# 多容腔耦合的瞬态响应实验研究\*

胡剑平, 刘振侠, 朱鹏飞, 高文君

(西北工业大学 动力与能源学院,陕西西安 710072)

摘 要:为了研究多容腔耦合的瞬态响应特性,结合航空发动机空气系统结构特点,搭建了包含容 腔、管道、孔等多个元件组成的系统级实验台,并开展了实验研究。同时,引入滞后时间、响应时间和 响应时间系数三个评价参数,用于定量分析系统响应过程的快慢和强弱。实验分析了多容腔耦合响应过 程的主要影响因素,获得了不同位置气流压力的时间响应曲线以及响应时间。实验结果显示:容积效应 对腔压的变化具有明显的延缓作用,并且每个测点的延迟时间不一致,越远离扰动源滞后时间越长;响 应时间与扰动压力及转盘转速相关,扰动压力越高压力响应时间越长,旋转流动对气流参数的变化具有 延缓作用,在实验工况下转速提高一倍,旋转盘响应时间增加约0.5s,增幅大于10%。

关键词: 航空发动机; 空气系统; 瞬态响应; 多容腔; 实验; 旋转盘

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2020) 03-0615-08 **DOI**: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190475

# An Experimental Analysis of Coupled Transient Response for Multi-Cavities

HU Jian-ping, LIU Zhen-xia, ZHU Peng-fei, GAO Wen-Jun

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract**: To investigate the coupled transient characteristics for multi-cavities, a test rig was built composed of several cavities, several holes, and pipes, according to the structural characteristics of secondary air system. Also, three parameters, including the delay time, response time, responsing time coefficient, were introduced to quantitatively analyze the strength of the response process. The main effects were analyzed by experiments and the response curves and response time at different position were obtained. The experimental results show that the cavities capacity has a significant delay effects on the change of cavity pressure. The lagging time is quite different for the each test point, and it is longer for the one which is further away from the source. The rotating airflow can delay the change of the aerodynamic parameters. Under the experimental conditions, the rotation speed doubles, and the response time of the rotary disc increases by about 0.5s, the increase by more than ten percent.

Key words: Aeroengine; Secondary air system; Transient response; Multi-cavities; Experiment; Rotating disc

\* 收稿日期: 2019-07-09;修订日期: 2019-09-29。

基金项目: 航空科学基金 (20150453004)。

作者简介:胡剑平,博士,讲师,研究领域为航空发动机空气系统分析与实验。E-mail: hujp@nwpu.edu.cn

通讯作者:刘振侠,博士,教授,研究领域为航空发动机空气系统与润滑系统的分析与设计。E-mail: zxliu@nwpu.edu.cn

引用格式:胡剑平,刘振侠,朱鹏飞,等. 多容腔耦合的瞬态响应实验研究[J]. 推进技术, 2020, 41(3):615-622. (HU Jian-ping, LIU Zhen-xia, ZHU Peng-fei, et al. An Experimental Analysis of Coupled Transient Response for Multi-Cavities[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(3):615-622.)

# 1 引 言

空气系统是航空发动机中重要的功能系统,担 负着冷却热端部件、封严腔室、平衡轴向载荷等多项 任务。当发动机处于过渡状态时,主流参数和二次 流参数很不稳定,空气系统内部会经历复杂的瞬变 流动过程。由于容积效应、流体惯性、压力波的传播 和反射等因素,空气系统气流参数的变化无法同步、 复现扰动的变化规律,而是存在一定的延缓、滞后, 甚至波动。空气系统瞬态响应现象的出现会给发动 机的正常工作带来一系列危害,如主流燃气入侵、轴 承腔滑油外泄等<sup>[1]</sup>。

空气系统从压气机合适位置引的增压气根据内 部流路,依次经过各类容腔、管道、篦齿、孔等元件, 最终到达目标部位。其中,容腔和管道是空气系统 中两类典型的瞬态响应元件,其响应时间通常在几 十到几百ms量级<sup>[2]</sup>。对于容腔结构,由于容积效应, 其对气流具有质量和能量的储存作用,当上游出现 扰动后,腔内建立平衡需要一定时间,因此导致下游 各处气流参数的变化明显延缓。对于管道类元件, 流体扰动沿管道传播至整个流体域,并在边界处或 与其他元件的连接处产生反射,需要经过一段时间 才能达到稳定[3]。瞬变工况下,由于容腔与容腔、容 腔与管道等各类元件之间的相互影响,使得包含有 多个容腔、管道等元件的空气系统流路的瞬态响应 过程变得非常复杂,最显著的就是系统的瞬变响应 时间变长,发动机主流与次流的时间相位差变大<sup>[4]</sup>。 因此,研究多元件耦合情况下系统内的瞬变流动过 程,可以分析系统级瞬变响应规律、准确把握关键影 响因素,对于空气系统的精细化设计具有重要的参 考价值。

近年来,空气系统瞬态响应问题越来越受到国 内外研究人员的关注,采用理论分析、数值模拟以及 实验等方法,获得了一定有意义的结果。Dutton等<sup>[5]</sup> 设计并搭建了固定容积腔室充放气实验台,实验主 要测量腔室的动态压力,并分析了腔室容积、充放气 孔孔径、充放气压力等因素对腔室瞬态响应过程的 影响,并引入特征时间来表征容腔响应过程的长短, 最终获得了不同瞬变工况下无量纲腔压随特征时间 的变化曲线。克兰菲尔德大学的Gallar等<sup>[6-8]</sup>提出了 一种针对发动机空气系统的动态仿真方法,通过简 化处理将空气系统划分为一系列相互串接的管道元 件和有限体积的腔室,采用集中参数法和特征线法 建立腔室、管道的瞬态响应特性数学模型,模拟获得

了转轴突然断裂时,空气系统各腔室压力随时间的 变化曲线。David 等<sup>[9-10]</sup>则发展了一种转静盘腔的一 维非稳态数学模型,模型考虑了盘腔容积、转盘转速 的影响,通过分析发现转速越高,盘腔响应时间越 长。Vlad 等<sup>[11]</sup>开发了一种空气系统非稳态计算程 序,固体域按照非稳态传热过程处理,而流体域按照 准稳态过程近似处理,在每一个时间步长内进行热-流耦合求解,利用该程序获得了篦齿封严空气泄漏 量、盘腔壁面温度的时间响应曲线。国内侯升平 等[12]提出了针对发动机空气系统的非稳态流体网络 算法,基于该算法开发了非稳态特性计算程序 UFSSP,具有重要的工程应用价值。刘传凯等<sup>[13]</sup>根据 模块化建模思想,提出了一种空气系统强瞬变过程 的模拟方法,考虑元件的容腔效应和流体惯性的耦 合影响,并利用 De Haller 实验数据验证了程序的准 确性。近年来研究人员对单容腔开展了相关试验研 究,分析各种因素对单静止容腔瞬态响应的作用。 高文君等[14]通过对静止容腔开展非稳态的数值模拟 和实验研究给出了进出口几何条件对响应特性的影 响。Ding等<sup>[15]</sup>分析了气流与外界的换热对瞬态响应 过程的影响,并给适用于一定范围的计算关系式。

通过以上分析可以看出,国内外学者关于空气 系统瞬态响应特性的研究更多采用数值模拟方法, 并且缺乏能表征元件响应快慢、强弱的参数;现有的 实验研究主要针对单容腔单进出口的情况,而公开 文献中关于多元件组合情况下瞬态响应过程的实验 研究非常少。

本文针对空气系统中的典型元件,搭建空气系统特性实验系统,设计了包含容腔、管道、孔等多容腔系统级试验件;引入瞬态响应表征参数,用以定量分析各元件性能参数的时间响应规律;通过实验分析多容腔耦合情况下,扰动压力、转盘转速、元件尺寸对系统各元件瞬态响应过程的影响。

#### 2 实验系统

图1为空气系统特性实验平台示意图,该实验平 台主要由供气系统、动力系统、测试系统和控制系统 等功能子系统组成。

供气系统以空气压缩机、储气罐作为稳定气源, 分为冷气路、热气路两路为实验段提供合适压力、温 度的空气,完成规定的实验内容后排出实验段。动 力系统主要通过变频调速异步电机提供动力并传递 扭矩,带动转静腔实验件的转盘转动。测试系统主 要包括稳态测试和动态测试两部分,除了进行各供



Fig. 1 Schematic diagram of the test rig

气支路压力、温度、流量的稳态测试,也对实验段进口、静止腔和转静腔实验件各测点压力进行动态测试,采用东华测试的DH5929数据采集仪进行动态压力测试。阀门控制系统的功能是实现实验段进口电磁阀、放气管电磁阀的开闭。

该实验系统转盘最高转速4000r/min,供气压力 600kPa,供气温度80℃,最大供气流量0.19kg/s,动态 压力传感器最高频响30kHz,最高同步采样速率 256kHz每通道。

#### 2.1 多容腔模型

根据运转特点,实际发动机空气系统中的容腔 结构可以分为静止腔(卸荷腔)、旋转腔(压气机盘 腔、涡轮盘腔)两类。因此,在进行试验件设计时考 虑了实际空气系统容腔结构特点。多容腔系统级试 验件主要包括静止腔、管道、集气腔和转静腔,实物 图如图2所示。通过DN20的金属软管将供气系统与 静止腔进口管、静止腔与集气腔连接,集气腔与转静 腔位于同一试验件,之间由多个进气孔连通。供气 系统提供的增压气由右侧进入静止腔,然后依次经 过管道、集气腔、转静腔,最后由转静腔封严排出。



Fig. 2 Physical map of the test object

图 3 为静止腔、集气腔、转静腔结构图。三个腔 室内径均为 400mm,静止腔轴向距离为 100mm,在不 同位置设置两个进气口(中心、高位)和三个出气口 (中心、高位和径向),根据实验需要,通过封堵或连 通不同位置的气路通道,实现不同类型的进出气形 式。集气腔结构为斗形,轴向距离 70mm,通过变径 结构、金属管与静止腔连接,与旋转腔之间设置通气 板,并在不同半径位置,共开9个直径 5mm的通气孔。 旋转腔轴向距离 200mm,并在转盘外缘设计 2-2 齿形 式的封严,空气由通气孔进入旋转腔,最后从盘缘封 严排入环境。



# 2.2 动态压力测试与测点布置

对于多容腔瞬态响应实验,动态压力的测试是 实验的重要内容。为了能及时、准确地捕捉瞬变工 况下试验件关键位置的压力变化,实验采用微型高 频压阻式压力传感器。传感器测试端通过螺纹固定 于试验件上,当传感器受力后,会输出一个与压力成 比例的电压信号。实验采用的压力传感器频响范围 0~30kHz,量程0~300kPa,输出信号为0~100mV,精度 等级满量程的±0.5%。输出的电压信号经数采系统 处理后,最终输出各测点压力随时间的变化曲线。

图 4 为多容腔试验件上的动态压力测点位置示 意图。共设置八个压力测点,测点①位于电磁阀后, 用于测试扰动发生后气源压力波动;测点②设置在 静止腔中心进气管位置,测点③,④呈180°位于静止 腔圆柱壁面上,用于测试静止腔腔压变化;测点⑤, ⑥设置在集气腔相同径向位置的壁面上,用于测试 集气腔压力;同样,测点⑦,⑧位于转静腔圆柱面上, 测试转静腔的压力。



Fig. 4 Sketch map for multi-cavities

### 3 瞬态响应特性评价参数

由于容积效应、空气的可压缩性和惯性等因素 的影响,当出现气流扰动时,空气系统流路各位置气 流参数的变化存在不同程度的延缓。瞬态响应过程 是一个典型的动态过程,为便于定量分析响应过程 中各参数的响应速度,参考控制系统的分析,需要引 入几个瞬态响应评价参数:

(1)滞后时间 t<sub>d</sub>是指从扰动出现到开始产生响应 所需要的时间。

(2)实际响应时间*t*<sub>a</sub>是指响应达到并保持在最终 稳态值±2%内所需要的时间。

从研究对象上来说,空气系统和控制系统都是 由一系列具有不同功能的元件相互连接组成,并且 已有学者采用控制系统理论对流体管网、天然气输 运管网的流动问题进行研究。从研究问题上来说, 为描述空气系统瞬态响应这一动态过程随时间的变 化情况,能反映系统的响应速度和阻尼大小,据此引 入了反映系统响应速度和阻尼大小综合作用的响应 时间 t<sub>a</sub>。另外,空气系统中各位置气流参数在扰动波 抵达之前仍保持初始状态,保持初始状态的时间就 是滞后时间 t<sub>d</sub>,同样反映了系统的响应速度。

由于不同类型元件对气流扰动的响应特性存在 差异,即对扰动的跟随性存在差异。引入元件响应 时间系数 C,来表征瞬变过程中元件对扰动在时间上 的阻滞程度。响应时间系数 C,定义为理想响应时间 t<sub>i</sub>与元件实际响应时间t<sub>a</sub>的比值,即

$$C_{i} = \frac{t_{i}}{t_{a}} \tag{1}$$

式中理想响应时间*t*<sub>i</sub>指的是不考虑阻力损失、扰 动波的反射和叠加、质量和能量的累积过程等因素 时,元件的响应时间。对于不同的元件,其*t*<sub>i</sub>的计算 表达式不同。

管道类元件

$$t_{\rm i} = \frac{l}{a + u_{\rm i}} \tag{2}$$

式中1为元件长度;u<sub>i</sub>为流体理论最大流速。瞬 变过程中,由于流体惯性、管道边界、流阻等因素的 影响,扰动波会沿管道往复传播,并且逐渐衰减,直 至达到稳态。因此,管道类元件的t<sub>i</sub>定义为不考虑边 界反射、衰减时,扰动波从管道一端传播到另一端的 最短时间。

容腔类元件

$$F_{i} = \frac{V(\rho_{2} - \rho_{1})}{\left(\sum \dot{m}_{i,in} - \sum \dot{m}_{i,out}\right)_{1}}$$
(3)

式中*V*为容腔的容积; $\rho$ 代表容腔内流体密度;  $\sum \dot{m}_{i,in}, \sum \dot{m}_{i,out}$ 分别代表元件进、出口理论最大流量的总和;下标1,2分别代表初始状态、最终状态。需要说明的是,初始状态元件进、出口流量差的绝对值最大,最终稳态进、出口流量达到平衡。

临界压比

$$\beta = \left(1 + \frac{r-1}{2}\right)^{\frac{r}{r-1}} \tag{4}$$

6)

式中r为气体常数。

当*p<sub>c</sub>/p<sub>out</sub>≥β*时,流出腔室,临界状态,空气流量为

$$\dot{m}_{i,out} = -\sqrt{\frac{2\pi\rho p A_o^2}{r-1} \left(\frac{r+1}{2}\right)^{-\frac{r+1}{r-1}} \left(\frac{r-1}{2}\right)}$$
(5)

当 $\beta > p_e / p_{out} > 1$ 时,流出腔室,亚临界状态,空气流量为

$$\dot{m}_{i,\text{out}} = -\sqrt{\frac{2r\rho p A_o^2}{r-1} \left(\frac{p_o}{p}\right)^{-\frac{r+1}{r-1}} \left[\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{r-1}{r}} - 1\right]}$$
(

当 $\beta > p_{in}/p_e > 1$ 时,流入腔室,亚临界状态,空气流量为

$$\dot{m}_{i,in} = \sqrt{\frac{2r\rho_{i}p_{i}A_{i}^{2}}{r-1}} \left(\frac{p}{p_{i}}\right)^{\frac{r+1}{r-1}} \left[ \left(\frac{p_{i}}{p}\right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right]$$
(7)

当*p*<sub>in</sub>/*p*<sub>e</sub>≥β时,流入腔室,临界状态,空气流量为

$$\dot{m}_{i,in} = \sqrt{\frac{2r\rho_i p_i A_i^2}{r-1} \left(\frac{r+1}{2}\right)^{-\frac{r+1}{r-1}} \left(\frac{r-1}{2}\right)}$$
(8)

式中p表示压力;A表示容腔流通面积;r表示比热比;下标 in 和 out 分别代表容腔进口和出口。

同时,瞬态过程中以容腔为单元的连续方程为

$$V \frac{\mathrm{d}\rho_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} = \sum_{l=1}^{m} \dot{m}_{\mathrm{in},l} - \sum_{k=1}^{n} \dot{m}_{\mathrm{out},k} \tag{9}$$

对于亚临界状态下流动,将式(6)与式(7)带入 式(9)得到

$$\frac{\mathrm{d}p_{c}}{\mathrm{d}t} = \frac{k}{2} \frac{R}{V} \left(\frac{p_{c}}{p_{c0}}\right)^{\frac{r-1}{r}} T_{c0} \cdot \left[\sum_{l=1}^{m} A_{\mathrm{in},l} \frac{p_{\mathrm{in},l}}{\sqrt{T_{\mathrm{in},l}}} \left(\frac{p_{c}}{p_{\mathrm{in},l}}\right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{1 - \left(p_{c}/p_{\mathrm{in},l}\right)^{\frac{r-1}{r}}} - \sum_{k=1}^{n} A_{\mathrm{out},k} \frac{p_{c}}{\sqrt{\left(p_{c}/p_{c0}\right)^{\frac{r-1}{r}}} T_{c0}} \left(p_{\mathrm{out},k}/p_{c}\right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{1 - \left(p_{\mathrm{out},k}/p_{c}\right)^{\frac{r-1}{r}}}\right]$$
(10)

针对上式,引入如下的无量纲参数,式中p<sub>c0</sub>为腔内的初始压力,A,为参考面积。

$$p_{c}^{*} = \frac{p_{c}}{p_{c0}}, p_{in,l}^{*} = \frac{p_{in,l}}{p_{c0}}, p_{out,k}^{*} = \frac{p_{out,k}}{p_{c0}},$$

$$A_{in,l}^{*} = \frac{A_{in,l}}{A_{r}}, A_{out,k}^{*} = \frac{A_{out,k}}{A_{r}}, t^{*} = \frac{A_{r}t\sqrt{T_{c0}}}{V}$$
(11)

将上述参数代入式(10)可得

dn\*

$$\frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{c}}}{2} = \frac{kR}{2} p_{\mathrm{c}}^{*} \frac{r-1}{r} \left[ \sum_{l=1}^{m} A_{\mathrm{in},l}^{*} \left( \frac{1}{p_{\mathrm{in},l}^{*}} \right)^{\frac{1-r}{2r}} p_{\mathrm{c}}^{*} \frac{1}{r} \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{p_{\mathrm{c}}^{*}}{p_{\mathrm{in},l}^{*}} \right)^{\frac{r-1}{r}}} - \frac{1}{(12)} \right]$$

$$\sum_{k=1}^{n} A_{\mathrm{out},k}^{*} p_{\mathrm{out},k}^{*} \frac{1}{r} p_{\mathrm{c}}^{*} \frac{r-1}{2r} \sqrt{1 - \left( \frac{p_{\mathrm{out},k}^{*}}{p_{\mathrm{c}}^{*}} \right)^{\frac{r-1}{r}}} \right]$$

由上式可以看出,容腔内的压力随无量纲时间 的变化过程可以表达成无量纲的几何、初始状态的 函数,即

$$p_{c}^{*}(t^{*}) = f\left(A_{\text{in},l}^{*}, A_{\text{out},k}^{*}, p_{c0}^{*}, p_{\text{in},l}^{*}, p_{\text{out},k}^{*}\right)$$
(13)

需要说明的是,式(12)是基于以下的假设和前 提下得到的:(1)腔内气体热力学参数处处相等,不 随空间位置变化,只与时间有关。(2)腔内气体流速 很小,总参数与静参数相等。(3)进、出口支路流通面 积与腔室体积满足A/V<sup>2/3</sup>≪1,此时进出口处的雷诺数 远大于腔内气体雷诺数,可认为腔内各处压力相同。 (4)不考虑盘腔旋转的影响。

需要指出的是,式(12)采用无量纲参数建立了 单元件腔压、时间、几何参数等参数之间的关系。但 是对于多元件构成的流路,建立包含元件间的耦合 关系的瞬变表达式需要进一步理论分析以及相关试 验。因此下文中试验结果仍是以量纲参数来分析多 元件耦合的瞬变过程。

对于上述瞬态响应过程中参数相关性的分析中 没有考虑转盘旋转因素的影响,对于转速或者转盘 旋转雷诺数与瞬态响应参数之间的关系需要后续进 一步的分析。同时,也需要对旋转盘腔瞬态响应过 程的试验进行分析,为理论分析提供参考。

## 4 实验结果分析

实验初始状态供气系统电磁阀关闭,无空气进入试验段。根据实验内容,调节合适气源压力和转盘转速,实验开始时打开电磁阀,同时触发动态测试系统进行数据采集。气源压力变化不超过306.6kPa(表压),转盘转速为0~1524r/min,环境压力为96.47kPa。

系统级试验件可以看作由一系列元件串联组 成,如图5所示,红色点标注动态压力测点。实验中 包含了三个容腔元件,各容腔进出口压力与腔内压 力的不同直接影响容腔进气和出气的流动状态,进 而影响容腔达到流量平衡的响应过程。实验为多容 腔串联系统,由于管道、孔以及变截面结构的阻力损 失,系统存在压力分布,如果实验进口扰动压力过 小,在瞬变过程中各腔进出口始终处于亚临界状态, 实验无法体现临界状态时对系统响应过程的影响。 因此,通过先期试验,确定了能满足要求的进口压力 大小,另外综合考虑测试可靠性和动态测试可行性, 三个容腔都设置两个动态压力测点,以两测点的平 均值作为容腔的压力。先期试验显示当进口压力> 190kPa时,静止腔及下游容腔腔压逐渐升高,对于静 止腔,初始阶段由于进气孔压比大于临界值,处于临 界状态,随着压比减小逐渐过渡到亚临界状态;对于 集气腔和旋转腔,由于上游损失较大,集气腔和转静 腔压力较小,进出口始终处于亚临界状态。

#### 4.1 系统级试验件压力响应规律

图 6 为进口压力为 197kPa 时,试验件各测点的 压力-时间响应曲线。

从图6中可以看出:(1)电磁阀打开后,测点①和

②的响应速度最快,由于容积效应延缓了容腔内压 力的变化,故测点③,⑤,⑦逐渐增加。(2)由于压力 波存在一个传播过程,所以下游测点压力的变化总 是滞后于上游测点,相比于孔元件试验中管道的滞







(a) Response of 1, 2, 3 points for the case of  $p_{in}$ =197kPa





Fig. 6 Pressure changing of the cavities

后作用更明显。

### 4.2 进口压力的影响

图 7 为不同进口扰动压力条件下,静止腔、集气 腔和旋转腔压力的时间响应曲线。从图 7 中可以看 出,当进口阀门突然打开时,三个腔室压力开始逐渐 增加,最终达到稳定;由于节流孔、管道流阻损失,相 同扰动压力条件下静止腔压力最高,集气腔次之,旋 转腔压力最低。

表1为不同进口压力条件下,各容腔压力响应评 价参数的变化。可以看出:(1)当阀门突然打开时, 增压气沿管道依次进入静止腔、集气腔和旋转腔,因 此各腔压力响应的滞后时间逐渐增加,末端的旋转





腔腔压在 0.023s 左右才开始变化。(2)随着进口压力 的增加,对各腔t<sub>d</sub>的影响很小,而响应时间逐渐增加, 响应时间主要由进入容腔的净流量以及平衡态压力 水平共同决定,虽然实验段进口压力增大时,引起进 口流量增加,但平衡态腔压水平更高,容腔出口的流 量同样会增加,因此对于本文多腔试验件,响应时间 逐渐增加。

Table 1Delay time  $t_d$  and actual response time  $t_a$  of the<br/>cavities

Inlet	Static cavity		Air-collecting cavity		Rotating cavity	
pressure/kPa	$t_{\rm d}/{ m s}$	$t_{\rm a}/{\rm s}$	$t_{\rm d}/{ m s}$	$t_{\rm a}/{\rm s}$	$t_{\rm d}/{ m s}$	$t_{\rm a}/{\rm s}$
207.0	0.012	6.905	0.020	7.093	0.023	7.479
257.2	0.012	7.007	0.017	7.385	0.020	7.532
274.8	0.014	7.121	0.021	7.515	0.025	7.915

通过计算,可以得到进口压力增加时,集气腔的 响应时间系数分别为0.423,0.456,0.511,旋转腔的响 应时间系数分别为0.343,0.403,0.436。

#### 4.3 转速的影响

图 8 为不同转速条件下静止腔、集气腔和转静腔 压力响应曲线。实验时,调节气源压力保持在 189kPa,旋转盘转速分别为 534r/min,1026r/min 和 1524r/min,然后进行各腔动态压力的测试。

从图 8 中可以看出:(1)不同转速条件下,各容腔 压力时间响应曲线的变化规律一致。(2)转速对静止 腔和集气腔的影响很小,主要区别在于最终稳态腔 压有所不同,转速越高容腔压力越高,这是因为转盘 转速越高,空气在盘缘封严处的流阻越大。(3)旋转 腔稳态腔压差异明显,随着转速的增加,分别达到 21Pa,29Pa和35Pa。(4)随着转速的增加,旋转腔的响 应时间逐渐增大,分别为4.488s,5.098s和5.576s,这 主要是因为转速增加,会导致实验件中转静子间封 严阻力增加,从而导致系统平衡状态下盘腔内的压 力增加,最终造成响应时间的增加。另外,相比于旋 转盘腔的单元件试验结果,上述结果显示,由于元件 之间的相互左右导致处于流路下游的旋转盘腔的响 应时间大大增加。



## 5 结 论

本文通过实验手段对空气系统中多容腔耦合的 瞬态响应特性进行了研究,主要结论有:

(1)对比分析空气系统中瞬态响应过程,引入了 滞后时间、响应时间以及响应时间系数三个评价参数,用于定量分析系统响应过程的快慢和强弱,响应 时间系数越大,元件对性能参数变化的组织作用越强,响应过程越长。

(2)对于多容腔系统级瞬态响应过程,越远离扰动源,系统各测点的压力滞后时间越长。进口扰动

压力越大系统响应时间越长,转盘转速对上游容腔的压力响应影响很小,而明显增加旋转腔的响应时间,在实验工况下转速提高一倍,旋转盘响应时间增加约0.5s。

致 谢:感谢航空科学基金资助。

# 参考文献

- [1] Yoji O. Transient Thermal and Flow Field in a Turbine Disk Rotor-Stator System[R]. ASME GT 2006-90033.
- [2] 吴 宏,胡肖肖.应用特征线法求解航空发动机瞬态 空气系统[J].航空动力学报,2013,28(9):2003-2008.
- [3] 刘传凯,刘海明,李艳茹,等.强瞬变空气系统的模块化仿真建模[J].航空动力学报,2015,30(8): 1826-1833.
- [4] Dario A, Nicholas J H, Christopher J B. Use of Dynamic Meshes for Transient Metal Temperature Prediction [R].
   ASME GT 2012-68782.
- [5] Dutton J C, Coverdill R E. Experiments to Study the Gaseous Discharge and Filling of Vessels [J]. International Journal of Engineering Education, 1997, 13(2): 123-134.
- [6] Gallar L, Calcagni C, Llorens C, et al. Time Accurate Modelling of the Secondary Air System Response to Rapid Transients [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2011, 225(8): 946-958.
- Gallar L, Calcagni C, Pachidis V, et al. Development of a One Dimensional Dynamic Gas Turbine Secondary Air System Model, Part I: Tool Components Development

and Validation [R]. ASME GT 2009-60058.

- [8] Calcagni C, Gallar L, Pachidis V. Development of a One Dimensional Dynamic Gas Turbine Secondary Air System Model, Part II: Assembly and Validation of a Complete Network[R]. ASME GT 2009-60051.
- [9] David M, John W C. Response of a Disk Cavity Flow to Gas Turbine Engine Transients [R]. ASME GT 2010-22824.
- [10] David M, John W C. A Model for the Transient Behavior of Vortex Amplifiers [R]. ASME GT 2014-25092.
- [11] Vlad G, Dario A, Nicholas J H. Aero-Thermo-Mechanical Modelling and Validation of Transient Effects in a High Pressure Turbine Internal Air System [R]. ASME GT 2016-57739.
- [12] 侯升平,陶 智,韩树军,等.非稳态流体网络方法 在发动机空气冷却系统中的应用[J].航空动力学报, 2009,24(3):24-28.
- [13] 刘传凯,李园园,李艳茹,等.涡轮轴断裂条件下空 气系统强瞬变过程分析,北京航空航天大学学报, 2016,42(1):47-53.
- [14] 高文君,刘振侠,朱鹏飞,等.航空发动机静止盘腔 瞬态特性数值与实验研究[J].推进技术,2019,40
  (3):496-503.(GAO Wen-jun, LIU Zhen-xia, ZHU Peng-fei, et al. Numerical and Experimental Investigation of Transient Response of Static Disc Cavity in Aero-Engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019,40
  (3):496-503.)
- [15] Ding S T, Yu H, Qiu T, et al. Modeling of the Cavity Response to Rapid Transient Considering the Effect of Heat Transfer[R]. ASME GT 2018-75264.

(编辑:史亚红)