

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2109054

数据与机理驱动的检测系统建模与参数辨识*

乔景慧, 潘忠, 熊宁康, 陈宇曦, 李洪达
(沈阳工业大学机械工程学院 沈阳 110870)

摘要:正压音速喷嘴气体流量检定系统对气源压力稳定性要求高,滞止舱压力难以控制在设定值范围内,很难采用基于机理模型的动态特性分析。为了解决上述难题,提出了基于数据与机理驱动的正压气体流量检定系统建模与参数辨识方法。针对机理建模过程中出现的非线性动态参数,采用随机配置网络进行动态参数辨识,经过辨识后所得的滞止舱内压力及温度与实际数据的RMSE分别为 1.26×10^{-4} 和 2.64×10^{-4} 。针对实际运行中调节阀死区或更换调节阀等工况,对模型进行了扰动实验分析。实际应用结果表明,该动态数学模型很好的反映了压力调节环节中压力的变化趋势,具有一定的实际应用价值。

关键词:正压法;数学建模;参数辨识;随机配置网络

中图分类号: TH-39 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 510.80

Modeling and parameter identification integrated data and mechanism for verification system

Qiao Jinghui, Pan Zhong, Xiong Ningkan, Chen Yuxi, Li Hongda

(School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China)

Abstract: The gas flow verification system with positive pressure sonic nozzle has high requirements for the stability of air source pressure. It is difficult to control the stagnation chamber pressure within the set value range, and adopt the dynamic characteristic analysis based on the mechanism model. To solve the aforementioned problems, a modeling and parameter identification method is proposed by using data and the mechanism model for the gas flow verification system with positive pressure. Aiming at the nonlinear dynamic parameters in the process of mechanism modeling, the stochastic configuration network is used for dynamic parameter identification. The RMSE of the pressure and temperature in the stagnation cabin after identification and the actual data are 1.26×10^{-4} and 2.64×10^{-4} , respectively. In view of the dead zone of the control valve or the replacement of the control valve in the actual operation, the disturbance experimental analysis of the model is carried out. The practical results show that the dynamic mathematical model reflects the change trend of pressure in the pressure regulation link, and has a certain practical application value.

Keywords: positive pressure method; mathematical modeling; parameter identification; stochastic configuration networks

0 引言

临界流文丘里喷嘴(以下简称音速喷嘴)因其结构简单、维护方便及高重复性特点,应用于气体流量计检定装置^[1]。国内计量检定机构常用负压检定法,对于正压法流量标准装置的使用及研究较少。正压法可使待检流量计处于工作压力下进行检定,同时还能实现

对流量仪表性能影响的研究^[2-3]。因此,正压法具有重要研究意义^[4-5]。目前,在国内,NIM^[6-7]建立了pVTt和音速喷嘴一体的闭环高压气体标准装置,流量范围为 $40 \sim 1\,300 \text{ m}^3/\text{h}$,管道内压力由入口气泵决定,天津大学的王超等人建立了以自立式调节阀为控制基础的正压法流量标准装置^[8],自立式调节阀通过机械结构将流量与压力固定在某一点或几点处,使压力稳定性保持在0.2%以内,流量控制在0.03%以内,但难以实现被检表

收稿日期:2021-12-20 Received Date: 2021-12-20

* 基金项目:国家自然科学基金(61573249)、辽宁省自然科学基金资助(2019-MS-246)、辽宁省教育厅基金资助(LZGD2019002)、辽宁省高等学校创新人才项目(LR2019048)、沈阳工业大学重点科研基金(ZDZRGD2020004)项目资助

多点连续流量检定的需求;天津航空建立了一套基于自立阀与调压阀串联调压装置^[9],虽然实现了连续调节,但由于调节阀精度的限制,控制精度无法保证。对于流量标准装置的研究,Li 等^[10]根据管道的压力损失建立了管道内压力的数学模型,但由于模型中将所有变化均考虑为压力损失,不利于研究装置的动态特性;Wang 等^[11-12]根据热力学原理建立了滞止罐热力学模型,使用粒子群优化算法和小波滤波算法实现温度补偿,但没有对管道内压力与流量进行建模分析。为了对正压法标准装置进行动态特性研究,本文针对一种以数字阀组与调节阀并联的标准装置,提出基于机理与数据驱动的建模与随机配置网络的动态参数辨识方法,并对过程的动态特性进行分析。

1 正压音速喷嘴气体流量检定工艺描述

正压音速喷嘴气体流量检定系统的工艺流程如图 1 所示。通过调节执行机构使音速喷嘴组的流量与滞止舱内压力稳定在设定值范围内,使气体快速且连续的通过待检流量计与标准音速喷嘴组,喷嘴喉部流速达到临界流状态,当音速喷嘴前后压力比达到临界时,喷嘴喉部流速达到临界流,此时通过喷嘴的流量固定,通过对比待检表与标准表的流量,校准被检表。根据流量计检定规程,当检定用流体为气体时,压力波动应不超过±0.5%,流量点每次实际检定流量与设定流量的偏差应不超过设定流量的±5%,为研究检定系统的动态特性,建立检定系统的动态数学模型。

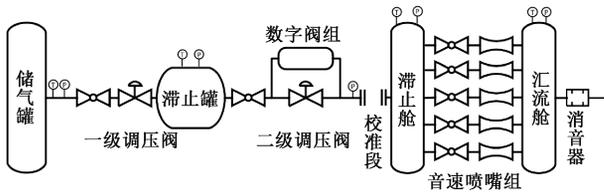


图 1 正压法音速喷嘴气体流量检定系统工艺流程图
Fig.1 Process flow chart of positive pressure sonic nozzle gas flow verification system

2 流量检定系统建模与参数辨识

2.1 气体流量检定系统建模

为了获得正压气体流量检定系统的动态数学模型,进行如下假设:1)气源气体露点为-50℃,管道内流通气体为干空气,忽略气体内湿度与洁净度的影响;2)忽略管道内与滞止罐内的热损失;3)忽略辐射传热影响。喷嘴喉部质量流量的计算公式^[13]如式(1)所示。

$$Q_{sm,i} = \frac{C_{s,i} C_{s,i}^* P_c (d_{s,i}^2) \pi}{\sqrt{\frac{R}{M} T_c}} \quad (1)$$

式中: $C_{s,i}$ 是流出系数; $C_{s,i}^*$ 是流出函数; P_c 和 T_c 代表滞止舱内的滞止压力(Pa)和温度(K); $d_{s,i}$ 和 $Q_{sm,i}$ 分别是第 i 个喷嘴的喉径(mm)和喉部的质量流量(kg/s); M 和 R 代表气体的摩尔质量和气体常数。音速喷嘴组的质量流量 Q_{sm} 如式(2)所示。

$$Q_{sm} = Q_{sm,k} \Delta u_{s,k}^T$$

$$\Delta u_{s,k} = [\Delta u_{s,1}, \dots, \Delta u_{s,i}, \dots, \Delta u_{s,m}] \quad (2)$$

$$Q_{sm,k} = [Q_{sm,1}, \dots, Q_{sm,i}, \dots, Q_{sm,m}]$$

式中: $i = 1, 2, \dots, m$; $\Delta u_{s,k}$ 表示音速喷嘴组整体的开关状态($\Delta u_{s,i} = 0$ 为关, $\Delta u_{s,i} = 1$ 为开), $Q_{sm,k}$ 表示音速喷嘴组整体的质量流量状态。由式(2)可知,单音速喷嘴的流量主要受到滞止舱内压力与温度的影响。因此分别对滞止舱内压力与温度建立其动态数学模型。

1) 滞止舱压力动态数学模型

滞止舱内流量的精准调节由数字阀组实现,数字阀组的结构如图 2 所示,由多组喉径按照 $2^0 : 2^1 : \dots : 2^n$ 成比例的音速喷嘴由小至大并联组成的调节结构。

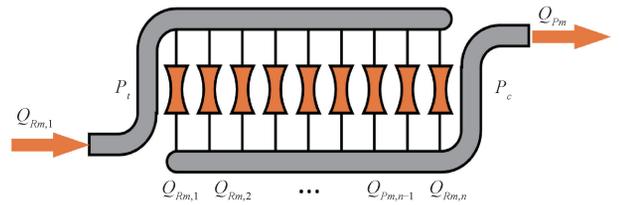


图 2 数字阀组结构

Fig.2 Structure of digital valve group

数字阀组的流量 Q_{pm} 如式(3)所示。

$$Q_{pm} = Q_{pm,k} \Delta u_{p,k}^T$$

$$\Delta u_{p,k} = [\Delta u_{p,1}, \dots, \Delta u_{p,l}, \dots, \Delta u_{p,n}] \quad (3)$$

$$Q_{pm,k} = [Q_{pm,1}, \dots, Q_{pm,l}, \dots, Q_{pm,n}]$$

式中: $l = 1, 2, \dots, n$; $\Delta u_{p,k}$ 和 $Q_{pm,k}$ 代表数字阀组整体开关状态和质量流量状态; $Q_{pm,l}$ 是第 l 个数字阀组的质量流量(kg/s),计算公式如式(4)所示。

$$Q_{pm,l} = \frac{C_{p,l} C_{p,l}^* (d_{p,l}^2) P_i \pi}{\sqrt{\frac{R}{M} T_i}} \quad (4)$$

式中: $C_{p,l}$ 和 $C_{p,l}^*$ 是数字阀的流出系数和流出函数; $d_{p,l}$ 是第 l 个数字阀组喷嘴喉径(mm); P_i 和 T_c 分别是滞止罐压力(Pa)和温度(K)。数字阀组各管道上游压力温度相同,忽略数字阀组间的细微几何差异,数字阀组各通道间关系如式(5)~(6)所示。

$$\frac{Q_{Pm,1}}{Q_{Pm,n}} = \frac{d_{P,1}^2}{d_{P,n}^2} \quad (5)$$

$$d_{P,1} : d_{P,2} \cdots : d_{P,n} = 1 : 2 \cdots : n \quad (6)$$

$$Q_{Pm,1} : Q_{Pm,2} \cdots : Q_{Pm,n} = 2^0 : 2^1 \cdots : 2^{n-1} \quad (7)$$

数字阀组各通道的流通量比例与喉部面积比例一致,即可通过不同数字阀组开启状态来组合不同流量,从而实现滞止舱流量的精确调节,根据数字阀组的大小共计有 $2^n - 1$ 种不同的流量组合。数字阀组调节的滞止舱内质量流量,如式(8)所示。

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_p}{dt} - \frac{dm_s}{dt} = Q_{Pm} - Q_{sm} \quad (8)$$

滞止舱内气体体积流量可由式(9)表示。

$$Q_{Pve} = \frac{P_{atm} T_t}{T_d z_d \rho_d z_t P_t} \frac{dm_c}{dt} \quad (9)$$

滞止舱内气体处于滞止状态,根据连续性方程和状态方程可得滞止舱内压力变化率,如式(10)所示。

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{P_t T_c Q_{Pve}}{v_{Pw} T_t} \quad (10)$$

式中: v_{Pw} 是数字阀组下游管道与滞止舱的容积; Q_{Pve} 代表滞止舱内淤积的体积流量 (m^3/s); P_{atm} 是标准大气压值; T_d 、 ρ_d 和 z_d 分别代表理想状态下气体的温度、密度和压缩系数; z_t 是滞止舱内气体在当前状态下的压缩系数; m_c 是滞止舱内气体质量 (kg); m_p 和 m_s 分别代表数字阀组与音速喷嘴组的气体质量 (kg)。根据数字阀组工作原理,数字阀组流量调节精度取决于最小喷嘴流通量,当提高调节精度时,可调节流量范围小,可通过并联调节阀获得更大流量调节范围。并联调节阀后式(8)更新为式(11)。

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_p}{dt} + \frac{dm_{R,2}}{dt} - \frac{dm_s}{dt} = Q_{Pm} + Q_{Rm,2} - Q_{sm} \quad (11)$$

式中: $Q_{Rm,2}$ 代表与数字阀组并联调节阀的质量流量 (kg/s)。在正压环境下,调节阀阀芯处气体流速处于临界流状态。因此,调节阀的质量流量如式(12)所示。

$$Q_{Rm,2} = \frac{c_{R,2}^* u_{R,2} P_t}{\sqrt{T_t}} \quad (12)$$

式中: $c_{R,2}^*$ 代表二级调节阀的流量系数; $u_{R,2}$ 代表二级调节阀开度; 调节阀之间计算公式类似,参考式(12),可得一级调节阀质量流量如式(13)所示。

$$Q_{Rm,1} = \frac{c_{R,1}^* u_{R,1} P_g}{\sqrt{T_g}} \quad (13)$$

式中: $Q_{Rm,1}$ 代表一级调节阀的质量流量 (kg/s); $c_{R,2}^*$ 代表一级调节阀的流量系数; $u_{R,2}$ 代表一级调节阀开度; P_g 是气源压力 (Pa); T_g 是气源温度 (K)。滞止舱内压力模

型与滞止舱压力模型类似,如式(14)所示。

$$\frac{dP_t}{dt} = \frac{P_{atm} T_t}{v_{Rw} T_d z_d \rho_d z_g} (Q_{Rm,1} - Q_{Pm} - Q_{Rm,2}) \quad (14)$$

式中: z_g 是滞止罐内气体在当前状态下的压缩系数。

2) 滞止舱温度动态数学模型

滞止舱的传热主要为高速空气与滞止舱内壁之间的强制对流,舱外壁与环境之间的自然对流。Ding 等^[12]人对滞止罐内温度热力学模型的研究,建立滞止舱内温度的热力学模型,如式(15)所示。

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{1}{\rho_f V_f} \left[\frac{h}{c_v} A_i (T_i - T_f) + (T_i - T_f) - Q_{sm} \right] \quad (15)$$

式中: ρ_f 和 T_f 分别表示滞止舱内气体温度和气体密度; V_f 是滞止舱体积; c_v 是定容比热容; A_i 是滞止舱内壁的表面积; T_i 是室温; t_i 为滞止舱内温度。滞止舱内压力稳定时温度与流量的关系如图3所示。

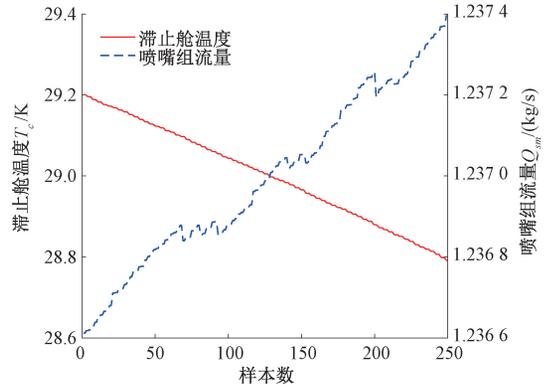


图3 滞止舱内温度与流量

Fig. 3 Temperature and flow in stagnation cabin

在压力稳定的情况下,当温度降低 0.26%,流量增加 0.64%,对流量稳定性影响极大。由于滞止舱内温度与滞止舱表面传热系数、气体比热容等难以直接度量的参数有关,计算形式极为复杂,不利于温度补偿计算,可采用基于数据驱动的辨识方法对滞止舱温度整体动态特性进行分析,如式(16)所示。

$$\frac{dT_f}{dt} = f_T \left(T_i - t_i, \frac{Q_{sm}}{dt} \right) \quad (16)$$

式中: $f_T(\cdot)$ 是随滞止舱内外温差和音速喷嘴组质量流量变化的未知非线性函数。

2.2 基于随机配置网络 (SCNs) 的参数辨识

具有非线性和时变特性的参数辨识比较困难,在流量检定过程中,音速喷嘴段流出函数 $C_{s,n}^*$ 、数字阀组流出函数 $C_{P,n}^*$ 、滞止罐内气体压缩系数 z_i 、气源处气体压缩系数 z_g 、一级调节阀流出系数 $c_{R,1}^*$ 与二级调节阀流出系数 $c_{R,2}^*$ 均无法通过测量直接获得且随压力或温度等因素动态变化。而压缩系数与流出函数仅与上游压

力与温度有关,因此将其合并表示为 z, C_n^* , 将未知参数 (即 $C_n^*, z, c_{R,1}^*$ 和 $c_{R,2}^*$) 分别定义为 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 和 θ_4 , 即 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4]^T$ 。

将上述方程转化为状态空间模型形式,定义如下状态变量: $x_1 = m_s; x_2 = m_{s,k}; x_{3,n} = m_{s,i}; x_4 = P_c; x_5 = m_p; x_6 = m_{p,k}; x_{7,m} = m_{p,i}; x_8 = P_i; u_1 = \Delta u_{s,k}; u_2 = \Delta u_{p,k}; u_3 = u_{R,1}$; 为表示方便,定义如下符号:

$$A_H = \frac{P_{atm}}{T_d z_d \rho}$$

因此,状态方程可写为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 u_1^T \\ \dot{x}_2 = [\dot{x}_{3,1}, \dots, \dot{x}_{3,i}, \dots, \dot{x}_{3,m}] \\ \dot{x}_{3,i} = \frac{C_{k,n} \theta_1 x_4 (d_{s,n}^2) \pi}{\sqrt{\frac{R}{M} T_{si}}} \\ \dot{x}_4 = \frac{T_{p0} A_H}{v_{p0} \theta_2} \left(x_5 + \frac{\theta_4 u_4 x_8}{\sqrt{T_{Pi}}} - x_1 \right) \\ \dot{x}_5 = x_6 u_2^T \\ \dot{x}_6 = [\dot{x}_{7,1}, \dots, \dot{x}_{7,i}, \dots, \dot{x}_{7,m}] \\ \dot{x}_{7,i} = \frac{C_{pk,m} \theta_1 x_8 (d_{p,m}^2) \pi}{\sqrt{\frac{R}{M} T_{Pi}}} \\ \dot{x}_8 = \frac{T_{Pi} A_H}{v_{Rw} \theta_2} \left(\frac{\theta_3 u_3 P_{Ri}}{\sqrt{T_{Ri}}} - x_5 - \frac{\theta_4 u_4 x_8}{\sqrt{T_{Pi}}} \right) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{x} = f(\theta, x(t)) + B(t)u(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases}$$

其中, $u(t) = [u_1(t), u_2(t), u_3(t), u_4(t)]^T$

$x(t) = [x_1(t), x_2(t), x_{3,i}(t), x_4(t), x_5(t), x_6(t),$

$x_{7,i}(t), x_8(t)]^T$

$\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4]^T$

$$B = \begin{bmatrix} x_2 & x_6 & \frac{T_{Pi} A_H \theta_3 P_{Ri}}{v_{Rw} \theta_2 \sqrt{T_{Ri}}} & \frac{T_{p0} A_H \theta_4 x_8}{v_{p0} \theta_2 \sqrt{T_{Pi}}} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

非线性系统的动态参数辨识本质上不可能在一个统一的框架内完成,最大似然法、最小二乘法等统计方法可用于辨识非线性参数,但仅限近似逼近。因此辨识方法取决于未知参数的特性,目前获得流出函数的方法有两种:一种是数值表插值,另一种是经验方程,通常计算时不会引入任何明显的附加不确定度,为了分析流出函数在模型中的动态特性^[14],将流出函数设置为未知参数进行辨识,如式(17)所示。

$$c^* = f_c(P_i, T_i, N) \quad (17)$$

式中: $f_c(\cdot)$ 是一个未知的非线性函数,随气体边界条件变化,这些条件包括气体成分、上游压力和温度。由于实验气体为干燥空气且成分不变,因此仅随条件 (P, T) 变化。压缩系数如式(18)所示。

$$z = f_z(P_i, T_i) \quad (18)$$

式中: $f_z(\cdot)$ 是随上游压力、温度变化的未知非线性函数,装置中气体处于高压环境下,需考虑气体压缩对其的影响,且目前还没有成熟的压缩系数的计算公式,常用确定压缩系数方法为数值表插值,在压力调节过程中,压力与温度变化幅度大,很难确认当前准确数值。调节阀的流出系数如式(19)~(20)所示。

$$c_{R,1}^* = f_{R,1}(P_{Ri,1}, T_{Ri,1}, u_{R,1}) \quad (19)$$

$$c_{R,2}^* = f_{R,2}(P_{Ri,2}, T_{Ri,2}, u_{R,2}) \quad (20)$$

式中: $f_{R,1}(\cdot)$ 和 $f_{R,2}(\cdot)$ 是随着上游压力、温度变化的未知非线性函数,流出系数会受到阀芯、阀腔等几何因素影响,因此流出系数曲线均有差别,需要分开计算,排除几何因素的影响,流出系数随条件 (P_{Ri}, T_{Ri}) 变化。

基于上述分析,由于参数 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 无法在实际生产过程中获得,但可通过机器学习算法进行动态参数辨识。目前常用的反向传播神经网络算法(back propagation, BP),具有很强的非线性拟合能力,但会出现局部最优问题,收敛速度较慢;径向基函数神经网络(radial basis function, RBF)在多个方面均优于BP,但结构相较于BP更复杂。因此,在训练样本较多时RBF复杂度与运算量也更大。而随机配置网络(stochastic configuration networks, SCNs)则不存在这些问题,SCNs由Wang等^[15]提出,是随机向量连接网络(random vector functional link network, RVFLN)的增量式随机学习神经网络,解决了其对于随机参数设置不当,导致无法以很高的精度逼近目标函数的问题,创新的提出了在一个可变范围内随机配置隐含层节点的参数并引入约束不等式,确保算法具有无限逼近能力,下面对SCNs进行简单介绍。

设输入为 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_N\}$, $x_i = \{P_{i,1}, T_{i,1}\}$, 输出为 $T = \{\theta_{1,1}, \theta_{1,2}, \dots, \theta_{1,N}\}$, $i = 1, \dots, N$, 则第 $L-1$ 个隐含层节点的输出可以表示为:

$$T_{L-1} = \sum_{j=1}^{L-1} \beta_j g_j(\omega_j^T X + b_j) \quad (21)$$

式中: L 为隐含层节点数, ω_j, b_j 和 g_j 分别为第 j 个隐含层节点的输入权重、偏置和激活函数, $\beta_j = [\beta_{j1}, \beta_{j2}, \dots, \beta_{jm}]^T$ 为第 j 个隐含层节点与输出层节点的输出权重。网络残差误差可由下式表示:

$$e_{L-1} = T - T_{L-1} = [e_{L-1,1}(X), e_{L-1,2}(X), \dots, e_{L-1,m}(X)] \quad (22)$$

SCN 算法构造了一个不等式约束来增加第 L 个隐含层节点,其不等式约束如式(23)所示。

$$\langle e_{L-1,q}, g_L \rangle^2 \geq b_g^2 \delta_{L,q}, q = 1, 2, \dots, m \quad (23)$$

式中: $\forall g \in \Gamma, b_g \in R^+$, 使得 $0 < \|g\| < b_g$ 成立, δ_L 的形式为:

$$\delta_L = \sum_{q=1}^m \delta_{L,q}, \delta_{L,q} = (1 - r - u_L) \|e_{L-1,q}\|^2 \quad (24)$$

式中: $0 < r < 1, u_L$ 满足 $\lim_{L \rightarrow +\infty} u_L = 0$ 和 $0 < u_L < (1 - r)$ 也可采用式(25) 全局最小二乘法来计算输出权重:

$$[\beta_1^*, \beta_2^*, \dots, \beta_L^*] = \arg \min \left\| T - \sum_{j=1}^L \beta_j g_j \right\| \quad (25)$$

衡量误差值是否满足容许误差, 不满足则逐个增加隐含层节点直到满足设定的条件或达到最多隐含层节点数。

本文在参数辨识与模型验证部分使用的数据集, 由某研究院内正压法音速喷嘴式气体流量标准装置采样获得, 数据采样设备为 PXI-4300 模拟输入模块, 采样频率 10 Hz。数据集包含有多个执行机构同时运行、单独运行等多种不同工况下装置共计 21 032 条数据, 包含有各阀门开度、各点压力、温度等过程信息, 满足一定变化范围内的参数辨识与模型验证要求。以待辨识参数 θ_1 举例, 选择滞止罐内压力持续上升且喷嘴组开启数量保持不变时的 500 组数据来训练 SCNs 用以生成训练数据, 避免其他参数对待辨识参数的影响, 数据如表 1 所示, 为连续采样所得。根据 8 : 2 的比例划分测试集与训练集, 设计目标精度 $\varepsilon = 1 \times 10^{-6}$, 选择 sigmoid 函数作为激活函数, 参数 θ_1 的辨识结果如图 4 所示。采用流出函数的经验方程与理想参数对比, RMSE 为 2.2×10^{-3} , 偏差较小, 模型输出的估计值与理想值吻合。根据样本数据和上述辨识结果, 可以获得基于 SCNs 的流出函数的动态参数估计三维图形, 如图 5 所示。

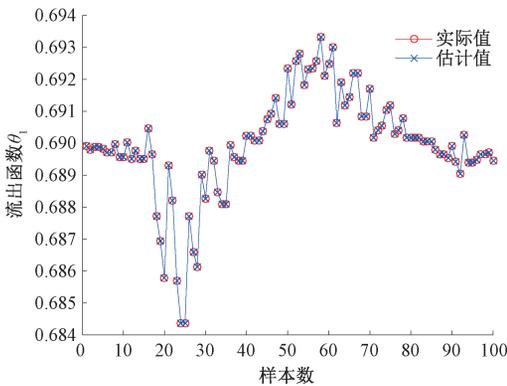


图 4 基于 SCNs 的流出函数 θ_1 辨识结果

Fig. 4 Identification results of outflow function θ_1 based on SCNs

采用与 θ_1 相似的方法辨识 θ_2 。在数据集中选择与 θ_1 相同数据集, 则基于 SCNs 的辨识结果曲线与动态参数估计的三维图形如图 6~7 所示。 θ_3 和 θ_4 的辨识数据集

表 1 θ_1 训练数据
Table 1 θ_1 training data

序号	输入		
	温度/K	压力/Pa	流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
1	299.524 245	686 306.4	0.078 64
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
500	284.810 334	920 500.6	0.110 191

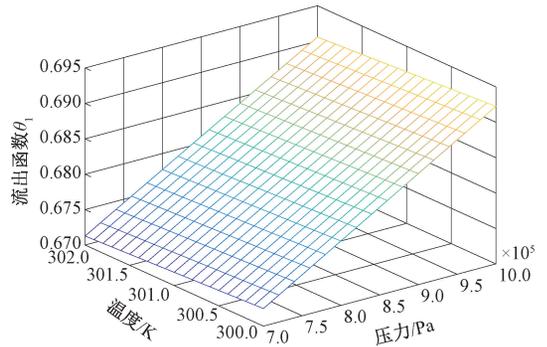


图 5 基于 SCNs 的流出函数 θ_1 参数估计

Fig. 5 Parameter estimation of outflow function θ_1 based on SCNs

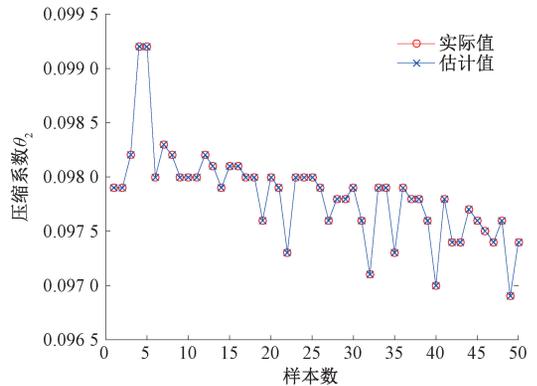


图 6 基于 SCNs 的压缩系数 θ_2 辨识结果

Fig. 6 Identification results of compression coefficient θ_2 based on SCNs

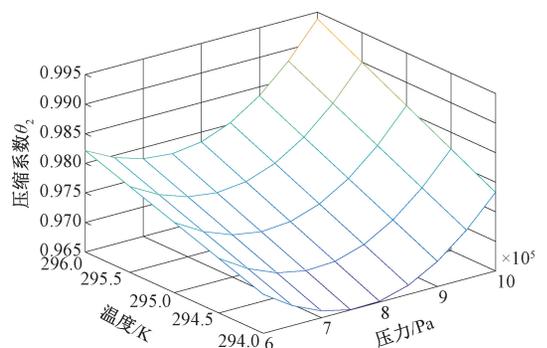


图 7 基于 SCNs 的压缩系数 θ_2 参数估计

Fig. 7 Parameter estimation of compressibility θ_2 based on SCNs

选择一级、二级调节阀单独运行时的数据,辨识方法与 θ_1 类似,辨识结果如图 8~9 所示。滞止舱内温度辨识模型为式(16),温度受滞止舱内外压差与舱内流量的变化量影响,与 θ_1 辨识方法相似,选择滞止舱内压力稳定时数据,辨识结果如图 10 所示。

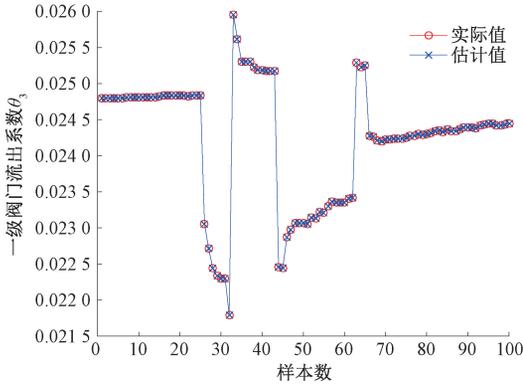


图 8 基于 SCNs 的一级调节阀流出系数 θ_3 辨识结果
Fig. 8 Identification results of outflow coefficient θ_3 of primary control valve based on SCNS

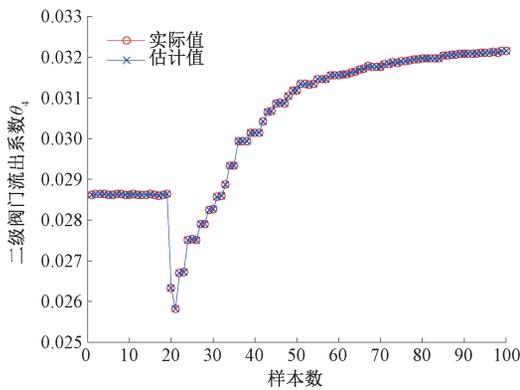


图 9 基于 SCNs 的二级调节阀流出系数 θ_4 辨识结果
Fig. 9 Identification results of outflow coefficient θ_4 of secondary regulating valve based on SCNS

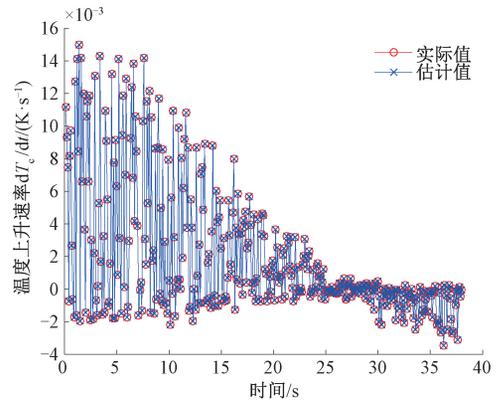


图 10 基于 SCNs 的滞止舱温度上升速率辨识结果
Fig. 10 Identification results of temperature rise rate of stagnation cabin based on SCNS

3 模型验证

为验证经过辨识的动态参数的准确性与 SCNs 的泛化性能,另取数据作为测试数据。在已有的数据集中剔除训练集后选取符合检定环境且在参数辨识范围内数据作为测试数据,且一、二级调节阀以及数字阀组均需参与调节变化,选取的测试数据如表 2 所示。将作为 SCNs 的输入数据,得到辨识参数后代入式(2)~(14),可获得滞止罐与滞止舱内压力和压力上升速率,如图 11~14 所示。可以看出模型较好的反映了实际压力的变化趋势,而且 SCNs 算法具有良好的泛化性,将实际数据与模型仿真结果进行误差分析验证模型的有效性,如表 3 所示。上述建立的数学模型可以用作仿真模型对装置动态特性进行研究。滞止罐内温度验证方式与压力验证方式类似,取滞止舱内压力稳定时数据作为对比验证,验证结果如图 15 所示。

表 2 测试数据

Table 2 Test data

序号	输入					
	温度/K	滞止罐压力/Pa	一级调节阀开度/%	二级调节阀开度/%	数字阀组开启数量	音速喷嘴开启数量
1	289.870 9	3 817 274	31.485 1	36.324 51	0	8
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
800	290.063 7	3 917 824	31.506 8	15.288 63	3	8

表 3 模型验证误差分析

Table 3 Error analysis of model validation

评价指标	压力/Pa		温度/K
	滞止罐	滞止舱	滞止舱
RMSE	4.67×10^4	1.26×10^4	2.64×10^{-4}

温度模型很好的反映了实际生产过程中滞止罐内温度变化的趋势,在 500 组采样数据下,温度下降 1%,流量减少 0.18%,对于流量稳定性造成较大影响。因此,在压力达到稳定时需考虑补偿温度对流量的影响。

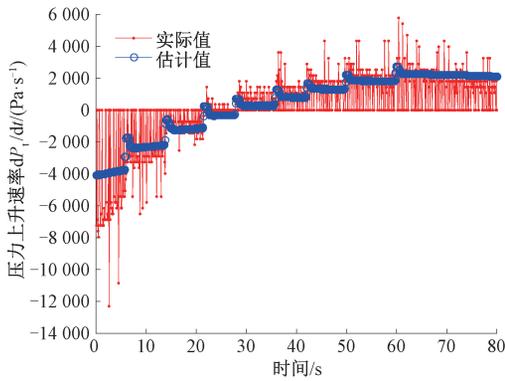


图 11 滞止罐压力上升速率实际值与模型输出值对比
Fig. 11 Comparison between actual value and model output value of pressure rise rate of stagnation tank

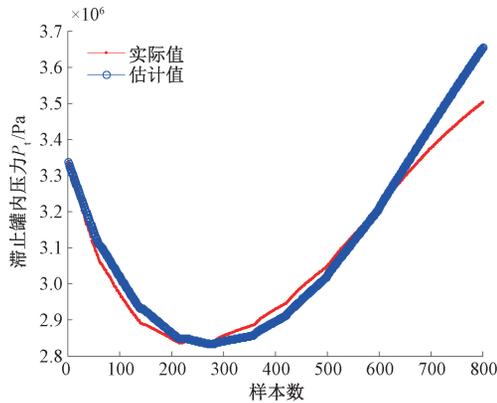


图 12 滞止罐压力实际值与模型输出值对比
Fig. 12 Comparison between actual value of stagnation tank pressure and model output value

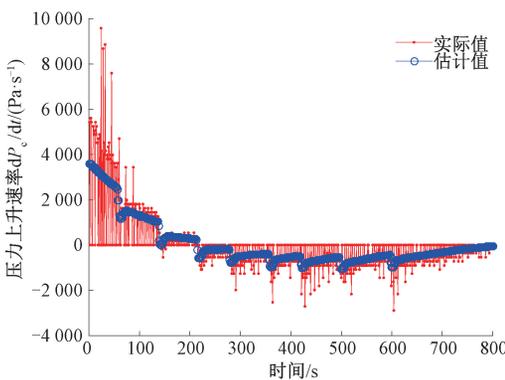


图 13 滞止舱压力上升速率实际值与模型输出值对比
Fig. 13 Comparison between actual value and model output value of pressure rise rate in stagnation cabin

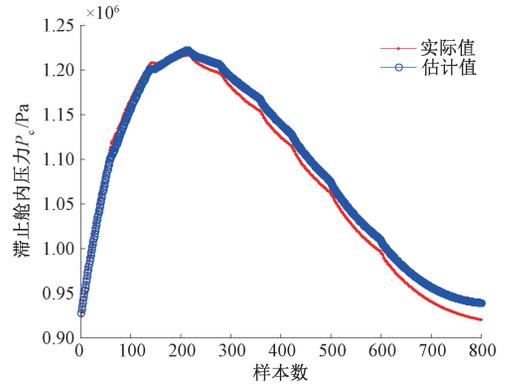


图 14 滞止舱压力实际值与模型输出值对比
Fig. 14 Comparison between actual value of stagnation cabin pressure and model output value

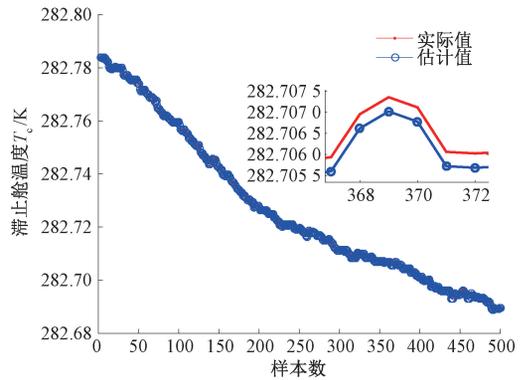


图 15 滞止舱内温度变化曲线
Fig. 15 Temperature change curve in stagnation cabin

4 扰动分析

装置在运行时时常会碰到如调节阀调节死区或更换调节阀等情况,基于此类情况可利用上述获得的数学模型对装置的动态特性进行分析,采用基于 SCNs 的参数辨识方法,对模型增加人为扰动进行对比实验(一、二级调节阀开度增加 1%;一、二级调节阀流量系数增加 5%;音速喷嘴组开启数量±1;室温增加 10℃),人工扰动对于压力的影响如图 16~20 所示。

当调节阀受机械结构影响,存在无法 1% 调节死区时,压力调节的精度会受到较大影响,当两个调节阀均存在 1% 调节死区时,滞止舱压力不确定性为 6.7%。当更换阀门时,在口径规格保持不变的情况下,阀腔、阀芯等几何因素由于出厂等因素存在不同,导致流量系数发生变化,当阀门流量系数 θ_3 与 θ_4 均增加 5% 时,滞止舱压力不确定性为 5.4%。当更改喷嘴开启数量时,滞止舱压力变化剧烈,滞止罐无变化,这是因为滞止罐前后调节阀内流量均达到临界值,无流量变化影响。变量扰动误差分析如表 4 所示。

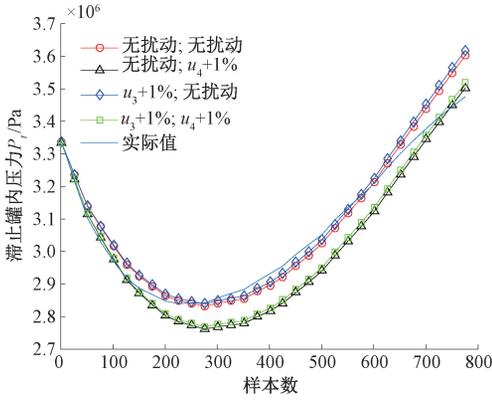


图 16 开度增加 1% 时滞止罐内压力的扰动测试
Fig. 16 Disturbance test of stagnation tank pressure with 1% increase in opening

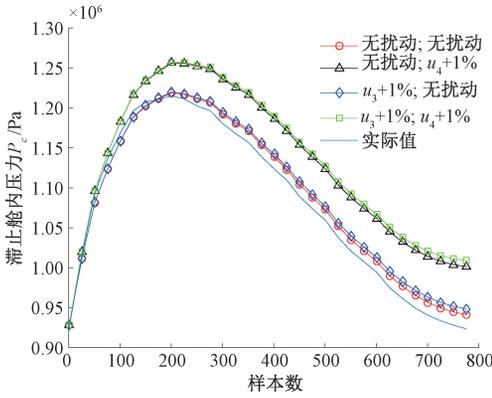


图 17 开度增加 1% 时滞止舱内压力的扰动测试
Fig. 17 Disturbance test of stagnation cabin pressure with 1% increase in opening

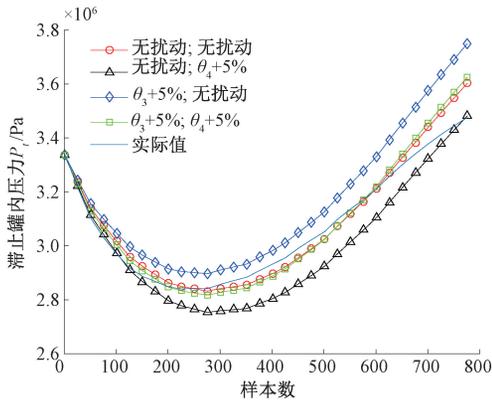


图 18 流量系数增加 5% 时滞止罐内压力的扰动测试
Fig. 18 Disturbance test of stagnation tank pressure with 5% increase of flow coefficient

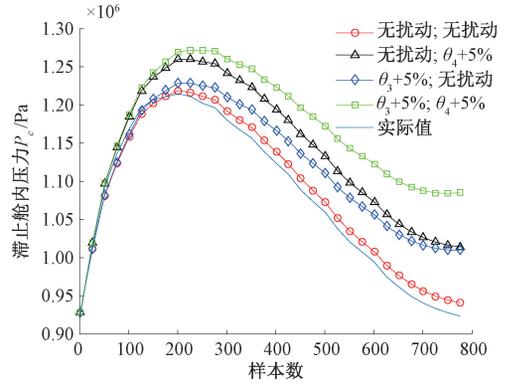


图 19 流量系数增加 5% 时滞止舱内压力的扰动测试
Fig. 19 Disturbance test of stagnation cabin pressure with 5% increase in flow coefficient

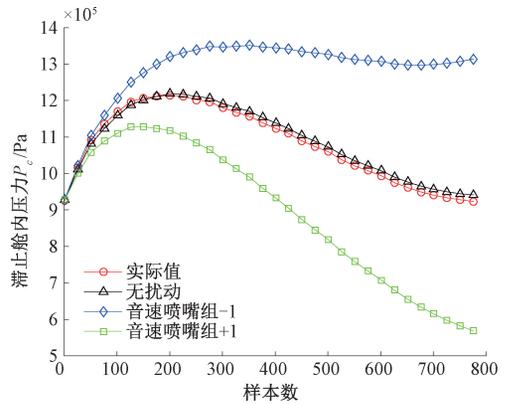


图 20 音速喷嘴组开启数量 ± 1 时滞止舱压力的扰动测试
Fig. 20 Disturbance test of stagnation cabin pressure with sonic nozzle group opening number ± 1

表 4 变量扰动误差分析

Table 4 Variable disturbance error analysis

评价指标	扰动变量	压力/Pa	
		滞止罐	滞止舱
RMSE	θ_3, θ_4 增加 5%	5.40×10^4	1.03×10^5
RMSE	θ_3 增加 5%	1.19×10^5	4.88×10^4
RMSE	θ_4 增加 5%	8.60×10^4	6.54×10^4
RMSE	θ_3, θ_4 无扰动	4.68×10^4	1.27×10^4
RMSE	u_3, u_4 增加 1%	6.77×10^4	6.09×10^4
RMSE	u_3 增加 1%	5.15×10^4	1.64×10^4
RMSE	u_4 增加 1%	7.48×10^4	5.71×10^4
RMSE	u_3, u_4 无扰动	4.68×10^4	1.27×10^4
RMSE	喷嘴组开启数量+1	4.68×10^4	2.18×10^5
RMSE	喷嘴组开启数量-1	4.68×10^4	2.41×10^5
RMSE	喷嘴组无扰动	4.68×10^4	1.27×10^4

在压力稳定状态下,滞止舱内气体温度变化率受高速气体与管壁强制对流换热影响较小,受室温的影响增大,对模型加入人工扰动(室温增加 10℃),滞止舱内温度扰动实验如图 21 所示。

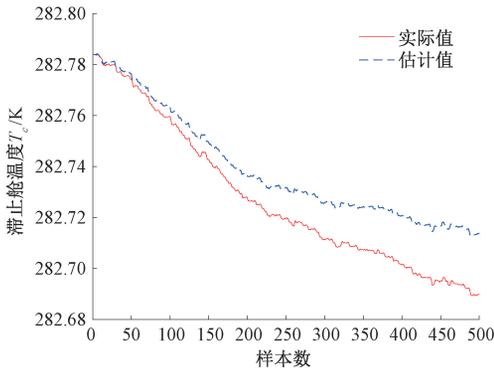


图 21 室温增加 10℃时滞止舱温度的扰动测试

Fig. 21 Disturbance test of stagnation cabin temperature at room temperature increased by 10℃

在起始温度相同,室温增加 10℃的情况下,温度上升 0.3%,流量变化幅度减少 35%,对管道采取保温措施有利于改善外界温度对流量的影响。

为了验证基于 SCNs 的动态参数辨识方法的优越性,与常用的机器学习算法进行比较,如 BP 神经网络与 RBF 神经网络进行比较,以滞止舱内温度变化率为例进行对比实验,误差精度设置为 1×10^{-14} ,SCNs 与 RBF 最大隐含层数量设置为 50,对比结果如图 22 所示。滞止舱温度还原对比结果如表 5 所示。

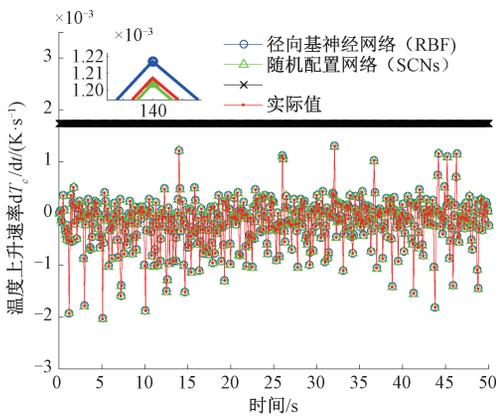


图 22 滞止舱内温度上升速率辨识对比结果

Fig. 22 Identification and comparison results of temperature rise rate in stagnation chamber

RBF 和 SCNs 对于温度上升速率的强非线性拟合表现良好,BP 神经网络则完全无法对数据进行拟合,RBF 和 SCNs 对于模型的还原性能较好,但从表 5 中可以看

表 5 对比结果

Table 5 Comparison results

神经网络	运行时间/s	RMSE
RBF	0.854 057	2.64×10^{-4}
SCNs	0.348 941	9.49×10^{-4}

出,RBF 的计算量比 SCNs 大且拟合精度较低。因此,在动态参数辨识方面 SCNs 具有更好的性能。

5 结 论

针对正压音速喷嘴气体流量检定系统,提出了数据与机理驱动的正压气体流量检定系统建模与参数辨识方法,对于高压环境下动态参数的不确定性与压力稳定状态下温度的变化特征,提出了一种基于 SCNs 的动态参数辨识方法,通过仿真结果与实测结果对比,验证了模型的有效性。通过参数扰动实验,分析流量系数、阀门开度等参数的动态特性,同时与经典建模参数辨识方法比较,验证了该参数辨识方法的有效性。

参考文献

[1] 王超,张哲晓,丁红兵,等.湿空气超音速凝结实验平台设计[J].仪器仪表学报,2018,39(6):173-181.
WANG CH, ZHANG ZH X, DING H B, et al. Design of experimental platform for supersonic condensation of wet air [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39 (6): 173-181.

[2] 刘夷平,陈超,马力,等.多工况下涡轮流量计标定曲线的分散与聚合[J].仪器仪表学报,2020,41(11):147-154.
LIU Y P, CHEN CH, MA L, et al. Dispersion and aggregation of calibration curve of turbine flowmeter under multiple working conditions [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41 (11): 147-154.

[3] 刘夷平,梁艳争,朱碧玉,等.涡轮流量计在不同粘度介质下标定曲线形态的实验研究[J].仪器仪表学报,2022,43(2):100-107.
LIU Y P, LIANG Y ZH, ZHU B Y, et al. Experimental study on calibration curve shape of turbine flowmeter in different viscosity media [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2022,43 (2): 100-107.

[4] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 计量检定规:GB/T 18940—2003[S]. 北京:中国标准出版社,2003.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Metrological verification gauge: GB/T 18940-2003 [S].

- Beijing: China Standards Press, 2003.
- [5] LI C, BODO M, CUI L, et al. The high pressure sonic nozzle gas flow standard facility in NIM [C]. 18th International Flow Measurement Conference; Flomeko 2019, Portugal, Lisbon, 2019:115-120.
- [6] LI C, WANG C, CUI L. Uncertainty analysis of the high pressure closed loop gas flow standard facility in NIM-ScienceDirect [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2021, 78:101891.
- [7] LI C, CAO P, ZHANG H, et al. Throat diameter influence on the flow characteristics of a critical Venturi sonic nozzle[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2018, 60:105-109.
- [8] 王超, 丁红兵, 刘琴. 正压法音速喷嘴标准装置气源系统设计 [J]. 仪器仪表学报, 2012, 33 (6): 1364-1371.
WANG CH, DING H B, LIU Q. Design of air supply system for sonic nozzle standard device with positive pressure method [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2012, 33 (6): 1364-1371.
- [9] 程旭然. 临界流文丘里喷嘴法气体流量标准装置校准方法的研究[J]. 国防制造技术, 2020 (2): 13-15, 12.
CHENG X R. Study on calibration method of critical flow venturi nozzle gas flow standard device [J]. National Defense Manufacturing Technology, 2020 (2): 13-15, 12.
- [10] LI J X, WANG C, DING H B, et al. EMD and spectrum-centrobaric-correction-based analysis of vortex street characteristics in mist annular flow of wet gas [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2018, 67(5): 1150-1160.
- [11] LI G, LI Q Z, ZHANG H P. Design of pressure-adjustable gas flow experimental facility [C]. International Conference on Electronics and Optoelectronics, 2011: 448-451.
- [12] WANG C, DING H B, WANG H X. Thermodynamic model and dynamic temperature compensation in positive-pressure-based sonic nozzle gas flow standard [J]. IEEE Transactions on Instrumentation & Measurement, 2013, 62(5):1154-1165.
- [13] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 用临界流文丘里喷嘴测量气体流量: GB/T 21188—2007[S]. 北京:中国标准出版社,2007.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Measurement of gas flow by means of critical flow Venturi nozzles; GB/T 21188—2007 [S]. Beijing: China Standards Press,2007.
- [14] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 计量检定规程:GB/T 21188—2007 [S]. 北京:中国标准出版社,2008.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Metrological verification gauge; GB/T 21188—2007[S]. Beijing: China Standards Press, 2008.
- [15] 马馨玥,谢代梁,徐志鹏,等. 不同结构微小音速喷嘴的数值模拟与特性对比[J]. 电子测量与仪器学报, 2020, 34 (9):188-195.
MA X Y, XIE D L, XU ZH P, et al. Numerical simulation and characteristic comparison of micro sonic nozzles with different structures [J] Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020, 34 (9): 188-195.
- [16] WANG D H, LI M. Stochastic configuration networks: Fundamentals and algorithms[J]. IEEE Transactions on Cybernetics, 2017, 47(10):3466-3479.

作者简介



乔景慧,2002年于沈阳建筑大学获得学士学位,2005年于东北大学获得硕士学位,2012年于东北大学获得博士学位,现为沈阳工业大学副教授,主要研究方向为复杂工业过程建模与智能控制,智能视觉与机器学习。

E-mail: qiaojh2002@163.com

Qiao Jinghui received his B.Sc. degree from Shenyang Jianzhu University in 2002, received his M.Sc. degree from Northeastern University in 2005, and received his Ph. D. degree from Northeastern University in 2012. He is currently an associate professor at Shenyang University of Technology. His main research interests include modeling and intelligent control for complex industry systems, intelligent vision and machine learning.



潘忠(通信作者),2018年于兰州信息科技学院获得学士学位,现为沈阳工业大学硕士研究生,主要研究方向为复杂工业过程建模与智能控制,机器学习。

E-mail: panzhong_123@163.com

Pan Zhong (Corresponding author) received his B.Sc. degree from Lanzhou College of Information Science and Technology in 2018. He is currently a master student at Shenyang University of Technology. His main research interests include modeling and intelligent control for complex industry systems, machine learning.