

强瞬变空气系统的模块化仿真建模

刘传凯^{1,3}, 刘海明¹, 李艳茹¹, 车巍巍^{2,3}, 丁水汀^{2,3}

(1. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;

3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

北京市航空器/发动机复杂系统安全性重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 提出一种针对强瞬变空气系统的模块化建模方法, 该方法将空气系统模型分解为由规范接口互联的4类基本元件, 并考虑了空气系统强瞬变过程中容腔效应和气体惯性力的耦合影响. 基于面向对象的技术开发了仿真程序, 并使用公开的数据对模型进行验证. 结果表明: 该仿真模型能够正确模拟空气系统强瞬变过程中的局部逆流、压力波传导、多容腔耦合振荡等毫秒时间量级物理现象, 不仅如此, 其模块化的设计特征也为进一步耦合精细的空气系统元件和建立复杂空气系统网络奠定了基础, 该模块化仿真方法在航空发动机空气系统的复杂动态响应特性和机理的研究中具有切实应用前景.

关 键 词: 航空发动机; 内流空气系统; 瞬态; 模块化建模; 动态仿真

中图分类号: V228.3

文献标志码: A

Modularized simulation modeling of air system with fast transients

LIU Chuan-kai^{1,3}, LIU Hai-ming¹, LI Yan-ru¹,

CHE Wei-wei^{2,3}, DING Shui-ting^{2,3}

(1. School of Transportation Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine

Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

3. Beijing Key Laboratory on Safety of Integrated Aircraft and Propulsion System,

School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A modular modeling method for air system with fast transient was established. The air system model was decomposed into four kinds of basic units interconnected by the standard data interface, which accounts for combined effects of volume packing and flow inertia during rapid transients. The numerical code was programed by utilizing object oriented technology, and its predictions were validated against published data. The results show that the simulation model accurately predict the millisecond time scales physical phenomena of air system with fast transients, such as reversal flow, transmission of pressure wave, coupled oscillations between multiple cavities, etc. Moreover, its modular characteristic allows integration of further detailed air system units and establishment of more complex

收稿日期: 2014-02-23

基金项目: 基础科研资助计划(B2120132006); 教育部长江学者创新团队“航空发动机复杂系统安全性”(IRT0905)

作者简介: 刘传凯(1979—), 男, 黑龙江桦南人, 讲师、硕士生导师, 博士, 主要从事航空发动机总体技术研究.

air system network. The modularized simulation method has prospect in studying the complex dynamic characteristics and mechanism of aero-engine air system.

Key words: aero-engine; internal air system; transient; modular modeling; dynamic simulation

航空发动机空气系统承担着冷却、防冰、卸荷、轴向力调节、封严等多个重要功能任务,决定着航空发动机关键零部件承受的外部载荷。在过渡态工作过程中,空气系统内部各腔室(如盘腔、卸荷腔等)对气体的“存储”和“释放”作用会在不同程度上延缓腔室内气体参数的响应速度。尤其当航空发动机处于快速机动过程或突发性失效事件(如轴断裂)时,部分支路可能出现间歇性的局部逆流或压力突变,并诱发难于预测的继发性危险过渡态载荷,造成主、被动安全策略失效,给航空发动机带来安全性隐患。

在目前应用广泛的空气系统稳态仿真中,一般是将空气系统的腔室和流路分解成由相应节点和节流元件组成的网络,建立一维的流体网络模型进行仿真分析,其主要思想来源于在热工管路系统模拟基础上发展出来的流体网络法^[1-2]。虽然现有流体网络法在航空发动机稳态空气系统分析中达到了一定的工程精度,但却不适用于预测空气系统参数的动态响应过程。

由于瞬态空气系统物理机制的复杂性,相关仿真研究仍在不断地探索和改进。其中包括CFD方法对空气系统局部瞬变过程的模拟^[3-5]、基于容积法的热工流体网络的动态仿真^[6-8]、基于压力修正方法和积分方法的非稳态空气系统求解^[9-11]。但上述仿真研究大多数未考虑空气系统强瞬变过程中多容腔之间的耦合振荡^[12-14]和长管路中压力波的传播与反射^[15],不能从物理机制上模拟航空发动机在快速机动或突发性失效事件后空气系统参数在短时间内的复杂瞬变现象。

本文从空气系统强瞬变过程的物理本质出发,通过合理的模块划分和计算假设,提出一种针对强瞬变空气系统的模块化网络建模与仿真通用方法,采用面向对象技术开发了仿真程序,并建立了验证算例。研究结果可为航空发动机精细化的瞬态空气系统仿真和机理分析提供参考。

1 瞬态空气系统基本元件模块

由于空气系统模型非常复杂,无法构建显式表达式,往往需要采用残量修正法^[1]进行迭代求解。因此,建模的核心就是确定表征空气系统状态

的特征量作为试给参数,并依据物理机制建立数量相等的残量修正方程组,将空气系统仿真计算转化为非线性方程组的求解问题。

基于模块化建模的思想,对传统流体网络法进行改进,将瞬态空气系统模型进一步细分为4类运算简单、功能单一的基本元件,采用面向对象技术对空气系统各基本元件模型进行独立封装,建立标准数据接口实现各基本元件模型之间的参数传递。同时,针对每一类基本元件模型都确定数量相等的试给参数和残量检验方程,以保证空气系统模块化建模的通用型和易用性。

1.1 容腔元件

空气系统内部体积较大的容腔(在稳态流体网络法中被视为节点^[1-2])被模型化为容腔元件。容腔元件应满足以下假设条件:

- 1) 容腔内的气体速度足够低,总、静参数之间的数值差异可以忽略。
- 2) 容腔各支路进、出口面积 A 与容腔体积 V 满足 $A/V^{2/3} \ll 1$, 即,进、出口面积远小于容腔表面积。
- 3) 容腔内部气体参数只与时间有关,与空间无关,也就是说,容腔内部气体参数在瞬变过程中始终是同步变化,且分布均匀。

图1为容腔元件模型示意图,在容腔元件模型中,以容腔气体总压 p_v^* 和总温 T_v^* 作为试给参数。设 R 为气体常数,在忽略容腔内气体总、静参数数值差异的情况下,由状态方程计算容腔内气体密度 ρ_v 。

$$\rho_v = \frac{p_v^*}{RT_v^*} \quad (1)$$

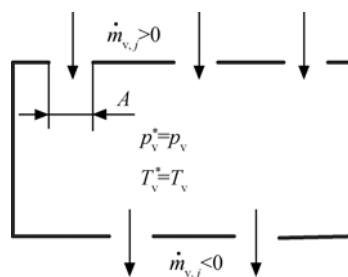


图1 容腔元件模型

Fig. 1 Modeling of cavity unit

假定与容腔元件连接的进、出口支路一共 M 个,分别依据质量连续和能量守恒建立残量方程:

$$\epsilon_{v,1} = V \frac{d\rho_v}{dt} - \sum_{j=1}^M \dot{m}_{v,j} \quad (2)$$

$$\epsilon_{v,2} = V \frac{d(\rho_v e_v)}{dt} - \sum_{j=1}^M \dot{m}_{v,j} h_{v,j}^* \quad (3)$$

式中 e_v 表示容腔内气体比内能; $\dot{m}_{v,j}$ 表示第 j 个支路的流量,本文规定,流入容腔为正,流出为负; $h_{v,j}^*$ 表示第 j 个支路的气体总比焓,对于流入容腔的支路和流出容腔的支路,定性温度分别为对应的进口支路气体总温 $T_{v,j}^*$ 和容腔内气体总温 T_v^* 。

1.2 节点元件

节点元件一般情况下是因计算分解要求而设立的虚拟连接点。但如果空气系统容腔体积很小,不满足 1.1 节中容腔元件的 3 个假设条件,则容积效应的影响可以忽略,该容腔也可被抽象为节点元件。从数学上,这类节点元件也可以使用残量方程(2)和残量方程(3)进行计算。但在实际空气系统网络的动态求解过程中,残量方程中动态项数值过小可能会导致网络模型的非线性方程组过于病态而不易收敛。因此,在不影响动态仿真精度的基础上,将体积微小的容腔元件简化为节点元件,建立不包含时间项的残量方程,对于提高瞬态空气系统网络模型的收敛性和减少计算时间是必要的。

在节点元件模型中,由于节点容积被忽略,不需要由状态方程计算气体密度,但考虑到瞬态过程中的质量输运和能量输运,节点元件仍然以总压 p_n^* 和总温 T_n^* 作为试给参数。其质量连续和能量守恒的残量方程分别简化为

$$\epsilon_{n,1} = \sum_{j=1}^M \dot{m}_{n,j} \quad (4)$$

$$\epsilon_{n,2} = \sum_{j=1}^M \dot{m}_{n,j} h_{n,j}^* \quad (5)$$

式中 $\dot{m}_{n,j}$ 和 $h_{n,j}^*$ 分别表示节点元件第 j 个支路的流量和气体总比焓。

若只进行纯流体网络的稳态计算,不需要考虑各节点的总温差异,可以同时去掉节点元件模型中试给参数 T_n^* 和残量方程(5)。那么,该瞬态空气系统节点元件将退化为传统流体网络模型中的压力节点^[2]。

1.3 管道元件

在稳态条件下,空气系统中的长管路阻力损失主要发生在进、出口,管道沿程压力一般变化平

缓。但在强瞬变过程中,管道内气体的惯性和压缩性可能导致沿程气体参数出现剧烈突变。要模拟管道中气体的沿程变化历程,需要将长管道分割并模化为若干基本的管道元件的组合。

为便于实现模块化动态建模,基于以下假设建立管道元件模型的残量方程:

1) 管道是等截面的(变截面管道一般长度较短,通常是容腔的进出口,大多数可被模型化为容腔的一部分)。

2) 强瞬变过程时间足够短,可忽略管道的传热效应和浮升力作用。

3) 所有气体参数在同一个横截面内均匀一致,气体参数只沿轴向发生变化。

4) 在同一个管道元件内部,对气体参数按线性差值计算。

基于上述假设,建立图 2 所示管道元件模型的示意图。首先预设管道进、出口,并指定由进口指向出口的方向为正方向。选取进口速度 $u_{t,i}$ 、出口速度 $u_{t,o}$ 和流出管道元件的气体总温 $T_{t,o}^*$ 作为试给参数。管道进口总压 $p_{t,i}^*$ 和出口总压 $p_{t,o}^*$ 分别取值相邻容腔元件或节点元件的试给总压。在顺流情况下,管道进口总温 $T_{t,i}^*$ 取值相邻容腔元件或节点元件的试给总温,逆流情况下,取值 $T_{t,o}^*$ 。管道出口总温 $T_{t,o}^*$ 在两种情况下的取值正好相反。依据总、静参数之间的热力学关系式和气体状态方程可得管道进口气体静密度。

$$\rho_{t,i} = \frac{p_{t,i}^*}{RT_{t,i}^*} \left[\frac{T_{t,i}^* - u_{t,i}^2 / (2c_p)}{T_{t,i}^*} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (6)$$

式中 c_p 和 γ 分别为气体比定压热容和比热比。

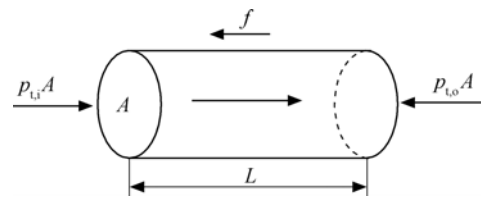


图 2 管道元件模型

Fig. 2 Modeling of tube unit

同理计算管道出口气体静密度 $\rho_{t,o}$,依据质量连续和能量守恒分别建立残量方程

$$\epsilon_{t,1} = V_t \frac{d\bar{\rho}_t}{dt} - (\rho_{t,i} u_{t,i} - \rho_{t,o} u_{t,o}) A \quad (7)$$

$$\epsilon_{t,2} = V_t \left[\frac{d(\bar{\rho}_t \bar{e}_t)}{dt} + \bar{\rho}_t \bar{u}_t \frac{d\bar{u}_t}{dt} + \frac{\bar{u}_t^2}{2} \cdot \frac{d\bar{\rho}_t}{dt} \right] - (\rho_{t,i} u_{t,i} h_{t,i}^* - \rho_{t,o} u_{t,o} h_{t,o}^*) A \quad (8)$$

式中管道体积 $V_t = LA$; $\bar{\rho}_t$, $\bar{e}_t$ 分别为管道内气体平均静密度和平均比内能,是进、出口对应参数的算术平均值; $h_{t,i}^*$ 和 $h_{t,o}^*$ 分别表示管道进、出口气体的总比焓。

依据图 2 设定管道阻力 f 的正方向,若在动态仿真中出现逆流时,根据流动方向确定管道阻力的方向。则管道动量守恒的残量方程为

$$\epsilon_{t,3} = V_t \frac{d(\bar{\rho}_t \bar{u}_t)}{dt} - (p_{t,i} - p_{t,o})A - (\rho_{t,i} u_{t,i}^2 - \rho_{t,o} u_{t,o}^2)A + f \quad (9)$$

式中 $p_{t,i}$ 和 $p_{t,o}$ 分别为管道进、出口压力; $\bar{u}_t$ 是进、出口气流速度的算术平均值。考虑到流动阻力 f 的方向性, f 由下式计算:

$$f = \begin{cases} \frac{\bar{u}_t}{|\bar{u}_t|} \xi \frac{\rho_t \bar{u}_t^2}{2} A & \bar{u}_t \neq 0 \\ 0 & \bar{u}_t = 0 \end{cases} \quad (10)$$

其中 ξ 为管道阻力系数,由 CFD 或工程准则式计算。

1.4 节流元件

空气系统中的菟齿封严、薄壁孔、缝等阻力单元的内部空间微小,容积和气体惯性均可以忽略。这类元件被定义为节流元件。另外,长管道进、出口及转弯处的局部阻力也可以被模型化为虚拟的节流元件。各类节流元件的稳态阻力特性均有成熟的工程算法^[16-17],本文不作赘述。

假定所有节流元件在瞬态过程的阻力特性与稳态阻力特性保持一致。在不考虑换热和离心力影响的情况下,各种节流元件在顺流和逆流状态下的进、出口流量与气体参数的定性关系可分别定性表示为式(11)和式(12)的通用形式:

$$\dot{m}_{s,i} = \dot{m}_{s,o} = f(p_{s,i}^*, p_{s,o}^*, T_{s,i}^*) \quad (11)$$

$$\dot{m}_{s,i} = \dot{m}_{s,o} = f(p_{s,i}^*, p_{s,o}^*, T_{s,o}^*) \quad (12)$$

式中 $\dot{m}_{s,i}$, $\dot{m}_{s,o}$ 分别为节流元件进、出口流量; $p_{s,i}^*$ 和 $p_{s,o}^*$ 分别为节流元件进、出口总压,分别取值相邻容腔元件或节点元件的试给总压; $T_{s,i}^*$ 和 $T_{s,o}^*$ 分别为节流元件进、出口总温。

2 瞬态空气系统的建模和求解

2.1 基于标准数据接口的参数交互

通过模块化设计,每一个容腔元件或节点元件均能够与任意数量的管道元件或节流元件进行组合,但各基本元件模型之间需采用统一的数据接口进行参数交互。图 3 和图 4 为各基本元件之间的参数交互关系示意图。交互参数包括气体总压、总温

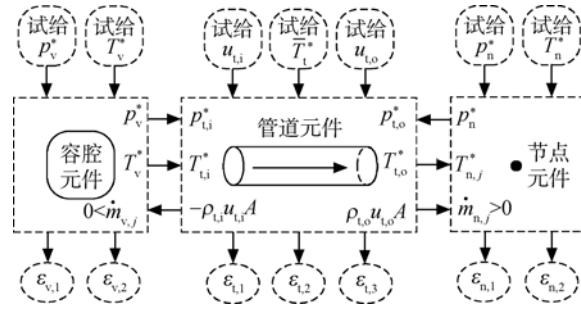


图 3 容腔-管道-节点元件组合的交互接口

Fig. 3 Interfaces of cavity-tube-node assemble

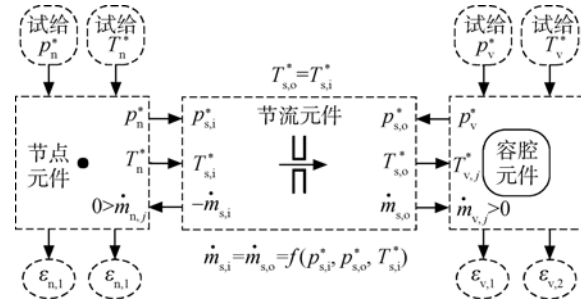


图 4 节点-节流-容腔元件组合的交互接口

Fig. 4 Interfaces of node-throttle-cavity assemble

和流量。其中,气体总压由容腔元件或节点元件向管道元件或节流元件单向传递;流量的传递方向与总压的传递方向完全相反;总温的传递方向则依据气体流动方向的变化而实时保持同步。

2.2 边界元件

在瞬态仿真中,除管道元件以外,容腔、节点、节流元件均可以成为边界元件,但需要依据给定的边界条件进行特殊处理。

2.2.1 容腔及节点元件边界

容腔及节点元件边界处理方法相似。以节点元件为例,若已知边界流量 $\dot{m}_b$,假定流入节点为正、流出为负,则边界节点的残量方程变为

$$\epsilon_{n,1} = \sum_{j=1}^{M'} \dot{m}_{n,j} + \dot{m}_b \quad (13)$$

$$\epsilon_{n,2} = \sum_{j=1}^{M'} \dot{m}_{n,j} h_{n,j}^* + \dot{m}_b h_b^* \quad (14)$$

式中 M' 表示与节点相连的管道和节流元件数量之和; h_b^* 为边界总比焓。

若已知边界压力 p_b^* ,则需要将节点试给参数 p_n^* 替换为 $\dot{m}_b$,节点残量方程保持不变。

在仿真计算中 $\dot{m}_b$ 和 p_b^* 只能给定其一,不能同时给定。此外,动态计算中,当 $\dot{m}_b \geq 0$ 时,式(14)中的边界总比焓 h_b^* 的定性温度取值已知的

边界总温 T_b^* ; 当 $\dot{m}_b < 0$ 时, 则取值节点总温 T_n^* 。

2.2.2 节流边界

节流边界类型众多, 以小孔(喷嘴)类节流元件为例进行说明。首先给定出口边界的环境压力 p_e 和环境温度 T_e , 并依据临界压比 β 判断小孔的流动状态, 小孔的临界压比为

$$\beta = \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (15)$$

当 $p_{s,i}^*/p_e \geq \beta$ 时, 小孔处于顺流临界或超临界状态, 其流量 $\dot{m}_{h,i}$ 计算式为

$$\dot{m}_{h,i} = C_d A_{cr} p_{s,i}^* \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{s,i}^*} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (16)$$

当 $1 \leq p_{s,i}^*/p_e < \beta$ 时, 小孔处于顺流亚临界状态, 其流量计算式为

$$\dot{m}_{h,i} = C_d A_{cr} \frac{p_e}{RT_{s,i}^*} \left(\frac{p_{s,i}^*}{p_e} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{s,i}^* \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_{s,i}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (17)$$

当 $1/\beta < p_{s,i}/p_e < 1$ 时, 小孔处于逆流亚临界状态, 其流量计算式为

$$\dot{m}_{h,i} = -C_d' A_{cr} \frac{p_{s,i}}{RT_e} \left(\frac{p_e}{p_{s,i}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_e \left[1 - \left(\frac{p_{s,i}}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (18)$$

当 $p_{s,i}/p_e \leq 1/\beta$ 时, 小孔处于逆流临界或超临界状态, 其流量计算式为

$$\dot{m}_{h,i} = -C_d' A_{cr} p_e \sqrt{\frac{\gamma}{RT_e} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (19)$$

式(16)~式(19)中, C_d 和 C_d' 分别为小孔顺、逆流情况下的流量系数; A_{cr} 为小孔临界面积; $p_{s,i}$ 为小孔进口压力。

2.3 模型的求解

在由前述基本元件模型基于标准数据接口任意组合的空气系统网络中, 每一个基本元件的试给参数和平衡方程数量均保持相等。也就是说, 整个空气系统网络的试给参数和平衡方程总数量都能必然保持一致。用向量 $\mathbf{X}$ 表示空气系统模型, 共计 m 个试给参数:

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_m)^T \quad (20)$$

用向量 $\mathbf{E}$ 表示 m 个残量:

$$\mathbf{E} = (\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_m)^T \quad (21)$$

对于整个空气系统模型, 残量向量 $\mathbf{E}$ 是试给参数向量 $\mathbf{X}$ 的函数, 即

$$\mathbf{E} = F(\mathbf{X}) \quad (22)$$

于是, 瞬态空气系统的仿真最终转换为求 $\mathbf{E} = 0$ 的解向量, 即非线性方程组 $F(\mathbf{X}) = 0$ 的求解问题。本文采用 $N+1$ 残点法^[18]求解上述非线性方程组。

3 验证算例

面向对象的仿真程序在 Visual Studio 2010 平台下开发。验证算例针对空气系统强瞬变过程中的两类基本现象: 长管压力波的传导与反射、多容腔的耦合振荡。

3.1 长管压力波

如图 5, 文献[15]的 De Haller 算例为一根直径为 0.01 m, 长为 1 m 的光滑圆管, 圆管的一端连接压力为 150 kPa, 温度为 300 K 的无限大恒压腔, 另一端安装阀门, 使之能与压力为 100 kPa 的环境隔离。初始时刻, 阀门突然开启, 管道内发生压力波的传导并在管道边界发生反射, 直至最后达到稳定。

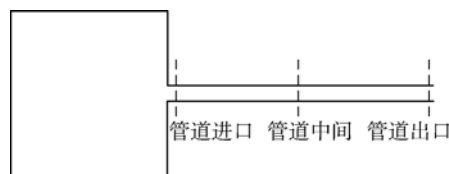


图 5 De Haller 实验模型^[15]

Fig. 5 De Haller test model^[15]

模块化的仿真模型见图 6。恒压腔被模型化为具有压力边界的容腔元件; 出口被模型化为具有压力边界的节流元件; 长管道被模型化为 8 个节点元件和等长管道元件(管道元件长 $L = 0.125$ m)的串联组合。仿真计算中忽略管道沿程阻力, 所有残量方程的动态项均采用欧拉法进行离散, 动态仿真时间步长为 0.1 ms。

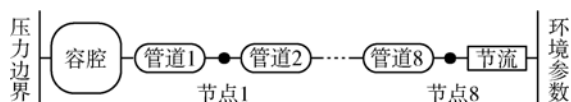


图 6 De Haller 算例的仿真建模

Fig. 6 Simulation modeling of De Haller tube

图 7 给出了管道进口、管道中间以及管道出口位置的气动参数仿真结果。可以看出, 计算结果能够完整体现出 De Haller 算例中圆管内膨胀波和压缩波的传播和反射过程: 初始时刻, 阀门的突然开启导致出口压力瞬间降为环境压力, 并形成

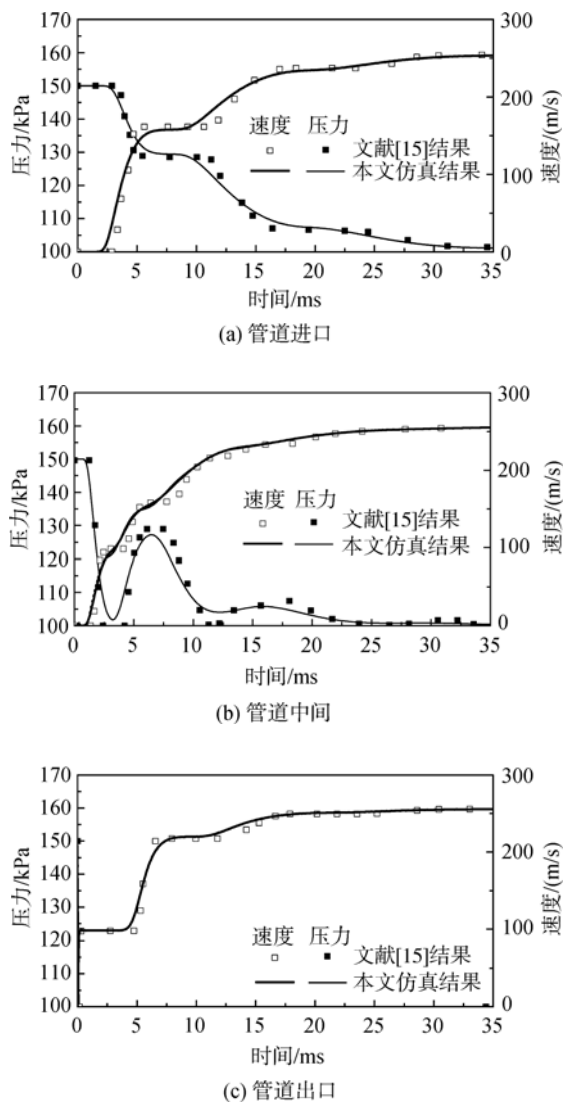


图7 De Haller算例中圆管中的压力和速度变化历程

Fig. 7 Pressure and velocity evolution in the De Haller tube

一道膨胀波向进口传导,约2.8 ms后抵达进口,然后被进口的高压容腔反射,形成一道压缩波顺流传向出口。经过多次往复,在35 ms之后全管道压力基本稳定在100 kPa,气体速度基本稳定在256 m/s。

基于模块化建模本身简便和快速的目的,本文只对De Haller算例中圆管模型沿轴向分割为8个管道元件。因此,求解过程中微分方程的离散或差值误差导致本文的仿真曲线比文献[15]的理论解的截取值要光滑一些,但仿真参数的最终稳定值与理论值能够与精确吻合。

需说明大型航空发动机压气机(风扇)与涡轮之间的轴向长度基本与De Haller算例中圆管长度等量级。可以推测,当航空发动机出现突发性轴承封严失效或轴断裂事件时,长轴间隙内将发生

类似的参数突变。

3.2 多腔耦合振荡

文献[14]的双腔耦合模型是模拟航空发动机高、低压涡轮盘腔和轴间隙构成的子系统动态响应特性的简化模型。如图8, A, B两个容腔由一根长管相连,管道中间有一个关闭的阀门将两个容腔隔离。容腔A的初始压力为600 kPa,容腔B的初始压力为520 kPa。初始时刻,中间阀门突然开启,双腔和管路构成的封闭子系统将发生耦合振荡。

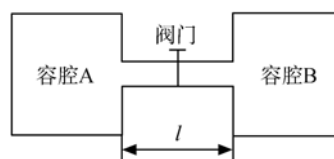


图8 双腔耦合系统示意图

Fig. 8 Schematic of two cavities coupled system

模块化的仿真模型见图9。两端的容腔均被模型化为具有流量边界的容腔元件;管道被分割并模型化为两个等长的管道元件;中间阀门被模型化为具有可调面积的节流元件。仿真计算中忽略开启状态的阀门阻力,将管道进、出口阻力折算为管道元件阻力系数。动态仿真时间步长为0.2 ms。

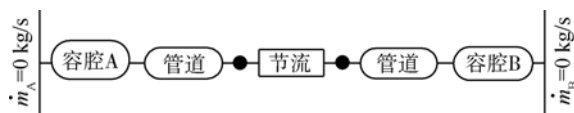


图9 双腔耦合系统的仿真建模

Fig. 9 Modeling of the two cavities coupled system

图10给出了管道总长 l 分别为0.6 m和0.06 m(典型航空发动机高、低压涡轮盘腔轴向长度范围)的双容腔的压力变化历程。可以看出,本文与文献[14]的模拟结果几乎完全重合,在阀门开启的瞬间,管道内气体在压力差的作用下由静止状态被正向加速。两个容腔的压力则快速经历了一个此消彼长的过程,直至形成足够抵抗管道内正向气体惯性力的逆向压差,使管内气体停止并反向加速。随着时间的推移,上述循环振荡幅度会随阻力的耗散而不断衰减,但周期不变。另一个重要的现象是,在两个容腔体积不变的情况下,系统耦合振荡的周期和幅度均随着中间管道长度的缩短而减少。这是由于管道长度的缩短减少了管道

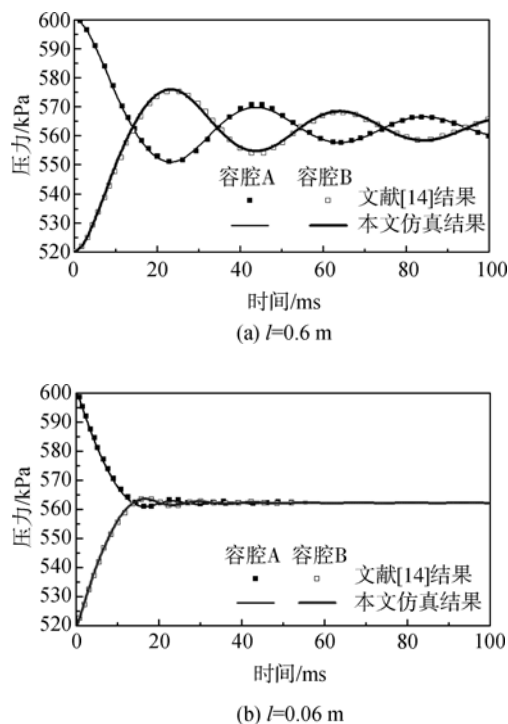


图10 双腔耦合系统的压力变化历程

Fig. 10 Pressure evolutions in the two cavities system

内气体惯性影响和压力扰动沿管道的传播时间所致。

需说明,实际航空发动机在出现局部突发性失效的情况下,空气系统内部的多容腔耦合振荡过程比该算例模拟的现象要复杂得多。这还需要通过今后的研究进一步的深入剖析。但几乎可以肯定,在空气系统强瞬变过程中,多容腔和管路系统的耦合动态响应特性是不可忽视的因素。

4 结 论

本文基于空气系统强瞬变过程的物理本质,将瞬态空气系统抽象并模型化为4类基本元件模型,建立了各基本元件模型在强瞬变情况下的控制方程组和标准数据接口。基于面向对象技术的开发平台,编制了模块化的瞬态空气系统仿真程序,实现了瞬态空气系统快速建模和高效仿真。

经过 De Haller 算例^[15]和双腔耦合振荡算例^[14]的验证表明,该模块化瞬态空气系统仿真方法能够准确地模拟管路系统压力波的传导和多腔流路系统的耦合振荡特性。这对进一步深入研究和分析航空发动机内部复杂空气系统的动态响应特性和机理提供了有效的技术手段。

参考文献:

[1] 吴丁毅. 内流系统的网络算法[J]. 航空学报, 1996, 17

(6): 653-657.

WU Dingyi. Network technique of internal system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1996, 17(6): 653-657. (in Chinese)

[2] 倪维斗, 苟建兵, 孙忻. 热动力系统流体网络及算法处理[J]. 系统仿真学报, 1997, 9(3): 78-83.

NI Weidou, GOU Jianbing, SUN Xin. Research on fluid network in thermal power system[J]. Journal System Simulation, 1997, 9(3): 78-83. (in Chinese)

[3] Chew J W, Hills N J. Computational fluid dynamics for turbomachinery internal air systems[J]. Physical and Engineering Sciences, 2007, 365(1859): 2587-2611.

[4] Hills N J, Chew J W. Computational and mathematical modelling of turbine rim seal ingestion[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 306-315.

[5] Förster I, Martens E. Numerical study of hot gas ingestion into an engine type high-pressure turbine rotor-stator cavity[R]. ASME Paper GT-2001-0114, 2001.

[6] 马文通, 余南华. 容积法建模应用于单相流体网络的动态仿真[J]. 制冷与空调, 2006, 6(5): 20-22.

MA Wentong, YU Nanhua. Dynamic simulation of single-phase flow network based on modeling of volumetric method[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2006, 6(5): 20-22. (in Chinese)

[7] 马文通, 王岳人. 基于部件间容积法的自然循环蒸发器动态仿真[J]. 锅炉技术, 2008, 39(1): 7-9.

MA Wentong, WANG Yueren. Dynamic simulation of evaporator of natural circulation evaporator based on inter-component volume methodology[J]. Boiler Technology, 2008, 39(1): 7-9. (in Chinese)

[8] 蔡瑞忠, 张力. 热工流体网络的实时仿真模型及其算法[J]. 系统仿真学报, 1992, 4(4): 13-18.

CAI Ruizhong, ZHANG Li. Real-time simulation model and algorithm for thermahydraulic network[J]. Journal System Simulation, 1992, 4(4): 13-18. (in Chinese)

[9] 侯升平, 陶智. 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): 494-498.

HOU Shengping, TAO Zhi. Study on application of unsteady fluid network to the air system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 494-498. (in Chinese)

[10] 陶智, 侯升平. 流体网络法在发动机空气冷却系统设计中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 1-6.

TAO Zhi, HOU Shengping. Study on application of fluid network to the design of air system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 1-6. (in Chinese)

[11] 侯升平, 陶智. 非稳态流体网络模拟新方法及其应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1253-1257.

HOU Shengping, TAO Zhi. New simulation approach to the unsteady fluid network and the application[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1253-1257. (in Chinese)

[12] Calcagni C, Gallar L. Development of a one dimensional dynamic gas turbine secondary air system model; Part I tool components development and validation[C]// ASME Tur-

- do Expo 2009: Power for Land Sea and Air. Florida: American Society of Mechanical Engineers, 2009: 457-465.
- [13] Calcagni C, Gallar L. Development of a one dimensional dynamic gas turbine secondary air system model: Part II assembly and validation of a complete network[C]// ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. Florida: American Society of Mechanical Engineers, 2009: 466-474.
- [14] Gallar L, Calcagni C. Time accurate modelling of the secondary air system response to rapid transients[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2011, 225(8): 946-958.
- [15] Benson R S. The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines[M]. Oxford: Clarendon Press, 1986: 77-104.
- [16] 王华阁. 航空发动机设计手册: 第 16 册 空气系统及传热分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [17] 曹玉璋, 陶智. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [18] 骆广琦, 桑增产. 航空燃气涡轮发动机数值仿真[M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.

(编辑: 陈 越)