

http://bhxb.buaa.edu.cn jbuua@buaa.edu.cn

DOI: 10.13700/j.bh.1001-5965.2019.0486

复杂管网系统未知信息调节阀的一种瞬变建模方法

王焯君¹, 陈阳^{1*}, 蔡国飙¹, 黄玉龙², 王仙勇²

(1. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083; 2. 北京航天测控技术开发公司, 北京 100041)

摘 要: 关键调节阀信息缺失是制约复杂管网系统可建模的重要因素。通过对调节阀建模研究的分类和总结, 得出了多数调节阀的流量特性曲线均处于等百分比与线性之间的结论; 进而针对结构和节流特性均未知的调节阀, 提出了一种利用信息已知的基准阀门模型和有限的系统试验数据进行建模的方法。对核心机试验台气路系统中2个未知信息调节阀的建模与仿真表明: 在常温0~1400 s、低温0~1240 s两种工况下, 选用3种不同基准阀门模型仿真结果的差别低于10%。2个调节阀在47组件气路全系统仿真中的流量曲线与试验曲线之间的平均误差在15%以内, 系统下游两支路的压强仿真曲线与试验曲线之间的最大误差低于15%, 为解决此类问题提供了一种有效的建模方案。

关键词: 核心机试验台; 气体管网; 系统动力学; 未知信息阀门; 瞬变建模

中图分类号: V434

文献标志码: A

文章编号: 1001-5965(2020)08-1535-10

由众多管道和调节设备组成的管网系统在供水^[1-3]、气力输送^[4-7]、液体推进系统^[8-10]等工程领域中应用广泛, 国内外对这类系统也已开展了诸多研究。由于这类系统一般构成复杂、组件众多, 以目前的技术条件主要集中在系统层面开展数值仿真研究, 重点关注系统的整体特性及单个部件在系统中的作用和对系统的影响。对于此类复杂管网系统, 其中的流量、压力等调节设备对系统的控制是至关重要的, 这些调节设备大多是各类调节阀, 要对这类系统进行仿真研究, 就必须对各种各样的调节阀进行建模。而在多组件多学科的系统层次的研究中, 对阀门进行二维、三维的建模是不可行的^[10], 常见的思路是采用一维或零维的方法进行建模。

对于阀门, 当流体流经阀芯时会产生节流现象, 并伴随着旋涡的产生与相互作用。在物理上

的断面必然会引起数值上的不连续, 同时阀芯的开度介于完全关闭与完全打开之间。若将阀芯作为一个集中参数网格, 使用一维动量方程无法对阀芯开度变化引起的流量变化进行描述, 特别是当开度为零时流量为零的情况。因此, 一般的建模方法是引入阀门流量代数方程来代替一维动量方程, 实质上是阀芯节流面积远小于管道流通面积情况下的喷嘴模型。具体做法是: 先假定阀芯处的流动为理想气体等熵流动, 推导出质量流量方程后再分别通过流量系数、相对开度把阀门的局部压强损失作用、开关规律考虑进去。此流量系数并非通常所定义的计算流量与实际流量的比值, 而是对等熵情况下方程的一种修正, 即为考虑阀门的局部压强损失作用而引入的经验系数, 一般通过对阀芯试验数据进行插值或拟合得到^[9-10], 代表了阀门的节流特性。使用这种方法

收稿日期: 2019-09-06; 录用日期: 2020-01-17; 网络出版时间: 2020-02-10 12:46

网络出版地址: kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20200210.1145.003.html

基金项目: 国家自然科学基金(11101023)

* 通信作者: E-mail: yangchen@buaa.edu.cn

引用格式: 王焯君, 陈阳, 蔡国飙, 等. 复杂管网系统未知信息调节阀的一种瞬变建模方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2020, 46(8): 1535-1544. WANG Y J, CHEN Y, CAI G B, et al. A transient modeling method for unknown information regulating valves in complex pipeline network system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2020, 46(8): 1535-1544 (in Chinese).

对阀门进行建模就需要知道具体的结构和节流特性,文献[9,11]均是依据这2个信息对调节阀开展建模的。但是在实际的系统调试中,工程试验人员往往仅根据经验调节各类阀门,很多阀门的结构和节流特性等信息由于渠道、时间等因素而并不清楚,这就使得数值研究人员的阀芯节流建模难以进行,从而导致整个管网系统的仿真研究无法开展。

根据上述阀门建模所需要的2个关键信息,可以将相关研究大致分为2类:第1类为阀门结构已知而其节流特性未知。例如,Mahgerefteh等^[7]将拟合某球阀流量特性曲线得到的流量系数和开度之间的关系式用于高压CO₂输送管道中球阀的建模;陈勇等^[8]通过变化液氧输送管路末端控制阀的节流特性来分析不同特性的控制阀在开启和关闭时对液氧输送管路的瞬变影响。第2类为阀门结构和节流特性均未知。此类研究在阀门的建模与仿真中均使用了系统大量的试验数据,根据所使用试验数据的不同又可分为2种情形:①使用的是系统试验时对阀门的直接测量数据,如裴希同等^[12]以孔板对高空台的蝶阀进行等效建模,根据调台试验中阀门大量的直接测量数据对孔板流量系数特性表进行反复修正得到阀门的实际流量特性;②使用的是全系统的试验数据,如孟成和苏明^[13]采用直线型结构阀门模型对重型燃气轮机的天然气供应系统中的阀门进行建模,并使用大量系统试验数据训练BP神经网络得到阀门流量随燃气轮机负荷等参数变化的预测模型,在仿真中通过PID控制器调节阀门来达到预测模型提供的预测流量值。

第二类情况在流体管网试验台系统和城市供水管网系统中十分常见。许多试验台由于建成时

间久远,组件更换频繁且来源复杂,导致阀门信息缺失,再加上试验任务繁重,也无法及时拆卸阀门做单独试验;而由成百上千条管道组成的城市供水管网系统,其各个阀门的运行状态难以确定,现有的研究,如Piller和Vanzyl^[14]虽然采用基于测量数据的约束优化方法处理阀门的节流问题,给出了管网的压力分布,但对于常规的变开度动态调节仿真并不适用。并且对于第二类情况,在系统试验数据有限时,尚未查到有公开文献给出解决方案。对此,本文提出了一种利用信息(指结构和节流特性)已知的基准阀门模型和未知信息待定调节阀的有限调台数据对复杂管网系统中未知信息调节阀进行瞬变建模的方法,并通过在核心机试验台气路系统上的仿真应用验证该方法的有效性。

1 核心机试验台气路系统模型

核心机试验台气路系统主要为试验发动机提供不同工况的模拟环境,本文将此系统模块化建模^[9-10,15]如图1所示,其为由流体源、气体管道、气体阀门、气体容积、气体掺混器、气体稳定器、热交换器冷气体共7个模块组合而成的47组件数值仿真系统,并结合0~1400 s常温工况和0~1240 s低温工况2次调台试验开展仿真研究。从图1中可以看出,该系统由大量气体管道组成,并包含众多的调节阀,通过各个阀门之间的联动调节,以达到对空气流量、压力、温度等参数的控制,从而实现试验台不同的工况。

在常温工况试验中,F3调节阀用于控制空气的总流量,F9和F10调节阀分别用于调控进入发动机和旁路的空气,F4、F6、F7和F11调节阀处于关闭状态,F5和F8调节阀处于全开状态,F1调

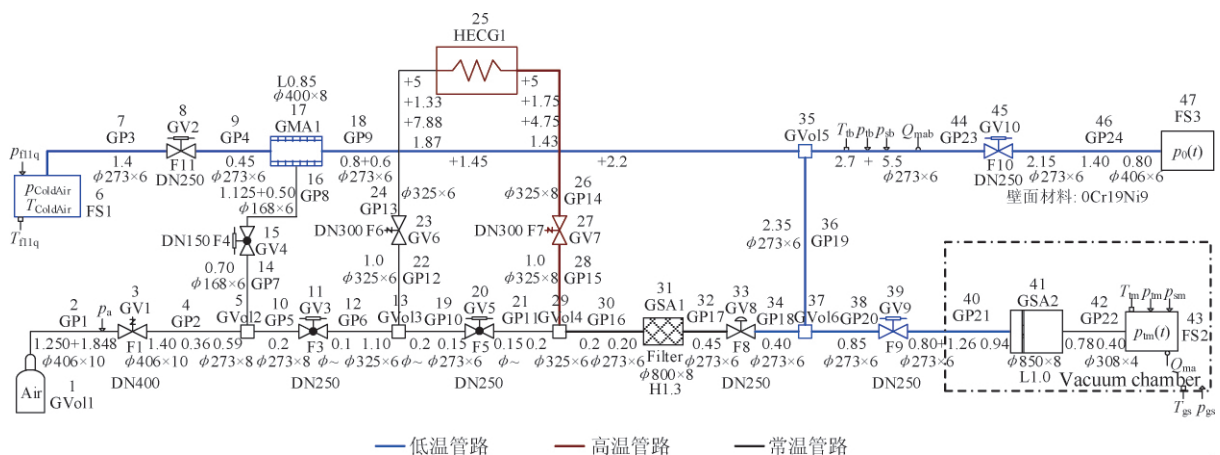


图1 核心机试验台气路系统的数值仿真模型

Fig. 1 Numerical simulation model of core engine test rig gas circuit system

调节阀开度始终为 0.31; 在低温工况试验中, F4 调节阀用于控制常温空气, F11 调节阀始终处于全开状态, F9 和 F10 调节阀的功能与在常温工况中相同, F3 和 F8 调节阀处于关闭状态, F1 调节阀开度始终为 0.25。对于 F9、F10 和 F11 三个 Vanessa 30000 气动零泄漏蝶阀(以下简称 Vanessa 阀), 通过分析该系列阀门的资料, 可以得到其结构和流量特性曲线及相应的节流流量方程。而对于 F3 和 F4 调节阀, 由于试验台相关记录缺失, 所以仅知道其为气动 V 型球阀, 具体信息未知。试验台中的压力传感器为中国航空气动力技术研究院 YZD-2 型绝压传感器, 精度为 $\pm 0.5\%$; 温度测量模块为欧姆龙 CS1W-PTS01-V1, 精度为 $\pm 0.1\%$; 流量通过总静压法间接测量得到。

2 未知信息调节阀瞬变建模方法

2.1 建模思想

在阀门模型中, 对仿真精度影响最大的便是阀芯节流模型^[10], 这也是不同阀门模型区别最大的一点。而阀芯节流特性具体又体现在流量特性曲线(流量系数和阀芯相对行程即开度之间的关系曲线, 由阀门生产厂家根据试验所得)上, 对该曲线进行拟合便可以得到阀门的流量系数与开度之间的关系式, 再加上相应的节流流量方程就可以基本完成对阀门的建模。常用的流量特性有线性、等百分比和快开等几种^[16-17]。快开特性适用于需要快速切断或位式控制的情况; 线性特性在小开度情况下灵敏度高, 在大开度情况下控制迟滞, 调节不及时; 等百分比流量特性在全行程范围内具有相同的控制精度^[16]。基于上述原因, 大部分对流量、压力等参数有调控要求的阀门所采用的流量特性均为等百分比^[8-11, 18-19]和线性^[13-20], 而采用等百分比流量特性的阀门, 其流量特性曲线的变化趋势又是基本相同的。这意味着多数调节阀的流量特性曲线均处于等百分比和线性之间, 未知信息的调节阀便可据此结论开展建模。

在试验台系统中, F3、F4 调节阀起着精确调控流量的作用, 其信息未知虽然不影响调台试验, 但是如何在结构和节流特性数据缺失的情况下对

其建模及模型的准确性直接决定着整个系统建模的成败。本文利用基准阀门和有限的调台试验数据对这 2 个待定阀门进行建模。其中, F3 调节阀的试验数据来源于其所在管路上下游的测点; 而 F4 调节阀由于缺少直接的试验数据, 故使用调台过程中系统其他部分的测量数据。

2.2 气体阀门模型

2.2.1 有限体积模型

采用一维的方法对气体阀门进行建模时, 可以将阀门看作是阀芯节流模型和阀芯上下游的有限体积模型的组合。如图 2 所示, 将阀芯上下游的各半个速度单元视为 2 个速度单元 u_1 、 u_2 , 其模型方程如下:

连续方程

$$\begin{cases} \frac{d\rho_1}{dt} = \frac{1}{V_1}(\rho_1^{\text{in}} u_n A_n - Q_m) \\ \frac{d\rho_2}{dt} = \frac{1}{V_2}(Q_m - \rho_2^{\text{out}} u_0 A_0) \end{cases} \quad (1)$$

能量方程

$$\begin{cases} \frac{dE_{v1}}{dt} = \frac{1}{V_1}[(E_{v1}^{\text{in}} + p_1^{\text{in}}) u_n A_n - (E_{v1}^{\text{out}} + p_1^{\text{out}}) \frac{Q_m}{\rho_1^{\text{out}}} - \dot{q}_1 S_1] \\ \frac{dE_{v2}}{dt} = \frac{1}{V_2}[(E_{v2}^{\text{in}} + p_2^{\text{in}}) \frac{Q_m}{\rho_2^{\text{in}}} - (E_{v2}^{\text{out}} + p_2^{\text{out}}) u_0 A_0 - \dot{q}_2 S_2] \end{cases} \quad (2)$$

式中: $E_v = \rho(e + u^2/2)$ 为单位体积总能量; Q_m 、 ρ 、 V 、 u 、 A 、 e 、 p 、 $\dot{q}$ 、 S 分别为质量流量、密度、体积、速度、横截面积、单位质量内能、压强、流体与管壁间的对流换热密度^[21]、控制体内表面积。

2.2.2 基准阀门的阀芯节流模型

本文选择 3 种基准阀门以进行对比, 分别为 Vanessa 阀、HCB 笼式双座高容量套筒调节阀^[9-10](以下简称 HCB 阀)及某汽车冷却水系统中所用调节阀^[22](以下简称 YYL 阀), 前者的流量特性介于线性和等百分比之间, 后两者为等百分比流量特性, 如图 3 所示。

Vanessa 阀的流量是根据国际电工委员会的膨胀系数法来计算的, 以下为上述计算公式经过国际单位制转换和体积流量换算为流量后得到的阀芯节流流量方程。

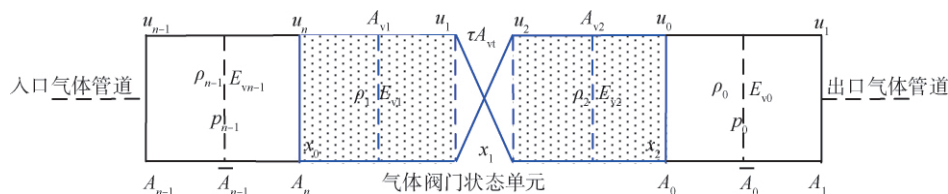


图2 气体阀门的有限体积模型

Fig. 2 Finite volume model of gas valve

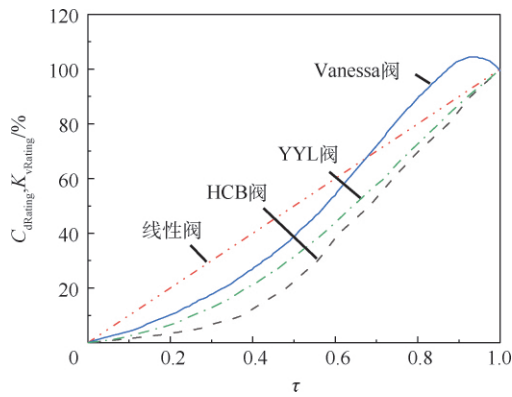


图3 Vanessa 阀、HCB 阀、YYL 阀和线性
阀门的流量特性曲线

Fig. 3 Flow characteristic curves of Vanessa valve ,
HCB valve , YYL valve and linear valve

当 $p_1 \geq p_2 \geq 0$ 时 $X = (p_1 - p_2) / p_1$,

$$Q_m = \begin{cases} \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \cdot \frac{2460}{3600} p_1 Y K_v \sqrt{\frac{X}{T_1 M_w Z}} & X < F_k X_l \\ \rho_1 \frac{1390}{3600} p_1 K_v \sqrt{\frac{K X_l}{T_1 M_w Z}} & X \geq F_k X_l \end{cases} \quad (3)$$

当 $p_2 > p_1 \geq 0$ 时 $X = (p_2 - p_1) / p_2$,

$$Q_m = \begin{cases} -\frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \cdot \frac{2460}{3600} p_2 Y K_v \sqrt{\frac{X}{T_2 M_w Z}} & X < F_k X_l \\ -\rho_2 \frac{1390}{3600} p_2 K_v \sqrt{\frac{K X_l}{T_2 M_w Z}} & X \geq F_k X_l \end{cases} \quad (4)$$

式中: T_1 和 T_2 分别为入口和出口温度; $Y = 1 - X / (3 F_k X_l)$ 为膨胀系数, $F_k = K / 1.4$ 为比热比系数, K 为绝热指数(理想气体热容比), X_l 为临界压差比系数; K_v 为流量系数; X 为工作压差与上游压强之比; M_w 为气体分子量; Z 为压缩系数。

对 Vanessa 阀相关资料进行处理,可得到 X_l 与蝶阀阀芯转角 θ 之间的关系式:

$$X_l = -2.56410 \times 10^{-10} \theta^5 + 6.64336 \times 10^{-8} \theta^4 - 5.97902 \times 10^{-6} \theta^3 + 1.94522 \times 10^{-4} \theta^2 - 3.72121 \times 10^{-3} \theta + 0.55333$$

式中: $\theta = 90\tau$, τ 为阀门相对开度。

对图 3 中 Vanessa 阀流量特性曲线进行拟合,可得到其流量系数与开度之间的关系式:

$$K_{vPercent} = K_v / K_{vRating} = -76.58189\tau^8 + 293.22451\tau^7 - 457.80741\tau^6 + 368.54586\tau^5 - 161.22735\tau^4 + 37.87258\tau^3 - 3.57322\tau^2 + 0.53803\tau + 2.62161 \times 10^{-4}$$

$$K_v = \begin{cases} 0.53215 \times 10^{-2} \frac{\tau}{\tau_{subcr}} K_{vRating} & 0 \leq \tau < \tau_{subcr} \\ K_{vRating} K_{vPercent} & \tau_{subcr} \leq \tau \leq 1 \end{cases}$$

式中: τ_{subcr} 为阀门临界开度; $K_{vPercent}$ 为流量系数百分比; $K_{vRating}$ 为额定流量系数,即 $\tau = 1$ 时的 K_v 值。

吴忠仪表 HCB 阀阀芯节流流量方程如下:

当 $p_1 \geq p_2 \geq 0$ 时 $\Delta p = p_1 - p_2$,

$$Q_m = \begin{cases} \rho \frac{292.74}{3600 \times 10^5} C_d \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{G_{sg} T} (p_1 + p_2)} & \Delta p < \frac{p_1}{2} \\ \rho \frac{253.98}{3600 \times 10^5} C_d \frac{p_1}{\sqrt{G_{sg} T}} & \Delta p \geq \frac{p_1}{2} \end{cases} \quad (5)$$

$$Var = \begin{cases} (Var_1 + Var_2) / 2 & \Delta p < \frac{p_1}{2} \\ Var_1 & \Delta p \geq \frac{p_1}{2} \end{cases}, Var \in \{\rho, T\}$$

式中: C_d 为流量系数; $G_{sg} = \rho / \rho_{Air}$ 为相对密度, $\rho_{Air} = 1.220 \text{ kg/m}^3$ 为空气密度。

在逆向流动的情况下,即方程在 $0 \leq p_1 < p_2$ 时 p_1 、 p_2 及 Var_1 、 Var_2 位置交换并在流量结果前加上负号。

对图 3 中 HCB 阀流量特性曲线拟合可得

$$\frac{C_d(\tau)}{C_{dRating}} = \begin{cases} 0.00153 + 9.64283\tau^3 & \tau_{subcr} \leq \tau < 0.12 \\ e^{-5.05068 + 9.20303\tau - 4.16797\tau^2} & 0.12 \leq \tau \leq 1.0 \end{cases}$$

式中: $C_{dRating}$ 为额定流量系数,即 $\tau = 1$ 时的 C_d 值。

2 种阀门模型在小开度情况下均采用两点线性插值以补充在接近零开度区域的公式,保证 $\tau = 0$ 时 $Q_m = 0$,式中取 $\tau_{subcr} = 0.01$ 。

YYL 阀的阀芯节流流量方程见文献[22],根据前 2 种基准阀门的流量特性拟合思路也可得到 YYL 阀的流量特性拟合公式。

2.3 建模方案和适用范围评估

由于 F3 和 F4 调节阀所使用的试验数据来源不同,故其建模方案也有所差别。

对于 F3 调节阀,首先,根据试验数据对所用基准阀门模型的额定流量系数进行重新标定。标定以 F3 调节阀的试验数据作为已知量,对基准阀门的节流流量方程和流量系数关系式进行逆向计算,得到对应 F3 调节阀的额定流量系数,如表 1 所示。标定应当使用 F3 调节阀全开时上下游所测的流量、压力等试验数据,但由于其仅在常温工况调台试验过程的前 60 s 有单独(F9 调节阀未开)的上下游试验数据,且此阶段其最大开度在 0.44 附近,故使用了此开度下的试验数据。

表 1 使用标定-校准方法计算的 F3 调节阀额定流量系数

Table 1 Calculation process of F3 valve rated flow coefficient by calibration-adjusting method

基准阀门 模型	系统试验数据						额定流量系数	额定流量系数
	p_1 /MPa	p_2 /MPa	T_1 /K	T_2 /K	τ	$Q_m /(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	标定结果	校准结果
Vanessa 阀	1.37	超临界情况下 不需要	289.86	超临界情况下 不需要	0.44	14.67	60.24(K_{vRating})	81.64(K_{vRating})
HCB 阀							351.4(C_{dRating})	410(C_{dRating})
YYL 阀							741.6(C_{dRating})	960(C_{dRating})

其次,由于标定时用于逆向计算的试验数据并不是来源于紧邻 F3 调节阀的前后测点,而是隔了一段距离的测点(见图 1),故还需要对标定过的额定流量系数进行校准。即根据仿真结果与发动机入口总温 T_{im} 、发动机入口空气流量 Q_{ma} 、放气旁路总温 T_{ib} 、放气旁路空气流量 Q_{mab} (见图 1)试验数据的整体偏差对额定流量系数进行调整,使其与试验所测结果基本相当。

最后,将校准了额定流量系数后的基准阀门模型在图 4 所示的简化数值仿真系统中进行适用范围评估。

F3 调节阀分别使用 3 种基准阀门模型方案仿真得到流量-开度曲线,对比结果如图 5 所示。可以看出,阀门开度为零时 3 种模型的流量仿真

结果均为零;在开度 0.33 ~ 0.42 和 0.63 ~ 0.94 范围内,Vanessa 阀和 HCB 阀 2 条曲线之间的差别在 20% ~ 50% 以内;在开度 0.42 ~ 0.63 的范围内,Vanessa 阀和 HCB 阀 2 条流量曲线之间的差别低于 20%;YYL 阀的曲线始终介于 Vanessa 阀和 HCB 阀两者之间。这说明开度范围在零点附近和 0.42 ~ 0.63 内时,3 种模型对于流量的计算结果是基本一致的,故均可使用;在其他开度范围内,由于 Vanessa 阀和 HCB 阀 2 条曲线间的差别超过 20%,因此需要根据相应开度下的试验数据来确定哪一种模型更为准确。而在本文 0 ~ 1400 s 的整个常温工况试验中,F3 调节阀开度除了开机和关机段短暂的开关变化外,均在 0.43 ~ 0.47 范围内变化,故 3 种模型均可采用。

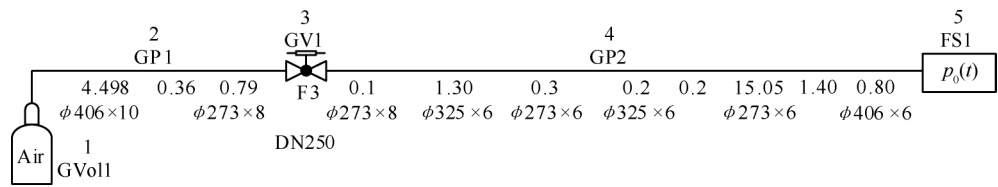


图 4 F3 调节阀简化系统的数值仿真模型

Fig.4 Numerical simulation model of F3 valve simple system

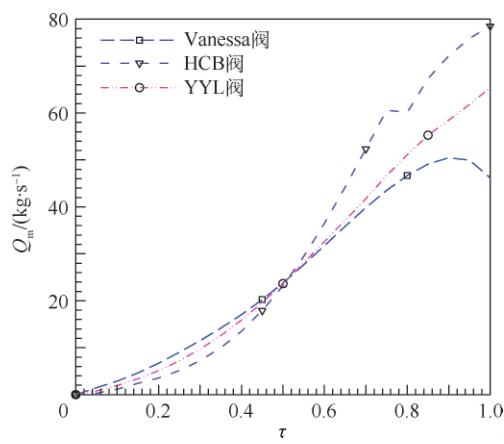


图 5 简化系统中 F3 调节阀采用 3 种基准阀门模型建模的仿真结果对比

Fig.5 Comparison of simulation results of F3 valve modeling by three reference-valve models in simple system

对于 F4 调节阀,虽有低温工况全系统的试验数据可用,但是由于涉及常温路与低温路空气的

掺混,缺少类似于 F3 调节阀的常温路流量主控阀门前后的试验数据,故其建模方案有所不同。首先,使用基准阀门模型代替 F4 调节阀进行全系统的仿真试算;然后,根据仿真曲线与 T_{ib} 试验曲线的整体差别采用二分法调整额定流量系数;如此经过数次仿真试算,便能标定出基准阀门模型对应 F4 调节阀的额定流量系数,如表 2 所示。由于 F4 调节阀的额定流量系数是通过全系统仿真确定的,故不需要再对其进行校准。在确定了 F4 调节阀对应 3 种基准阀门的额定流量系数之后,也需要在图 6 所示的简化数值仿真系统中评估 3 种模型的可用范围。

F4 调节阀分别使用 3 种基准阀门模型方案仿真得到流量-开度曲线,结果对比如图 7 所示。可以看出,阀门开度为零时 3 种模型的流量仿真结果均为零;在开度 0.12 ~ 0.32 的范围内,Vanessa 阀和 HCB 阀 2 条流量曲线之间的差别低于

表 2 使用试算-标定方法计算的 F4 调节阀额定流量系数

Table 2 Calculation process of F4 valve rated flow coefficient by trial-calibration method

基准阀门模型	二分法		试算次数	额定流量系数 标定结果	额定流量系数 最终收敛区间
	最小初值	最大初值			
Vanessa 阀	1.0	81.64	10	4.5($K_{vRating}$)	(4.78 5.10)
HCB 阀	1.0	81.64	7	39($C_{dRating}$)	(38.8 41.32)
YYL 阀	1.0	200	7	63($C_{dRating}$)	(61.63 63.19)

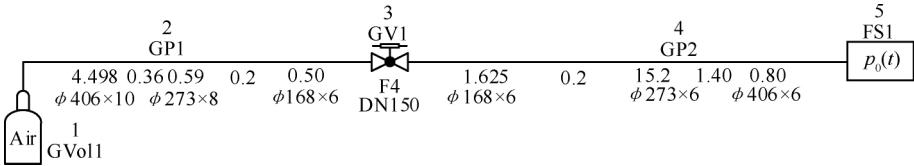


图 6 F4 调节阀简化系统的数值仿真模型

Fig. 6 Numerical simulation model of F4 valve simple system

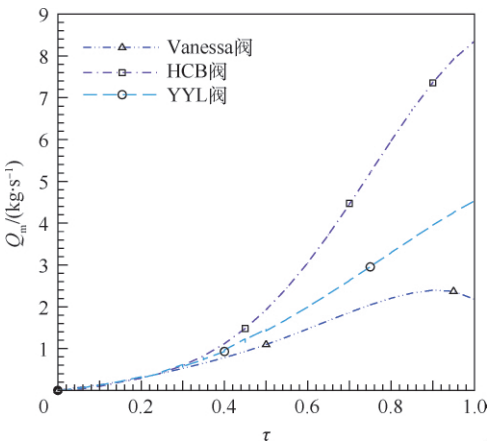


图 7 简化系统中 F4 调节阀采用 3 种基准阀门模型建模的仿真结果对比

Fig. 7 Comparison of simulation results of F4 valve modeling by three reference-valve models in simple system

20%；在开度 0.09 ~ 0.12 和 0.32 ~ 0.42 范围内，Vanessa 阀和 HCB 阀 2 条曲线之间的差别在 20% ~ 50% 以内；YYL 阀曲线始终介于 Vanessa 阀和 HCB 阀之间。这说明在开度为零和开度范围在 0.12 ~ 0.32 内时 3 种模型对于流量的计算结果是基本一致的；在其他开度范围内，由于 Vanessa 阀和 HCB 阀 2 条曲线间的差别超过 20%，因此需要根据相应开度下的试验数据来确定哪一种模型更为准确。在本文 0 ~ 1 240 s 的整个低温工况试验中，F4 调节阀开度除了开机和关机段短暂的开关变化外，均在 0.163 5 ~ 0.268 4 范围内变化，故 3 种模型均可采用。

3 应用效果

第 2 节提出的未知信息调节阀瞬变建模方法为核心机试验台气路系统的建模与仿真奠定了不可缺少的重要一环，以下通过在常温工况和低温

工况仿真中的实际应用评估方法的有效性。

图 8 为 F3 调节阀分别采用 Vanessa 阀、HCB 阀和 YYL 阀 3 种基准阀门模型建模的常温供气路流量、发动机入口压强和放气旁路前段压强的仿真结果与常温工况试验测量结果的对比。图中：无符号标记的参数曲线为试验测量数据（F3、F9、F10 为阀门开度变化曲线），有方块、三角等符号标记的参数曲线为仿真结果，其中沿流动方向的 0、n - 1 分别表示管道流场的最初、最末网格。可以看出，采用不同基准阀门模型的 0 ~ 1 400 s 仿真曲线与试验曲线的变化趋势均是一致的。

图 8(a) 显示从 16 ~ 35 s，F3 调节阀的开度从近似为零逐渐增大到 0.44 后保持不变，仿真和试验流量曲线均从 16 s 左右开始升高，并在约 35 s 时刻达到最大值。图 8(b) 显示 F9 调节阀直到约 60 s 时刻才开启，此时发动机尚未启动，因此 60 s 之前 F9 调节阀后管路的压强接近发动机出口的大气压。图 8(c) 显示，由于 F10 调节阀在前 60 s 为全开状态，故随着 16 ~ 35 s 常温供气路流量的增加，放气旁路前段的压强也从初始的接近大气压逐渐升高，并在约 35 s 达到最大值后，直到约 60 s 一直维持在 0.18 MPa 附近。60 s 时刻随着 F9 调节阀的逐渐开启，发动机入口压强逐渐升高，此时 F10 调节阀开度虽然有所减小，但是放气旁路前段压强有所降低。图 8(a) 显示，F3 调节阀的开度在 35 s 后直到约 560 s 均保持在 0.44 附近，因而常温供气路流量在约 60 ~ 560 s 时段随着供气高压气瓶（GV011）压强的降低而逐渐下降。后续常温供气路流量及两支路的压强继续在 F3、F9、F10 调节阀的动态调节及气瓶耗气压强降低的共同作用下而动态变化。采用 Vanessa 阀模型的常温供气路流量仿真曲线与试验曲线相比，最

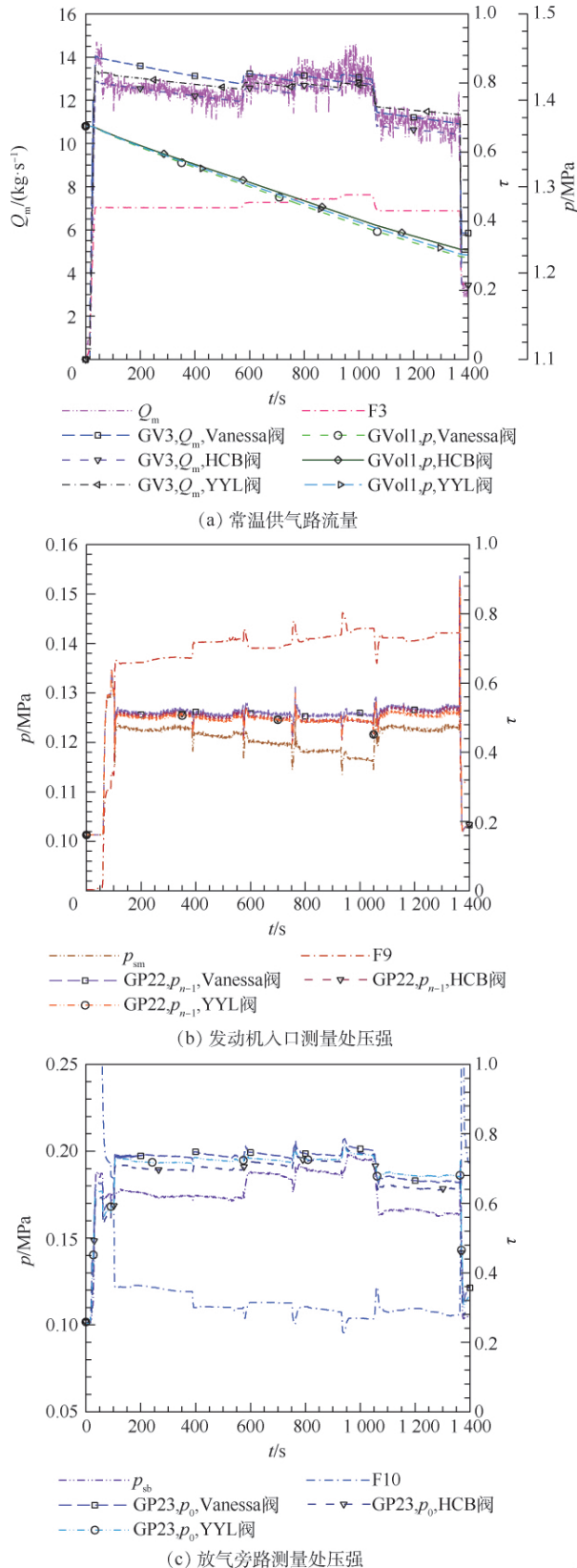


图8 常温工况下 F3 调节阀采用 3 种基准阀门模型建模的仿真结果与试验测量结果对比

Fig. 8 Comparison of simulation results of F3 valve modeling by three reference-valve models with experimental measurements under normal-temperature condition

大误差出现在约 100 ~ 550 s 时段且低于 10% ,其他时段误差均低于 5% ;发动机入口压强曲线与

试验曲线相比 ,最大误差出现在约 940 ~ 1050 s 时段且低于 7% ,其余时段误差均低于 5% ;放气旁路前段压强曲线与试验曲线相比 ,最大误差出现在约 100 ~ 550 s 和 1 100 ~ 1 350 s 时段且低于 15% ,其余时段误差均低于 6% 。采用 HCB 阀模型的流量仿真曲线在 35 ~ 60 s 时段与试验曲线相差最大 ,但也低于 12% ,其他时段误差在 6% 以内 ;两支路压强仿真曲线与试验曲线误差最大时段与 Vanessa 阀模型相同 ,但分别低于 7% 、10% 。采用 YYL 阀模型的流量及两支路压强仿真曲线大部分时段(除了在 1 000 ~ 1 400 s 略高于 Vanessa 阀)介于 Vanessa 阀模型和 HCB 阀模型之间。

另外 ,图 8(a) 中 ,在约 0 ~ 15 s 时段 F3 调节阀的开度很小仅为 0.0095 ,此时段使用 3 种基准阀门模型建模的常温供气路流量仿真结果均接近零 ,而维持在 0.7 kg/s 的试验测量结果明显与物理实际不符 ,这说明在 0 ~ 15 s 微流量时段试验所测流量结果存在较大误差 ,仿真结果在此时段更为可靠。

图 9 为 F4 调节阀分别采用 Vanessa 阀、HCB 阀和 YYL 阀 3 种基准阀门模型建模的下游常温 and 低温空气掺混后的空气总流量(管道 GP9) 、发动机入口压强及放气旁路前段压强的仿真曲线与低温工况试验测量结果的对比。可以看出 ,3 种基准阀门模型在 0 ~ 1 240 s 的仿真曲线接近重合 ,最大误差不超过 2% ,与试验曲线的变化趋势也是一致的。

图 9(b) 显示 ,F9 调节阀在约 30 s 开启 ,此时发动机尚未启动 ,故 F9 调节阀之后管路的压强在前 30 s 接近发动机出口的大气压。图 9(c) 显示 ,F10 调节阀在前 30 s 为全开状态 ,由于低温工况 F11 调节阀始终为全开状态 ,兼且图 9(a) 显示常温供气路 F4 调节阀在约 125 s 才开启 ,因此在约 0 ~ 30 s 时段空气总流量基本不变 ,且放气旁路前段压强也维持在 0.104 MPa。随着约 30 ~ 50 s 时段 F9 强调节阀的逐渐开启及 F10 调节阀开度的逐渐减小 ,图 9(b) 和图 9(c) 中发动机入口和放气旁路前段的压强均有所增大。在约 125 ~ 130 s 时段 ,随着 F4 调节阀的逐渐开启及低温空气流量的增加 ,常温空气在 GMA1 中与低温空气掺混 ,空气总流量增加 ,故图 9(b) 和图 9(c) 显示下游两支路在约 131 s 时刻有一个明显的压力尖峰。随后 ,随着约 130 ~ 208 s 时段 F9 调节阀的大幅逐段调小和 F10 调节阀的逐段调大 ,下游两支路压强均逐段降低。此后 ,空气总流量和两支路的压强均是在 F4、F9、F10 调节阀及冷流流体源 FS1 的共同调控下动态变化的。

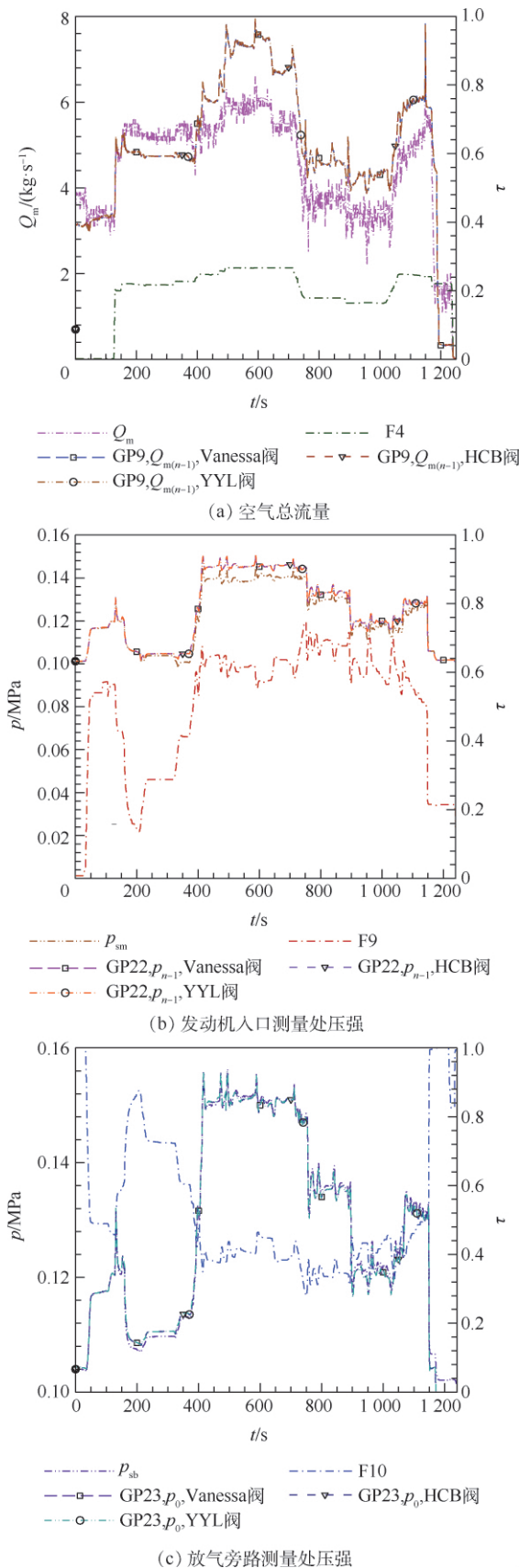


图9 低温工况下 F4 调节阀采用 3 种基准阀门模型建模的仿真结果与试验测量结果对比

Fig. 9 Comparison of simulation results of F4 valve modeling by three reference-valve models with experimental measurements under low-temperature condition

采用 Vanessa 阀模型的空气总流量仿真曲线与试验曲线相比,最大误差出现在约 500 ~ 740 s 时段且低于 22%,其他时段误差均低于 15%;发动机入口压强仿真曲线与试验曲线最大误差出现在约 335 ~ 750 s 时段且低于 5%,其余时段误差均低于 3%;放气旁路前段压强仿真曲线与试验曲线接近重合,最大误差低于 1%。采用 HCB 阀模型的流量仿真曲线与试验曲线误差最大时段与 Vanessa 阀模型相同,但低于 24%;两支路压强仿真曲线与试验曲线误差情况与 Vanessa 阀模型相同。采用 YYL 阀模型的流量及两支路压强仿真曲线与 Vanessa 阀模型和 HCB 阀模型基本重合。

4 结 论

本文针对复杂管网系统中结构和节流特性均未知的调节阀提出了一种瞬变建模方法,通过在核心机试验台气路系统上的建模与仿真应用可以得到以下结论:

1) 在常温 0 ~ 1400 s、低温 0 ~ 1240 s 两种工况的 47 组件系统动态全过程仿真中,开度范围在 0.43 ~ 0.47 之间及零点附近的 F3 调节阀、开度范围在 0.163 5 ~ 0.268 4 之间及零点附近的 F4 调节阀流量仿真曲线与试验曲线平均误差低于 15%。除了低温工况 500 ~ 740 s 时段总流量最大误差低于 24% 以外,其余时段及常温工况流量最大误差均低于 15%。发动机入口和放气旁路前段压强仿真曲线与试验曲线的最大误差低于 15%,说明本文方法有效解决了复杂管网系统仿真中未知信息调节阀的数值建模问题。

2) 使用本文方法对试验台未知信息关键调节阀 F3 和 F4 建模时,均采用了 3 种不同的基准阀门模型,针对 2 种工况的仿真结果表明,使用不同模型仿真曲线间的最大差别低于 10%,这表明本文方法对基准阀门模型的选择没有严格限制,具有一定的通用性;只是综合比较仿真曲线与试验曲线的误差情况,HCB 阀模型优于 Vanessa 阀模型和 YYL 阀模型。

3) 在试验数据有限的情况下,如何对系统中未知信息调节阀进行瞬变建模是制约复杂管网系统可建模的重要因素,本文所提出的建模思想和方法为解决这一问题提供了一种有效方案。

致谢 感谢北京动力机械研究所高宇高级工程师、焦华宾高级工程师、王维明研究员、景志康工程师、武文博工程师在试验方面的指导和帮助。

参考文献 (References)

- [1] 张宏伟,王晨婉,牛志广,等.城市供水管网物理模型构建方法[J].天津大学学报,2008,41(7):859-863.
ZHANG H W, WANG C W, NIU Z G, et al. Constructing method for the physical model of municipal water distribution system [J]. Journal of Tianjin University, 2008, 41(7): 859-863 (in Chinese).
- [2] GEORGESCU S C, GEORGESCU A M, JUMARA A, et al. Numerical simulation of the cooling water system of a 115 MW hydro-power plant [J]. Energy Procedia, 2016, 85: 228-234.
- [3] GOREV N B, KODZHESPIROVA I F, SIVAKUMAR P. Modeling of flow control valves with a nonzero loss coefficient [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2016, 142(11): 1-3.
- [4] 杨毅,周志斌,李长俊,等.天然气管输调节控制仿真模型[J].天然气工业,2008,28(10):98-100.
YANG Y, ZHOU Z B, LI C J, et al. Research on natural gas pipeline regulation control simulation model [J]. Natural Gas Industry, 2008, 28(10): 98-100 (in Chinese).
- [5] ZHANG L. Simulation of the transient flow in a natural gas compression system using a high-order upwind scheme considering the real-gas behaviors [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 28: 479-490.
- [6] LI C J, JIA W L, WU X. A steady state simulation method for natural gas pressure-relieving systems [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2014, 19: 1-12.
- [7] MAHGEREFTEH H, SUNDARA V, BROWN S, et al. Modelling emergency isolation of carbon dioxide pipelines [J]. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2016, 44: 88-93.
- [8] 陈勇,李隆键,程静.液氧输送管路中阀控瞬变的数值计算[J].哈尔滨工业大学学报,2013,45(9):75-81.
CHEN Y, LI L J, CHENG J. Numerical computation of hydraulic transients in valve operating processes of LO₂ delivery pipes [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2013, 45(9): 75-81 (in Chinese).
- [9] CHEN Y, CAI G B, WU Z. Modularization modeling and simulation of turbine test rig main test system [J]. Applied Mathematical Modelling, 2011, 35(11): 5382-5399.
- [10] CHEN Y, CAI G B, ZHANG Z P, et al. Multi-field coupling dynamic modeling and simulation of turbine test rig gas system [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2014, 44: 95-118.
- [11] 史智俊,张国磊,李彦军,等.回汽保护控制下舰用蒸汽动力系统响应规律[J].化工学报,2015,66(S2):287-293.
SHI Z J, ZHANG G L, LI Y J, et al. Response pattern of marine steam power system under back-steam protection [J]. CIESC Journal, 2015, 66(S2): 287-293 (in Chinese).
- [12] 裴希同,张松,但志宏,等.高空台飞行环境模拟系统数字建模与仿真研究[J].推进技术,2019,40(1):332-340.
PEI X T, ZHANG S, DAN Z H, et al. Study on digital modeling and simulation of altitude test facility flight environment simulation system [J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(1): 332-340 (in Chinese).
- [13] 孟成,苏明.重型燃气轮机天然气供应系统整体性能仿真[J].上海交通大学学报,2016,50(4):483-489.
MENG C, SU M. Performance simulation of natural gas supply system of a heavy duty gas turbine [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2016, 50(4): 483-489 (in Chinese).
- [14] PILLER O, VANZYL J E. Modeling control valves in water distribution systems using a continuous state formulation [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2014, 140(11): 1-9.
- [15] CHEN Y, WANG H S, XIA J X, et al. Dynamic modeling and simulation of an integral bipropellant propulsion double-valve combined test system [J]. Acta Astronautica, 2017, 133: 346-374.
- [16] 何衍庆,邱宣振,杨洁,等.控制阀工程设计与应用[M].北京:化学工业出版社,2005:46-49.
HE Y Q, QIU X Z, YANG J, et al. Control valves engineering design and application [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005: 46-49 (in Chinese).
- [17] 胡继敏,金家善,严志腾.储汽筒充汽系统的热力过程建模与仿真[J].上海交通大学学报,2012,46(4):545-549.
HU J M, JIN J S, YAN Z T. Modeling and simulation for thermodynamic process of steam accumulator system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2012, 46(4): 545-549 (in Chinese).
- [18] 李亦健,高旭,陈虹,等.低温推进剂加注系统置换介质的相似性分析[J].推进技术,2018,39(3):703-708.
LI Y J, GAO X, CHEN H, et al. Similarity analysis of different replacement gases for cryogenic propellant loading system [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(3): 703-708 (in Chinese).
- [19] 李树勋,李忠,周爱民,等.三通调节球阀节流盘开口型线优化及试验研究[J].华中科技大学学报(自然科学版),2017,45(2):61-66.
LI S X, LI Z, ZHOU A M, et al. Optimization and test on throttle plate opening profile line of 3-way control ball valve [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(2): 61-66 (in Chinese).
- [20] 白雪莲,吴静怡.管网系统中平衡阀对调节阀调节作用的影响[J].上海交通大学学报,2006,40(2):364-368.
BAI X L, WU J Y. The influence of balance valve on action of regulating valve in pipe network [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(2): 364-368 (in Chinese).
- [21] 陈阳,高芳,张振鹏,等.准一维可压缩瞬变管流的有限体积模型(II)管壁温度场的有限体积模型[J].航空动力学报,2008,23(2):317-322.
CHEN Y, GAO F, ZHANG Z P, et al. Finite volume model for quasi one-dimensional compressible transient pipe flow (II) Finite volume model of temperature field [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 317-322 (in Chinese).
- [22] LIANG Y Y, WANG D D, CHEN J P, et al. Temperature control for a vehicle climate chamber using chilled water system [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 117-124.

作者简介:

王焱君 男,硕士研究生。主要研究方向:液体推进系统动力学与仿真。

陈阳 男,博士,讲师,硕士生导师。主要研究方向:液体推进系统动力学与仿真。

A transient modeling method for unknown information regulating valves in complex pipeline network system

WANG Yejun¹, CHEN Yang^{1,*}, CAI Guobiao¹, HUANG Yulong², WANG Xianyong²

(1. School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100083, China;

2. Beijing Aerospace Measurement & Control Corp., Beijing 100041, China)

Abstract: The information missing of key regulating valve is an important factor to restrict the modeling of complex pipeline network systems. After classifying and summarizing the modeling research of regulating valves, the conclusion that the flow characteristic curves of most regulating valves are between the equal percentage and the linearity is obtained. Based on this conclusion, a modeling method by using the information-known reference-valve model and the limited system test data is proposed for the valves whose structure and throttling characteristics are unknown. Then, this method is used to establish the models of two unknown-information valves in the core engine test rig gas circuit system. The application to two working conditions including 0 – 1400 s normal-temperature condition and 0 – 1240 s low-temperature condition shows that the differences of the simulation curves among three different reference-valve models are less than 10%; the average errors between the flow-rate simulation curves of two regulating valves in the 47-component system and the test curves are within 15%; the maximum errors between the pressure simulation curves and the test curves at two downstream branches are within 15%. Thus, the proposed method can provide an effective modeling scheme to solve this kind of problem.

Keywords: core engine test rig; gas pipeline network; system dynamics; unknown-information valve; transient modeling

Received: 2019-09-06; **Accepted:** 2020-01-17; **Published online:** 2020-02-10 12:46

URL: kns.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20200210.1145.003.html

Foundation item: National Natural Science Foundation of China (11101023)

* **Corresponding author.** E-mail: yangchen@buaa.edu.cn