

高压气流管道瞬态冲击振动分析及抑振研究*

王元兴, 聂旭涛, 麻越垠, 张伟, 鲍禄强

(中国空气动力研究与发展中心 绵阳, 621000)

摘要 为了解决高压配气间管道系统工作时发生的剧烈振动问题,确保重大型号试验任务的顺利开展,采用多种数值模拟手段和试验测试手段相结合的方法,进行结构振动分析及抑振研究。首先,基于有限体积法构建主管道 2 及其出气管道的内流场流体动力学数值模型,计算并提取动态气动载荷;其次,基于有限元方法建立包含主管道 2 及其出气管道在内的整个配气间里的管道系统的结构动力学数值模型,分析其结构模态特性;最后,综合以上 2 个数值模型,计算高压气流管道结构瞬态激励振动响应,并依据结果设计相应的抑振装置。该综合分析方法充分厘清了振动的基本诱因,抑振后的结构振动大大降低,完全具备了持续工作的能力。研究表明,该振动研究方法可用于指导高压高速流体管道结构设计或结构技改,也可用于指导空气动力试验装置的研制。

关键词 高压;冲击;管道;瞬态;气流;数值模拟;结构模态;抑振装置

中图分类号 TH69; TU323; TB532

引言

高超声速空气动力试验设备应我国高超声速飞行器研制而生,为我国航空航天事业发展和军工业发展做出了重大贡献。高压配气间的管道结构系统是高超声速空气动力试验的重要组成部分,通过阀门群不同的组合开闭,将 3 或 4 个进气支路的高压气体汇聚,满足不同高超声速空气动力试验装置的试验需求。配气间管道结构系统与试验装置串联,其质量状况和运行状态直接关系到高超声速空气动力试验能否进行。

试验时管道系统的出气截止阀快速打开,大压差、高流速的气流流动引起管道内流场压力的剧烈波动和局部流动分离,并在管道弯头、三通、变径、封头等处形成极大的冲击载荷,迫使配气间管道结构产生肉眼可见约 20 mm 的剧烈振动和约 120 dB 的撞击噪声。这不仅带来安全隐患和事故风险,还影响设备操作人员的身心健康。因此,分析配气间高压气流管道系统的结构振动特性并研制有效的抑振装置,是试验装置可运行和安全运行的重要前提之一。

高压高速气流管道系统的结构振动是一类典型的流致振动问题,即包容流体的结构在流体交替变化的激励力作用下产生振动。管道流致振动问题的研究最初来源于阿拉伯输油管道的振动分析^[1]。目前,管道流致振动的分析方法主要有特征线法、阻抗

分析法和有限元法等。特征线法采用不同个数的方程求解管路系统的动力响应,但无法有效表征系统的固有耗散特性^[2-3]。阻抗分析法采用若干单元描述管道系统的构成,原理简单易行,但没有考虑管壁横向运动和流固耦合作用,所以适用范围受到限制^[4]。有限元法能够准确、高效地求解管道系统的结构动力学问题。Olson 等^[5]阐述了管道耦合振动有限元法的基本思想。Svingen^[6]考虑流固耦合效应,建立了管道系统的有限元模型,利用实际的试验数据进行了模型验证。可见,先进的数值计算方法、有限元法和有限体积法等促进了计算结构动力学和计算流体动力学的发展与应用,可用于分析更为复杂的高频高速流致振动问题^[7-11]。对于管道系统来说,有限元法能够描述管道内流场的复杂流动现象,为有限元法构建的结构数值模型提供准确的载荷边界条件,从而获取更加真实的结构振动特性。

由于高压高速的气流流动与高压液体的流动在速度、黏性和危害等方面存在较大差异,笔者采用多种数值仿真方法开展研究。以某高超声速空气动力试验用高压气流管道系统为对象,分别开展管道系统的内流场气动载荷计算和结构模态特性分析。在此基础上,计算高压气流瞬态激励下管道系统的结构振动响应,并设计有效的抑振装置。同时,开展一系列的试验测试工作,验证数值模拟方法的准确性和研制的抑振装置的合理性和可行性。

* 国家自然科学基金资助项目(51805530)

收稿日期:2020-12-18;修回日期:2021-03-05

1 主振动管路内流场气动载荷计算

配气间高压气流管道系统结构复杂,可以满足不同超声速试验装置的试验需求,其三维结构模型如图1所示,主要包括3组进气管道、8组出气管道、3组主管道和若干阀门。整个管道系统安放在槽钢组焊的支撑支架上,通过弧形圆钢和螺母扣紧限位。

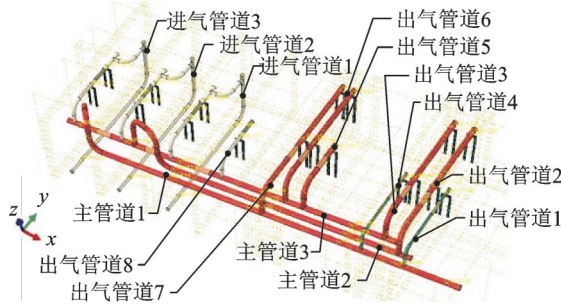


图1 高压管道系统三维结构模型

Fig.1 Three dimensional structural model of high pressure pipeline system

主管道2及其进、出气管路是某型号试验时高压气流流经的主要管道,试验时的振动表现最为显著,是主振动管路。基于计算流体动力学,模拟主管道2及其进、出气管路在出气阀门快速开启时管道系统内气流的动态变化过程,获取气流对管道结构的瞬态作用载荷,是计算管道系统结构局部振动响应的必要前提条件。管道系统内流场的控制方程包括:

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (3)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j(\tau_{ij})_{\text{eff}} \right) \quad (4)$$

湍流方程

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

状态方程

$$\rho = p/RT \quad (7)$$

其中: ρ 为密度; t 为时间; x 为位移矢量; u 为速度矢量; p 为压力; μ 为黏性系数; τ_{ij} 为应力张量; E 为能量; k_{eff} 为有效导热系数; T 为温度; k 为紊流脉动动能; ε 为耗散率; R 为气体常数。

根据气动试验装置的实际运行工况,主振动管路可简化为如图2所示的三维模型。22 MPa高压气流由进口A,B输入管道系统,分别经管道1,2流入管道3,汇聚后经弯管4进入水平管道5,最后流经管道6,从出口C输出。

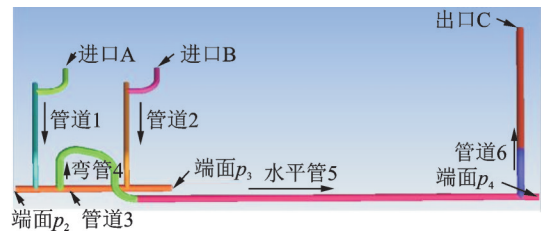


图2 主振动管路三维模型

Fig.2 Simplified structure of main vibration pipeline

构建全结构O型网格,在管道相贯处采用Y型拓扑结构,提高流道变向处的网格质量,保证复杂流动模拟的可靠性。网格模型导入数值分析软件为Fluent,应用有限体积法数值求解以上控制方程组。同时,选用压力基求解器,压力和速度耦合方式为耦合。相应的气流密度模型为理想气体,黏性模型为萨瑟兰(Sutherland)。图3为主振动管路内流场压力分布云图,可以看到,压力沿着进口管线不断降低,这与实际流动情况相符。

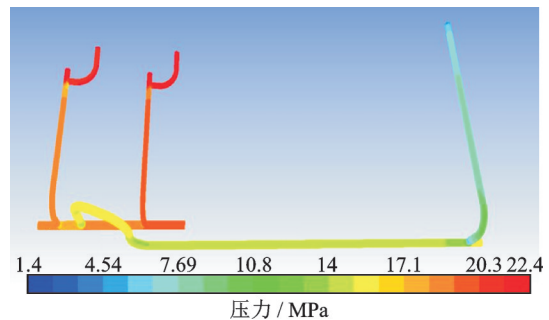


图3 主振动管路内流场压力分布云图

Fig.3 Pressure contour of main vibration pipeline

多次调整计算模型的网格密度,从仿真结果中提取端面 p_3 与 p_2 之间的压差随时间变化曲线,如图4所示。其中,压差 $\Delta p = p_3 - p_2$ 。可以看到,网格密度对管路压力的瞬态特性有较大影响。稀疏网格的单元数量约为112万,当 $t < 0.07$ s时, Δp 增长较快,并在0.13 s达到峰值1.47 MPa。中等网格的单

元数量约为230万, Δp 在0.04 s时达到峰值1.12 MPa。当单元数量增加到388万时(加密网格), Δp 的初期变化与中等网格的相差较小。另一方面, Δp 最终稳定在1.0 MPa左右, 且基本没有网格依赖性。

上述流场仿真结果将作为管道系统局部结构振动响应计算的载荷输入条件。

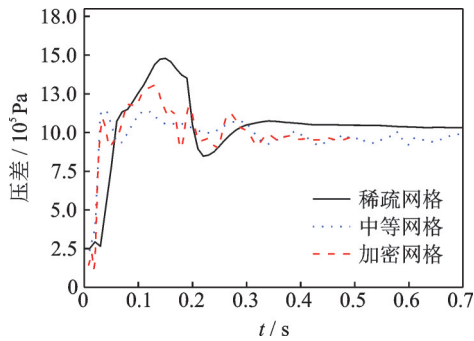


图4 压差随时间变化曲线

Fig.4 Differential pressure curve along with time

2 配气间管道系统结构模态特性分析

2.1 结构计算模态

针对配气间高压气流管道系统的振动问题, 需要开展结构仿真分析工作, 包括结构模态分析和结构动力响应计算等, 能够评估和预判管道系统的设计质量、安全性能、振动特性以及冲击响应等, 为结构的抑振装置提供必要的设计依据。

应用有限元分析管道系统的结构动力学特性, 结构动力学方程为

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X}(t) + KX(t) = f \quad (8)$$

其中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; f 为外部载荷向量; $X(t)$ 为结构响应向量; t 为时间变量。

不考虑结构阻尼, 利用傅里叶变换将式(1)变换到频域, 得到结构的计算模态方程为

$$(K - \omega^2 M)\Psi = 0 \quad (9)$$

其中: ω 为角频率。

式(9)的解由固有频率 ν 和与其对应的模态振型 ψ 构成。

根据以上方程, 采用有限元软件ABAQUS构建管道系统的结构网格模型, 如图5所示, 壳体单元约为16万个。根据管道系统的实际安装情况, 合理设置计算模型的边界约束条件。例如, 固定约束支撑支架的底部, 自由约束进气管道的 y 向位移以及主管道的 x 向位移。

基于Lanczos方法计算管道系统的结构计算模

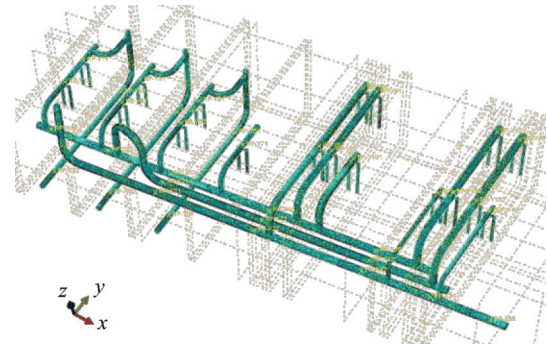


图5 管道系统的结构网格模型

Fig.5 Structural grid model of pipeline system

态, 部分振型结果如图6所示。其中, 第1阶模态频率约为2.9 Hz, 振型表现为3条主管道沿 x 方向运动, 同时带动进气管道、出气管道和支架等结构摆动; 第2阶模态频率约为6.2 Hz, 振型表现为出气管道2和7左右摆动。

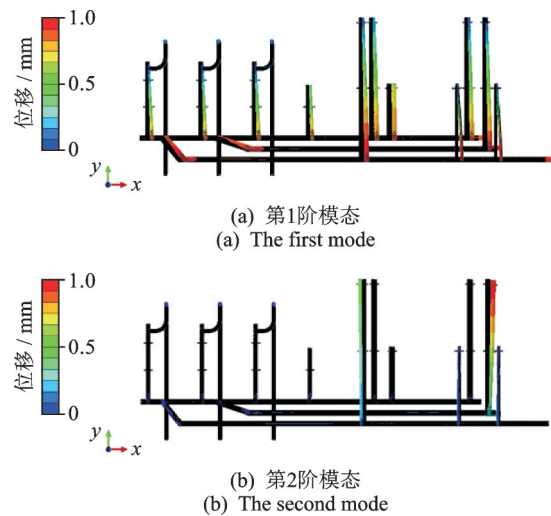


图6 管道系统的结构计算模态

Fig.6 Computational mode shapes of pipeline system

2.2 结构试验模态

为了检验结构模态数值计算结果的正确性, 笔者进行管道系统的试验模态分析, 基于测试试验建立和描述结构的振动特性。图7为试验模态测点分布。其中, 进气管道2上布置14个测点(紫色小圆点), 出气管道2, 3和7上分别布置6个测点, 3根主管道上共布置31个测点。试验模态数据采集和分析分别采用北京东方振动和噪声技术研究所的INV3060S采集仪和DASP-V11专业分析软件。

使用高弹性聚能大力锤敲击主管道2或3的自由端, 实时采集各个测点的加速度响应, 经过数据处理软件分析, 获得管道系统的结构试验模态, 部分结果如图8所示。其中: 第1阶模态频率约为3.7 Hz,

振型表现为主管道沿 x 方向运动,同时带动进气管道、出气管道等结构摆动;第2阶模态频率约为5.9 Hz,振型表现为3根出气管道左右摆动。对比数值计算结果可以看到,两者的振型表现基本相同,对应的频率较为接近。因此,配气间管道系统的结构模态的数值计算和试验分析具有较高的可信度,能够准确反映管道系统的多种振动型态。

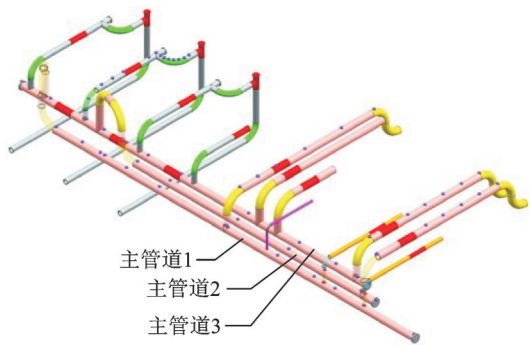
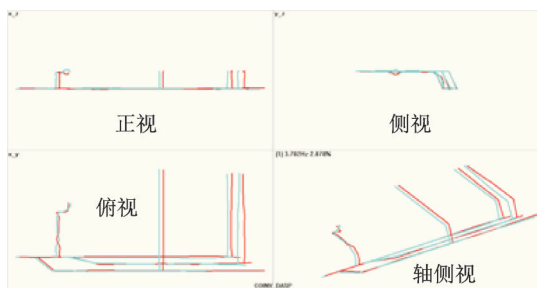
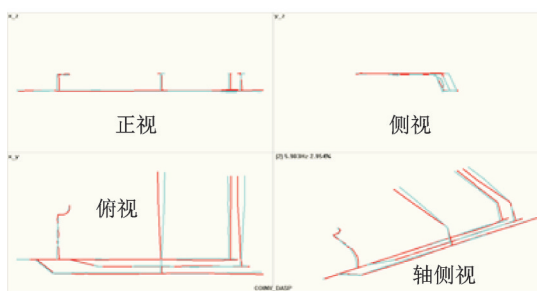


图7 试验模态测点分布

Fig.7 Measuring point distribution of modal test



(a) 第1阶模态
(a) The first mode



(b) 第2阶模态
(b) The second mode

图8 管道系统的结构试验模态

Fig.8 Experimental mode shapes of pipeline system

3 结构振动响应分析

管道系统中,高压气流的实际流动路线如图9所示,两路高压气流从进气管道1,2的入口同时进入,然后在主管道3,2相交的三通处汇集并进入主管道2,最后经由出气管道2流出。

根据流场数值计算的结果,在管道系统的相应

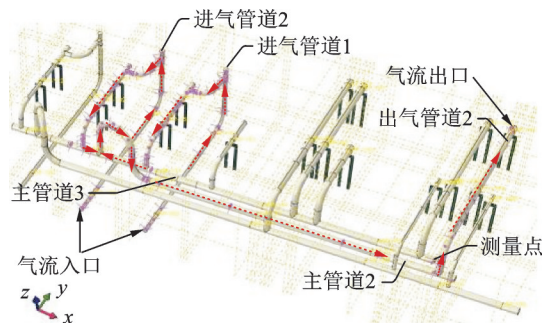


图9 高压气流的实际流动路线

Fig.9 Actual flow path of high-pressure air

位置施加压力载荷,采用振型叠加技术建立结构网格模型,开展管道系统的结构动力响应计算。图10为主管道端面中心 x 向位移随时间变化曲线。其中,最大正位移约为3.8 mm,最大负位移约为-3.66 mm。结构振荡周期约为0.34 s,频率约为2.94 Hz,即与管道系统第1阶模态频率基本相同。

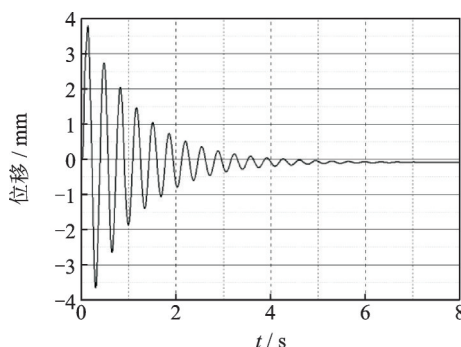


图10 主管道端面中心 x 向位移随时间变化曲线

Fig.10 Displacement in the x direction over time

根据上述计算结果可以看到,管道系统的振动主要表现为,沿着主管道轴向方向的整体窜动,且进气端位移小、出气端位移大。气动试验装置实际运行时,在主管道2的右端面布置一个位移传感器,采用M+P公司VibPilotE采集仪实时测量该处的结构位移变化情况,其结构位移的实时测量结果如图11所示。可见,主管道2右端面的最大正位移约为3.9 mm,最大负位移约为1.7 mm。主频约为3.125 Hz,这与结构振动的数值仿真结果基本吻合。正位移误差约为0.1 mm,负位移误差约为2.2 mm,频率误差约0.2 Hz。分析误差原因,负位移误差较大主要是由于管道的运动方向与高压气流的流动方向相反引起。因此,笔者采用数值仿真技术具有较高的可行性,能够正确分析高压气流冲击激励下管道系统的振动响应特性,为结构抑振装置的研制提供必要依据。

在端头布置三向加速度传感器测量振动加速

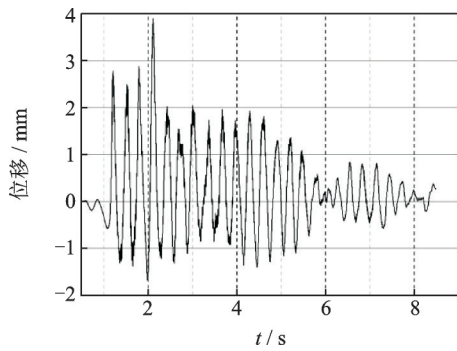


图11 结构位移的实时测量结果

Fig.11 Realtime measure result of structural displacement

度,测量结果显示,最小振动为12 g,最大振动达到了31 g。测量结果表明管道工作时的振动很大,抑振非常必要。

4 主管路抑振装置研制

综合数值仿真结果和试验测量数据可以看到,气动试验设备启动时,高压气流突然注入主管道2,瞬时建立高压差流场,形成高强度冲击载荷,迫使管道系统沿着 x 方向发生明显的往复窜动。因此,在长期的服役过程中,气动试验设备的反复启停必然造成管道系统的结构疲劳,甚至于损伤破裂,危及设备及人员的安全。为此,笔者基于分析、测试数据及结构优化原则^[12]研制了管道系统抑振装置,如图12所示。该装置包括主管道增设固定支座和滑动支座、主管道端面增设阻尼器组件。抑振目标:①宏观上体现为肉眼观察无明显振动,理论上振动抑制降低90%以上;②对高压配气间的所有主管道及其出气管道进行抑振装置的安装,确保后续所有高超声速空气动力试验装置试验时配气间管道系统的振动最小、结构安全和可靠。

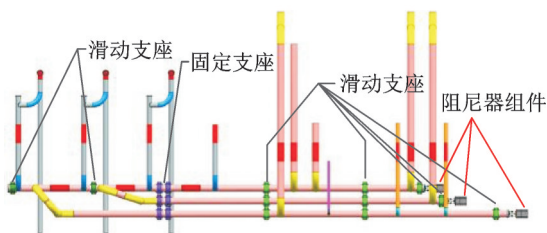


图12 管道系统抑振装置

Fig.12 Anti-vibration mechanism of pipe system

在主管道2的中间横截面位置,布置两排并列安装如图12中紫色所示的固定支座,用于夹紧3根主管道,增大系统的结构刚度,抵抗高压气流的冲击载荷。在3根主管道的上游位置、中下游位置以及末梢位置安装如图12中绿色所示的滑动支座,滑动

支座一方面提高较大的支撑刚度,另一方面提供一定的摩擦阻力,加快管道系统的振动能量耗散。在3根主管道末梢的端面增加阻尼器组件,用于抑制部分冲击振动。

将管道系统简化为简谐振动系统,则

$$\begin{cases} A = A_m \cos(\omega_0 t + \theta) \\ V = dA/dt = -\omega_0 A_m \sin(\omega_0 t + \theta) \\ a = dV/dt = -\omega_0^2 A \end{cases} \quad (10)$$

其中: A 为振动位移; A_m 为最大位移,即振幅; V 为振动速度; θ 为振动初相位; a 为振动加速度; ω_0 为振动圆频率。

根据管道系统的实际测试结果和结构质量 m ,可以计算高压气流的冲击载荷 $F=ma$,约为7 kN。

阻尼器组件结构如图13所示,包括2个弹性阻尼器和1个黏滞阻尼器。弹性阻尼器的刚度为466 N/mm,额定载荷为10 kN,最大压缩变形为32 mm。黏滞阻尼器的阻尼系数为30 N·s/mm,最大阻尼力为9 kN,冲程为50 mm。

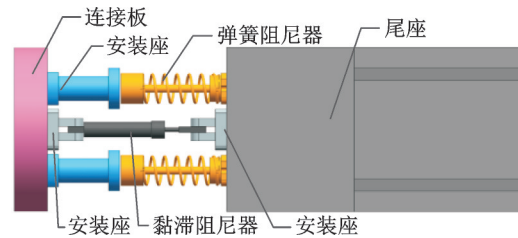


图13 阻尼器组件结构

Fig.13 Structural composition of damper module

在结构抑制装置设计、制造和安装后,对试验装置所用的配气间主管路2及其进出气管道的结构振动响应进行了测量。其中,端头位置在3个方向的加速度测量结果都小于0.1 g。主管道2末梢端面抑振后结构的振动位移响应如图14所示。主管道2右端面的最大正位移约为0.2 mm,最大负位移约为0.11 mm。因此,该抑振装置能够大幅降低管道系

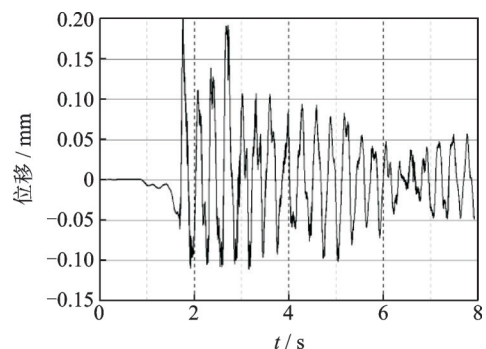


图14 抑振后结构的振动位移响应

Fig.14 Structural displacement response after anti-vibration

统的振动幅度,提高了管道设备的可靠性。

5 结 论

1) 建立了配气间管道系统的结构数值模型,计算了结构模态,并进行了结构模态试验。两者结果基本吻合,能准确预估管道系统的振动型态,判定管道振动的根本原因是由于结构约束不够造成。

2) 开展了主管道2及其进出气管道的内流场数值模拟,细致、真实地描述了内流场气动压力的复杂变化过程,厘清了管道结构的外部载荷环境。计算结果得到了与试验数据较为一致的结构振动位移响应,比较真实地揭示了该管道系统的流致振动特性。该研究方法可应用于风洞等管道结构的流致振动。

3) 主管路抑振装置通过增大结构支撑刚度、提高结构阻尼耗散等途径,能够有效降低管道系统的振动位移幅度。其中,主管路2末梢端面正位移衰减约95%,负位移衰减约94%。振动大大降低,彻底消除了安全隐患,利于高超空气动力试验装置的长期稳定运行。

4) 笔者提出的多学科、系统级的结构振动分析及抑制技术,能够用于指导高压高速流体管道结构设计或结构技改之中,也可用于指导空气动力试验装置(如风洞等)的研制,具有良好工程应用前景。

参 考 文 献

- [1] SHLEY H, HAVILAND G. Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1950, 17: 229-232.
- [2] WALKER J S, PHILLIPS J W. Pulse propagation in fluid-filled tubes [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1977, 44(3): 31-35.
- [3] WIGGERT D C, HATFIELD F J, STUCKENBRUCK S. Analysis of liquid and structural transients by the method of characteristics [J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1987, 109: 161-165.
- [4] 刘巨保,张强,霍喜军,等.细长管与管内外流体流固耦合的计算[J].*化工机械*, 2010, 37(4):418-421.
LIU Jubao, ZHANG Qiang, HUO Xijun, et al. Computation of the fluid-structure interaction of the slender pipes and the fluid inside and outside the slender pipes [J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2010, 37(4): 418-421. (in Chinese)
- [5] OLSON L G, JAMISON D. Application of a general purpose finite element method to elastic pipes conveying fluid [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1997, 11:

207-222.

- [6] SVINGEN B. Fluid structure interaction in slender pipes[D]. Norway, Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 1996.
- [7] 施永强,王全奇,杨青真.风扇/压气机动叶流固耦合特性分析[J].*计算机仿真*, 2011, 28(7): 115-119.
SHI Yongqiang, WANG Quanqi, YANG Qingzhen. Analysis of fluid-structure coupling characteristics in fan/compressor rotor [J]. *Computer Simulation*, 2011, 28(7): 115-119. (in Chinese)
- [8] 马坤,朱亮,陈雄,等.高超声速流场支杆射流减阻降热的流热耦合[J].*航空动力学报*, 2020, 35(4): 793-804.
MA Kun, ZHU Liang, CHEN Xiong, et al. Flow-thermal coupling on drag and heat reduction induced by spike and jet in hypersonic flow field [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(4): 793-804. (in Chinese)
- [9] 高国柱,周萌.基于降阶模型的翼型颤振主动抑制研究[J].*西安航空学院学报*, 2020, 38(1): 28-31, 75.
GAO Guozhu, ZHOU Meng. On active flutter suppression of airfoils based on reduced-order model [J]. *Journal of Xi'an Aeronautical University*, 2020, 38(1): 28-31, 75. (in Chinese)
- [10] KWON Y W, FOX P K. Underwater shock response of a cylinder subjected to a side on explosion [J]. *Computers & Structures*, 1993, 48(4): 637-646.
- [11] EVERSTINE G C, HENDERSON F M. Coupled finite element/boundary element approach for fluid-structure interaction [J]. *Journal of Acoustic Society of America*, 1990, 87: 1938-1947.
- [12] 侍贤瑞,严根华,董家,等.立式一体化泵闸安全性研究及结构优化[J].*振动、测试与诊断*, 2021, 41(1): 176-181.
SHI Xianrui, YAN Genhua, DONG Jia, et al. Safety and optimization of vertical pump gate [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2021, 41(1): 176-181. (in Chinese)



第一作者简介:王元兴,男,1976年4月生,硕士、副研究员。主要研究方向为风洞结构设计、结构强度刚度分析及结构振动分析及抑振。曾发表《压电叠堆主动减振的神经网络PID实时控制》(《南京航空航天大学学报》2014年第46卷第4期)等论文。

E-mail: yxwzy@aliyun.com

通信作者简介:聂旭涛,男,1979年7月生,博士、副研究员。主要研究方向为流固耦合计算和结构振动抑制。

E-mail: nie_xu_tao@163.com