

doi:10.12068/j.issn.1005-3026.2025.20230280

## 载荷工况对静叶调节机构阻滞力的影响

常晶<sup>1</sup>, 罗忠<sup>1,2,3</sup>, 逢超<sup>1</sup>, 李洪雨<sup>1</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 辽宁 沈阳 110819; 3. 东北大学 佛山研究生创新学院, 广州 佛山 528312)

**摘要:** 为从实验层面探究静叶调节机构的温度及载荷工况对其阻滞力的影响, 考虑运动功能及使用载荷模拟的机构试验设计准则, 搭建了原理级的单级调节机构试验系统, 提出了采用单向拉压力传感器对机构运行阻滞力进行测试的方法, 对不同轴向力负载、环境温度下的拉杆应变以及直动推杆受力情况进行了测试. 结果表明, 在轴向力载荷与温度单独作用时, 阻滞力变化情况与轴向力载荷密切相关, 轴向力载荷对阻滞力的影响大于温度对其影响; 在载荷与温度共同作用时, 轴向力载荷和温度对阻滞力的影响呈现耦合趋势, 且在机构回程运动过程中, 温度对阻滞力的影响不可忽视.

**关键词:** 静叶调节机构; 阻滞力; 载荷工况; 试验系统; 力测试

中图分类号: V 233.95; TH 73 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)03-0097-09

## Effect of Load Conditions on the Retardation Force of Stator Vanes' Regulating Mechanism

CHANG Jing<sup>1</sup>, LUO Zhong<sup>1,2,3</sup>, PANG Chao<sup>1</sup>, LI Hong-yu<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China. 3. Foshan Graduate School of Innovation, Northeastern University, Foshan 528312, China. Corresponding author: LUO Zhong, E-mail: zhluo@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** In order to explore the effect of temperature and load conditions on the retardation force of stator vanes' regulating mechanism from an experimental level, a single-level regulating mechanism test system is built considering the design criteria of the mechanism experiment based on motion functions and load simulation at the schematic-level. A method for testing the force of the operation mechanism using a unidirectional tension force sensor is proposed. Tests are conducted on the strain of the pull rod under different axial force loads and environmental temperatures, as well as the force on the push rod. The results show that under individual effects of axial force load and temperature, the change in retardation force is closely related to axial force load, and the effect of axial force load on retardation force is larger than that of temperature; when axial force is combined with temperature, the effect of retardation force shows a coupled trend, and the influence of temperature on retardation force cannot be ignored during the mechanism's return motion.

**Key words:** stator vanes' regulating mechanism; retardation force; load condition; experimental system; force test

静叶调节机构作为调节发动机气流方向的重要部件, 其气动性能对压气机至关重要<sup>[1-2]</sup>. 调节机构通过使静子叶片角度可调从而改善压气机气动性能, 有效提高压气机的喘振裕度<sup>[3]</sup>. 包括

静叶调节机构在内的发动机运动机构均具有体积大、结构及功能原理繁复、工况复杂等特点. 由于上述原因, 机构运动经常存在运行不畅的问题<sup>[4]</sup>. 阻碍机构正常运行的力被称作阻滞力, 因此

收稿日期: 2023-10-07

基金项目: 国家重大科技专项(J2019-IV-0002-0069); 国家自然科学基金资助项目(12272089, U1908217).

作者简介: 常晶(1995—), 女, 山西五台人, 东北大学博士研究生; 罗忠(1978—), 男, 内蒙古商都人, 东北大学教授, 博士生导师.

工况作为影响阻滯力的因素,对其进行阻滯力影响分析具有重要意义.

进行阻滯力影响分析重要的手段之一是开展阻滯力试验研究,而机构功能试验设计的要点是能够满足运动功能的模拟、使用载荷的加载以及综合环境应力的加载<sup>[5]</sup>.由于发动机运动机构的功能原理复杂,给静叶调节机构阻滯力试验设计带来巨大的挑战.运动功能模拟往往要求其与原形结构具有相同的运动形式.使用载荷模拟要求在进进行载荷简化的情况下能够模拟原型所处的力学环境.对于综合环境应力,由于调节机构位于压气机段,其所受环境应力主要为系统振动,考虑环境振动往往会使其余需在非振动环境下进行的测试失效,因此本文只考虑设计要点中的前两者.若将静叶调节机构相关试验类型按照层级进行分类,可以分为整机级、部件级、原理级以及材料级.考虑到时间成本以及试验安全等因素,结合研究需求,大部分学者选择通过较低层级的原理级或部件级试验进行静叶调节机构的特性研究,包括关节磨损<sup>[6-7]</sup>、动力学模型验证<sup>[8-10]</sup>等.张哲等<sup>[4]</sup>对调节机构阻滯力以及机构运动精度进行了动力学分析,通过单级气动模拟试验等对阻滯力分析结果进行了验证.Gao等<sup>[8]</sup>将调节机构作为一般机构进行对待,并针对该机构进行了动力学模型试验验证.Chang等<sup>[9-10]</sup>通过单级调节机构试验台对其提出的单级理想刚体动力学模型进行了试验验证.罗忠等<sup>[11-12]</sup>提出了调节机构相关功能试验台的设计思路,但未搭建出试验台实体并进行相关试验.杨洪朋<sup>[13]</sup>搭建出部件级调节机构试验台并进行运动测试,验证了所提部件级试验台仿真模型的正确性.除此之外,所有相关调节机构研究均停留在理论分析层面<sup>[14-17]</sup>.由于研究内容的特殊性,对于国外发动机相关运动机构的试验研究现状了解并不全面,大多数为一些不断更新的搭载已有调节机构的发动机设计及验收规范、叶片加工<sup>[18]</sup>、发动机可靠性<sup>[19]</sup>等方面的研究.

由于静叶调节机构功能试验设计中运动功能模拟以及使用载荷模拟等要求难实现,国内外对该机构相关的原理级试验研究仍处于不断摸索的阶段.对于调节机构阻滯力试验来说,尽管有学者<sup>[4]</sup>考虑使用载荷、温度工况开展阻滯力台架试验,但对调节机构阻滯力影响试验结果不够全面,且对指导调节机构设计及运动控制缺乏工程指导意义.因此,针对载荷、温度工况对静叶调节机构阻滯力影响分析不彻底的问题,本文考

虑运动功能模拟以及使用载荷的综合因素,搭建了原理级的单级调节机构试验系统,研究了温度及负载工况对调节机构阻滯力的影响.

## 1 静叶调节机构试验系统功能设计

压气机内气体流动引起的气动力变化复杂多变,在实验室条件下较难实现对压气机真实气动特性的模拟,因此,大部分飞行器运动机构的载荷模拟均采用该机构在稳态情况下飞行过程中的测试数据作为气动载荷、气热载荷模拟的数据来源.

1) 气动载荷模拟.已知叶片真实气动载荷为双侧分布载荷,按照分布载荷等效方法,将叶片表面所受分布载荷简化为叶身中心所受的集中力以及力偶.对于静子内环,其所受力始终为平行于发动机轴线的轴向力.叶片与静子内环简化后的载荷情况如表1中的简化工况所示,其中在稳态情况下,内环所受气动力为 $F_2$ ,真实叶片所受的压强为 $P$ ,叶片与机匣(包含内环)之间的摩擦力为 $F_f$ . $F_1$ ,  $M_1$ 与 $F_f$ 分别表示简化工况与试验工况下叶片所受的气动力、气动力矩与摩擦力.

2) 温度模拟.真实调节机构各级叶片之间存在温度差异,且同一叶片不同位置的温度分布也不尽相同.叶片为防止热冲击通常采用特殊材料及特殊工艺制造而成.

考虑到成本以及试验安全性,本文所模拟的温度环境将不超过 $200\text{ }^\circ\text{C}$ .

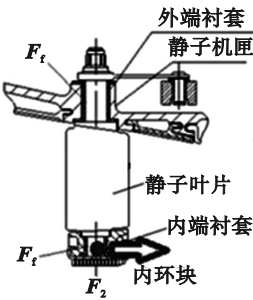
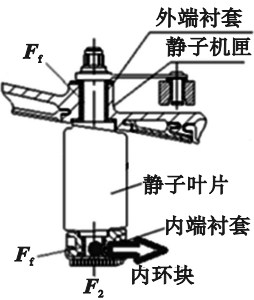
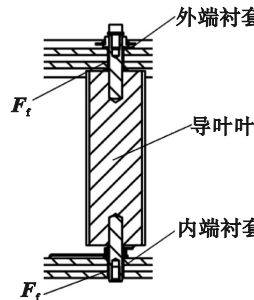
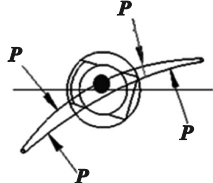
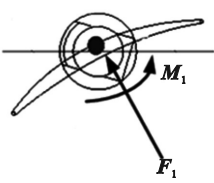
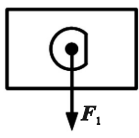
对于机构各构件间的传热方式,将采用局部加热的方式,从而利用热传递对其余构件进行加热.对于由温度加载方式造成的阻滯力实验误差,按照文献[4]中不同温度对阻滯力影响的试验结果,即温度变化对阻滯力影响较小的结论,本文在温度模拟时对温度工况设计投入较少的注意力.同气动载荷模拟相同,温度模拟的情况见表1中叶片各级的温度设置.

## 2 试验系统方案设计

试验系统的设计目标是能实现使用载荷以及调节机构运动功能综合因素的加载.试验系统通过构件局部加温以及叶片上的载荷加载系统,分别模拟温度以及气动简化轴向力.试验系统原理如图1所示.为保留试验系统详尽的试验资料并保证能对机构运动过程进行回溯,采用移动设备拍

摄记录试验运行情况.试验系统控制原理如下:试验开始前,手动调节温度、载荷加载系统的初始运行状态,保证试验运行中状态不再改变;在试验开始前,提前设置测试系统的采样频率、采样时间等.

表 1 叶片气动载荷简化模拟及叶片温度  
Table 1 Simplified simulation of aerodynamic load and temperature of blade

载荷类型	载荷参数	稳态工况	简化工况	试验工况
力示意				
气动载荷				
力方向				
力幅值		—	$F_1=500\text{ N}$ $F_2=200\text{ N}$ $M_1=1.5\text{ N}\cdot\text{m}$	$F_1=0\sim 500\text{ N}$
气热载荷	温度 幅值	第 0 级 250 °C 第 1 级 310 °C 第 2 级 360 °C 第 3 级 400 °C	第 0 级 250 °C 第 1 级 310 °C 第 2 级 360 °C 第 3 级 400 °C	常温~200 °C可控

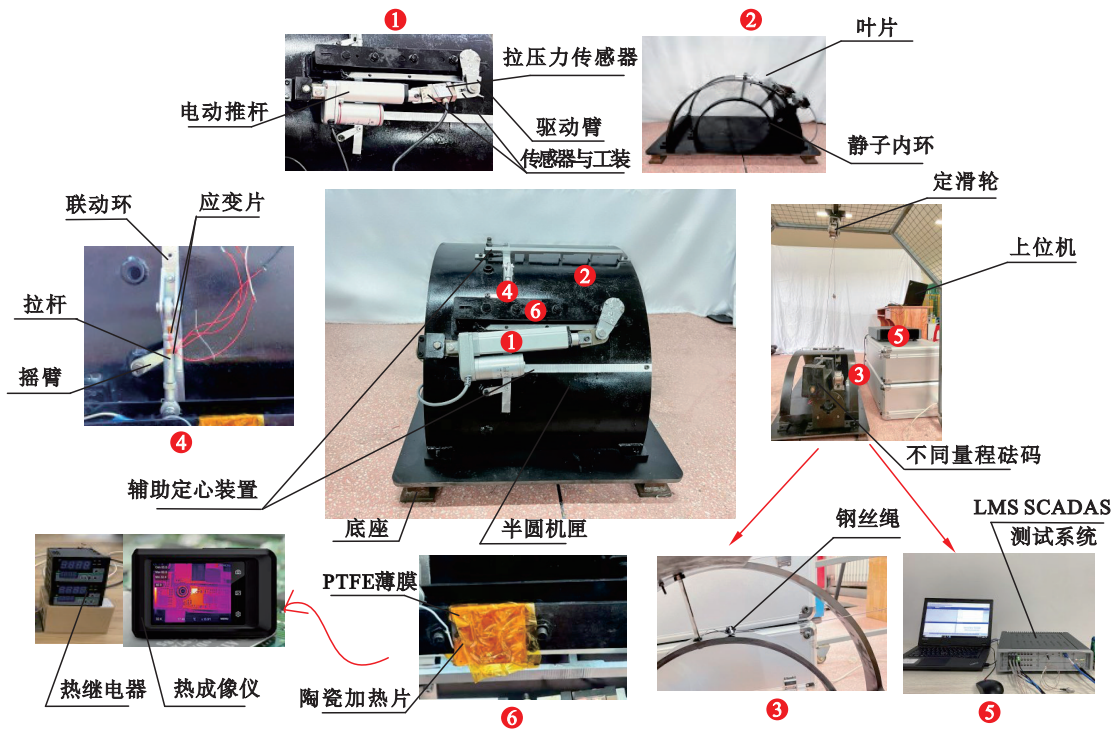


图 1 试验系统

Fig. 1 Experimental setup

单级调节机构阻滞力试验系统主要包括以下部分,各部分功能、参数及工作原理如下:

① 驱动阻滞力传感器及其工装.对于试验系统的阻滞力,采用驱动端的受力变化情况进行表征.采用的传感器为单向拉压力传感器.将设计拉压力传感器专用的工装与动力系统进行联结,该联结示意图见图 1 中①部分.

拉压力传感器的两端联结结构为内螺纹孔.

为保证传感器联结强度以及考虑到工装设计加工,将两端工装与传感器联结部分仍设计为内螺纹孔结构,采用双头标准螺栓将工装与传感器进行联结,同时必须保证传感器与工装部分之间无间隙,才能保证力的准确传递.传感器输出的电信号经功率放大器传输至 LMS SCADAS 测试系统,由电脑进行显示和保存.表 2 为拉压力传感器详细参数.

表 2 传感器参数  
Table 2 Parameters of sensor

名称	型号	量程	精度
拉压力传感器	MCL-S0	100 N, 过载能力 150% 量程	非线性 0.03%~0.1% 量程 滞后 0.03%~0.1% 量程 不重复性 0.03%~0.1% 量程

② 摇臂叶片及辅助定心装置组合下自由度约束系统.运动功能实现不仅需要驱动系统、联调机构,还需要 3 组摇臂叶片以及联动环辅助定心装置构成的自由度约束系统.仅由 3 组摇臂以及叶片构成的联动环自由度约束系统会使联动环沿径向方向欠约束,借由辅助定心装置使联动环的轴向移动与绕发动机轴线的旋转自由度完全约束.

静叶调节机构试验系统整体由驱动臂、曲柄、联动环、摇臂、叶片以及辅助定心工装等组成.驱动臂、主转轴以及 3 级曲柄之间通过螺栓固连.试验系统在直动电动推杆作用下带动驱动臂,从而带动曲柄、拉杆、联动环、摇臂以及叶片运动.3 个均匀布置的叶片之间夹角为 30°.

按照工程研究人员关于联动环定心装置的介绍,大部分均采用整圈式摩擦销或摩擦块的形式,因此在考虑到试验系统为半圆环结构时,本文采用摩擦块式结构并将其拧紧于机匣之上,同时为了保证定心均匀,采用双摩擦块对联动环进行定心.

对于试验系统中构件采用的材料,由于试验台与真实机构不同,并无材质轻量化的需求,因此,在考虑到安装座构件材料对阻滞力试验影响较小的情况下,将机匣以及底板等主体构件安装座的材料均选择为 45 号钢.由于加温后叶片衬套与机匣、叶片轴之间的接触不可忽视,因此将叶片衬套材料选为聚酰亚胺.

③ 轴向力加载单元.轴向力加载单元作为使用载荷模拟的物理表现形式,将叶片所受的气动轴向力通过滑轮、钢丝绳以及砝码的组合进行转化.由于试验系统空间有限,目前只对叶片 1 进行

不同量程的轴向力加载.图 1 为对叶片 1 进行轴向力加载的示意图.轴向力作用点为叶片 1 与静子内环接触的下转轴.轴向力的量程分别为 10, 20, 30, 50, 100 N.

④ 应变辅助试验系统.应变辅助试验系统一方面用于验证文中采用单向力传感器测试值说明影响因素对阻滞力影响试验方案的正确性与有效性;另一方面说明各因素对构件作用力的影响.

⑤ 数据采集系统.数据采集系统用以采集力传感器以及应变测试的电信号.LMS SCADAS 测试系统能够提供不依赖通道数的实时信号处理和强大的数据传输功能.通过配套的 LMS TEST LAB 软件,可实现数据实时在线处理和分析.

⑥ 温度加载及测试系统.温度加载系统采用温度控制精度为 0.2 °C 的温控仪,以 4 个并联的 240 V, 3 W 的陶瓷加热片作为加热设备,通过聚酰亚胺薄膜实现保温减少与环境的热交换.温度测试系统包括热电偶以及热成像仪,分别对陶瓷加热片以及其余构件进行温度测试.温度加载系统通过热电偶测试温度反馈给热继电器,从而对加热片温度实现闭环控制.

综上所述,静叶调节机构试验系统需满足以下测试需求:

1) 运动功能方面,与真实机构构件运动形式相同,多次往返运动初始位置偏差(驱动臂转角)不大于 1°,且多运动周期内所测运动幅值偏差不超过 1°;

2) 温度加载控制方面,需求温度与实际测试运行过程中包括重复性试验的温度差变化不大于 10 °C;

3)应变片测试有效性方面,LMS SCADAS测试系统对应变片的初始零漂不大于 $0.1 \mu\epsilon$ 。

### 3 试验结果及分析

对于试验系统是否可用于试验测试,首先需对其进行是否满足测试需求评估.经运动功能测试实例、温度控制实例以及应变标定实例验证后,试验系统符合测试需求,上述测试实例内容可参考下文各运动功能试验及应变试验等。

#### 3.1 运动功能验证

运动功能作为重要的设计目标,其功能是否实现需要得到验证.关于验证方法,受限于测试空间及空间运动测试的难点,本文采用文献[9-10]中动力学模型验证的方法及设备进行叶片转角测试,将理想运动仿真结果同试验结果对比进行运动功能验证.图2为施加100 N轴向力时运动功能一致性的测试结果.图2a为3组叶片运动曲线,可以发现3组叶片运动趋势相同,但不同叶片之间也存在差异.图2b为叶片1的运动试验值与仿真值的对比结果.可以发现,叶片的运动趋势与理想运动仿真结果一致,但仍存在偏差.图2中叶片间运动差异以及叶片试验值与仿真值的差异说明静叶调节机构是非线性机械系统.运动功能通过叶片运动趋势与仿真运动趋势的一致性得以验证。

#### 3.2 试验方案验证

对于在三维空间运动的两端分别连接球副的构件来说,其质心点受力方向不仅沿构件的长度方向(球副中心连接线),沿垂直于长度方向的平面上也有分力以及力矩.因此,为说明本文只对作动筒长度方向的受力进行测试从而分析阻滞力影响因素试验方案的正确性,开展试验方案的验证.试验内容为通过测试试验系统中除作动筒外剩余构件中两端也为球副的构件,即图1中拉杆的长度方向以及横截面处的应变情况.表3为应变片参数;图3为应变片在拉杆上的布置方式。

为确保试验结果的重复性,连续开展3个周期内的验证试验.图4为在叶片1叶根处施加100 N轴向力时拉杆的轴向与横截面处应变以及拉压力传感器所测得的阻滞力情况.可以发现,机构连续运动3个周期内的阻滞力以及应变情况非常相近,因此证明试验方案的重复性较好.通过对比横截面应变与轴向应变的变化趋势,可以发

现,横截面应变与轴向应变的变化趋势接近,变化幅值不同,因此,可以采用拉杆某一方向的应变变化趋势说明运动过程中构件受力变化情况,证明本文中关于采用单方向力传感器对机构阻滞力进行测试的试验方案的准确性及有效性。

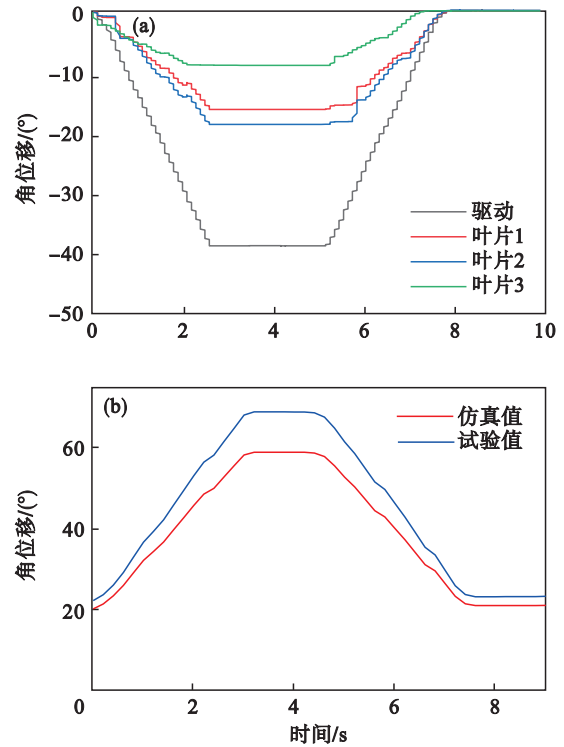


图2 运动功能试验验证结果

Fig. 2 Verification results of the motion function test  
(a)—叶片及驱动转角;(b)—试验值与仿真值对比。

表3 应变片参数

Table 3 Parameters of the strain gauge

应变计类别	标称电阻值/ $\Omega$	应变计栅长/mm	灵敏系数/%
箔式应变片	120	19	2.1±0.02

另外,对于应变以及阻滞力试验结果中存在的现象,即在回复运动过程的末尾,所有的试验结果并未回到起始运动时刻的结果.原因可以解释如下:①电动推杆运动行程中并未安装位移传感器进行前后位置限位,因此在回复过程末尾并未回到超始运动时刻;②机构在向前运动以及回复过程中各构件受力状态并不相同(可以从阻滞力试验结果中明显看出),因此应变结果也并未完全一致;③试验开始前,负载砝码呈静止状态时对测试系统初始零漂进行归零设置,但在回复过程中砝码运动存在惯性,也会导致应变结果前后不一致。

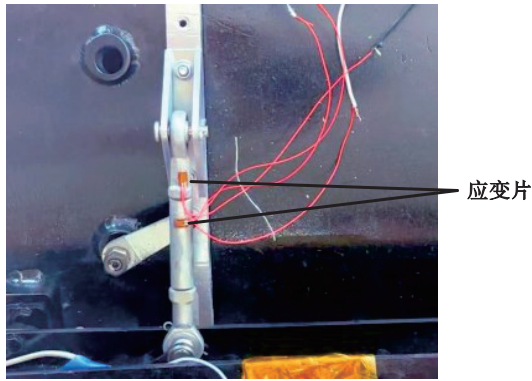


图3 应变片布置方式

Fig. 3 Arrangement of the strain gauges

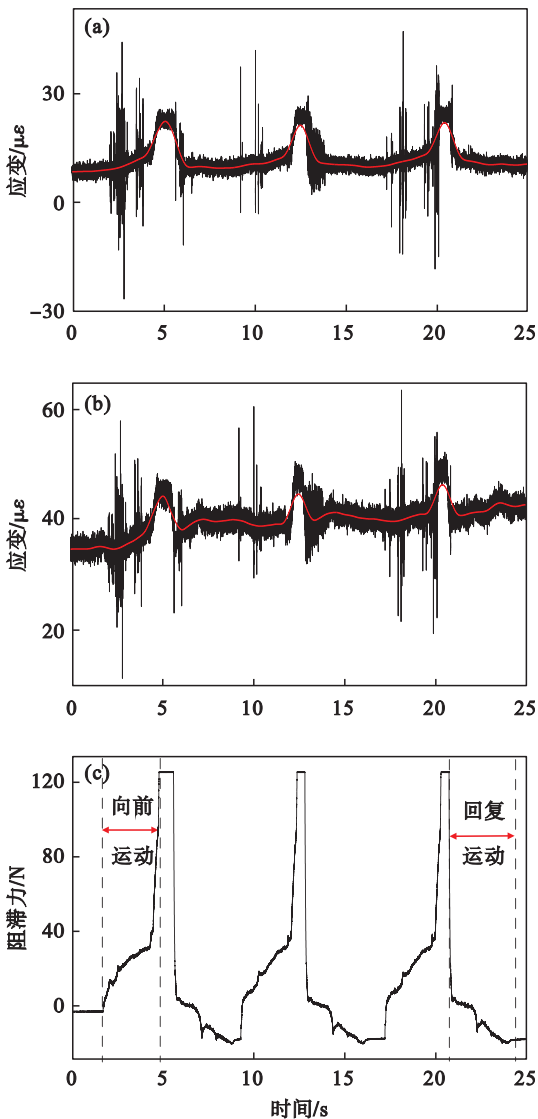


图4 拉杆的应变及阻滞力

Fig. 4 Strain and retardation force of the pull rod

(a)一横截面应变;(b)一轴向应变;(c)一阻滞力.

### 3.3 试验内容

上文已经验证试验方案的有效性,因此下文有针对性地展开不同轴向力载荷、温度与二者耦

合情况下的阻滞力与应变试验,试验安排如表4所示,所有的试验均进行3次重复性试验.考虑到选择加热片的加热方式带来的安全问题以及工程经验.仅选择常温与150 °C两组温度的试验条件.

表4 试验安排  
Table 4 Test arrangement

试验对象	载荷/N	温度条件	测试内容
单级调节机构	20, 50,	常温、	拉杆应变,作
试验系统	70, 100	150 °C	动筒拉压力

### 3.4 轴向力载荷影响分析

叶片轴向力负载为50 N时3次阻滞力测试曲线如图5所示.可以发现,所有的阻滞力趋势在上升过程中,即由②区域向③区域过渡过程中,在两区域分界线处阻滞力趋势会发生突变.为探究该现象发生的原因,对测试过程中构件运动进行静态拍摄.图6为试验台机构运动过程中拉杆的运动情况,通过对比拉杆的运动情况可以得出阻滞力发生突变的原因在于,在机构向前运动过程的末尾,若此时正处于机构运动极限,继续向前运动则会引起作动筒拉力突然增大,即阻滞力突变的情况,因此在进行轴向力对阻滞力影响分析时,阻滞力幅值应按照②区域与③区域的分界线值计算.同理,在机构运动回复过程中,阻滞力曲线经历突变的过程,阻滞力下降过程开始点应从②区域与①区域的分界线开始计算.

按照上文试验数据处理方法,对不同轴向力情况下的阻滞力进行对比,结果如图7所示.由图7a可知,轴向力大小不会影响阻滞力变化趋势,若在运动过程末尾出现超出构型设计的行程,则必然出现阻滞力发生突变的现象.其余在运动过程中出现拐点的原因在于拉压力传感器与作动筒连接部分的工装与作动筒之间的间隙,工装与作动筒并非一直处于一条直线.

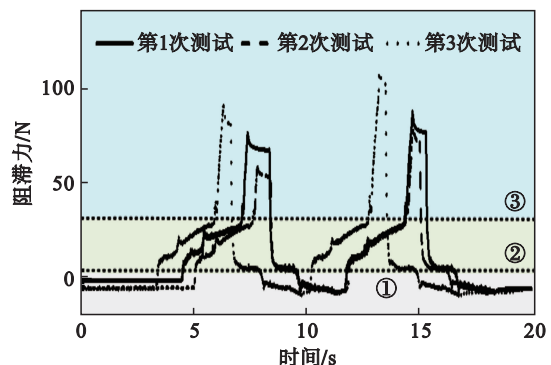


图5 阻滞力测试曲线

Fig. 5 Retardation force test curves

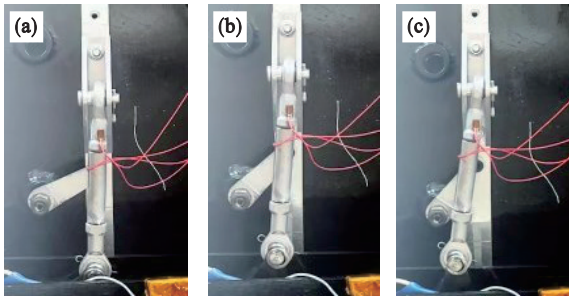


图 6 拉杆运动过程

Fig. 6 Movement process of pull rod

(a)—起始;(b)—中间;(c)—结尾.

如图 7b 所示,阻滞力幅值(发生突变前的拐点)在向前运动过程中随着轴向力增加而增加,曲线变化的斜率随着轴向力增加而增加;在运动回复过程中随着行程增加,拉压力传感器的受力由拉力变化为压力,测试值变化表现为拉力不断减小至零后转化为不断增大的压力,随着轴向力负载大小增加,压力幅值不断增大,变化斜率也不断增大.

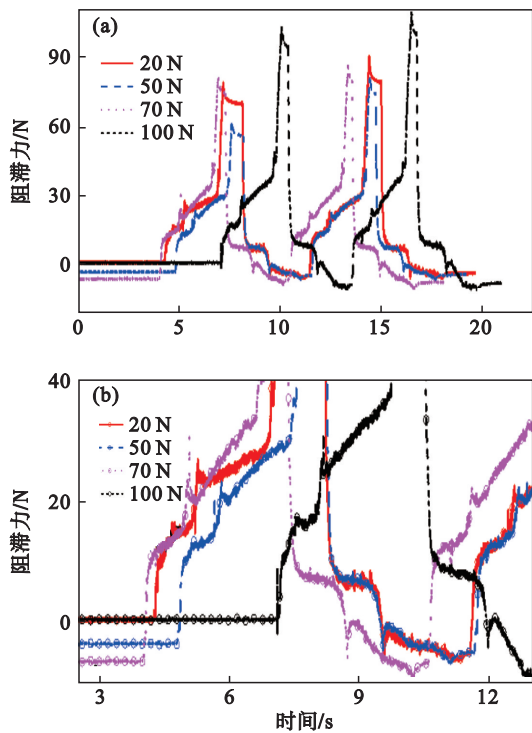


图 7 不同轴向力情况下的阻滞力

Fig. 7 Retardation force under different axial force conditions

(a)—原始数据;(b)—局部数据.

为分析轴向力对阻滞力影响规律,通过阻滞力与对应轴向力负载的比值进行说明.图 8 为阻滞力与轴向力比值随时间的变化.结果表明,阻滞力与轴向力比值以及轴向力大小成反比,在轴

向力小的情况下,随着机构的运动,其阻滞力变化程度剧烈,在轴向力增大到一定程度后,阻滞力变化趋势反而变得平缓,轴向力变化对机构运动阻滞力影响变小.

图 9 为 20 N 轴向力负载情况下纵向和轴向应变曲线.在向前运动过程中,拉杆的轴向应变不断增加,可以认为拉杆在该过程中所受力为拉力且拉力值不断增加,在拉杆受拉伸(拉力)过程中伴随而来的是拉杆横截面积不断减小,横截面此时受力为压力,该力经纵向应变片检测后呈现出不断增加的趋势;在向前运动过程中存在应变突变的现象,该现象发生的原因同阻滞力曲线突变原因相同,通过突变的拐点可直观判断运动过程终点;在回复运动过程中轴向应变仍然为拉伸应变,与向前运动过程相比,其变化趋势已经变缓,横截面应变仍然为压缩应变,呈现幅值不断增大的趋势,但该趋势相对于向前运动过程仍较缓.

### 3.5 温度影响分析

为获得温度对阻滞力的影响,进行空载条件(常温)以及加热温度为 150 °C 的阻滞力试验,为保证重复性所有阻滞力测试进行 3 次,常温与温度为 150 °C 的试验结果对比如图 10 所示.由图可知,温度影响下阻滞力曲线未出现突变的情况,即向前运动过程并未全部到达构型允许的行程终点,因此该运动过程末尾对应的阻滞力值与实际构型在该温度下阻滞力幅值不尽相同,该情况在测试过程中是被允许的,原因在于突变后阻滞力测试值已经位于传感器的过载测试范围,长时间过载测试会导致传感器损坏.考虑到上述原因,将“空载 1”的试验结果作为空载条件(常温)下参考阻滞力曲线.对于温度为 150 °C 的 3 组试验结果,将“温度 3”测试结果作为误差.由于“温度 1”与“温度 2”测试结果相近,因此将“温度 2”作为 150 °C 条件下的参考阻滞力曲线.

通过对比温度影响下的阻滞力曲线与轴向力影响下的阻滞力曲线,可以发现在回复运动过程中二者的变化趋势明显不同,不同点在于温度阻滞力曲线存在先下降后上升的趋势,而轴向力阻滞力曲线呈现不断下降的趋势,原因在于在所有的运动过程中,轴向力始终存在,在回复运动末尾由于惯性力的存在阻滞力并未归零;但对于没有力载荷存在的情况,拉压力传感器受力由拉力转化为压力时,随着回复运动进行至行程结束,受力逐渐减为零.

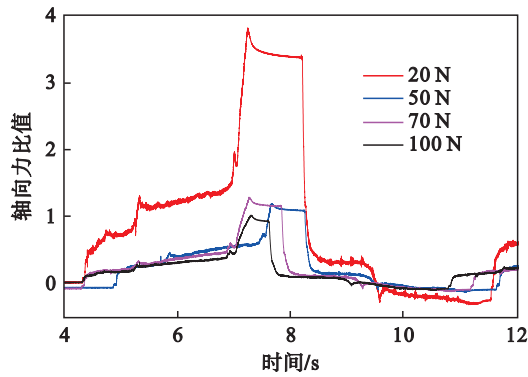


图8 阻滞力与轴向力比值结果

Fig. 8 Results of the ratio of retardation force to axial force

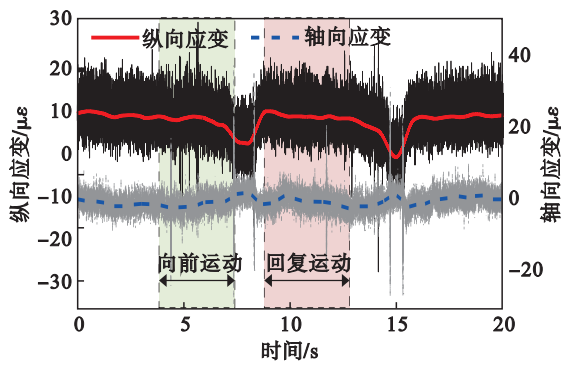


图9 应变曲线

Fig. 9 Strain curves

对比空载与温度的阻滞力曲线,可以发现温度变化使机构在向前运动过程中所受的阻滞力变大,但在回复过程中阻滞力变小.温度影响引起的阻滞力变化远远小于轴向力影响引起的变化.

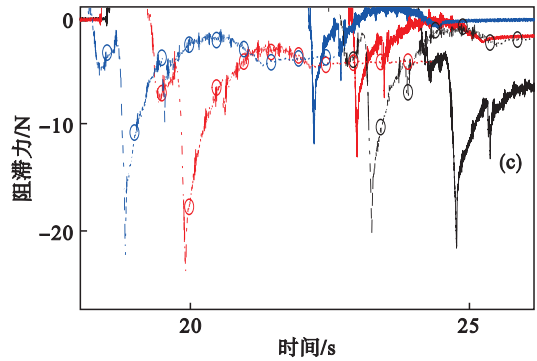
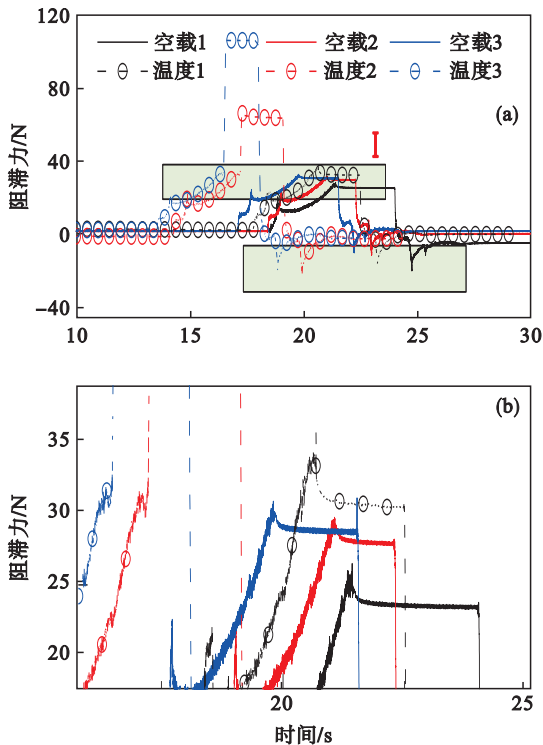


图10 温度对阻滞力的影响

Fig. 10 Effect of temperature on retardation force (a)—总阻滞力;(b)—局部I;(c)—局部II.

### 3.6 力-温度耦合影响分析

在实际调节机构中,叶片同时处于温度与气动力载荷环境下,因此开展力-温度耦合阻滞力试验.图11为150℃,100 N轴向力以及二者同时施加情况下阻滞力对比曲线.

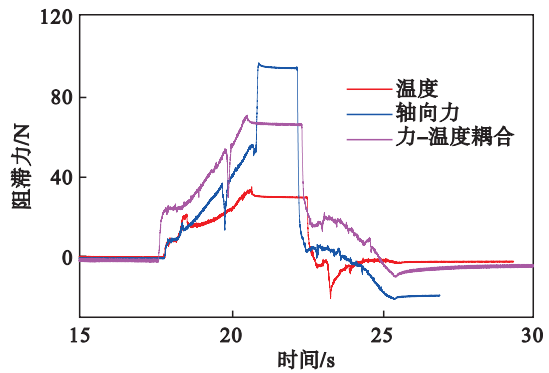


图11 力、温度及其耦合作用下的阻滞力

Fig. 11 Retardation force under force, temperature and their coupling effect

由图可知,在机构运动过程中,温度与力之间互相耦合而不仅是叠加的关系.在力与温度之间,力对耦合阻滞力影响远大于温度对其影响.在回复运动过程中,温度对阻滞力的变化趋势起到重要作用,使得力-温度耦合下阻滞力变化趋势与其影响下的趋势更接近.

## 4 结 论

1) 通过叶片运动试验以及试验系统刚体仿真趋势的一致性,验证了调节机构试验系统的设计目标之一(运动功能模拟)得到了满足.

2) 在轴向力加载试验为20~100 N时,机构在向前与回复运动中阻滞力分别为拉力与压力,随着时间变化,阻滞力与轴向力的比值与轴向力

大小成反比;当加载温度低于 150 °C 时,在机构回复运动中,温度影响下的阻滞力曲线与轴向力影响曲线不同。

3) 在考虑试验安全性的条件下,试验环境温度不超过 200 °C,试验载荷设置不超过 100 N。在此试验边界条件下,对比不同载荷以及温度的阻滞力试验结果,发现轴向力载荷对阻滞力影响大于温度对其影响,在二者共同作用时,二者对阻滞力影响呈现耦合作用,尤其在机构回程运动过程中温度对阻滞力的影响不可忽视。若想获得真实机构载荷环境下的阻滞力变化情况,可在后续重新设计载荷加载系统。

#### 参考文献:

- [1] Goulos I, Stankowski T, MacManus D, et al. Civil turbofan engine exhaust aerodynamics: impact of bypass nozzle after-body design [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 73: 85-95.
- [2] Zhang J H, Zhou Z G, Wei W Q, et al. Aerodynamic design of an ultra-low rotating speed geared fan [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2017, 63: 73-81.
- [3] 廉筱纯,吴虎.航空发动机原理[M].西安:西北工业大学出版社,2005.  
(Lian Xiao-chun, Wu Hu. Aeroengine principle[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2005.)
- [4] 张哲,王汉平,孙浩然,等. VSV 调节机构阻滞力和调节精度的归因分析[J]. *航空学报*, 2020, 41(12): 423789.  
(Zhang Zhe, Wang Han-ping, Sun Hao-ran, et al. Attribution analysis of blocking force and adjustment accuracy of adjusting mechanism of variable stator vane[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(12): 423789.)
- [5] Sun Z C, Yu T X, Cui W M, et al. Reliability analysis for close position accuracy of gear door mechanism based on importance sampling[C]//2011 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering. Xi'an, 2011: 168-172.
- [6] Chen S, Yin N, Yu Q, et al. A novel tribometer for investigating bushing wear[J]. *Wear*, 2019, 430/431: 263-271.
- [7] Wollmann T, Nitschke S, Klauke T, et al. Investigating the friction, wear and damage behaviour of plain bearing bushes of the variable stator vane system [J]. *Tribology International*, 2022, 165:107280.
- [8] Gao H, Zhai J Y, Zhang H, et al. Dynamic investigation of a spatial multi-body mechanism considering joint clearance and friction based on coordinate partitioning method [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2021, 235(24): 7569-7587.
- [9] Chang J, Luo Z, Wei K, et al. Investigation of spatial plane joint characteristic for dynamic analysis of VSV mechanism based on similarity scaling technique [J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2023, 148:104300.
- [10] Chang J, Luo Z, Wang Y L, et al. Characterization of joint contact model considering friction of variable stator vane mechanism and application to principle-level mechanism [J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2023, 156:104511.
- [11] 罗忠,杨洪朋,马赶,等.一种考虑温度影响的静叶调节机构应力应变试验台:CN112326433B [P]. 2021-09-14.  
(Luo Zhong, Yang Hong-peng, Ma Gan, et al. A stress-strain test bench for static blade adjustment mechanism considering temperature influence: CN112326433[P]. 2021-09-14.)
- [12] 罗忠,李雷,杨洪朋,等.压气机静子叶片调节机构运动副摩擦磨损试验台及方法:CN112378671B [P]. 2021-09-07.  
(Luo Zhong, Li Lei, Yang Hong-peng, et al. Test bench and method for friction and wear of the motion pair of the compressor stator blade adjustment mechanism: CN112378671B [P]. 2021-09-07.)
- [13] 杨洪朋.静叶调节机构模拟实验台研制及其特性分析[D].沈阳:东北大学,2021.  
(Yang Hong-peng. Development of simulation test platform for stator blade regulating mechanism and its characteristic analysis[D]. Shenyang: Northeastern University, 2021.)
- [14] Kim S, Ki T. Variable guide vane scheduling method based on the kinematic model and dual schedule curves [J]. *Applied Sciences*, 2020, 10:6643.
- [15] 唐佑远,郭为忠.静叶调节机构尺度全局优化设计方法研究[J]. *机械工程学报*, 2020, 56(11): 26-36.  
(Tang You-yuan, Guo Wei-zhong. Global dimensional optimization for the design of adjusting mechanism of variable stator vanes [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(11): 26-36.)
- [16] Hensges M. Simulation and optimization of an adjustable inlet guide vane for industrial turbo compressors [C]//Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Berlin, 2008: 11-20.
- [17] Ishak S, Ahmad A. Improving VIGV predictive monitoring by developing a failure mode virtual sensor [C]// 2017 7th IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering. Penang: IEEE, 2017: 144-149.
- [18] Wang X D, Zhang Y. Research on blade grouping method for array machining [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2021, 235(9): 1437-1446.
- [19] Barbosa J R, Bringhenti C, Tomita J T. Gas turbine transients with controlled variable geometry [C]// ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen, 2012: 415-421.