该问题,引入欧拉多相流方程。

连续方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_f \rho_f) + \nabla \cdot (\varepsilon_f \rho_f \mathbf{v}_f) = S_f \quad (1)$$

式中: ε_f 、 ρ_f 、 \mathbf{v}_f 和 S_f 分别表示流体的体积分数、密度、速度矢量以及源项。

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_f \rho_f \mathbf{v}_f) + \nabla \cdot (\varepsilon_f \rho_f \mathbf{v}_f \mathbf{v}_f) = -\varepsilon_f \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_f + \varepsilon_f \rho_f \mathbf{g} + \sum_{i=1}^n F_i \quad (2)$$

$$\boldsymbol{\tau}_f = \varepsilon_f \mu_f (\nabla \mathbf{v}_f + \nabla \mathbf{v}_f^T) + \varepsilon_f \left(\lambda - \frac{2}{3} \mu_f \right) \nabla \cdot \mathbf{v}_f \mathbf{I} \quad (3)$$

式中: p 为压强, $\boldsymbol{\tau}_f$ 为黏性应力张量, \mathbf{g} 为重力加速度向量, F_i 为流体受到颗粒的反向作用力, μ_f 为流体的动力黏度, \mathbf{I} 为单位张量。

从控制方程看,局部颗粒体积分数不容忽略时,会对气体流动产生巨大影响。

2.2 颗粒相模型

在流场中运动的颗粒受到各种力的作用,研究^[17]发现,粒径小于3 μm 时才会明显受到热泳力、湍流扩散和萨夫曼升力的影响,粒径为10~20 μm 的颗粒可以忽略不计。根据文献^[18]研究结果,粒径在0~50 μm 范围的颗粒,如果没有激波或者强的膨胀波,受到的压力梯度力可以忽略不计。另外,当流体密度远小于颗粒密度时,附加质量力、巴塞特力、马格努斯力均可忽略不计^[19]。本文所研究的颗粒密度为2 450 kg/m^3 ,远远大于流体密度,颗粒的直径为20 μm ,所受到的压力梯度力、热泳力、湍流扩散和萨夫曼升力可以忽略不计。所以,在本次数值模拟研究中,仅考虑流体对砂尘颗粒的拖曳力、重力和颗粒间的碰撞力。

2.2.1 流体对砂尘颗粒的拖曳力

流体对砂尘颗粒的拖曳力 F_C 为:

$$F_C = m_p \beta (u_f - u_p) \quad (4)$$

$$\beta = \begin{cases} \frac{150 \varepsilon_p (1 - \varepsilon_f) \mu_f}{\varepsilon_p d_p^2} + \frac{1.75 \rho_f \varepsilon_p |u_f - u_p|}{d_p} & \varepsilon_p \leq 0.8 \\ \frac{3 C_d \varepsilon_p \rho_f |u_f - u_p| \varepsilon_f^{-2.65}}{4 d_p} & \varepsilon_p > 0.8 \end{cases} \quad (5)$$

$$C_d = \begin{cases} \frac{24(1 + 0.15 Re_p^{0.687})}{Re_p} & Re_p < 1\ 000 \\ 0.44 & Re_p > 1\ 000 \end{cases} \quad (6)$$

式中: m_p 、 β 、 ε_p 、 u_f 、 u_p 、 d_p 、 Re_p 、 C_d 分别为颗粒质量、曳力系数、颗粒体积分数、流体速度、颗粒速度、颗粒粒径、颗粒雷诺数和阻力系数。

2.2.2 颗粒碰撞力

选择Hertz-Mindlin模型^[20]计算颗粒间的碰撞力,包括法向力和切向力。将颗粒碰撞后的反弹、动量耗散、摩擦等现象模化为弹簧、阻尼器及滑块模型,即软球模型,如图1所示。

颗粒法向弹性力 F_n 为:

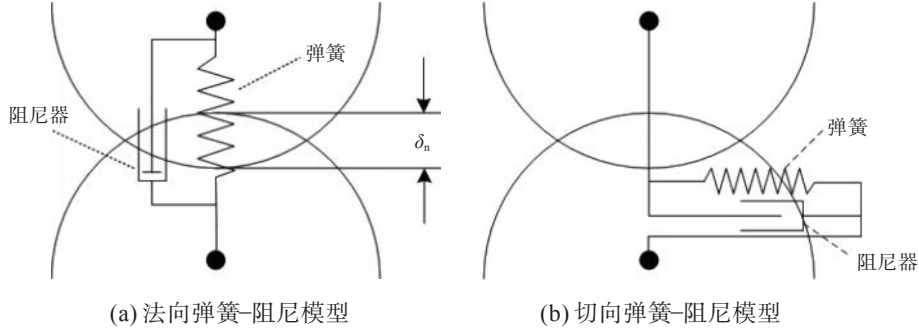


图1 弹簧-阻尼模型

Fig.1 Spring-damping model

$$F_n = \frac{4}{3} E^* \sqrt{R^*} \delta_n^{1.5} \quad (7)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \nu_j^2}{E_j} \quad (8)$$

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_j} \quad (9)$$

式中: E 、 ν 分别为颗粒材料的弹性模量和泊松比, R 为颗粒半径, δ_n 为碰撞颗粒的法向重叠量; 下标 i 、 j 分别代表发生接触的颗粒 i 和颗粒 j 。

颗粒碰撞的法向阻尼力 F_n^d 为:

$$F_n^d = -2 \sqrt{\frac{5}{6}} \phi \sqrt{S_n m_p^*} u_n^{\text{rel}} \quad (10)$$

$$\phi = \frac{-\ln e}{\sqrt{\ln^2 e + \pi^2}} \quad (11)$$

$$\frac{1}{m_p^*} = \frac{1}{m_{pi}} + \frac{1}{m_{pj}} \quad (12)$$

$$S_n = 2E^* \sqrt{R^*} \delta_n \quad (13)$$

式中: u_n^{rel} 为碰撞对象的法向相对速度, S_n 、 ϕ 为计算过程中涉及到的因子。

颗粒切向弹性力 F_t 为:

$$F_t = -S_t \delta_t \quad (14)$$

$$S_t = 8G^* \sqrt{R^*} \delta_n \quad (15)$$

$$G^* = \frac{2 - \nu_i}{G_i} + \frac{2 - \nu_j}{G_j} \quad (16)$$

式中: δ_t 为碰撞颗粒的切向重叠量, G_i 、 G_j 分别为碰撞颗粒 i 和颗粒 j 的剪切模量。

颗粒碰撞的切向阻尼力 F_t^d 为:

$$F_t^d = -2 \sqrt{\frac{5}{6}} \phi \sqrt{S_t m_p^*} u_t^{\text{rel}} \quad (17)$$

式中: u_t^{rel} 为颗粒的切向相对速度。

2.3 砂尘沉积参数定义

(1) 射流雷诺数 Re_j

$$Re_j = \frac{\rho_f u_f D}{\mu} \quad (18)$$

式中: D 为冲击孔径。

(2) 斯托克斯数 St

$$St = \frac{\tau_p}{L_{\text{char}} / U_{\text{char}}} = \frac{\rho_p d_p^2 U_{\text{char}}}{18 \mu L_{\text{char}}} \quad (19)$$

式中: τ_p 为颗粒的无量纲弛豫时间, $L_{\text{char}} / U_{\text{char}}$ 为流体的特征时间, ρ_p 为颗粒密度, U_{char} 为颗粒入口速度, L_{char} 为冲击孔孔径。 St 表征着颗粒惯性作用与受到流体扩散作用的相对大小, St 越小, 颗粒的随流性越好, 惯性越小。

(3) 砂尘颗粒入口体积分数 ε_{ip}

$$\varepsilon_{ip} = \frac{M_p / \rho_p}{n A_j u_f + M_p / \rho_p} \quad (20)$$

式中: M_p 为颗粒入口的质量流量, n 为冲击孔数量, A_j 为冲击孔横截面积。

(4) 沉积率 β_{dep}

$$\beta_{\text{dep}} = m_{\text{dep}} / m_{\text{del}} \quad (21)$$

式中: m_{dep} 为沉积质量, m_{del} 为输送的砂尘颗粒质量。 β_{dep} 反映当前条件下, 输入砂尘颗粒沉积的难易程度。

3 数值模拟方法验证

3.1 几何模型

冲击气膜结构是一种在涡轮叶片上得到广泛应用的典型冷却结构, 图2所示为冲击气膜冷却单元结构, 包括1个气膜孔, 4个冲击孔和1个冲击靶面。冷却射流经冲击孔沿冲击靶面方向冲刷高温壁面, 以

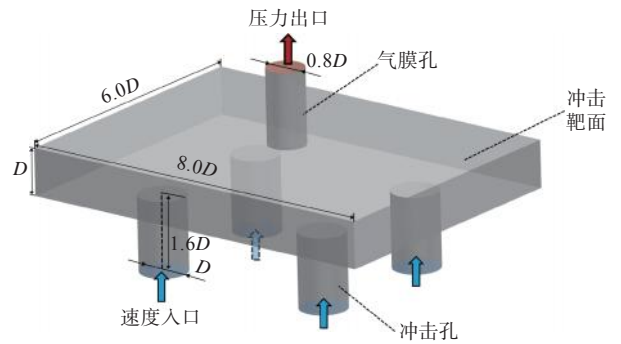


图2 冲击-气膜冷却单元结构模型
Fig.2 Impact-film cooling unit structural model

此完成冷却功能。此模型尺寸以冲击孔孔径 D 为基准, $D=5\text{ mm}$,气膜孔径为 $0.8D$,冲击距为 $1.0D$,靶面长为 $8.0D$,宽为 $6.0D$ 。

3.2 网格剖分

网格剖分全部采用四面体网格。本项研究中涉及到了体积分数的计算,采用PCM方法,将颗粒的全部体积归属于颗粒中心所在的CFD网格^[21]。如果颗粒的特征长度与网格尺寸相当或大于网格尺寸,当颗粒中心临近CFD网格边缘时,引起的误差可能达到50%^[22],这种非物理的不光滑结果将导致整个CFD-DEM模拟计算的数值不稳定甚至发散。因此,使用PCM计算颗粒体积分,CFD网格尺寸必须显著大于(3~10倍)颗粒尺寸^[23]。表1给出了射流雷诺数为10 000的工况下,4种不同网格密度下的质量流量和沉积率。可以看出,网格数量大于 8.1×10^5 后计算结果基本不发生变化。为了兼顾经济性与精确性,网格数量确定为 8.1×10^5 。网格剖分结果见图3。

表1 网格独立性验证

Table 1 Grid independence analysis of the model

网格数量/ 10^5	质量流量/ (10^{-3} kg/s)	沉积率/ 10^{-2}
4.7	1.526	1.492
6.2	1.527	1.498
8.1	1.527	1.501
11.0	1.527	1.501

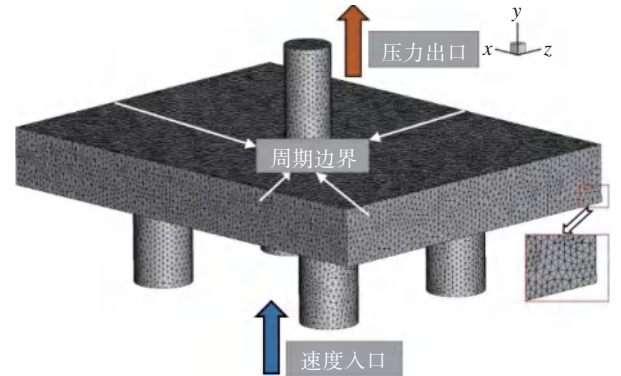


图3 模型网格剖分
Fig.3 Grid generation of the model

3.3 计算方法验证

为验证CFD-DEM应用于砂尘颗粒沉积模拟的可行性,针对平板冲击气膜冷却结构进行了砂尘沉积试验。试验装置如图4所示,主要包括压气机、干燥器、储气罐、过滤器、阀门、安全阀、流量计、给粉机、整流器、集尘器、鼓风机、摄像机和计算机等构件。试验通道包括入口段、收缩段和试验段。通过调节支路阀门与给粉机,可以调节射流雷诺数和砂尘颗粒入口体积分数。

冲击气膜单元结构边界条件设置如图3所示。冲击孔进口设置为速度入口,气膜孔出口设置为压

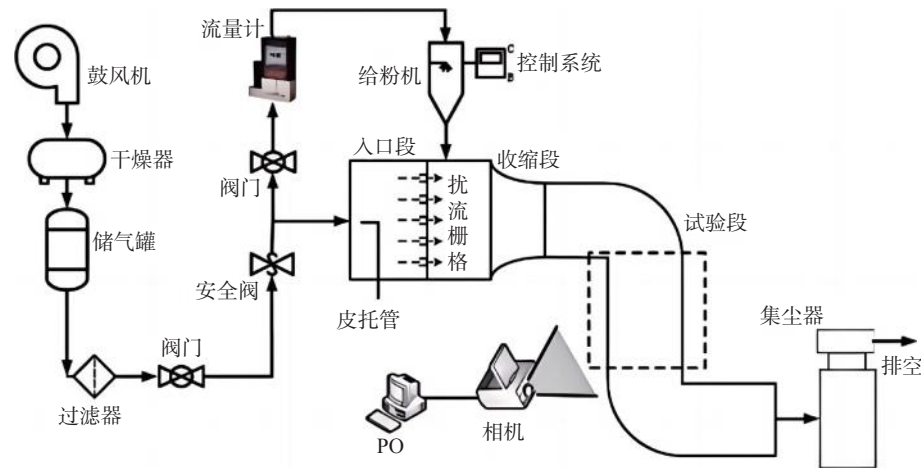


图4 砂尘沉积试验装置
Fig.4 Particle deposition test facility

力出口;由于在真实涡轮叶片上冲击-气膜冷却结构为上述单元结构阵列组成,所以将四周设置为周期边界,其他壁面设置为绝热边界。射流雷诺数为10 000,砂尘颗粒入口体积分数为1.25%,斯托克斯数分别为4.8、10.9、19.4、30.3。砂尘颗粒、壁面物理参数见表2。

表2 颗粒与壁面物理参数		
Table 2 Particle and wall physical parameters		
参数	颗粒	壁面
密度/(kg/m ³)	2 450	4 000
剪切模量/10 ⁷ Pa	1.4	100.0
弹性模量/10 ⁷ Pa	3.556	2.500
泊松比	0.27	0.25

图5展示了数值模拟与砂尘沉积试验结果。图中, h_d/h_j 为砂尘沉积层高度与冲击距离之比。可明显观察到,正对冲击孔下方形成了圆锥形沉积层,相邻冲击孔间形成了带状沉积层,且带状沉积层高度低于锥形沉积层,较好地模拟出了相同工况试验的砂尘沉积特征。图6表明,随着斯托克斯数增大,沉积率逐渐增大,且试验数据结果与计算结果总体变化保持一致,证明CFD-DEM应用于冲击气膜冷却结构砂尘沉积数值模拟研究可行。

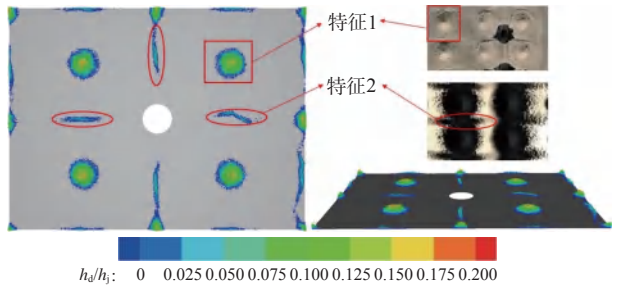


图5 冲击-气膜单元结构砂尘沉积形貌
Fig.5 Particle deposition morphology on impact-film unit structure

4 计算结果分析

4.1 不同斯托克斯数下的沉积形貌演化过程

图7展示了不同斯托克斯数下冲击靶面砂尘沉积形貌及其沉积层高度比。可以看出,随着斯托克斯数的增大,锥形沉积层的高度逐渐增高,沉积层覆盖范围也有所增大。此外,斯托克斯数从10.9增大到30.3时,相邻冲击孔间的条带状沉积层高度并无明显增高,条带长度也未明显缩短。需要特别注意

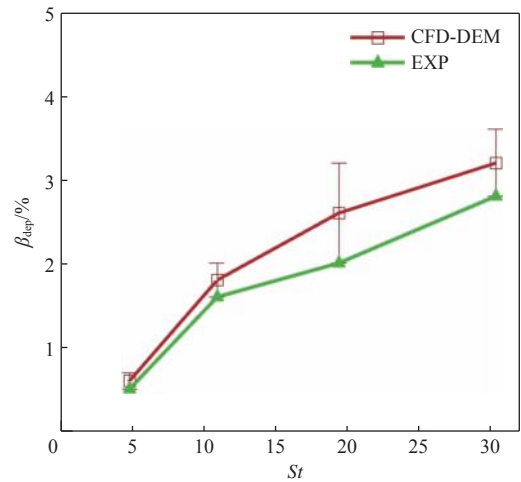


图6 冲击-气膜单元结构砂尘沉积率
Fig.6 Particle deposition rate on impact-film unit structure

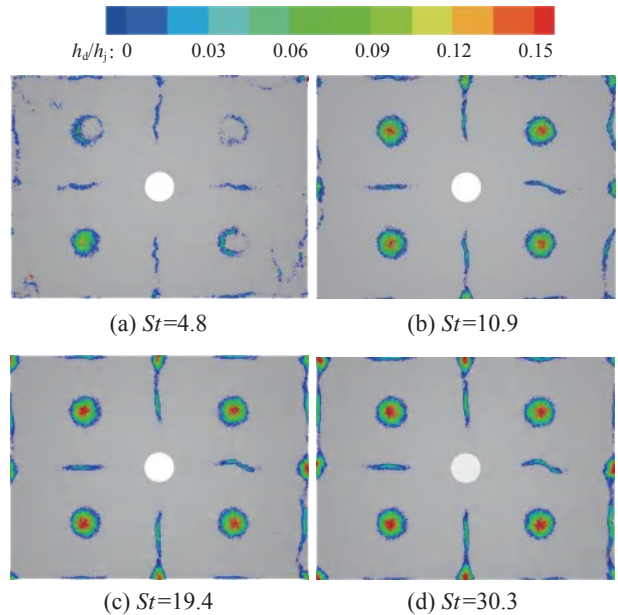


图7 斯托克斯数对砂尘沉积形貌的影响
Fig.7 The impact of Stokes number on particle deposition morphology

的是,斯托克斯数为4.8时,其沉积形貌与其他3种斯托克斯数时有较大区别,只有1个冲击驻点附近形成了锥形沉积层,而其他3个冲击驻点附近皆为环状沉积层,且相邻冲击孔间为带状沉积层。为更加清晰地表现出射流雷诺数对沉积层的影响,对图7所示的颗粒沉积层做了纵剖面轮廓线,见图8。可以看出,锥形沉积层纵切面呈不规则半椭圆形,条带状沉积层纵切面呈不规则三角形,且沉积层表面凹凸不平;沉积层越低,其形貌在高度上的波动越明显。除斯托克斯数为4.8之外,其他不同斯托克斯数下颗粒所

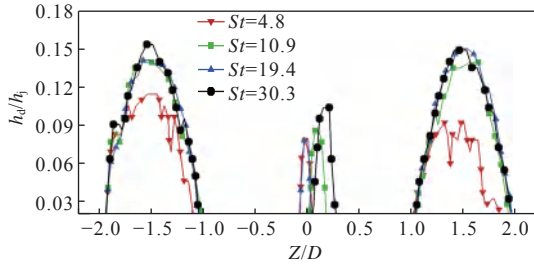


图8 砂尘沉积层纵剖面轮廓

Fig.8 The vertical profile contour of particle deposition

形成的锥形沉积层高度差别较小,整体上锥形沉积层高度与斯托克斯数成正比。

图9展示了不同斯托克斯数下颗粒在冲击靶面砂尘沉积质量随砂尘颗粒输入质量的变化规律。图中, m_{total} 为总的输送的砂尘颗粒质量。可以看出,随着砂尘颗粒的输入,当 $m_{\text{del}}/m_{\text{total}} \leq 0.1$ 时,冲击靶面砂尘沉积质量几乎呈线性增加。 $m_{\text{del}}/m_{\text{total}} > 0.1$ 时,除斯托克斯数为4.8的颗粒外,其他3种斯托克斯数下颗粒的沉积质量增加速度逐渐减缓,直至最后保持稳定、不再增加。沉积质量不再增加,说明此时的沉积层达到了在此工况下的极限高度,单位时间内达到沉积状态的颗粒数与从沉积层剥离的颗粒数基本保持一致。斯托克斯数为4.8下的颗粒在冲击靶面的沉积呈现了不同的规律,其沉积质量增加,但经历了很短时间的稳定期后开始减小,沉积质量曲线呈波纹状降低,说明后续砂尘颗粒对沉积层造成的侵蚀相对较低。

为更明确地观察沉积形貌的演变,获取了 $St=$

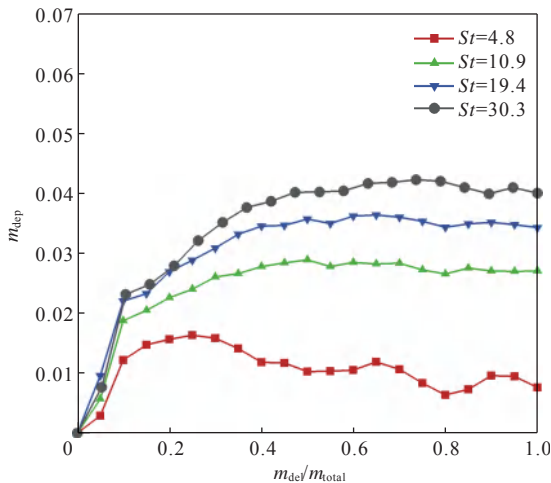
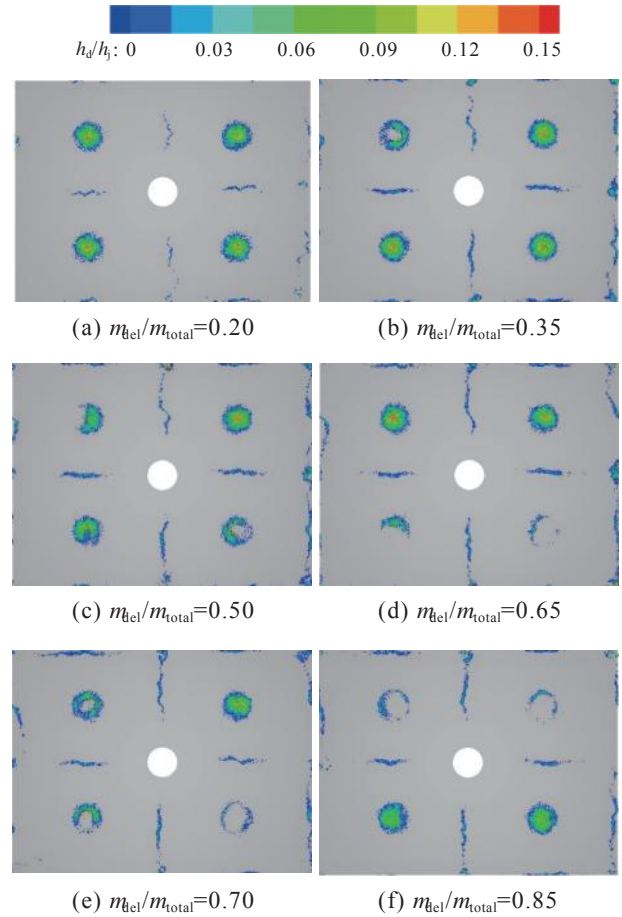


图9 斯托克斯数对颗粒在冲击靶面沉积质量的影响

Fig.9 The impact of Stokes number on the deposition quality of particles

4.8工况下 $0.20 \leq m_{\text{del}}/m_{\text{total}} \leq 1.00$ 阶段6个时刻的沉积形貌,如图10所示。可观察到,随着输入颗粒的增多,其沉积高度和沉积形貌不断变化,但总体上沉积质量降低,证明了该斯托克斯数下的颗粒所形成的沉积形貌不稳定。另外3种斯托克斯数下颗粒的沉积质量变化规律与此基本一致,主要不同在于沉积质量达到稳定之后有所不同,斯托克斯数越大,其沉积质量越大。

图10 $St=4.8$ 颗粒沉积形貌演化过程Fig.10 Evolution of particle deposition morphology at $St=4.8$

4.2 不同斯托克斯数下的砂尘沉积特性

相同的入口速度下,且颗粒入口速度与流体一致,斯托克斯数越大意味着颗粒随流性越好。相同物质属性的颗粒撞击壁面之后动量会降低,但是随流性较好的砂尘颗粒将更容易被流体裹挟而继续运动,即颗粒的运动状态更容易被改变,沉积层表面颗粒更容易从沉积层表面剥离开而重新进入运动状态。图11展示了不同斯托克斯数下砂尘沉积层表面颗粒所受到的拖曳力大小。可见,斯托克斯数为

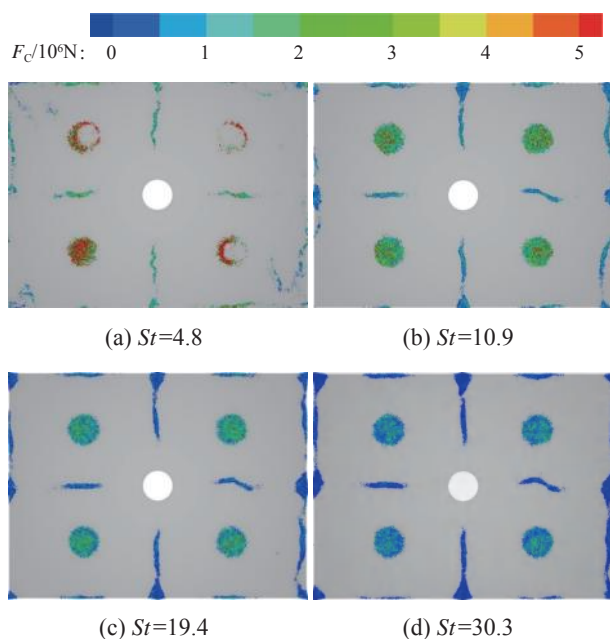


图11 不同斯托克斯数砂尘沉积层颗粒拖曳力云图
Fig.11 Drag force contour maps of particle deposition layers at various Stokes numbers

30.3时沉积层外表面颗粒所受到的拖曳力远小于斯托克斯数为4.8时。

颗粒体积分数也是影响砂尘颗粒沉积的一个重要因素,颗粒体积分分数越大,颗粒间碰撞的可能性越高。图12展示了不同斯托克斯数下颗粒的体积分数值平均值 ε_{pav} 。在 $m_{del}/m_{total} \leq 0.5$ 时,斯托克斯数为4.8下的颗粒与其他斯托克斯数下的颗粒的体积分分数并无明显差别,但是由于其随流性较好,有更多的砂尘颗粒随气流离开流体域,所以其体积分数的体平均值增长幅度有所下降。

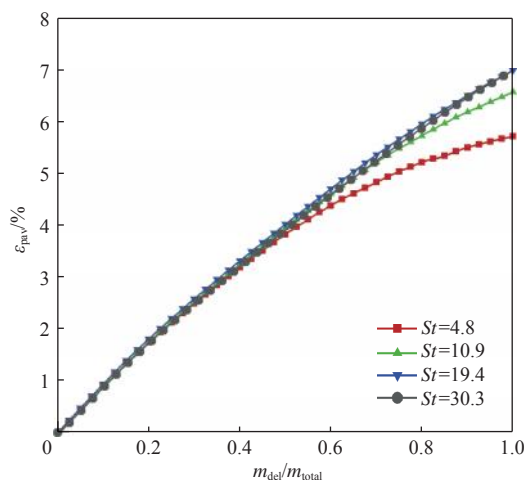


图12 不同斯托克斯数下颗粒体积分分数
Fig.12 Particle volume fraction at various Stokes numbers

图13展示了不同斯托克斯数下含有微尘颗粒流动的流量系数变化。随着输入颗粒质量的增加,流量系数迅速下降,然后在 $0.2 \leq m_{del}/m_{total} \leq 0.4$ 范围内,流量系数降低速率开始减缓。斯托克斯数越小,流量系数越小,且流量系数由急速降低转入缓慢降低的拐点越提前,即相同工况下,斯托克斯数越小,微尘颗粒造成的流阻越大。

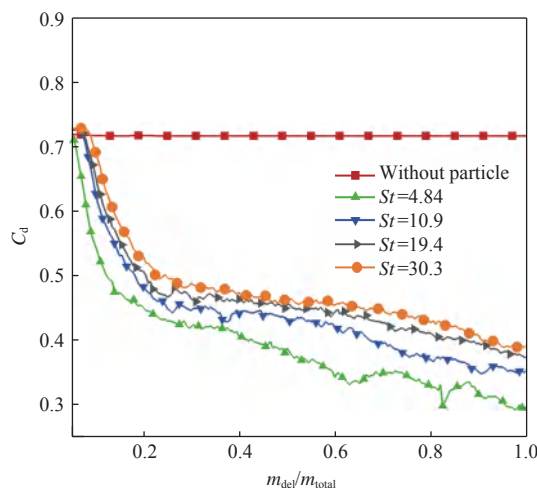


图13 斯托克斯数对流量系数的影响
Fig.13 The impact of Stokes number on the flow coefficient

5 结论

针对阵列冲击气膜结构冲击靶面砂尘沉积形貌特征进行研究,并通过试验对数值模拟方法进行验证,分析了不同斯托克斯数下的沉积形貌演化过程和砂尘沉积特性,主要得到以下结论:

- (1) 阵列冲击气膜结构冲击靶面砂尘沉积形貌主要由锥形沉积层和带状沉积层构成,且沉积层高度存在极限。
- (2) 颗粒-壁面和颗粒-颗粒间的碰撞造成的能量耗散是沉积层构成的核心因素。斯托克斯数越大,沉积高度和沉积质量越高,主要原因在于斯托克斯数与沉积层表面颗粒受到的拖曳力成反比。
- (3) 相同工况下,斯托克斯数越小,微尘颗粒造成的流阻越大。

参考文献:

- [1] BRUN K, NORED M, KURZ R. Particle transport analysis of sand ingestion in turbine gas engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(1): 012402.

- [2] SCHNEIDER O,DOHMEN H J,BENRA F K,et al. Investigations of dust separation in the internal cooling air system of gas turbines[R]. ASME GT2003-38293, 2003.
- [3] JENSEN J W,SQUIRE S W,BONS J P,et al. Simulated land-based turbine deposits generated in an accelerated deposition facility[R]. ASME GT2004-53324, 2004.
- [4] ELMS J,PAWLEY A,BOJDO N,et al. The formation of high temperature minerals from an evaporite-rich dust in gas turbine engine ingestion tests[R]. ASME GT2020-14236, 2020.
- [5] LIBERTOWSKI N D,GEIGER G M,BONS J P. Modeling deposit erosion in internal turbine cooling geometries[R]. ASME GT2019-91785, 2019.
- [6] SACCO C,BOWEN C,LUNDGREEN R,et al. Dynamic similarity in turbine deposition testing and the role of pressure[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(10): 102605.
- [7] BOWEN C P,LIBERTOWSKI N D,MORTAZAVI M, et al. Modeling deposition in turbine cooling passages with temperature-dependent adhesion and mesh morphing[R]. ASME GTP-18-1577, 2018.
- [8] WHITAKER S M,LUNDGREEN R K,BONS J P. Effects of metal surface temperature on deposition-induced flow blockage in a vane leading edge cooling geometry[R]. ASME GT2017-64946, 2017.
- [9] CROWE E D,BONS J P. Effects of dust composition on particle deposition in an effusion cooling geometry[R]. ASME GT2019-91032, 2019.
- [10] EL-BATSH H,HASELBACHER H. Numerical investigation of the effect of ash particle deposition on the flow field through turbine cascades[R]. ASME GT2002-30600, 2002.
- [11] WOLFF T,BOWEN C,BONS J P. The effect of particle size on deposition in an effusion cooling geometry[R]. AIAA 2018-0391, 2018.
- [12] AI Weiguo,FLETCHER T H. Computational analysis of conjugate heat transfer and particulate deposition on a high pressure turbine vane[R]. ASME GT2009-59573, 2009.
- [13] BOWEN CP,BONS J P. An experimental and computational investigation of absolute pressure effects on deposition in an effusion cooling geometry[R]. ASME GT2020-15632, 2020.
- [14] FORSYTH P R,GILLESPIE D R H,MCGILVRAY M. Development and applications of a coupled particle deposition—Dynamic mesh morphing approach for the numerical simulation of gas turbine flows[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(2): 022603.
- [15] CLEARY P W. Industrial particle flow modelling using discrete element method[J]. Engineering Computations, 2009, 26(6): 698–743.
- [16] FLEISSNER F,GAUGELE T,EBERHARD P. Applications of discrete element method in mechanical engineering[J]. Multibody System Dynamics, 2007, 18(1): 81–94.
- [17] WYLIE S,BUCKNELL A,FORSYTH P,et al. Reduction in flow parameter resulting from volcanic ash deposition in engine representative cooling passages[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(3): 031008.
- [18] SINGH S,TAFTI D. Prediction of sand deposition in a two-pass internal cooling duct[R]. ASME GT2015-44103, 2015.
- [19] 赵静宇. 颗粒在平板气膜冷却壁面沉积机理研究[D]. 西安:西北工业大学, 2017.
- [20] 孙其诚,王光谦. 颗粒物质力学导论[M]. 北京:科学出版社, 2009.
- [21] 刘德天,傅旭东,王光谦. CFD-DEM耦合计算中的体积分数算法[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2017, 57(7): 720–727.
- [22] PENG Zhengbiao,DOROODCHI E,LUO Caimao,et al. Influence of void fraction calculation on fidelity of CFD-DEM simulation of gas-solid bubbling fluidized beds[J]. AIChE Journal, 2014, 60(6): 2000–2018.
- [23] ZHU Haiping,YU Aibing. The effects of wall and rolling resistance on the couple stress of granular materials in vertical flow[J]. Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications, 2003, 325(3/4): 347–360.

双滑阀副活门卡滞分析与试验验证

王艳召, 李博海, 王 洋, 邱龙祥

(中国航发贵州红林航空动力控制科技有限公司, 贵阳 550009)

摘 要: 针对双滑阀副活门的卡滞现象,应用流固耦合的仿真方法,分析了双滑阀副活门的内部流动和关键零件的受力,总结了不同进油口尺寸、阀套油口结构对阀腔内流场和阀芯径向力的影响规律,获得了活门开启过程中弹簧座倾覆角度的范围。结果表明,增大进油口尺寸和阀套孔数量、减小阀套孔直径和弹簧座的运动自由度,可以降低油液的流速和液压冲击,使阀芯圆周方向的压力分布更加均匀,提高阀芯所受径向力的平衡性。据此对活门结构进行改进,并通过试验进行验证。验证结果表明,将双滑阀副活门的进油口直径改为8 mm、阀套孔数量改为6个、阀套孔直径改为4 mm、取消阀芯与弹簧座的点接触形式后,阀芯在2种工况下至少能够经过600次反复切换,且阀芯表面无任何划痕,改进后的双滑阀副活门完全满足设计要求。

关键词: 双滑阀副活门; 阀芯卡滞; 流固耦合; 液压系统; 故障分析

中图分类号: TH117 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2024)06-0040-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240045

Stuck analysis and test verification of a double slide valve auxiliary valve

WANG Yanzhao, LI Bohai, WANG Yang, QIU Longxiang

(AECC Guizhou Honglin Aero Engine Control Technology Co., Ltd., Guiyang 550009, China)

Abstract: To solve the problem of stuck phenomenon for a double slide valve, the internal flow field of the slide valve and the force of key parts were analyzed by the fluid-structure interaction (FSI) simulation. The influence law of different inlet size and valve sleeve oil port structure on the flow field in the valve chamber and the radial force of the spool were summarized, and the range of overturning angle of the spring seat during the spool opening was obtained. The results show that the oil velocity and hydraulic impact can be reduced by increasing the size of the inlet port and the number of holes in the valve sleeve, as well as reducing the diameter of valve sleeve holes and the freedom of movement of the spring seat, so that the circumferential pressure distribution of spool is more uniform, and the balance of radial force of spool can be improved. Based on this, the valve structure was improved and verified through experiments. The experimental results show that after the oil inlet diameter of the double slide valve is changed to 8 mm, the number of valve sleeve holes is changed to 6, the diameter of valve sleeve holes to 4 mm, and canceling the contact form between the spool and the spring seat point, the spool is switched at least 600 times under two working conditions, and there is no scratch on the surface of the valve core. The improved dual slide valve fully meets the design requirements.

Key words: double slide valve auxiliary valve; sticking of valve core; fluid-structure coupling; hydraulic system; fault analysis

1 引言

滑阀是液压系统中应用最为广泛的主控制阀结构,其阀芯阀套配合间隙尺寸一般为 $5\sim 20\ \mu\text{m}$ ^[1],在实际应用中经常会因径向不平衡力或热压形变等原

因导致阀芯卡滞^[2-3]。轻微卡滞会使阀芯在阀套内孔中的滑动阻力增加、磨损加剧、控制精度及使用寿命下降;重度卡滞则可能导致阀芯完全卡死,滑阀工作失效,液压系统无法正常工作^[4-5]。

收稿日期:2024-08-26

作者简介:王艳召(1987-),女,陕西渭南人,高级工程师,主要从事航空燃油附件设计。

引起滑阀卡滞的因素众多,前人对滑阀卡滞现象进行了大量研究。ZHAO等^[3,6]研究了阀芯和阀套的热形变行为,分析了热膨胀作用下关键配合间隙的变化规律,探讨了阀芯的弯曲变形;通过对高温液压油环境下变形阀芯的运动特性进行分析,发现当油温较高时,运动速度较快的阀芯会出现卡滞现象。刘新强^[7]利用Fluent多相流模型,对滑阀内颗粒污染物的运动及分布进行了仿真,分析了阀口开度变化下颗粒物在阀内的分布规律,探讨了固体颗粒诱发溢流阀调压失效的作用机制,提出了一种新的抗污结构。陆倩倩等^[8-9]通过仿真与理论计算对比分析,发现阀芯径向的压力分布与入口流量、沉割槽径深比等关系密切,同时指出径向不平衡力是产生滑阀卡滞的原因之一,并且沉割槽深度越浅,阀芯的径向卡紧力越大;对入口流量、阀口开度等对阀腔内压力分布影响规律的研究表明,阀腔内压力分布的不均匀性对阀芯卡紧力有较大影响。魏树壮^[10]从调温活门的机理特性出发,分析了材料种类、密封形式和转轴尺寸等对调温活门的影响规律,并提出了相应的优化措施,解决了活门卡滞故障问题。李文强等^[11]基于OMEGA理论建立了油污颗粒转换为卡滞力的动力学仿真模型,评估了不同污染等级下的活门卡滞特性规律,为油污卡滞现象提供了工程参考。蒋陵平等^[12]基于AMESim平台仿真模拟了FDR数据,研究了单向活门的参数对活门卡滞的影响规律,提供了一种活门卡滞的故障诊断算法。张海涛等^[13]利用非线性接触理论,在ANSYS平台中复现了多载荷下活门变形导致的活门卡滞,并通过故障现象和机理分析,采用故障树底事件排查到活

门卡滞是因为活门配合间隙过小和配合段过长所致。李立恒和王俊峰^[14]统计了单向活门卡滞故障事件,对单向活门的材料、设计和工况进行了详细分析,利用电化学腐蚀理论作为判别活门卡滞的依据,为类似产品提供失效分析参考。

上述研究表明,滑阀的工作环境和结构参数均会导致阀芯出现卡滞现象,因此滑阀的卡滞是一个较为复杂的问题。本文针对双滑阀副活门的卡滞现象,应用Fluent软件,对阀芯的切换过程进行了流固耦合仿真,分析了进油口尺寸、阀套油口结构及弹簧座结构对阀芯径向力的影响规律,并据此对活门结构进行了改进,并通过试验进行了验证,所得结论对改善滑阀卡滞现象具有一定参考价值。

2 双滑阀副活门

2.1 活门结构及工作原理

双滑阀副活门主要由复位弹簧、弹簧座、阀芯、阀套以及阀体组成,其结构简图见图1。进油口直径为5 mm,阀套孔为4个,阀套孔直径为5 mm,阀芯与弹簧座采用点接触形式。活门工作时, P_1 与 P_2 口同时进油, P_1 为弹簧腔进油(进油压力记为 p_1), P_2 为工作腔进油(进油压力记为 p_2),当阀芯与弹簧座组件所受工作腔液压力大于弹簧腔液压力与复位弹簧力之和时,阀芯自右向左推动弹簧座一同运动直至阀口打开,此时油液经工作腔-阀体流道-X口流出;当阀芯与弹簧座组件工作腔油液压力小于弹簧腔压力与复位弹簧力之和时,阀芯与弹簧座一同自左向右运动直至阀口关闭,此时油液经X口-阀体流道-T口回油。

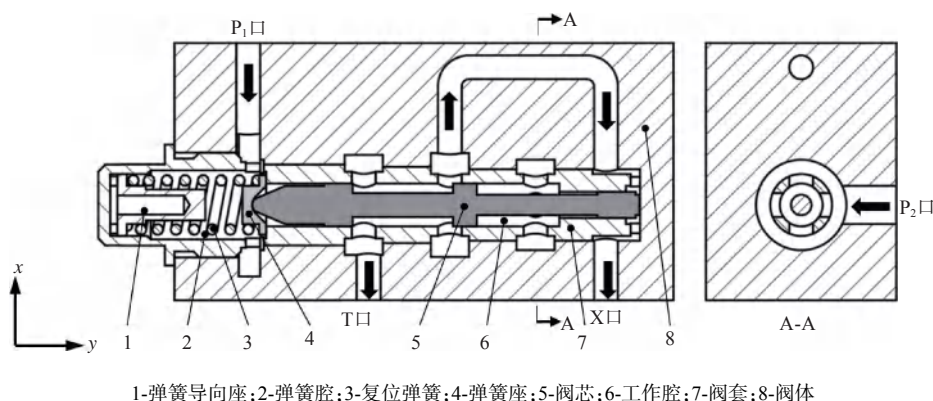


图1 双滑阀副活门结构图

Fig.1 Double slide valve auxiliary valve structure diagram

由于特殊的功能性能需求,该阀芯与阀套形成2种直径的阶梯滑阀配合,即双滑阀副,导致阀芯卡滞对阀芯和阀套径向变形敏感度极高。

2.2 卡滞情况

常温条件下,双滑阀副活门在 $p_2=14\text{ MPa}$ 、 $p_1=6\text{ MPa}$ 的工况下,经数次启闭后阀芯发生卡滞现象。拆解活门后发现,阀芯外圆面和阀套内壁面在如图2红框所示位置出现了明显磨损。据此推断,阀芯在运动过程中发生了明显的侧倾或偏置,从而导致阀芯在切换过程中出现了卡滞现象。

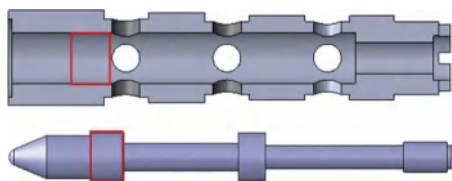


图2 阀芯和阀套损失示意图

Fig.2 Wear diagram of valve core and valve sleeve

3 流固耦合计算

3.1 流体域几何模型及网格划分

使用Fluent软件中Design Modeler模块对活门内部流体域进行提取。Fluent中的动网格技术需要确保拓扑结构不发生变化,运动部分不接触到流体域边界。为保证瞬态仿真计算的正常进行,在阀芯与阀套之间保留0.1 mm的缝隙以确保流体域的整体性。由于双滑阀副活门弹簧腔结构复杂,生成六面体网格较为困难,为减少划分网格时间,采用四面体网格进行划分。为保证网格质量及计算精度,对0.1 mm缝隙网格层数设置为3层,并对阀口及狭窄流道进行局部网格加密。网格划分结果如图3所示,其中99.8%的网格质量高于0.35,可认为网格质量满

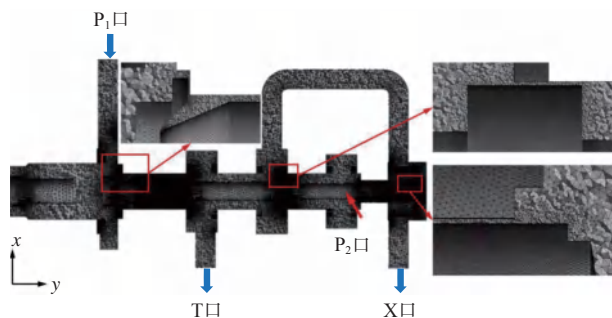


图3 1/2流体域网格剖分

Fig.3 1/2 fluid domain grid division diagram

足精度要求。

对双滑阀副活门进行计算时,对上述模型作如下假设:

- (1) 双滑阀副活门阀芯只有平移运动,无旋转运动;
- (2) 不考虑热传递,流体温度始终恒定;
- (3) 工作介质为不可压缩牛顿流体,即流体密度和动力黏度保持不变;
- (4) 流道壁面为理想表面,即忽略壁面粗糙度对流场的影响;
- (5) 忽略重力对流体运动的影响。

3.2 计算条件设置

流固耦合计算中,流体域控制方程为N-S方程;湍流模型选择标准 $k-\varepsilon$ 模型;介质采用3号喷气燃料,其密度为 800 kg/m^3 ,动力黏度为 $0.001\text{ Pa}\cdot\text{s}$;进出口边界条件为压力边界,其中 P_2 口压力为 14 MPa , P_1 口压力为 6 MPa ,T口压力为 0.2 MPa ,X口压力为 0.4 MPa ;双滑阀副活门阀芯的运动由作用在其端面上的流体力和弹簧力共同决定,为被动运动,其运动规律难以用简单的代数公式给出。Fluent所提供的六自由度(6DOF)模型可计算物体在流体作用下的运动学特征(速度、加速度等),得到其运动轨迹。相较于用户自定义函数(UDF)方法,6DOF方法节省了编写程序、调试程序的时间,对于多作用面运动物体的瞬态仿真更加方便快捷。

为对阀芯在液压力和弹簧力作用下的运动情况进行仿真,在6DOF模块中定义阀芯质量、复位弹簧的预紧力和弹簧刚度;只考虑阀芯沿y轴方向的平移运动,对阀芯在x、z轴方向的平移运动以及绕x、y、z轴的转动进行约束。

因采用了四面体网格剖分方法,故选择弹性光顺与网格重构的动网格更新方法;仿真计算方法采用COUPLE方法;时间步长设定为 0.001 ms ,仿真时长为 0.060 s 。

3.3 网格无关性验证

弹簧座上侧液压力理论值为 736 N 。由表1可以看出,当网格数量为370万时,在保证计算精度的同时,流固耦合计算可以正常运行;当网格数量为420万时,也可以保证计算的正常运行,但是计算时间更长。因此,在保证计算正常运行的同时,综合考虑计算精度和计算时长后,选定网格数量为370万的网格模型进行流固耦合计算。

表1 网格无关性 Table 1 Grid independence		
网格数量/万	弹簧座上侧液压力/N	流固耦合计算情况
126	—	计算不收敛
242	—	计算不收敛
370	734	计算收敛
420	734	计算收敛

3.4 仿真计算方案

改变模型的工作腔进油口直径以及阀套孔的结构尺寸,对不同结构进行瞬态流固耦合仿真计算,分析不同结构下活门工作腔及弹簧腔的流场变化情况,得到阀芯径向力的变化规律。仿真模型参数设置方案见表2。

3.4.1 阀内瞬态流场与阀芯径向力分析

当阀口关闭时,阀腔内流体运动速度较低,其压

表2 仿真模型参数设置方案 Table 2 Parameter setting projects of simulation model			
方案	进油口直径/mm	阀套孔数量/个	阀套孔直径/mm
1	5	4	5
2	8	4	4
3	8	6	4

力分布的不均匀性远低于阀口开启时,因此主要针对阀口开启后的瞬态流场进行分析。

图4、图5给出了不同结构下阀口开度分别为1、3、5 mm时的速度矢量图和压力分布云图。从图中可以看出,阀口开度相同时,方案1中油液经进油口流入工作腔时的速度较大,在油液的高速冲击作用下,绝大多数油液直接进入工作腔,少量油液经环形沉割槽进入工作腔,因此工作腔中的油液速度分布极不均匀。由伯努利方程可知,速度的不均匀性会

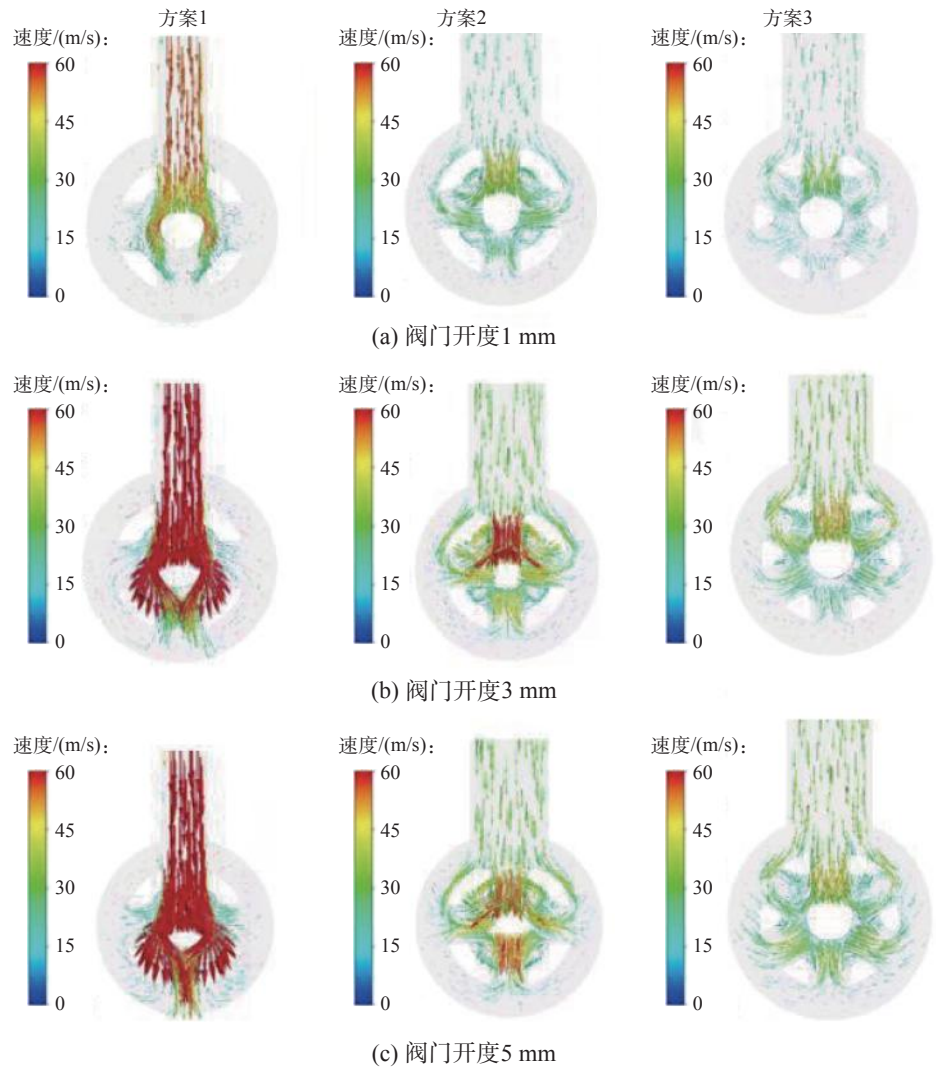


图4 不同结构和阀口开度下的速度矢量图
Fig.4 Vector diagram of velocity for different structures and valve openings

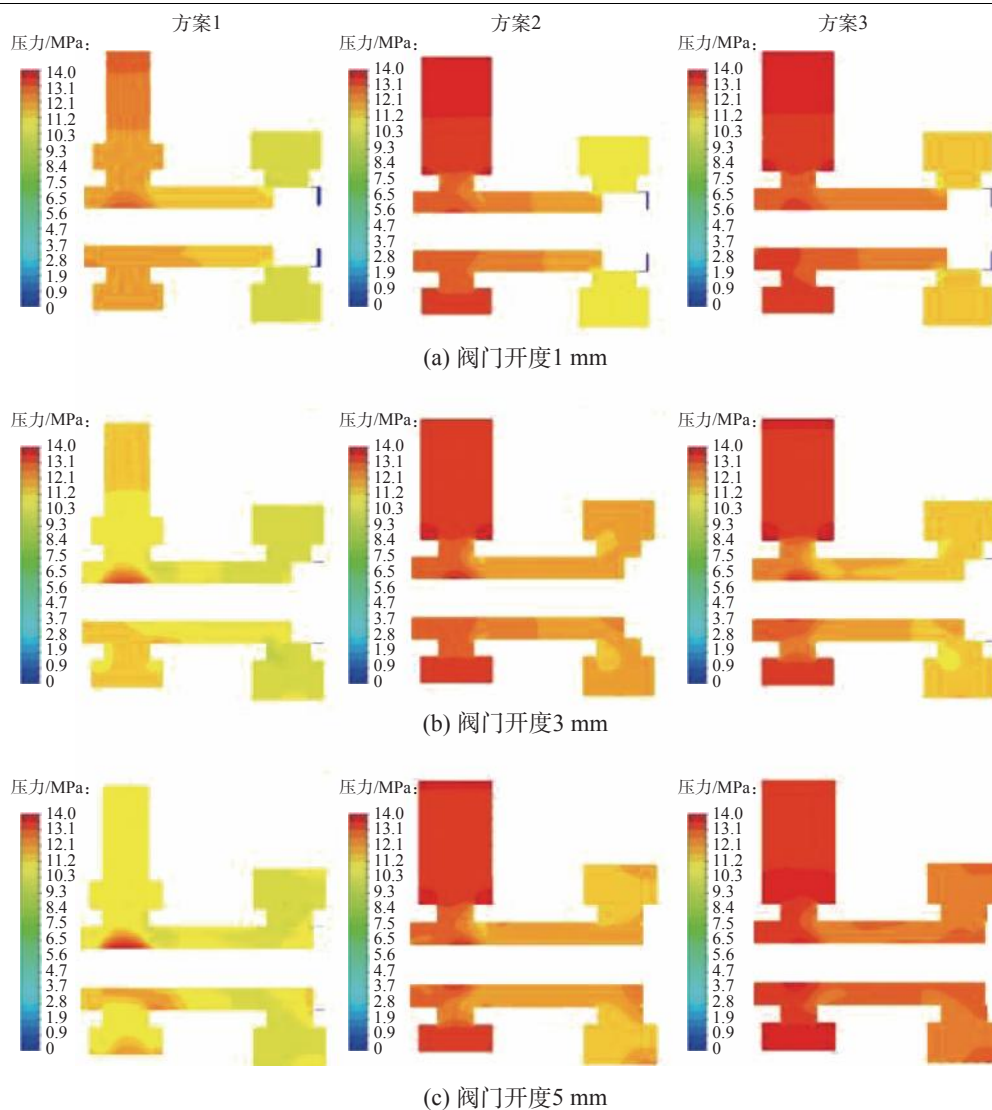


图5 不同结构和阀口开度下的压力分布云图

Fig.5 Cloud diagram of pressure distribution for different structures and valve openings

导致压力分布的不均匀性,因此方案1中阀芯受到了较大的径向力作用。同理,方案2和方案3中油液经进油口进入工作腔时的速度较小,可以均匀地经环形沉割槽进入工作腔,因此工作腔油液的速度分布较均匀。由此可见,进油口尺寸不同会使油液进入阀腔时的流速产生明显差异,而油液的冲击作用会导致阀芯受到较大的径向作用力。如图6所示,方案2、方案3结构下,阀口关闭阶段阀芯受到的径向力在2 N左右,阀口开启后径向力被控制在了20 N以内,与方案1相比大幅减小。另外,同一结构下,随着阀口开度的逐渐增加,活门的通流能力进一步加强,工作腔内阀芯周围的速度分布差异逐渐增大,从而导致阀口开度越大,阀芯所受径向力越大。从图6中还可以看出,方案1结构下,随着阀口开度的逐渐增大,

阀芯周围的压力分布差异逐渐增大,因此阀芯受到的径向力随着阀芯位移的增大基本呈增大趋势,最大值约为40 N。

3.4.2 弹簧座倾覆角度分析

双滑阀副活门阀芯与弹簧座以点接触的形式配合,弹簧腔进油口为单侧分布,因此阀芯轴向运动时弹簧腔内的流动非均匀性可能会导致弹簧座侧倾。由于阀芯伸出时呈典型的悬臂梁特征,弹簧座侧倾产生的径向力会大大增加阀芯卡滞的风险,因此需对阀芯运动过程中弹簧座所受倾覆力矩进行分析。

图7为初始时刻弹簧腔油液的速度分布。可以看出,弹簧座上侧油液的速度分布并不对称,靠近进油口侧油液的速度较大。由于进油口油液对弹簧座的冲击作用,弹簧座进油口侧形成了局部高压区,如

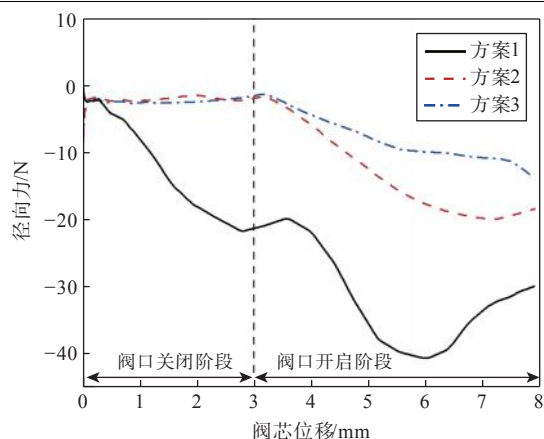


图6 不同结构下阀芯的径向力曲线

Fig.6 Radial force curve of valve core under different structures

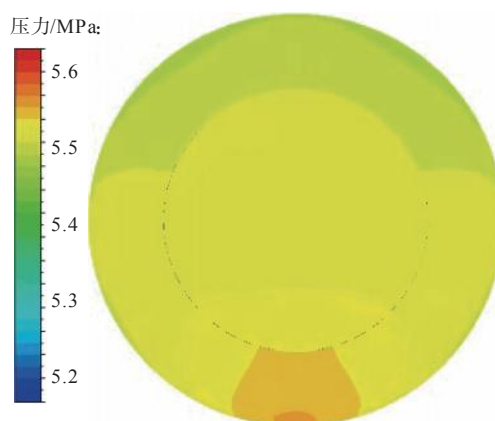


图8 弹簧座上表面压力分布

Fig.8 Surface pressure distribution on the spring seat

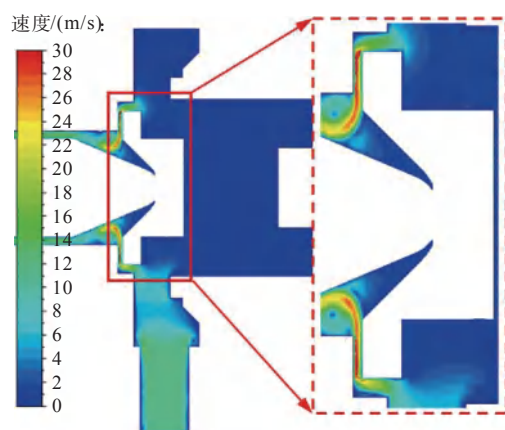


图7 弹簧腔油液速度分布

Fig.7 Distribution of oil velocity in the spring chamber

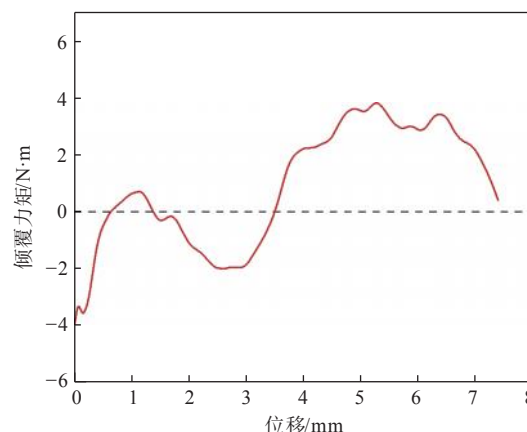


图9 初始状态下弹簧座倾覆力矩曲线

Fig.9 Overturning moment curve of spring seat in initial state

图8所示。

由于对弹簧座多自由度瞬态倾覆过程进行仿真较为困难,因此首先对理想装配位置下的弹簧座模型进行计算。采用Fluent软件中moment力矩监测功能,对阀芯运动过程中弹簧座受到的绕 z 轴的倾覆力矩进行计算,得到倾覆力矩的变化规律,如图9所示。由曲线可以看出,倾覆力矩初始为负值(即绕 z 轴逆时针旋转),后来逐渐转变为正值(即绕 z 轴顺时针旋转),因此弹簧座在阀芯运动过程中有向2个方向发生侧倾的可能性。

将模型中弹簧座的侧倾角度分别设为正向侧倾 1° 和 2° 、反向侧倾 1° 和 2° 进行瞬态流固耦合计算,得到不同侧倾角度下的倾覆力矩变化规律,分析弹簧座进一步侧倾的角度。

图10为弹簧座正向侧倾 1° 和 2° 时倾覆力矩的变化规律,倾覆力矩为正值表示作用方向与正向侧倾方向相反,倾覆力矩为负值表示作用方向与正向侧

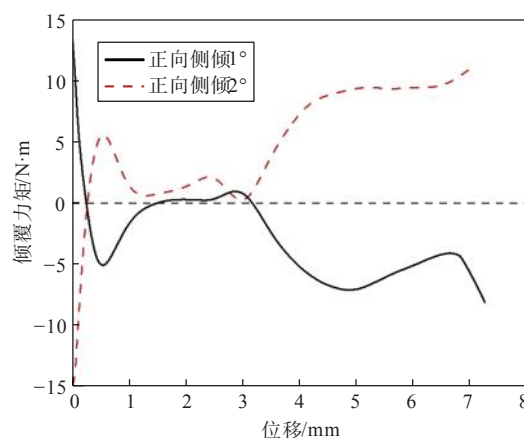


图10 弹簧座正向侧倾时的倾覆力矩曲线

Fig.10 Spring seat forward side overturning moment curve

倾方向相同。从图中可以看出,弹簧座正向侧倾 1° 时,在侧倾力矩的作用下会进一步发生侧倾;当弹簧座正向侧倾 2° 时,在侧倾力矩的作用下弹簧座将复位。据此判断,弹簧座正向侧倾角度应在 $1^\circ \sim 2^\circ$

之间。

图11为弹簧座反向侧倾1°和2°时倾覆力矩的变化规律,倾覆力矩为正值表示作用方向与反向侧倾方向相反,倾覆力矩为负值表示作用方向与反向侧倾方向相同。从图中可以看出,当弹簧座反向侧倾1°和2°时,在侧倾力矩的作用下弹簧座均将恢复至原位。据此判断,弹簧座反向侧倾角度应在0°~1°之间。

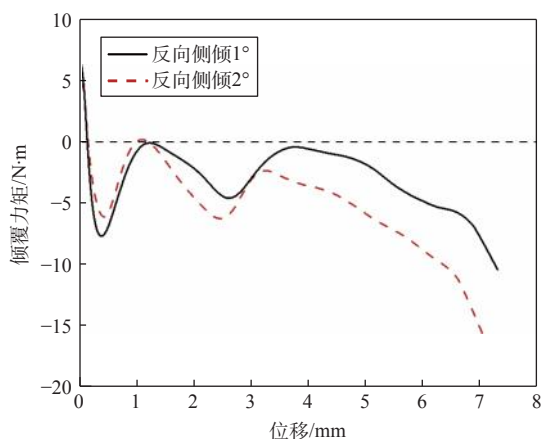


图11 弹簧座反向侧倾时的倾覆力矩曲线

Fig.11 Reverse overturning torque curve of the spring seat

综上分析可知,双滑阀副活门的进油口直径选用8 mm,阀套孔数量选用6个,阀套孔直径选用4 mm,可有效减小阀芯径向力;双滑阀副活门阀芯与弹簧座采用点接触的形式,会导致弹簧座在运动过程中产生正向或反向的倾覆力矩,对活门运动不利,应进一步改进。

4 试验验证

4.1 试验系统

在上述仿真分析的基础上,对双滑阀副活门的结构进行如下优化设计:将进油口直径由5 mm改为8 mm;阀套孔由4个改为6个;阀套孔直径由5 mm改为4 mm;减小弹簧座的运动自由度;取消阀芯与弹簧座的点接触形式。为验证优化结构的有效性,搭建了原理如图12所示的试验系统。该系统主要由液压泵站、流量计、压力表等组成。测试现场照片如图13所示。被测试的双滑阀副活门结构以及工况压力条件与仿真计算模型结构相同,通过流量计的示数变化判断压差活门阀口的开启与关闭。

4.2 试验结果

试验过程中,被试活门弹簧腔压力恒定为

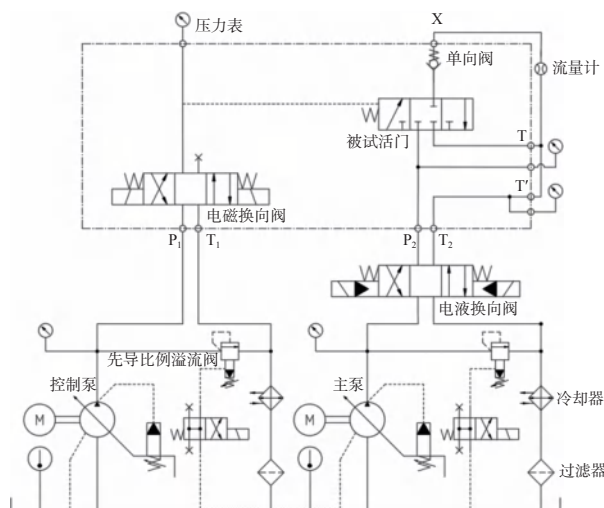


图12 试验系统原理图

Fig.12 Principle diagram of the test system

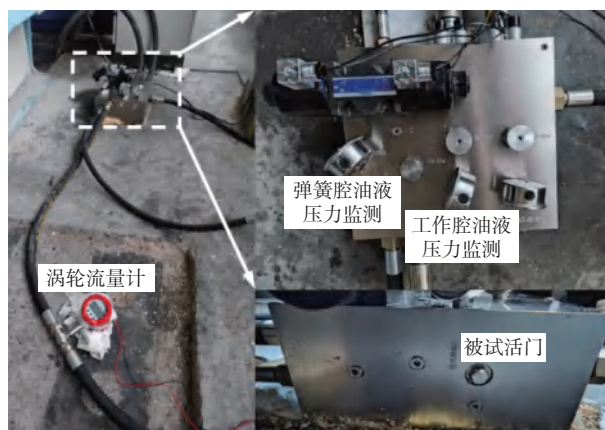


图13 测试现场照片

Fig.13 The photos of the test site

6 MPa,被试活门工作腔入口压力从0 MPa逐渐增大至14 MPa,记录关键点随压力变化的流量值。图14为活门启闭过程滞环曲线,示出了被试活门阀口流量与工作腔压力的关系,证明优化结构活门可以正常完成启闭过程,无阀芯卡滞现象出现。

阀芯在2种工况下至少经过600次反复切换后,拆解活门。与试验前阀芯相比,试验后阀芯的表面无任何划痕(图15),说明阀芯在运动过程中的径向不平衡力得到明显改善,阀芯不会出现严重的侧倾或偏置。据此表明,优化后的活门结构有效地改善了阀芯切换过程中的受力状态,大大提高了活门的工作可靠性。

5 结论

针对双滑阀副活门的卡滞现象,应用Fluent软件

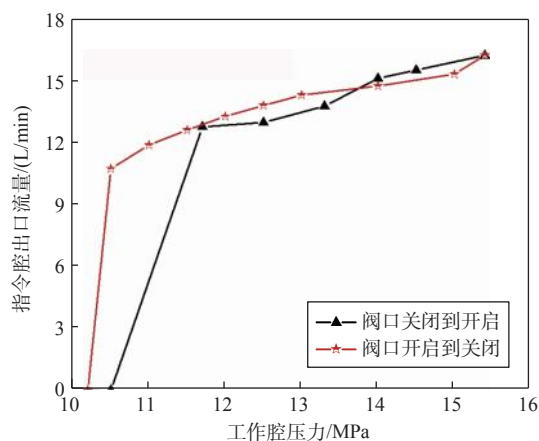


图14 活门启闭过程滞环曲线
Fig.14 Hysteresis curve of the valve in opening and closing process



图15 试验前后阀芯实物对比照片

Fig.15 Physical comparison of the spool before and after test

对双滑阀副活门开启过程进行了流固耦合仿真,分析了进油口尺寸、阀套孔结构以及弹簧座结构等对阀芯径向力的影响规律,优化设计出了高可靠性双滑阀副活门,并通过了试验验证。主要研究结论如下:

(1) 增加进油口尺寸,将进油口直径由5 mm改为8 mm,可减小油液流速和液压冲击,降低阀芯所受的径向力;

(2) 改进阀套油口结构,将阀套孔由4个改为6个,同时将阀套孔直径由5 mm改为4 mm,可改善阀腔内油液流动的不均匀性,进而降低阀芯的径向不平衡力;

(3) 减小弹簧座的运动自由度,取消阀芯与弹簧座的点接触的形式,可避免弹簧腔内油液流动的非均匀性所导致的倾覆力矩。

参考文献:

- [1] 陈乾鹏. 液压滑阀热-粒耦合滞卡微观机理的实验研究[D]. 兰州理工大学,2021.
- [2] 罗绍亮,汪建新. 液压滑阀卡紧现象的理论分析和解决方案[J]. 机电工程技术,2008,(6):93-95.
- [3] ZHAO Jianhua,ZHOU Songlin,LU Xianghui,et al. Numerical simulation and experimental study of heat-fluid-solid coupling of double flapper-nozzle servo valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015,28(5):1030-1038.
- [4] 江泽欣,田振华. 液压传动系统的故障与修理[M]. 北京:电子工业出版社,1989.
- [5] 谢明. 液压卡紧现象的故障分析[J]. 工程机械, 2005,(6):53-55.
- [6] ZHAO Jianhua,ZHANG Bin,CHEN Tao,et al. Research on valve core's clamping stagnation of double flapper-nozzle servo valve[J]. High Technology Letters,2019,25(1):65-73.
- [7] 刘新强. 液压滑阀热力耦合形变与污染卡滞机制的研究[D]. 兰州理工大学,2013.
- [8] 陆倩倩,阮健,李胜,等. 沉割槽对滑阀阀芯径向卡紧力的影响[J]. 西安交通大学学报,2018,52(6):76-83.
- [9] 陆倩倩,阮健,李胜. 伯努利效应引起滑阀阀芯径向力的研究[J]. 中国机械工程,2017,28(19):2332-2338.
- [10] 魏树壮. 飞机调温活门卡滞故障分析及改进措施[J]. 长沙航空职业技术学院学报,2024,24(1):9-12.
- [11] 李文强,王彬,杨军杰,等. 基于OMEGA理论的燃油计量装置污染卡滞特性分析[J/OL]. 北京航空航天大学学报,2024. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2023.0510>.
- [12] 蒋陵平,葛杭,王宝栋. 某型航空发动机燃油泵单向活门卡滞的仿真研究[J]. 内燃机与配件,2020,(7):32-34.
- [13] 张海涛,贺青,魏春梅. 燃油泵某活门组件卡滞故障仿真及参数优化[J]. 液压与气动,2019,43(9):127-132.
- [14] 李立恒,王俊峰. X-2单向活门卡滞分析[J]. 航空维修与工程,2019,(4):54-58.

半物理模拟试验转速响应时间异常分析

陈鹏飞, 仇小杰

(中国航发控制系统研究所, 江苏 无锡 214063)

摘要: 针对航空涡扇发动机控制系统在不同半物理模拟试验器上发动机转速响应时间不一致, 且同一个试验器不同采集设备的发动机转速响应时间不一致的问题, 以控制系统半物理模拟试验基本组成和工作原理为基础, 开展了发动机转速控制回路机理分析。通过建立覆盖转速控制回路的故障树, 综合考虑各个环节发生故障的概率, 以及排故的难易程度, 定位了主要影响因素, 制定了合理有效的排故方案, 并通过了试验验证。结果表明: 模型计算机多媒体定时器不准确, 影响了模型机软件的运行, 导致发动机转速响应时间异常, 通过有效措施进行了验证, 解决了发动机转速响应时间不一致问题。排故经验为后续半物理模拟试验设备的要求提供了借鉴意义。

关键词: 航空发动机; 控制系统; 半物理模拟试验; 转速响应时间; 多媒体定时器; 模型计算机

中图分类号: V233.7; V263.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2024)06-0048-06

DOI: 10.3724/j.GTER.20240046

Abnormity analysis of speed response time in the semi-physical simulation test

CHEN Pengfei, QIU Xiaojie

(AECC Aero Engine Control System Institute, Wuxi 214063, China)

Abstract: For a type of aircraft turbofan engine control system, aiming at problems of inconsistency of the engine speed response time in different semi-physical simulation testers, and that of different devices in the same tester, the mechanism analysis of engine speed control loop was carried out, based on the basic composition and working principle of the semi-physical simulation test of the control system. The fault tree covering the speed control loop was established; the fault probability of each link and the difficulty of troubleshooting were considered comprehensively; the main influencing factors are located, and a reasonable and effective troubleshooting scheme was formulated. The results show that the model computer multimedia timer is not accurate, which affects the operation of the model computer software and causes abnormality in the engine speed response time. The problem of inconsistent response time of engine speed was solved by verifying effective measures. The summary of the troubleshooting experience provides reference for the subsequent semi-physical simulation test equipment requirements.

Key words: aero-engine; control system; semi-physical simulation test; speed response time; multimedia timer; model computer

1 引言

控制系统半物理模拟试验可模拟发动机实际工作过程, 有效验证控制系统中风险性高的控制计划, 并可模拟控制系统在发动机台架试车无法或较难实现的工作状态, 为数控系统的匹配、调试、验证等提供了最有效和低成本模拟试验手段。因此, 半物理模拟试验是控制系统装配发动机进行台架试车前

的一个重要验证手段。

我国《航空发动机数字电子控制系统通用规范》(GJB 4053-2000)^[1]提出了开展半物理试验的要求; 美国《航空发动机联合服务规范指南》(JSSG-2007A)^[2]对控制系统试验提出: FADEC应当在1个包含发动机实时动态模型的试验台上开展集成试验以证明对发动机的控制能力; 美国《推进系

收稿日期: 2024-05-13

作者简介: 陈鹏飞(1983-), 男, 山东莱芜人, 高级工程师, 硕士, 主要从事控制系统验证工作。

统完整性大纲》(MIL-STD-3024)^[3]明确指出,开展系统集成开发要采用半物理试验设备。潘丽君等^[4]结合工程实践和国外研究成果,总结了半物理模拟试验环境的关键技术,指出了半物理模拟试验技术深化的方向;王文杰等^[5]通过半物理模拟试验,验证了一种舰用燃气轮机数字控制系统比机械液压控制系统具有控制精度高、便于调节控制规律等优点;蒲雪萍^[6]介绍了轴对称矢量喷管控制系统半物理模拟试验的方法、内容和结果,验证了控制系统的功能,完善了数学模型和控制软件;苏三买等^[7]介绍了微型涡喷发动机数字控制实时半物理模拟试验系统,通过试验证明了设计的系统能实时反映控制系统作用下的真实试车过程;陈华和万俊保^[8]介绍了新一代直升机发动机控制系统的闭环试验台,通过试验评估了新一代控制系统的先进控制特性和VDVP的性能。赵敏静和王立峰^[9]搭建了变循环航空发动机半物理仿真平台,并进行了试验仿真;李跃跃等^[10]建立了可模拟高温、低温等发动机环境的小型涡扇发动机燃油控制半物理仿真试验系统,可有效模拟发动机各个工况下的稳态和动态控制过程;刘爱萍和姚华^[11]介绍了高推重比发动机全权限数控系统的半物理模拟试验项目,通过对控制参数及控制逻辑的不断改进和调整,达到了满意的性能;史春雨^[12]针对低温试验特别是起动过程的半物理模拟尚没有建立完善、可信、验证确认的试验验证条件和试验方法问题,提出了低温燃油流量计量技术的研究路径。通过查阅相关标准和文献发现,国内外标准中明确提出了半物理模拟试验的必要性,相关文献对控制系统半物理试验环境进行了一定程度的研究和介绍,但是对半物理模拟试验过程中出现的控制系统异常现象鲜有介绍。

本文针对某型控制系统的半物理试验发动机转速响应时间异常现象,以半物理试验组成和原理为基础,通过故障树的方法分析了转速控制回路影响因素,制定了合理有效的排查方案,对异常现象进行了原因分析、定位并排除。

2 故障现象描述

某型发动机控制系统在进行半物理试验过程中,相同的控制系统参试试验件、控制软件、发动机数学模型,相同的高度、马赫数设置,一致的油门杆动作时间,分别在2个不同的半物理模拟试验器上进

行控制系统主系统的动态试验,发现半物理试验结果有差异。在减速过程中,试验器1调试计算机采集的发动机转速响应时间为9.2 s,试验器2调试计算机采集的发动机转速响应时间为12.0 s,2个试验器发动机转速的动态响应时间不一致。根据以往半物理试验数据经验,在减速过程中发动机转速的响应时间大约为9.0 s。分析试验器2同一次试验数据发现,调试计算机采集的发动机转速响应时间为12.0 s,模型计算机采集的发动机转速响应时间为8.0 s。为确认试验器1的2台计算机采集数据是否一致,分析试验器1的同一次试验数据,发现试验结果一致。对比不同半物理试验器的数据,发现2个异常现象:一是试验器2的模型计算机高压转子转速采集响应时间与调试计算机不一致;二是试验器1与试验器2的高压转子转速响应时间不一致。模型计算机、调试计算机的发动机转速采集数据分别见图1、图2。图中,橙色曲线代表发动机转速,红色曲线代表油门杆角度。

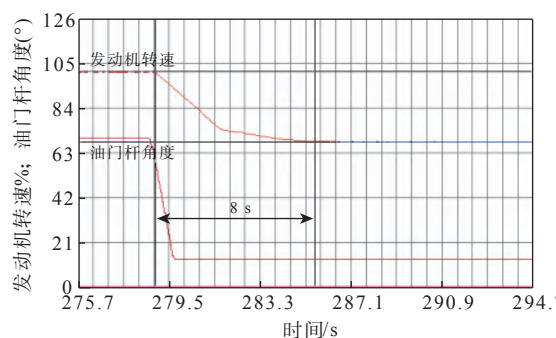


图1 模型计算机数据
Fig.1 Model computer data

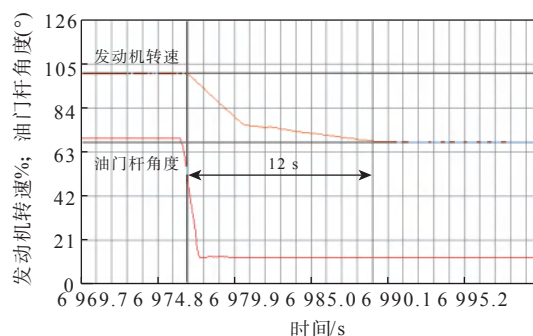


图2 调试计算机数据
Fig.2 Debug computer data

3 半物理模拟试验的基本组成与原理

3.1 基本组成

半物理模拟试验系统主要由参试试验件、转

速随动系统、设备管理计算机、模型计算机、调试计算机、航电模拟计算机、仿真模拟装置、燃油系统及其他辅助设备等组成。其中,模型计算机装载发动机数学模型,主要完成发动机实时数据模型的运行,以及相关参数的采集、记录和存储;调试计算机主要完成控制软件的下载、调试和运行,并装有数控系统上位机软件,与电子控制器通讯,实时显示和记录数控系统采集、处理和输出的各个参数^[13]。典型发动机控制系统半物理模拟试验基本组成如图3所示。

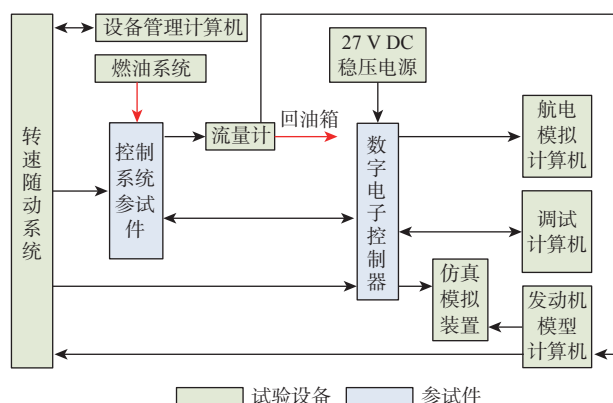


图3 典型控制系统半物理模拟试验基本组成

Fig.3 Basic composition of semi-physical simulation test of typical control system

3.2 工作原理

发动机起动时,数控系统接收试验员起动指令,控制器输出起动信号并传给模型计算机,发动机数学模型接收到起动信号后开始执行起动程序,模型计算得到的转速转化为电压信号后由模型机输出,从而控制转速随动系统转动,产生的物理转速通过转速传感器采集后传递给电子控制器。半物理试验时,转速随动系统采用多轴输出,同时带动燃油泵转动。发动机模型同时输出温度信号,经DA输出到仿真模拟装置传给电子控制器。发动机所需燃油由控

制软件计算出主燃油流量期望值,按照主燃油流量和主燃油计量活门位移的插值曲线计算得到主燃油计量活门位置给定值,然后根据与主燃油计量活门位置反馈值的差值通过控制算法计算并输出控制电流传递给主燃油电液伺服阀,控制主燃油计量活门移动,输出期望的主燃油流量,通过当量喷嘴后回到油箱。在喷嘴前安装涡轮流量计,对主燃油流量进行采集后传输给发动机模型,发动机模型根据实采的主燃油流量计算出新的转速、温度和压力,从而使系统维持起动过程。

当转速达到慢车转速时,系统稳定工作。当油门杆推到新的位置时,数控系统控制软件根据此油门杆和采集的转速、温度、压力等参数计算出新的主燃油流量、加力流量和几何角度的控制电流,并输出给相应的电液伺服阀,控制相应的几何作动机构进行动作;发动机模型根据采集得到的主燃油、加力燃油和此时的几何角度,计算出新的转速、温度和压力。

4 故障原因分析及验证

4.1 故障分析

高压转子转速控制回路如图4所示。根据半物理模拟试验原理,影响转速响应时间异常的因素主要有控制计划、模型机软件、电机的动态特性及信号的采集处理。以转速响应时间异常为顶事件,建立故障树,为排故方案的制定提供方向和指导。故障树如图5所示。

4.2 故障排查

根据故障树,综合考虑各个环节发生故障的概率以及排故的难易程度,制定排故方案并确认状态:

(1) 检查参试件技术状态。2个试验器使用的控制软件版本、电子控制器编号相同,可以排除控制计划和电子控制器的问题。

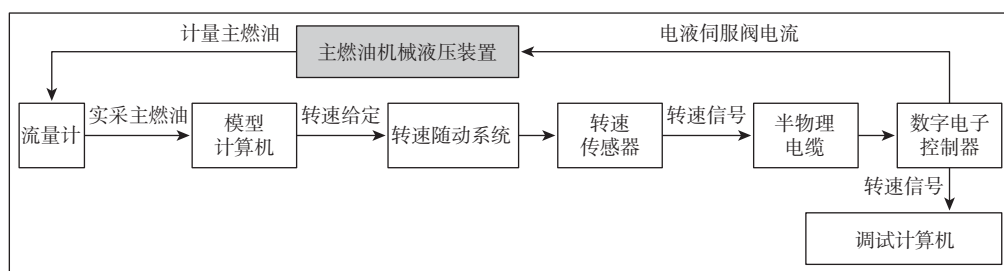


图4 转速控制回路

Fig.4 Speed control loop

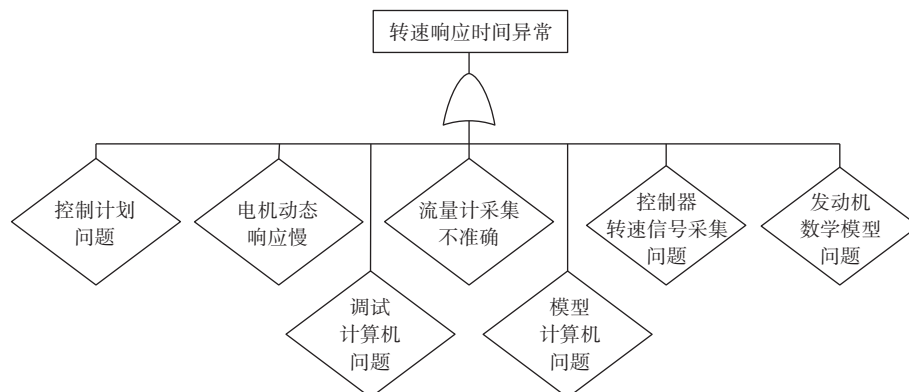


图5 转速响应时间异常故障树

Fig.5 Abnormal fault tree of speed response time

(2) 检查试验设备技术状态。在半物理试验前,试验设备进行了标定和校准,并且发动机数学模型版本一致,可以排除流量计、电机、发动机数学模型等问题。

(3) 通过计时器实测转速响应时间,确认调试计算机的转速响应时间准确,可以排除调试计算机问题。由于模型机计算机与调试计算机存储的转速响应时间不一致,所以,问题初步定位在模型计算机。

4.3 原因分析

由于异常现象出现在模型计算机存储的转速数据中,因此对模型机软件的数据存储功能进行分析。模型机软件数据存储机制如下:假设存储周期为 ΔT ,多媒体定时器正常工作情况下每隔 ΔT 记录1个点,最终得到的时间 $T = \Delta T \times n$ (n 为点数)。如果存储期间定时器异常,记录的点数与实际不符,则存储的时间也不准确。为确定该判断的准确性,通过“打桩”的方法实测多媒体定时器的耗时。

多媒体定时器周期的理论值为25 ms,实测值见图6。图中,蓝色曲线表示发动机转速,红色曲线表示多媒体定时器周期。从图中可以看出,进行大闭环试验时,多媒体定时器周期波动特别大,平均超过25 ms,特别是在动态过程中,多媒体定时器周期超过100 ms,由此断定多媒体定时器存在异常。

多媒体定时器为精度较高的定时器,使用其单独线程调用一个自己的回调函数。并且其优先级很高,每隔一定时间就发送一个消息而不需要考虑其他消息是否执行完毕^[14]。由于Windows为基于消息机制的系统,任何事件的执行是通过发送和接受消息来完成的,由此带来一个问题,一旦计算机

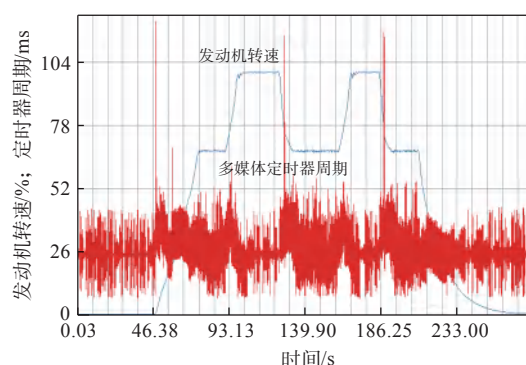


图6 多媒体定时器周期实测值

Fig.6 Multimedia timer period measured value

的CPU被某个进程占用或系统资源紧张时,发送到消息队列中的消息会暂时被挂起,得不到实时处理^[15],因此,定时器的定时精度也受到一定影响。一般情况下,多媒体定时器在20 ms以上的定时任务中,精度可达1 ms;定时间隔在7~20 ms之间,误差在1~3 ms;对于小于7 ms的定时任务,则不易实现^[16]。在试验中偶然发现,当试验进入动态过程时,模型计算机CPU占用率会突然上升至一个很大值(接近100%),重复多次试验,现象相同,通过该现象也可以判断出CPU占用率高会导致多媒体定时器出现异常。

分析模型机软件,多媒体定时器中主要包括数采处理、模型运算、数据存储等功能,其中数据存储耗时很小,为确认模型机软件对控制效果的影响,同样通过“打桩”的方法实测模型运算和数采处理功能函数的耗时。

(1) 实测发动机数学模型运算耗时

重复同样的试验操作,实测数学模型运算的耗时,试验结果见图7。图中,蓝色曲线表示模型运行

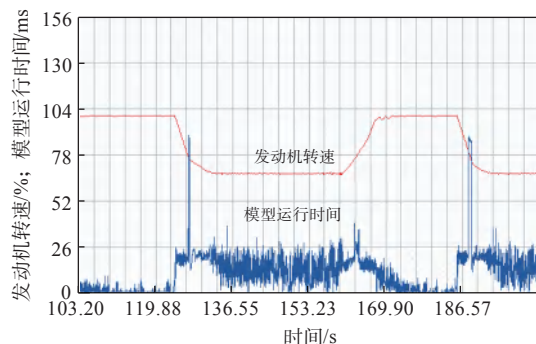


图7 模型运行时间实测值

Fig.7 Model running time measured value

时间,红色曲线表示发动机转速。根据记录数据分析,在进入减速过程中,模型运算时间明显变长(最大超过90 ms),超出整个定时周期。

(2) 实测数采处理功能耗时

重复同样的试验操作,实测数采处理功能耗时,试验结果见图8。图中,蓝色曲线表示数采输出处理耗时,绿色曲线表示数采输入处理耗时。可以看出,模型数采输入处理耗时和数采输出处理耗时占用时间比较长,最大超过20 ms。

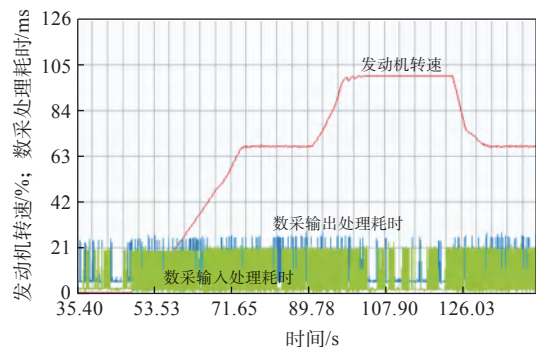


图8 数采处理功能耗时

Fig.8 Time of data acquisition processing function

测试数据表明,多媒体定时器的定时精度不准确,模型运算周期大于定时周期25 ms,导致模型机软件的运行出现异常,试验结果已不可信。

对比试验器1的试验环境,虽然发动机数学模型相同,但是计算机运行环境不一样,因此,为对比计算机环境的差异,同样通过“打桩”的方法实测多媒体定时器周期、模型运算周期和数采处理周期,结果正常。故分析计算机运行环境引起该异常情况的可能性很大,对此更换新计算机以进行验证。

4.4 验证

更换新模型计算机后,重复大闭环试验操作,测

量发现模型计算机与调试计算机的发动机转速响应时间基本一致,大约为9.1 s,与试验器1的响应时间基本一致,试验结果如图9、图10所示。图中,粉色曲线代表发动机转速,红色曲线代表油门杆角度。经过多次验证,结果具有可重复性。试验结果说明,上述试验数据的2个异常现象是由于模型计算机导致的。

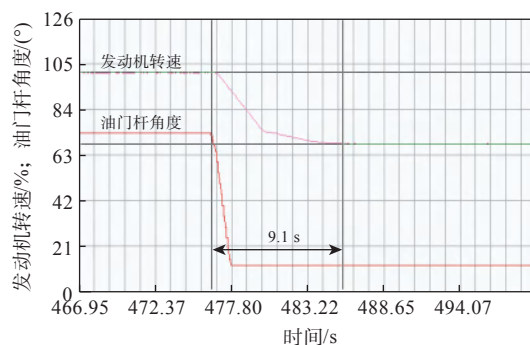


图9 更换新模型计算机后模型计算机数据

Fig.9 Model computer data after updating

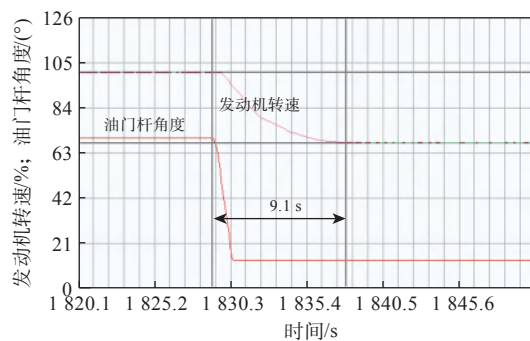


图10 更换新模型计算机后调试计算机数据

Fig.10 Debug computer data after updating model computer

5 改进措施

针对模型计算机,提出以下改进措施,以保证模型机软件耗时的稳定性:

(1) 优化模型机软件,减小CPU占用率;

(2) 更换实时操作系统作为模型计算机,保证模型机软件运算周期的稳定性。

后续新模型计算机更换为实时操作系统,未出现转速响应时间不一致问题。

6 结论

通过此次半物理试验转速动态响应时间异常情况的分析,提出了模型计算机的改进措施;对后续半物理模拟试验模型计算机的性能也提出了要求;

同时,通过一系列的排故措施,系统地掌握了模型计算机软件故障分析和定位方法,为今后模型计算机软件设计和排故积累了经验。

参考文献:

- [1] 国防科学技术工业委员会. 航空发动机数字电子控制系统通用规范[S]. GJB 4053-2000, 2000.
- [2] United States Department of Defense. Joint service specification guide engines, aircraft, turbine[S]. JSSG-2007A, 2007.
- [3] United States Department of Defense. Propulsion system integrity program[S]. MIL-STD-3024, 2008.
- [4] 潘丽君,孙志岩,杨惠民,等. 航空发动机控制系统半物理模拟试验的应用[J]. 航空发动机, 2017, 43(3): 62-67.
- [5] 王文杰,杨东,苗森. 一种舰用燃气轮机数字控制系统[J]. 信息与电子工程, 2008, 6(1): 75-78.
- [6] 蒲雪萍. 轴对称矢量喷管控制系统半物理仿真试验[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(2): 18-21.
- [7] 苏三买,马瑞,冷文彬. 微型涡喷发动机数字控制实时半物理模拟试验系统[J]. 航空动力学报, 2001, 16(1): 93-96.
- [8] 陈华,万俊保. 新一代直升机发动机控制系统半物理仿真试验[J]. 直升机技术, 2005(1): 42-46.
- [9] 赵敏静,王立峰. 变循环航空发动机半物理仿真研究[J]. 工业控制计算机, 2008, 21(9): 30-32.
- [10] 李跃跃,李伟,赵琳. 小型涡扇发动机燃油控制半物理仿真试验系统[J]. 燃气轮机技术, 2015, 28(4): 42-47.
- [11] 刘爱萍,姚华. 高推重比发动机全权限数字电子控制系统研究和半物理仿真试验验证[J]. 航空发动机, 2003, 29(1): 23-26.
- [12] 史春雨. 半物理试验起动阶段低温燃油流量计量技术路径探究[J]. 航空发动机, 2016, 42(6): 10-17.
- [13] 姚华. 航空发动机全权限数字电子控制系统[M]. 北京:航空工业出版社, 2014: 308-311.
- [14] 邵园园,徐晓丹,玄冠涛. 多媒体定时器在工程机械实时数据采集中的应用[J]. 电脑与信息技术, 2010, 18(2): 16-18.
- [15] 李永忠. 实时数据采集系统中定时程序的设计[J]. 南阳师范学院学报, 2006, 5(6): 88-90.
- [16] 许燕萍. Windows下的实时控制研究[J]. 电子技术, 2011, 40(7): 45-46.

基于MPC-ESO的排气压力控制技术 仿真研究

郑博晨¹, 陈溢泽¹, 李晓冬², 王 信², 张和洪¹, 翟 超^{3*}

(1. 福州大学 计算机与大数据学院, 福州 350108; 2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621703; 3. 中国地质大学(武汉) 自动化学院, 武汉 430074)

摘 要: 针对高空舱排气环境模拟系统存在的非线性强、不确定性大等问题, 提出了一种基于模型预测控制(MPC)与扩张状态观测器(ESO)的复合控制器。首先, 对高空舱排气环境模拟系统核心关键设备与过渡态环境变化过程进行建模; 然后, 引入扩张状态观测器实时估计系统存在的扰动, 并结合模型预测控制器对压力控制阀门开度进行控制; 最后, 基于系统建模结果搭建高空舱排气环境模拟系统仿真平台并进行仿真试验, 对所设计的控制器进行控制性能验证, 并与线性自抗扰控制(LADRC)方法进行对比分析。结果显示, 在推力瞬变试验控制仿真中, 面对等马赫数的爬升工况和快速移动油门杆的位置工况, 被控压力的最大瞬时波动量分别从2.59%减少至0.78%和从1.48%减少至0.56%, 表明所设计的MPC-ESO控制器跟踪效果佳、响应速度快、抗扰能力强、调节速度快, 具有较高的工程应用价值。

关键词: 高空舱; 排气环境模拟; 压力控制; 模型预测控制; 扩张状态观测器

中图分类号: V216.7 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)06-0054-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240041

Simulation research of exhaust pressure control technology based on MPC-ESO

ZHENG Bochen¹, CHEN Yize¹, LI Xiaodong², WANG Xin², ZHANG Hehong¹, ZHAI Chao^{3*}

(1. College of Computer and Data Science, Fuzhou University, Fuzhou 350108, China;

2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621703, China;

3. School of Automation, China University of Geosciences, Wuhan 430074, China)

Abstract: To tackle the significant nonlinearity and uncertainty in the high-altitude cell exhaust environment simulation system, a hybrid controller combining model predictive control (MPC) and extended state observer (ESO) was proposed. First, the modeling of the critical equipments and transient environment changing processes for the high-altitude cell exhaust environment simulation system were built. The ESO was then adopted to estimate the real-time system disturbances, and meanwhile, the MPC was integrated to manage the degree of opening for the pressure control valve. Finally, a simulation platform for the high-altitude cell exhaust environment simulation system was constructed based on the system modeling results. Simulation experiments were conducted to validate the performance of the proposed MPC-ESO controller, and a comparative analysis was carried out against the linear active disturbance rejection control (LADRC) method. The results demonstrate that in the thrust transient test control simulation, the maximum instantaneous fluctuation of the controlled pressure is reduced from 2.59% to 0.78% and from 1.48% to 0.56% respectively in the climbing condition of equal Mach number and the position condition of fast-moving throttle rod. These results indicate that the proposed MPC-ESO controller

收稿日期: 2024-04-01

基金项目: 福建省自然科学基金重点项目(2021J02008); 国家自然科学基金(62003088)

作者简介: 郑博晨(2001-), 男, 福建福州人, 硕士研究生, 研究方向为智能信息信号处理、主动抗扰控制、高空环境模拟测试。

通信作者: 翟 超, 博士, 教授, 研究领域为多智能体协同控制、AI驱动交互运动协同、韧性系统。E-mail: zhaichao@cug.edu.cn

can provide excellent tracking performance, quick response, robust disturbance rejection, and swift regulation speed, making it highly valuable for practical engineering applications.

Key words: : high altitude cell; exhaust environment simulation; pressure control; model predictive control; extended state observer

1 引言

高空环境模拟系统是航空发动机进行地面测试的主要设备,不仅需要完成对发动机的推力曲线测试,还需要模拟发动机在各种恶劣工况下的工作条件^[1]。高空舱排气环境模拟系统是实现航空发动机高空模拟试验的关键部分,包含排气扩压器、冷却器、大口径蝶阀等众多涉及气动及换热的非线性设备和控制元件^[2]。相较于其他子系统,高空舱排气环境模拟系统被控对象结构及组成复杂,具有非线性强、不确定性大等特点,如被测试发动机宽广飞行包线内复杂特性变化、管道容腔特性变化、排气扩压器气动特性变化、调节阀节流及间隙特性变化等,均会在试验过程中对控制系统稳定性和动态性能造成显著影响^[3]。因此,亟需设计提出能够克服非线性及不确定性等问题对系统不利影响的有效方法。

针对上述问题,国内外学者均展开了相关研究。美国阿诺德工程发展中心(AEDC)通过TOMIP、PC&S等项目构筑了完善的技术基础^[4],提高了发动机环境模拟系统的控制水平^[5-7]。德国Stuttgart大学通过构建环境模拟系统仿真开展了抗扰控制技术研究,提升了控制系统处于过渡态的调节性能^[8-9]。目前国内研究高空舱排气环境模拟系统所采用的方法主要为非线性PID的变参数调节^[10],并辅以模糊PID控制^[11-12],进一步提高了系统处于过渡态的控制品质。由于高空舱排气环境模拟系统具有非线性、不确定性较强等特点,传统基于PID的控制算法已经难以适应控制要求。目前,用于解决系统不确定性的方法有鲁棒控制(RC)、基于扰动观测器控制(DOBC)、滑模控制(SMC)和自抗扰控制(ADRC)等。

模型预测控制(Model predictive control, MPC)是一种先进的控制策略,其原理为在每个控制周期中,求解一个有限时域开环最优控制问题,得到一组控制输入。这组控制输入的第一项将作为系统的输入以控制系统的行为。MPC作为一种先进的控制框架,通过重复的在线运算优化性能,处理非线性系

统问题^[13],已成为当今过程工业中的标准方法^[14],广泛运用于无人驾驶汽车轨迹跟踪^[15]、永磁同步电机控制^[16]等领域。尽管MPC具有控制效果良好、实时性强的优势,但目前在高空舱排气环境模拟系统控制方面的运用依旧较少。这是因为在高空舱排气环境中,排气扩压器流动特性较为复杂,产生的扰动较大,难以得到精确的数学模型。而模型预测控制对于系统模型精确性要求较高,单凭模型预测控制难以得到较好的控制效果。

ADRC由我国控制领域著名学者韩京清于1998年正式提出^[17-19],其核心思想为通过定义一个“总扰动”,将被控对象简化成一个不依赖系统准确性的模型,其核心扩张状态观测器(ESO)结合实时信号对总扰动进行估计并有效补偿。高志强^[20-22]在非线性ESO上加以简化改造,提出了线性扩张状态观测器(LESO),将扩张状态观测器以线性形式进行表达,简化了整定参数的步骤。但志宏等^[23]将扩张状态观测器技术运用于高空舱环境模拟控制系统的压力控制,取得了良好的控制性能。李婉如等^[24]提出了一种新型非线性状态误差反馈函数 xal ,并设计了基于 xal 函数的扩张状态观测器算法,取得了较好的效果。由于ESO对于系统模型准确性的依赖程度低,有着极强的鲁棒性,因此在实践中可以通过ESO来减小MPC对于系统模型精确度的依赖,从而构建MPC-ESO复合控制器。张庆新等^[25]提出了一种基于MPC-ESO的无人直升机的姿态控制方法,并取得了较好效果。LV等^[26]设计了MPC-ESO控制器进行位置跟踪,实现了在风干扰下对四旋翼直升机参考轨迹有效的跟踪。MA等^[27]提出了一种基于MPC-ESO的小型双缸驱动结构的位移控制策略,增强了系统的抗干扰性。

本文针对目前高空舱排气环境模拟系统控制精度要求高、非线性及不确定性强的特点,结合模型预测控制与扩张状态观测器各自的优点,提出一种基于MPC与ESO的复合控制器,设计了高空舱排气环境模拟系统的压力控制器,以期该类控制在高空舱排气环境模拟系统的运用提供参考。

2 主要设备特性模型描述

高空舱排气环境模拟系统控制原理如图1所示。利用传感器得到阀门角度 θ 和高空舱容腔压力 p ,通过反馈控制形成蝶阀开度指令 $\theta_r(u)$,以此实现对高空舱排气环境压力的控制。其中, p_{set} 为压力设定值, $\theta_r(u)$ 为控制器生成的蝶阀开度指令, θ 为蝶阀实际角度, $G_1(s)$ 表示蝶阀位置闭环传递函数, $G_2(s)$ 表示蝶阀流量传递函数, Q_m 为阀门流量(排气流量), W_{out} 为发动机流量, $G_3(s)$ 表示容腔压力传递函数。

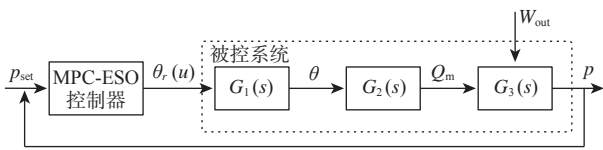


图1 高空舱排气环境模拟系统控制原理简图

Fig.1 Sketch of high altitude cell exhaust environment simulation system control principle

2.1 排气系统调节阀位置闭环控制模型

调节阀位置闭环控制模型本质为一个三阶系统,后续经工程技术改进和试验数据模型辨识,可将调节阀位置闭环控制模型简化为一阶小惯性环节^[28],即:

$$\frac{\theta(s)}{\theta_r(s)} = G_1(s) = \frac{K_\theta}{T_\theta s + 1} \quad (1)$$

式中: K_θ 为比例系数, T_θ 为时间常数, s 为时域变量在复频域上的投射。

调节阀位置闭环控制模型虽然忽略了高阶动态项,但经工程验证,该简化模型符合实际系统特点,满足工程应用要求。

2.2 排气系统调节阀截面积模型

调节阀角度与调节阀等效截面积 A_0 有如下关系:

$$A_0(s) = \pi \cdot 1.5^2 \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\theta \cdot \pi}{180}\right) \right] \quad (2)$$

2.3 排气系统流量模型

蝶阀是一种典型的节流元件,主要由阀体、蝶板、液压驱动装置等组成。调节阀的理论流量计算公式为:

$$Q_m = \phi A_0 p_1 \sqrt{\frac{2}{287T}} \quad (3)$$

式中: ϕ 为流量系数,是调节阀压比和开度的一个函数; p_1 为阀前压力。

在实际计算中,由于 A_0 与 θ 并非线性关系,因此难以求传递函数。为此,通过计算 kuw 模拟调节阀角度与调节阀流量的关系。

$$\frac{Q_m(s)}{\theta(s)} = G_2(s) = kuw \quad (4)$$

2.4 排气扩压器扰动特性

在高空舱排气环境模拟系统中,排气扩压器作为典型的动态非线性元件,其流动特性十分复杂。在系统运行过程中,排气扩压器内部流体的特性会根据发动机状态产生剧烈变化。同时,对于喷口尺寸不同的发动机,排气扩压器的特性也具有差异性。因此难以建立符合工程实际要求的排气扩压器模型。在推力瞬变试验过程中,由于排气扩压器的影响,试验舱的环境压力与排气扩压器背压均会产生急剧变化,而且难以测量排气扩压器造成的扰动。为了简化系统,方便进行系统仿真,本文将排气扩压器动态特性视为未知外部扰动环节。

2.5 排气容腔模型

高空舱排气环境模拟系统容腔内压力的微分方程为:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} = & \frac{R}{V} \left(T - \frac{h_{\text{out}} - RT}{c_p - R} \right) (W_{\text{out}} - Q_m) + \\ & \frac{R}{V(c_p - R)} (h_{\text{in}} W_{\text{out}} - h_{\text{out}} Q_m) + f_{\text{-diffuser}} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: T 为容腔温度, V 为容腔容积, h_{in} 为进气焓, h_{out} 为排气焓, c_p 为气体的定压比热容, R 为气体常数, $f_{\text{-diffuser}}$ 为排气扩压器的扰动。

调节阀流量与容腔压力的传递函数为:

$$\frac{p(s)}{Q_m(s)} = G_3(s) = \frac{k_Q}{s + k_W} = \frac{k_1}{T_1 s + 1} \quad (6)$$

其中:

$$\begin{aligned} k_W = & -\frac{R}{V} \left[T - \frac{h_{\text{out}} - RT}{c_p - R} + \right. \\ & \left. \frac{h_{\text{in}}}{c_p - R} \cdot \frac{\sqrt{288 \times 15}}{101 \cdot 325 \sqrt{T}} \cdot W_{\text{ahs}}(n_{c1}) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

$$k_Q = -\frac{R}{V} \left(T - \frac{h_{\text{out}} - RT}{c_p - R} + \frac{h_{\text{out}}}{c_p - R} \right) \quad (8)$$

被控对象的输入传递函数为:

$$\frac{p(s)}{\theta_r(s)} = G_1(s)G_2(s)G_3(s) \quad (9)$$

记 $p = y, \theta_r = u$, 则被控对象模型为如下二阶微分方程:

$$\ddot{y} = -a_1 \dot{y} - a_2 y + bu \quad (10)$$

式中: a_1, a_2 为模型参数, b 为控制输入增益, u 为控制输入量, y 为被控压力。

$$a_1 = \frac{1}{T_\theta} - \frac{R}{V} \left(T - \frac{h_{\text{out}} - RT}{c_p - R} + \frac{h_{\text{in}}}{c_p - R} \right) \cdot \frac{\sqrt{288 \times 15}}{101 \cdot 325 \sqrt{T}} \cdot W_{\text{ahs}}(n_{\text{cl}}) \quad (11)$$

$$a_2 = -\frac{R}{VT_\theta} \left(T - \frac{h_{\text{out}} - RT}{c_p - R} + \frac{h_{\text{in}}}{c_p - R} \right) \cdot \frac{\sqrt{288 \times 15}}{101 \cdot 325 \sqrt{T}} \cdot W_{\text{ahs}}(n_{\text{cl}}) \quad (12)$$

$$b = \frac{R \cdot kuw}{V \cdot T_\theta} \left(T - \frac{h_{\text{out}} - RT}{c_p - R} + \frac{h_{\text{out}}}{c_p - R} \right) \quad (13)$$

3 MPC-ESO控制器设计

3.1 基于MPC-ESO的控制结构

利用MPC-ESO控制器对高空舱排气环境模拟系统压力进行控制,其控制结构如图2所示。首先,对高空舱排气环境模拟系统模型进行简化,将不包含扰动的标定模型作为MPC的预测模型,将每次计算出的阀门位置参考值作为下一步的参考输入;然后,引入扩张状态观测器实现对系统的扰动估计,以此将标称模型扩张为系统状态模型,实现将模型改造成积分串联型的效果,并将该积分串联型作为MPC的控制目标模型;最后,将系统总扰动估计 f 通过状态反馈至控制输入端实现总扰动的补偿控制。

3.2 MPC控制方法设计

设 y 的一阶导数为 $x_2, y = x_1$, 由式(10)可得状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -a_1 \dot{y} - a_2 y + bu \end{cases} \quad (14)$$

即

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}_0 \mathbf{X} + \mathbf{B}_0 u \quad (15)$$

其中:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\mathbf{A}_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_2 & -a_1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\mathbf{B}_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ b \end{bmatrix} \quad (18)$$

通过离散化方法,将上述方程转换成:

$$\mathbf{X}_{k+1} = \mathbf{A} \mathbf{X}_k + \mathbf{B} u_k \quad (19)$$

式中: \mathbf{A}, \mathbf{B} 分别为 $\mathbf{A}_0, \mathbf{B}_0$ 离散化后的矩阵。

MPC通过以下优化问题计算系统输入:

$$J = \frac{1}{2} \mathbf{e}_{[N_p]}^T \mathbf{S} \mathbf{e}_{[N_p]} + \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{N_p-1} \left[\mathbf{e}_{[k]}^T \mathbf{Q} \mathbf{e}_{[k]} + \Delta \mathbf{u}_{[k]}^T \mathbf{R} \Delta \mathbf{u}_{[k]} \right] \quad (20)$$

式中: N_p 为预测步长; $\mathbf{e}_{[k]}$ 为状态误差向量; $\Delta \mathbf{u}_{[k]}$ 为控制输入量的增量; $\mathbf{S}, \mathbf{Q}, \mathbf{R}$ 分别代表系统的末端代价、运行代价以及控制量代价的权重矩阵,且有

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} s_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & s_n \end{bmatrix}, s_1, s_2, \dots, s_n \geq 0 \quad (21)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & q_n \end{bmatrix}, q_1, q_2, \dots, q_n \geq 0 \quad (22)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} r_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & r_n \end{bmatrix}, r_1, r_2, \dots, r_n \geq 0 \quad (23)$$

优化目标为跟踪误差最小,同时保证系统输入增量的绝对值尽量小。为消除计算 a_1, a_2, b 时产生的误差,引入一个积分调节器对控制量进行补偿。具体的MPC算法流程如图3所示。

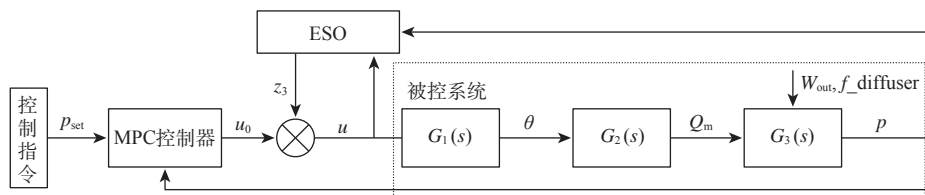


图2 基于MPC-ESO的控制结构图
Fig.2 Control structure based on MPC-ESO

3.3 扩张状态观测器设计

为表征高空舱排气环境模拟系统被控对象模型的不确定性,设 $f(w, t) = w$ 为系统扰动,则有:

$$\ddot{y} = -a_1 \dot{y} - a_2 y + f(w, t) + bu \quad (24)$$

若将扰动扩张成一个新的状态变量 x_3 ,则系统的状态方程可以表示为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 - a_1 x_2 - a_2 x_1 + bu \\ \dot{x}_3 = h \\ y = x_1 \end{cases} \quad (25)$$

式中: x_1 为被控压力, x_2 为被控压力的导数, x_3 为系统扰动。

对此建立ESO,则有:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 - 3\omega_0(z_1 - y) \\ \dot{z}_2 = z_3 - 3\omega_0^2(z_1 - y) - a_1 \dot{y} - a_2 y + bu \\ \dot{z}_3 = -3\omega_0^3(z_1 - y) \end{cases} \quad (26)$$

式中: ω_0 为观测器的带宽。只要带宽选取合适,ESO就能够对系统各个状态变量进行实时估计。

令

$$u = \frac{-z_3 + u_0}{b} \quad (27)$$

则系统可以简化为

$$\ddot{y} \approx -a_1 \dot{y} - a_2 y + u_0 \quad (28)$$

则式(10)的 $b = 1$ 。设 $e_i = x_i - z_i (i = 1, 2, 3)$,将式(25)与式(26)相减得:

$$\dot{e} = A_e e + E h \quad (29)$$

$$\text{其中: } A_e = \begin{bmatrix} -3\omega_0 & 1 & 0 \\ -3\omega_0^2 & 0 & 1 \\ -\omega_0^3 & 0 & 0 \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, e = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix}.$$

由上式可得,ESO的特征多项式为:

$$\lambda(s) = s^3 + 3\omega_0 s^2 + 3\omega_0^2 s + \omega_0^3 = (s + \omega_0)^3 \quad (30)$$

此时扩张状态观测器的特征多项式为Hurwitz稳定,极点均为 $-\omega_0$,恰当配置 ω_0 即可保证极点均位于左半平面,从而使ESO能够BIBO稳定^[29]。

4 MPC-ESO仿真效果

4.1 仿真要求

采用线性自抗扰控制(Linear active disturbance rejection control, LADRC)和MPC-ESO控制器实现高空舱排气环境模拟系统的控制,对比仿真结果以达到如下目的:比较LADRC和MPC-ESO控制器在同一发动机飞行马赫数变化下的排气压力的最大瞬时波动值、调节时间等性能指标,以验证控制器在压力给定值变化下的快速性、稳定性和抗扰能力。

4.2 仿真过程

仿真过程以典型发动机推力瞬变试验任务为例,添加0.01 dB噪声。控制系统的主要任务为在发动机快推/拉油门杆做大状态加速/减速过程中尽可能保持排气压力值不变。图4自上而下依次为给定发动机油门杆角度(PLA)、马赫数(Ma)、发动机空气流量(Flow)、压力设定值(Pressure)的变化。

仿真包含以下2个子阶段:

子阶段1(0~32 s):马赫数维持0.9不变,模拟等

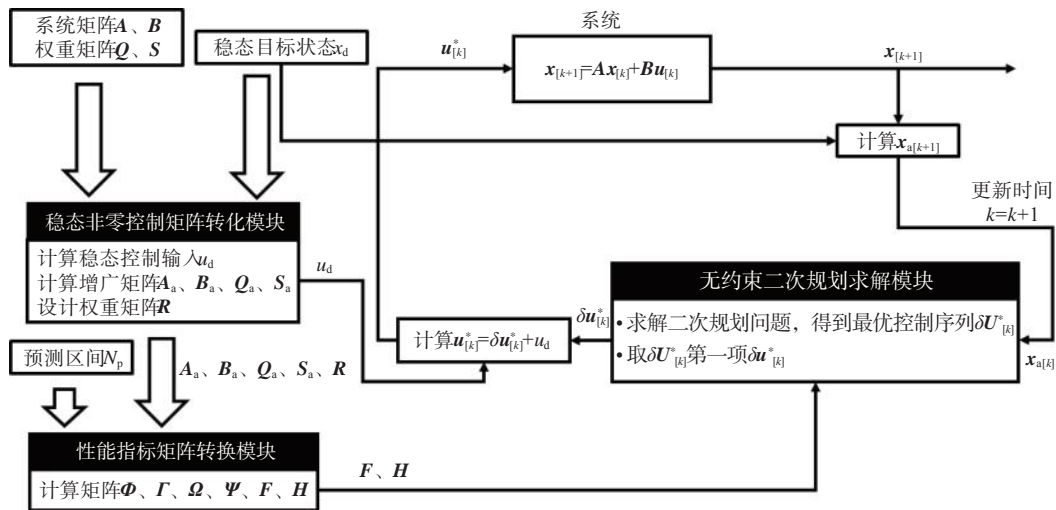


图3 MPC算法流程图

Fig.3 Algorithm flow chart of MPC

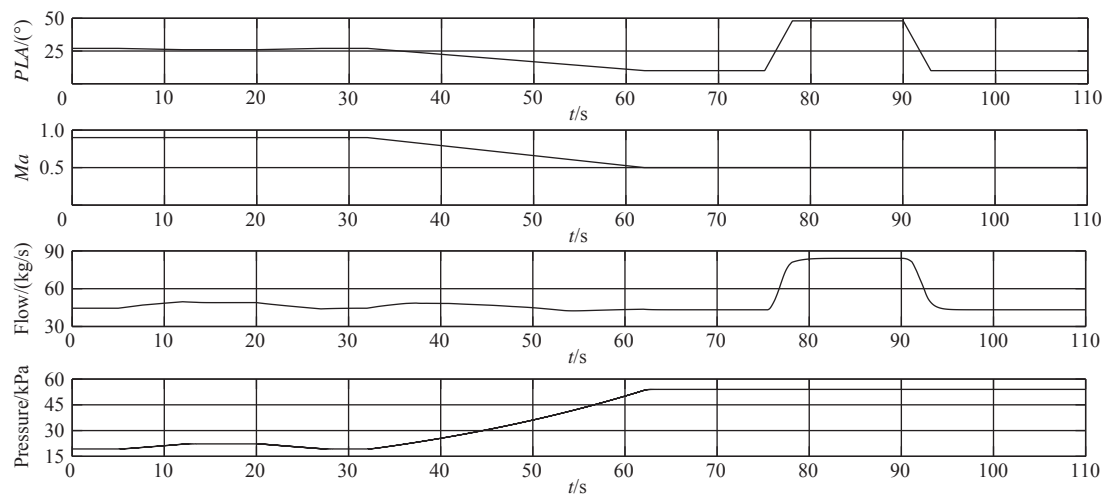


图4 典型发动机推力瞬变试验任务流程图
Fig.4 Flow diagram of typical engine thrust transient test task

马赫数的爬升与下降工况,过程中发动机空气流量变化范围为43~50 kg/s,空气流量整体变化时间≤10 s,最大流量变化速率约为0.7 kg/s²,极大考验算法的动态跟踪能力。

子阶段2(32~110 s):通过快速移动油门杆位置(移动时间3 s),完成被试发动机在慢车↔最大空中状态间的推力瞬变试验,过程中发动机空气流量变化为42~84 kg/s,空气流量整体变化时间≤15 s,最大流量变化速率约为7.0 kg/s²,该过程可表征当前进气系统所面临的最真实、最恶劣的受扰过程,极大考验算法的抗干扰能力。

4.3 仿真参数

设定高空舱排气环境模拟系统压力控制器的参数见表1。

表1 控制器参数
Table 1 Controller parameters

控制参数	数值
Q	diag(1 500,1)
R	1
S	diag(1 500,1)
N_p	5
$\omega_0(\text{MPC})$	8
$\omega_0(\text{LADRC})$	20
ω_c	1.25

4.4 仿真结果

典型发动机推力瞬变任务控制仿真过程中,MPC-ESO和LADRC的仿真控制效果对比见图5,控制量对比见图6,MPC-ESO对扰动的估计与实际扰动对比见图7。

子阶段1(0~32 s):LADRC的最大瞬时波动值为0.50 kPa(最大瞬时波动量2.59%),调节时间为4.5 s;MPC-ESO的最大瞬时波动值为0.15 kPa(最大瞬时波动量0.78%),调节时间为1.8 s。同时,MPC-ESO的响应速度较快。

子阶段2(32~110 s):LADRC的最大瞬时波动值为0.8 kPa(最大瞬时波动量1.48%),调节时间为3.5 s;MPC-ESO的最大瞬时波动值为0.3 kPa(最大瞬时波动量0.56%),调节时间为3.3 s。双方的稳态误差均小于0.1 kPa,且双方的控制量单位时间内变化量均在0.1°以内。然而,MPC-ESO的变化量更小。

由以上仿真结果对比分析,总体控制品质见表2,本研究所设计的MPC-ESO算法相较于LADRC算法在跟踪效果、响应速度方面有着明显的优势。同时,ESO可以在极低的模型依赖下,对总扰动进行快速而准确的估计,从而为扰动的补偿抑制奠定基础。

5 结论

(1) 针对高空舱排气环境模拟系统中存在的非线性强、不确定性大等问题,提出一种基于模型预测控制与扩张状态观测器的复合控制器,设计并构建了扩张状态观测器与模型预测控制器,并通过仿真试验控制器性能,展现出了较好效果。

(2) 相比于LADRC控制器,基于模型预测控制与扩张状态观测器的复合控制器能够明显提升控制系统的响应速度、抗扰动能力与鲁棒性,缩短了系统的调节时间和峰值波动量,并且控制品质均符合实际工程要求。

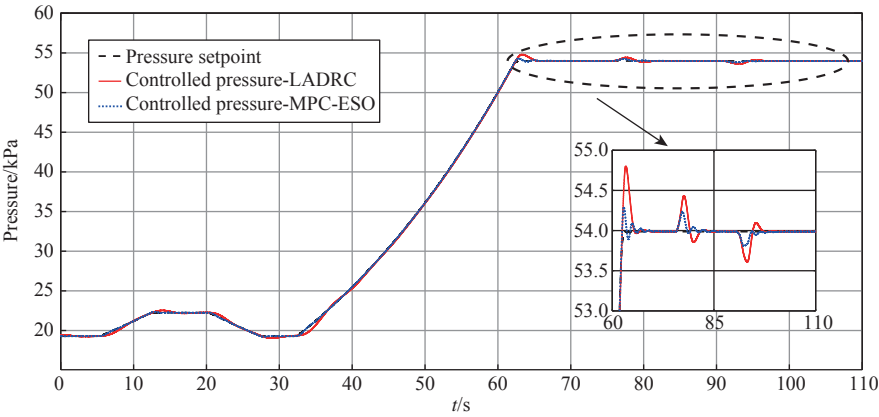


图5 LADRC和MPC-ESO控制效果比较图

Fig.5 Control effect comparison diagram of LADRC and MPC-ESO

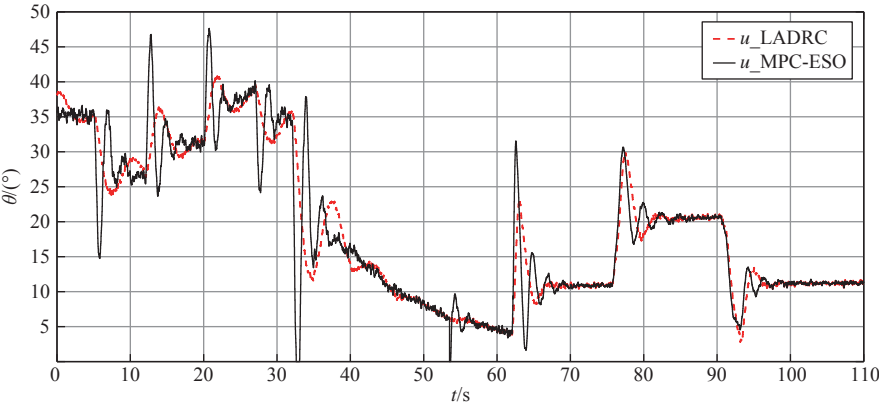


图6 LADRC和MPC-ESO控制量比较图

Fig.6 Control quantity comparison diagram of LADRC and MPC-ESO

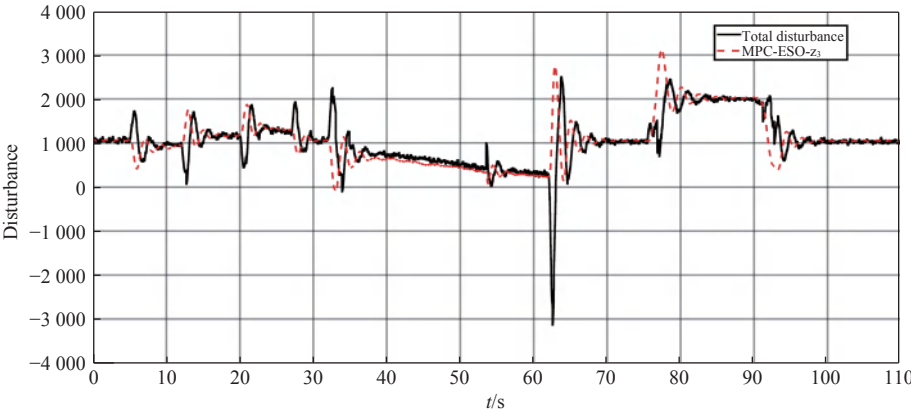


图7 MPC-ESO扰动估计

Fig.7 MPC-ESO disturbance estimation

表2 控制品质比较

Table 2 Control quality comparison

控制指标	LADRC	MPC
最大瞬时波动量/%	2.59	0.78
最大调节时间/s	4.5	3.3
响应速度	较慢	较快
稳态单位时间控制量变化	小于0.1°	小于0.1°

(3) 模型预测控制方法与扩张状态观测器相结合提高了系统的精度,能够用于高空舱排气环境模拟系统。扩张状态观测器的强鲁棒性能使一些对系统模型精度要求高的控制方法适应高空舱排气环境模拟系统,为将来更多的控制方法在高空舱排气环境模拟系统的运用提供了参考价值。

参考文献:

- [1] 侯敏杰. 高空模拟试验技术[M]. 北京:航空工业出版社,2014.
- [2] 但志宏,张 松,钱秋朦,等. 排气扩压器对高空舱压的影响与控制方法[J]. 航空动力学报,2021,36(1): 205-215.
- [3] 但志宏,张 松,张和洪,等. 高空舱飞行高度模拟串级LADRC鲁棒控制技术[J]. 航空动力学报,2024,39(4):284-293.
- [4] MONTGOMERY P A, BURDETTE R, WILHITE L, et al. Modernization of a turbine engine test facility utilizing a real-time facility model and simulation[R]. ASME 2001-GT-0573, 2001.
- [5] LUPPOLD R H, MEISNER R, NORTON J M. Design and evaluation of an auto-tuning control system for an altitude test facility[R]. ASME 99-GT-061, 1999.
- [6] DAVIS M, MONTGOMERY P. A flight simulation vision for aeropropulsion altitude ground test facilities [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(1): 8-17.
- [7] GARRARD D, SEELY J, ABEL L. An analysis of alternatives to provide a varying Mach number test capability at APTU[R]. AIAA 2006-8044, 2006.
- [8] BIERKAMP J, KÖCKE S, STAUDACHER S, et al. Influence of ATF dynamics and controls on jet engine performance[R]. ASME GT2007-27586, 2007.
- [9] WEISSER M, BOLK S, STAUDACHER S. Hardware-in-the-loop-simulation of a feedforward multivariable controller for the altitude test facility at the University of Stuttgart[C]// Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2013. Stuttgart, Germany; 2013.
- [10] 钱秋朦,但志宏,张 松,等. 高空台进排气控制系统软件设计[J]. 燃气涡轮试验与研究,2019,32(4): 27-31.
- [11] 赵 涌,侯敏杰,张 松,等. 航空发动机高空模拟试验排气环境压力模糊控制技术研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2010,23(3):14-17.
- [12] 张 松,郭迎清,侯敏杰,等. 复合控制技术在高空台进排气调压系统中的技术研究[J]. 测控技术,2009, 28(11):29-33.
- [13] EREN U, PRACH A, KOÇER B B, et al. Model predictive control in aerospace systems: Current state and opportunities[J]. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 2017, 40(7): 1541-1566.
- [14] DARBY M L, NIKOLAOU M. MPC: Current practice and challenges[J]. Control Engineering Practice, 2012, 20(4): 328-342.
- [15] TRAN A T, KAWAGUCHI M, OKUDA H, et al. A model predictive control-based lane merging strategy for autonomous vehicles[C]// 2019 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). Paris, France; 2019.
- [16] LI Yaohua, LIU Dongmei, WU Tingxu, et al. Model predictive current control for permanent magnet synchronous motor based on neural network[C]// 2023 IEEE International Conference on Predictive Control of Electrical Drives and Power Electronics (PRECEDE). Wuhan, China; 2023.
- [17] 韩京清. 自抗扰控制器及其应用[J]. 控制与决策, 1998, 13(1): 19-23.
- [18] 韩京清. 自抗扰控制技术[J]. 前沿科学, 2007, (1): 24-31.
- [19] 韩京清. 自抗扰控制技术:估计补偿不确定因素的控制技术[M]. 北京:国防工业出版社, 2008.
- [20] 高志强. 自抗扰控制思想探究[J]. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1498-1510.
- [21] GAO Zhiqiang. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]// Proceedings of the 2003 American Control Conference. Denver, USA; 2003.
- [22] GAO Zhiqiang. Active disturbance rejection control: A paradigm shift in feedback control system design[C]// 2006 American Control Conference. Minneapolis, USA; 2006.
- [23] 但志宏,张 松,白克强,等. 基于扩张状态观测器的高空台进气环境模拟控制技术研究[J]. 推进技术, 2021, 42(9): 2119-2128.
- [24] 李婉如,张和洪,王 鹏,等. 高空舱进气环境压力模拟新型自抗扰控制[J]. 推进技术, 2024, 45(8), 251-261.
- [25] 张庆新,郝晨乐,朱金旭. 基于MPC和ESO的无人直升机姿态控制[J]. 飞行力学, 2022, 40(5): 53-58.
- [26] LV Tong, YANG Yanhua, CHAI Li. Extended state observer based MPC for a quadrotor helicopter subject to wind disturbances[C]// 2019 Chinese Control Conference (CCC). Guangzhou, China; 2019.
- [27] MA Tengfei, WANG Bin, WANG Zhenhao. MPC-ESO position control strategy for a miniature double-cylinder actuator considering hose effects[J]. Micromachines, 2023, 14(6): 1201.
- [28] 但志宏,张 松,钱秋朦,等. 基于前馈反馈复合控制策略的高空舱高精度电液伺服控制技术[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2019, 32(6): 1-5.
- [29] 陈增强,孙明玮,杨瑞光. 线性自抗扰控制器的稳定性研究[J]. 自动化学报, 2013, 39(5): 574-580.

2024年1~6期总目录

自由射流可调喷管技术对比研究与试验验证	陈鹏飞, 吴 锋, 张 有, 王 衡	(1-1)
高空模拟试车台进气系统负温试验的温度压力耦合特性分析	伦岳斌, 王宏伦, 钱秋朦, 张 松, 但志宏, 李金柏	(1-12)
速度梯度对双曲线唇口进气道地面效应的影响研究	雷龙清, 陈鹏飞, 杨 华, 崔树鑫, 陈 伟	(1-19)
核心机进气总压畸变试验仿真与验证	吴志昌, 李运南, 于之帅, 朱哲民	(1-26)
发动机进气总温的无监督修正算法	严 忆, 钱伟中, 陆 超, 杨彩琼, 孙婧博, 闫岱峻	(1-32)
压气机转子叶尖局部削薄对性能的影响	刘儒骏, 曹传军, 翟志龙, 周拜豪	(1-37)
叶栅式预旋喷嘴气动设计与试验研究	张华军, 印 灿, 陈丹青, 岳治衡	(1-43)
基于机器学习的TC17合金超高周疲劳寿命预测	石 炜, 钱泓江, 黄志勇, 赵 伟, 郭建英	(1-49)
航空发动机分流环水滴撞击特性研究	杨 军, 闫怀喜	(1-55)
旋转爆震环境下涡轮流场及气动激励的演变规律研究	张伟昊, 廖湘力, 穆雨墨, 李瑞泉	(2-1)
叶孔式预旋喷嘴气动设计及验证策略	王士骥, 常骐越, 董 明, 范宜龙, 吴丽军	(2-11)
不同开度可调涡轮导叶前缘气膜冷却效果研究	靳合龙, 白晓辉, 张振华, 李鹏刚, 陈 磊, 刘存良	(2-19)
加工偏差对簸箕形气膜孔冷却效果的影响	郝旭生, 李 洋, 薛树林, 李亚雄	(2-29)
进口旋流方向对涡轮导叶全气膜冷却效率影响的数值研究	付仲议, 余 强, 赵 丹, 房兴龙, 黄 琦	(2-35)
涡轮叶片全表面换热特性的试验与数值研究	薛树林, 吴学深, 吴 楠, 刘丽平, 郝旭生, 余 毅	(2-41)
直榫槽和斜榫槽两种出口结构预旋系统流动特性数值研究	朱晓华, 古 冬, 郭 文, 刘 松	(2-49)
高转速动力涡轮盘间螺栓连接结构稳健性分析	白忠恺, 孙 凯, 付仲议, 杨哲夫, 洪 杰	(2-55)
中心分级燃烧室同轴射流雾化机理与特性的数值研究	张 群, 李寒琼, 徐晓晨, 吴润东, 张昊民	(3-1)
中心分级旋流燃烧室燃烧性能试验研究	左世豪, 邵彦博, 赵宁波, 颜应文	(3-10)
双涡控径向分级燃烧室流场特性	何小民, 桂 韬, 毛向臣, 唐 军, 张 伟, 张净玉	(3-18)
甲醇喷入对主燃烧室燃烧性能的影响	刘大瑞, 颜应文	(3-27)
喷嘴布局对钝体预混火焰响应特性影响的试验研究	赵 妍, 刘 勇, 赵 航, 张 祥	(3-37)
回流型内燃波转子过渡段与燃料填充段耦合特性研究	何志军, 李建中, 巩二磊, 金 武, 姚 倩, 郑仁传, 等	(3-46)
多任务学习方法在神经网络替代火焰面数据库中的应用	胡昌松, 张 腾, 席玉茹, 李井华, 颜应文	(3-53)
轴流压气机串列叶栅前后叶型位置匹配特性研究	茅晓晨, 程 昊, 罗 哲, 王何建, 刘 波	(4-1)
进气温度畸变对多级跨声速压气机气动性能影响的试验研究	吴亚东, 朱自环, 明乐乐	(4-11)
基于航空发动机吞砂能力提升的中介机匣优化设计与研究	张学宝, 王全奇, 周成华, 张 军	(4-18)
机动载荷作用下航空发动机机匣结构对叶尖间隙的影响分析	贾思维, 姚利盼, 裴会平, 赵胜丰, 唐晓峰	(4-23)
进气加温条件下考虑变比热影响的压气机性能计算方法	高 杰, 冯 飞, 赵汝彬, 王 彪, 吴森林	(4-32)
压气机性能录取中状态稳定的判别方法	吴森林, 韩壮壮, 高 杰, 张晓良	(4-41)
双扭线流量管测量方法数值研究	高 杰, 冯 飞, 王 磊, 魏 崇, 赵 正	(4-49)
压气机试验用典型结构探针吹风试验研究	刘晓晨, 高 杰, 万浩涵, 赵 俭, 王 磊	(4-57)
氢燃料燃烧室旋流微扩散方案设计及数值仿真分析	马存祥, 李 茂, 李九龙, 邓远灏, 周人治, 李 龙	(5-1)
不同空气流速对多孔介质微预混燃烧器性能的影响	贾世琦, 史 挺, 刘 怡, 段冬霞, 余春华, 葛 冰	(5-10)
高温强余旋来流条件下一体化加力燃烧室流场特性的数值研究	孙维斗, 王一搏, 黄晓锋, 邓远灏, 颜应文	(5-21)
涡轮叶片冷却内腔扰流肋参数化建模方法	郝旭生, 李 洋, 余 毅, 赵尊盛	(5-32)
级间导流盘腔空气系统优化设计和数值研究	余 毅, 邓 维, 吴 楠, 薛树林, 刘丽平	(5-39)
陶瓷基高压涡轮外环结构设计与验证	胡 磊, 陈易诚, 查海勇, 刘强军, 邓杨芳, 曾翔龙	(5-48)
基于CFD的电动燃油泵V锥流量计结构优化	汤宇佳, 叶志锋, 王 欣, 周 力	(5-55)
油膜间隙对非同型SFD-变转速转子系统动力特性的影响	聂卫健, 李 坚, 唐 广, 刘飞春, 袁 巍	(6-1)
燃气轮机透平叶片低周疲劳寿命及可靠性分析	焦继翔, 李金星, 张 荻, 谢永慧	(6-9)
模拟真实进口条件的压缩部件试验方法研究	梁 俊, 刘晓晨, 赵汝彬, 夏 联, 张 良	(6-17)
叶栅风洞与试验雷诺数计算方法分析及应用	倪 明, 魏佐君, 姜正礼, 吴 帅, 任光明, 甘晓华	(6-24)
冲击-气膜冷却单元结构砂尘沉积特性的数值研究	郑天一, 李浩博, 刘存良, 叶 林, 李 琳	(6-31)
双滑阀副活门卡滞分析与试验验证	王艳召, 李博海, 王 洋, 邱祥龙	(6-40)
半物理模拟试验转速响应时间异常分析	陈鹏飞, 仇小杰	(6-48)
基于MPC-ESO的排气压力控制技术仿真研究	郑博晨, 陈溢泽, 李晓冬, 王 信, 张和洪, 翟 超	(6-54)

征稿启事

《燃气涡轮试验与研究》是经原国家科委批准的正式期刊(双月刊),由中国航发四川燃气涡轮研究院主办,面向国内外公开发行人。本刊以燃气涡轮技术为基础,重点报道航空动力装置试验研究、设计和制造行业中具有学术价值、工程应用价值和创造性的科技成果及其在国民经济领域的应用,以试验研究为特色。本刊的发行范围已涵盖航空科研院所、工厂、高校、航空发动机主管部门,以及相关行行业,是传播航空发动机专业信息和活动的理想平台,受到航空界知名专家、教授和学者的喜爱与关注。

本刊为《中国学术期刊影响因子年报》统计源期刊,已被国内众多著名数据库收录。本刊采用双盲制、一稿两审的审稿方式。欢迎国内外作者自由投稿。

一、来稿要求和注意事项

- 1、稿件应突出创新成果,论点明确、论理清楚、数据可靠,文字精炼,图表规整。
- 2、稿件中的文字、数据和图表等内容必须遵守国家保密规定和《著作权法》的有关规定,若发生泄密或侵权行为,一切责任由作者承担。
- 3、稿件必须包括中英文题名、中英文摘要(200字左右)、中英文关键词(5~8个)。
- 4、稿件中的图表必须有中英文对照题名;文中插图应大小适中,图线和数字清晰可辨。
- 5、参考文献按“CAJ-CD 中国学术期刊(光盘版)技术规范”(CAJ-CDB/T1-2005)的要求著录(可参见本刊的参考文献著录格式)。
- 6、量和单位要符合国家标准的规定,术语和符号应符合国家标准和国军标“航空燃气涡轮动力装置术语和符号(GJB2103A-97)”的要求。
- 7、稿件如获得某种研究基金或课题资助,请列出其名称及编号。
- 8、第一作者简介应含:姓名、出生年、性别、民族、籍贯、职称、学位及研究方向;来稿时应提供第一作者的通讯地址、邮编、联系电话和E-mail。
- 9、本刊稿件的审稿周期一般为3个月,3个月后未接到录用通知,作者可自行处理;在此之前,请勿一稿多投,否则一切后果自负。
- 10、本刊不收版面费和审稿费;来稿一经刊登,本刊即付稿酬,并赠送当期样刊。

二、声明

本刊已被《中国核心期刊(遴选)数据库》、《中国期刊全文数据库》、《万方数据库》、《中文科技期刊数据库》、《中文核心期刊网》收录,可通过中国知网、万方数据、维普资讯、SciEngine、中文核心期刊网、博看网查阅。本刊所付稿酬包含文章著作权使用费,及本刊与合作单位录用、上网和光盘服务报酬。如作者不同意文章被本刊合作单位收录,请在投稿时声明。

三、投稿方式

通过网站投送稿件。

投稿网站: www.sciengine.com/GTER/home

地址:四川省成都市新都区学府路999号

《燃气涡轮试验与研究》编辑部

邮编: 610500

电话: (028)83017527

邮箱: rqwl@cgte.com.cn; rqwlsy@163.com



扫码进入网站

GTER 燃气涡轮试验与研究

双月刊 1988年2月创刊 第37卷第6期 2024年12月

主管单位：中国航空发动机集团有限公司

主办单位：中国航发四川燃气涡轮研究院

主 编：刘志友

编辑出版：《燃气涡轮试验与研究》编辑部
610500 四川省成都市新都区学府路999号

电 话：028-83017527

电子邮箱：rqwlsy@163.com

发 行：《燃气涡轮试验与研究》编辑部

印 刷：四川省胜利印刷实业有限公司

封面设计：顾鹏设计公司

Started in 1988, Vol.37 No.6 Dec. 2024, Bimonthly

Authority: Aero Engine Corporation of China

Sponsor: AECC Sichuan Gas Turbine Establishment

Editor-in-Chief: LIU Zhi-you

Editor and Publisher: Editorial Department of Gas Turbine Experiment and Research

No.999, Xuefu Rd, Xindu D, Chengdu, Sichuan, PRC

Postcode 610500

Tel: 028-83017527

E-mail: rqwlsy@163.com

Distributor: Editorial Department of Gas Turbine Experiment and Research

Printer: Sichuan Shengli Publishing Ltd.

Designer: Gupeng.com

刊 号：ISSN 1672-2620
CN 51-1453 / V

国内定价：10.00元/期，60.00元/年
国外定价：10.00美元/期，60.00美元/年

国内外公开发行

ISSN 1672-2620

