

基于流固耦合方法模拟减压器动态特性^{*}

刘 君, 徐春光, 董海波

(大连理工大学 航空航天学院, 辽宁 大连 116024)

摘 要: 为了研究内部流场对减压器动态特性的影响, 基于新离散几何守恒律和高精度界面流固耦合技术对其动态特性进行数值模拟, 其中单自由度质量弹簧阻尼结构动力学模型采用 Newmark 法进行计算; 三维非定常积分形式的 ALE 流体控制方程采用弹簧近似的动网格有限体积分法进行求解。采用虚拟网格通气技术实现阀门内部运动部件接触/分离过程引起的计算区域拓扑变化。计算结果表明, 在减压器正常工作状态下, 出口压力存在振荡现象, 其均值接近按照静态性能设计的理论值; 进口压力增高, 振幅减小; 进口压力太低时, 减压器无法实现出口压力的设计理论值。在正常工作状态的进口压力范围内, 减压器存在颤振现象, 出口压力远大于设计理论值。

关键词: 流固耦合; 非结构动网格; 颤振; 动态特性

中图分类号: V433

文献标志码: A

文章编号: 1001-4055 (2014) 06-0721-06

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2014.06.001

Numerical Analysis of Dynamic Properties for a Pressure Relief Valve Using a Method of Fluid and Structure Interaction

LIU Jun, XU Chun-guang, DONG Hai-bo

(School of Aeronautics and Astronautics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: In order to investigate the effects of internal flow field on the dynamic characteristics of a pressure relief valve, based on the new discrete geometric conservation law and high order of fluid and solid coupling algorithm, numerical simulations of the dynamic characteristics were performed. The structure dynamic model of the single degree of freedom mass spring damping system was solved by Newmark method. The three-dimensional unsteady integral forms of ALE equation were solved by finite volume scheme based on spring analogy method and dynamic grid. The virtual mesh ventilation method is adopted to solve the problem when multiple bodies move from contact to separation and the mesh topology changes. The results show that the mean outlet pressure, which is consistent with the theoretical value of static performance design, appears oscillation under normal working state of the pressure relief valve, the higher inlet pressure, the lower amplitude. When the inlet pressure is too low the valve is unable to realize the theoretical value. Under the normal working state of the inlet pressure, the pressure relief valve may induce flutter and the outlet pressure is greater than the theoretical value.

Key words: Fluid and solid coupling; Dynamic unstructured grid; Flutter; Dynamic characteristics

1 引 言

减压器是流体管路系统中重要部件之一, 主要

功能是降低流过管路中的气体压力, 并依靠自身能量维持相对稳定的出口压力。传统的阀门研制流程是先按照静态性能设计, 产品试样出来后进行静态

^{*} 收稿日期: 2013-07-01; 修订日期: 2013-09-25。

基金项目: 国家自然科学基金 (11272074); 辽宁省自然科学基金 (201202033)。

作者简介: 刘 君 (1965—), 男, 博士, 教授, 研究领域为计算流体力学和高超声速空气动力学。E-mail: liujun65@dlut.edu.cn

和动态试验。如果性能不能满足要求,根据经验调整相应结构,重新生产、试验、改进,直到满足设计指标,这种不断反复使得研制周期长和成本高。减压器的静态特性是指介质在稳定流动状态下出口压力随入口压力的变化情况,主要采用压力特性和流量特性作为指标,由于阀芯具有一定质量,运动时会产生惯性力,和其他构件之间发生摩擦,构成弹性阻尼系统。因此从一个稳定状态过渡到另一个稳定状态的过程需要不等的时间历程,有时甚至出现不稳定的谐振状态,严重时会导致阀门破毁,这就涉及到减压器的动态特性^[1~3]。

由于阀门内部结构复杂、空间尺度小、开闭过程还存在其他运动部件,内部细节测量非常困难,动态试验较为困难,往往只能给出总体性能是否满足设计指标的定性结论。随着CFD技术的发展,近年来国内外探索采用三维非定常流体方程出发的高保真动力学模拟对阀门内部流动情况进行模拟^[4~5]。在数值模拟过程中发现由于气体可压缩性强、声速较低,阀门开闭过程的细小缝隙常会形成激波、壅塞等超声速流动现象,气动载荷的剧烈变化与结构相互干扰导致阀门出现故障^[6~8]。图1所示为减压器结构示意图,针对阀门流固耦合过程进行高保真动力学模拟,研究设计参数对动态特性的影响机理,指导工艺流程控制和产品检验。

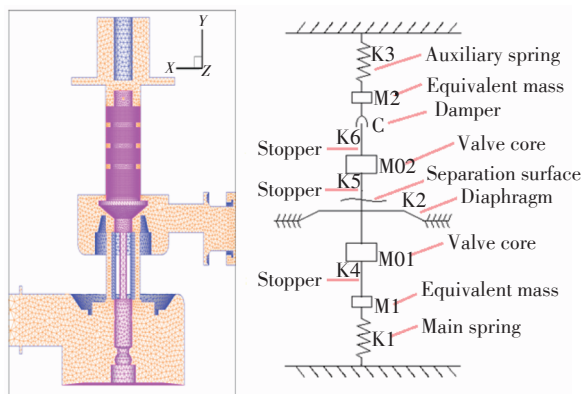


Fig. 1 Schematic of pressure relief valve

2 结构动力学建模和数值方法

针对图1所示的膜片式减压器,密封在膜片盒内的主弹簧K1使膜片K2向上变形,膜片推动阀芯M02向上移动,在阀芯和下限位器K5之间形成缝隙,高压腔的气体流经该处进入低压腔,阀芯和阀座顶盖之间的副弹簧K3和上限位器K6控制其向上运动位

移极限。如果低压腔的压力超过预定值,作用在膜片上下表面的气动力会破坏弹簧K1、K2和K3之间受力平衡,推动膜片向下移动,并带动阀芯使缝隙变窄,逐渐减少进入低压腔的气体流量,致使腔内压力降低。阀芯被设计为可以脱离膜片中心的落座块,在特殊的高压载荷情况下,膜片向下移动位移大于下限位器K5,可使阀门完全关闭,即M02和K5贴合,此时的流量为0。同时为了避免膜片回弹过量,膜片盒内设置了下限位器K4。阀芯和阀座之间的缝隙使得高压气体流入阀芯上方的空腔,影响阀芯受到的气动载荷,设计时要求阀芯中间开孔与低压腔相通,上方的空腔称为卸荷腔,尽管流过缝隙的流量非常小,作用却不容忽视。

由于阀芯与膜片中心落座块存在分离面,从分离面处将系统分为上下两部分进行结构动力学系统建模,膜片与阀芯接触后,根据位移和速度条件确定相互间的作用力。

下部分结构简称为膜片动力学系统,位移变量采用 x_1 表示,方向向上为正,初始位置 $x_1=0$ 是阀芯与上限位器K6接触的全开状态,运动方程如下

$$(M_{01} + M_1/3)\ddot{x}_1 = K_1(-x_1 + L_1) - K_4(x_1 + L_4) - F_m(x_1) - F_x + F_{q1} \quad (1)$$

式中膜片质量 M_{01} ,主弹簧刚度 K_1 ,质量 M_1 ,预压缩量 L_1 ,运动过程中与下限位器K4碰撞,用非线性弹簧系统描述接触→压缩→回弹→脱离过程,弹簧刚度 K_4 表示为

$$K_4 = \begin{cases} 3.14 \times 10^8 (N/m), & x < L_4 \\ 0, & x \geq L_4 \end{cases} \quad (2)$$

F_{q1} 为作用在膜片上的气动力,是流固耦合的关键因素,可以利用低压腔内流场压力积分得到,在与上部接触时去除阀芯对应的面积。

上部分结构简称为阀芯动力学系统,位移变量采用 x_2 表示,运动方程如下

$$(M_{02} + M_3/3)\ddot{x}_2 + C\dot{x}_2 = -K_3(x_2 + L_3) - K_5(x_2 + L_5) - K_6x_2 - f \cdot \text{sign}(\dot{x}_2) + F_{q2} + F_x \quad (3)$$

式中阀芯质量 M_{01} ,副弹簧刚度 K_3 ,质量 M_3 ,预压缩量 L_3 ,阀芯碰撞过程可用非线性弹簧 K_5 和 K_6 近似,下限位器行程为 L_5 ,由于初始位置 $x_2=0$ 表示为全开状态,上限位器行程为0。阀芯和阀座之间涨圈的滑动摩擦力设为常数 $f=4N$ 。 F_{q2} 为作用在阀芯上的气动力,受低压腔、高压腔和卸荷腔内压力变

化影响。

由于膜片厚度很薄,当位移相对其厚度较大时,需要考虑位移大变形效应,膜片刚度 K_2 也将是非线性的,此时膜片内部应力可能超出其屈服极限。在流固耦合模拟前采用有限元法得到主阀膜片位移变形与反作用力之间的关系可以描述为 $F_m(x_1)$,在计算时考虑膜片预变形。对于0.12mm厚度钢膜片,材料弹性模量 $E=200\text{GPa}$,泊松比 $\nu=0.3$,屈服极限 $\sigma_{y0}=0.98\text{GPa}$,屈服后材料的切向模量 $E_t=0.1\text{GPa}$,塑性模型采用率无关的各项同性硬化模型,采用有限元软件ANSYS计算得到的 $F_m(x_1)$ 如图2所示,选取 x_1 向上为正,计算开始时膜片向下运动。

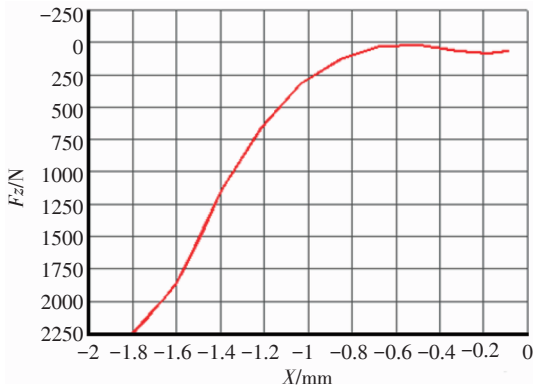


Fig. 2 Spring force changing curve with displacement

在阀芯脱离膜片中心落座块的情况下,系统构件相互间作用力 $F_x=0$,如果二者发生接触,以上两个动力学模型合并成一个运动方程,这时 F_x 为内力,相互抵消。由于模型中存在的气动力、摩擦力和膜片弹力等均是保守力,此动力学模型构成保守系统,采用Newmark算法进行数值计算,所需时间与三维流动模拟相比,几乎可以忽略不计。

3 流体控制方程和数值方法

3.1 控制方程

气体的粘性比液体小,在气动阀门中,局部空间形成的超声速流动中由激波和膨胀波所引起的载荷变化远远大于粘性的贡献,表现为N-S方程中时间导数项比粘性项的影响要大。为了提高计算效率,直接从三维Euler方程出发进行模拟,下文的数值模拟算例也验证了这种简化的可行性,为了描述网格变形,需要把流体控制方程转换为ALE(Arbitrary Lagrangian-Eulerian)形式

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} Q dV + \int_{\partial\Omega} F(Q) \cdot n dS = 0 \quad (4)$$

式中 Ω 是控制体, $\partial\Omega$ 是控制体边界, n 为控制体边界外法向单位向量 $n=(n_x, n_y, n_z)$, 守恒变量 Q 和对流项 $F(Q)$ 分别为

$$Q = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho e \end{pmatrix}, F(Q) \cdot n = (U \cdot n) \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho e + p \end{pmatrix} + p \begin{pmatrix} 0 \\ n_x \\ n_y \\ n_z \\ a_1 \end{pmatrix}$$

式中 $U=V-\dot{x}$ 为流体相对于网格的速度矢量, $V=(u, v, w)$ 为流体的速度矢量, $\dot{x}=(\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1)$ 为网格运动速度矢量, $a_1=x_1 n_x + y_1 n_y + z_1 n_z$ 为网格运动的法向速度^[9]。

3.2 离散方法

采用守恒变量存储单元中心的格心格式,对第 i 个控制体进行空间离散有

$$\frac{\partial}{\partial t} (QV)_i = - \left(\sum_{k=1}^{N_f} F_k \cdot n_k S_k \right)_i \quad (5)$$

式中 F_k , n_k , S_k 分别为第 k 个表面的通量、外法向单位矢量和面积, N_f 为控制体表面个数。对空间二阶格式,假设物理量在单元内线性分布,第 i 个控制体的第 k 个表面中心点的变量值

$$Q_{ik} = Q_i + \phi_{ik} \nabla Q_i \cdot \Delta r_{ik} \quad (6)$$

这里 ∇Q_i 是单元内物理量梯度,采用Green公式计算梯度, r_{ik} 是单元中心到表面中心的矢径。两侧单元在表面 k 处的重建值形成物理量的间断,将其视为近似的一维Riemann问题,利用VanLeer矢通量分裂格式计算通量。在跨声速和超声速绕流计算中,为了抑制激波附近可能出现的非物理振荡,保持数值格式的单调性,本文采用Venkatakrishnan限制器^[10]。

时间离散采用二阶精度的四步Runge-Kutta方法^[11]。计算中稳定性要求当地时间步长满足CFL条件

$$\Delta t_i \leq CFL \frac{V_i}{\sum_{k=1}^{N_f} (|U \cdot S_k n_k| + a_i S_k)} \quad (CFL \leq 2\sqrt{2}) \quad (7)$$

这里 a_i 是当地声速, V_i 是单元体积。全场时间步长是所有网格的最小值,即 $\Delta t = \min(\Delta t_i)$ 。

关于有限体积法的推导过程、边界修正和扭转修正的弹簧模型网格变形方法和新的离散几何守恒律的具体细节参考文献[12]。

3.3 虚拟网格

描述阀芯和阀座之间的接触/分离过程,单元体

积 V_i 从 0 开始,从稳定性条件表达式(7)中可以看出,时间步长也为 0,这显然是不可能的。为提高计算效率,在商用软件中通常采用预留网格内填充粘性极大的流体模拟关闭状态。文献[13]发展了虚拟网格通气的新技术,在阀门中取得很好效果。其基本原理如图 3 所示,生成初始网格时在接触/分离位置或小尺度缝隙处设计一层网格,根据运动物体在网格内部设置虚拟挡板,即图中阴影部分作壁面处理,其他部分作通气处理。把空间离散格式(5)中控制体表面积分为两个部分: $S_k = S_{kf} + S_{kw}$, 其中 S_f , S_w 分别是通气部分和壁面部分的面积,该表面的对流项通量计算

$$F_k = (F_{kf} S_{kf} + F_{kw} S_{kw}) / S_k \quad (8)$$

式中 F_{kf} 作为内部单元面,不作特殊处理; F_{kw} 作为壁面处理时,采用无穿透条件 $\mathbf{U} \cdot \mathbf{n} = 0$, 得到该表面的通量为

$$F_{kw} = p(0, n_x, n_y, n_z, a_t)^T \quad (9)$$

这种新技术可以计算包括 0 的无限小缝隙宽度,模拟界面从接触到逐步远离物理过程,同时也不会因网格尺度太小而影响计算时间推进步长。在运动物体的位置等于虚拟挡板的初始网格以后,采用正常的变形网格拉伸来描述宽度增加,当拉伸距离较大导致网格质量变差,采用局部重构进行网格更新。阀门尺度为 100mm 量级,最小网格尺度大约在 0.1mm 量级,运动行程有限,一般进行 2~4 次重构。

如图 3 示意,在阀芯和下限位器 K5 之间缝隙设置虚拟挡板,模拟从 0.4041mm 直到完全关闭状态的开度变化。对于阀芯和阀座之间的涨圈结构,在进口位置设置网格尺度大约为 0.5mm 的虚拟挡板,模拟缝隙宽度为 0.009mm 的微小流量。高压气在进入高压腔之前经过一个多孔网状结构的过滤器,压力有明显的降低,根据前期实验数据也设置虚拟挡板。

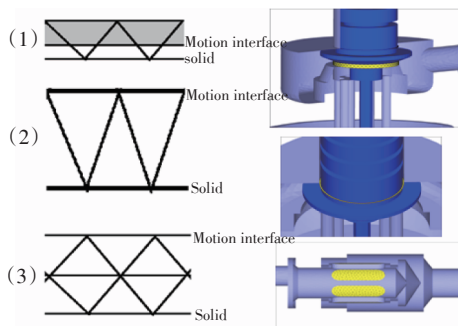


Fig. 3 Sketch of virtual baffle faces

在文献[14]中通过理论分析和数值验证得出结论:由于 CFD 和 CSD 控制方程性质和计算方法差异导致 CSS 算法在界面不能同时满足连续性条件 $\mathbf{x}|_{\partial\Omega} = \mathbf{u}|_{\partial\Omega}$ 和速度相等条件 $\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}|_{\partial\Omega} = \mathbf{u}_t \cdot \mathbf{n}|_{\partial\Omega}$ 。在保持速度相等的前提下保证了动量守恒,位移相等的前提下保证了能量守恒,数值实验表明位移相等条件得到的计算结果精度高。在文献[14]中结合新的几何守恒律算法,构建了满足界面上流固位移相等条件的高精度界面算法。

4 程序验证

图 4 所示为高度 $H=1$, 长度为 $L=10$ 二维高压气体右侧连接质量 $m=1$ 的活塞,初始时刻均匀分布无量纲密度 $\rho_0=1$, 压力 $p_0=1$, 声速 $a_0=1$ 的静止气体,活塞右侧为真空,气压推动活塞从静止开始向右运动,流场内会产生相左传播的稀疏波。在 $t=3$ 时刻由活塞运动引起的膨胀波尚未到达左侧壁面,因此左侧壁面的边界条件不会影响计算结果。根据非定常一维均熵流理论可以得到活塞速度和位移理论解。在文献[15]中,三角形网格离散模型初始空间,共有 2844 个网格点,5260 个网格单元,采用前面论述过的动网格进行流场模拟,比较了不同界面算法计算结果和理论解相对误差,验证了新的界面算法精度较高的结论。

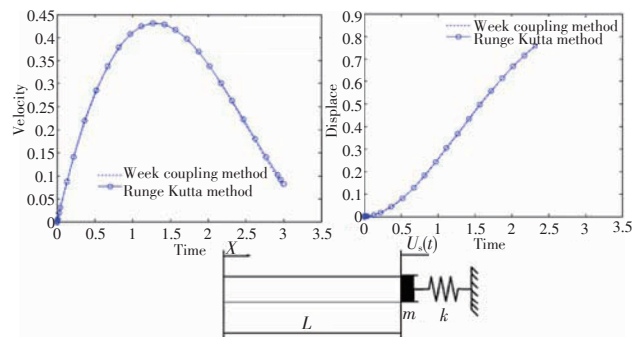


Fig. 4 Comparison of displacement for piston problem^[15]

为了验证程序对于流固耦合问题的有效性,在以上模型的活塞右侧相连刚度系数 $k=1$ 弹簧,根据非定常一维均熵流理论可以得到活塞运动速度与压力的关系式

$$m\ddot{u}_s + ku_s = p_0(1 - \frac{r-1}{2a_0}\dot{u}_s)^{\frac{2r}{r-1}} \quad (10)$$

采用 Runge-Kutta 方法求解以上常微分方程也可得到活塞运动特性,在 $t=3$ 时刻,利用两种计算方

法得到的活塞运动速度和位移比较如图4,计算结果表明,初期气动力大于弹簧作用力,活塞加速运动,速度增大、稀疏波增强,活塞左侧气压下降、气动力减弱,但是不断增大的位移使得弹簧作用力也逐渐增大,大约在 $t=1.5$ 左右,弹簧作用力大于气动力,活塞开始减速运动,到计算结束时活塞速度又接近静止。

比较两种方法的计算结果,非常一致,表明本文建立的流固耦合程序具有良好的计算精度,为下面的应用研究打下很好的基础。

5 计算结果与分析

减压器上游通过管路连接高压气源,下游管路中连接孔板限流器,工作介质为常温条件下的空气。本文采用虚拟挡板技术成功模拟了滤网结构的阻挡作用和高压气体进入卸荷腔的流动过程,这个阶段进入低压腔的介质少且压力较低,限流孔板不起作用,气体在连通管内形成壅塞,在过滤器虚拟挡板两侧形成压力梯度,涨圈结构也有明显的压力差存在。计算结束时减压器进入工作稳定阶段,上游管路和高压腔的压力接近,限流孔板和低压腔之间的压力值就是设计指标。同时为了考察减压器稳压效果,根据工况要求,上游总压分别取21MPa, 15MPa, 8MPa和2MPa进行计算。

在出口处设置监测点,通过计算得到压力随时间变化曲线如图5所示,尽管上游压力从21MPa变为8MPa,但是低压腔压力基本围绕按照静态性能设计的理论1.7MPa波动。上游压力2MPa基本接近减压器设计指标,高压腔与低压腔的压差很小,导致卸荷腔和低压腔的压差也很小,作用在阀芯的气动力不足以克服弹簧预紧力,结构保持初始全开状态,流场也存在稳定解,由于管路内的总压损失,表现为图5曲

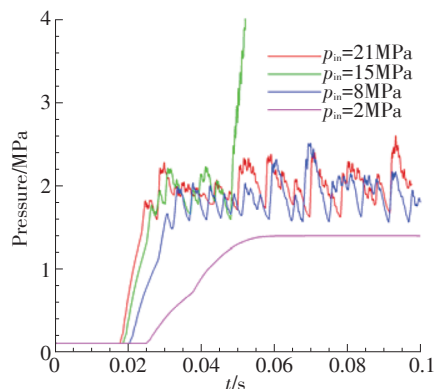


Fig. 5 Pressure curves of low-pressure cavity

线监测点压力为1.5MPa,只靠流动损失就实现了减压作用。上游压力15MPa的工况,从压力和速度云图等流场信息看与图5相似,但是低压腔的压力超过7MPa,失去了减压功能。

图6所示为四种工况下阀芯与膜片的位移变化曲线,由于阀芯在图中位移为0处有下限位器(图1中K5),因此位移为负时表示膜片脱离阀芯后的单独运动,位移为正时表示阀芯和包含膜片的重合运动。在2MPa工况下阀芯与膜片重合在一起,位移稳定在初始状态;8MPa和21MPa工况下位移曲线变化规律相似,膜片脱离阀芯后向下运动,和下限位器K4碰撞,并发生反向运动,与阀芯接触一起向上运动,在8MPa工况曲线清晰看出,阀芯脱离膜片后和下限位器K5碰撞引起的高频小幅振动,二者差异表现为,进口压力高,膜片往复运动频率高,阀芯振幅均值较小;15MPa工况在40ms以后阀芯与膜片不再接触,阀芯在上下限位器之间碰撞往复,膜片在下限位器

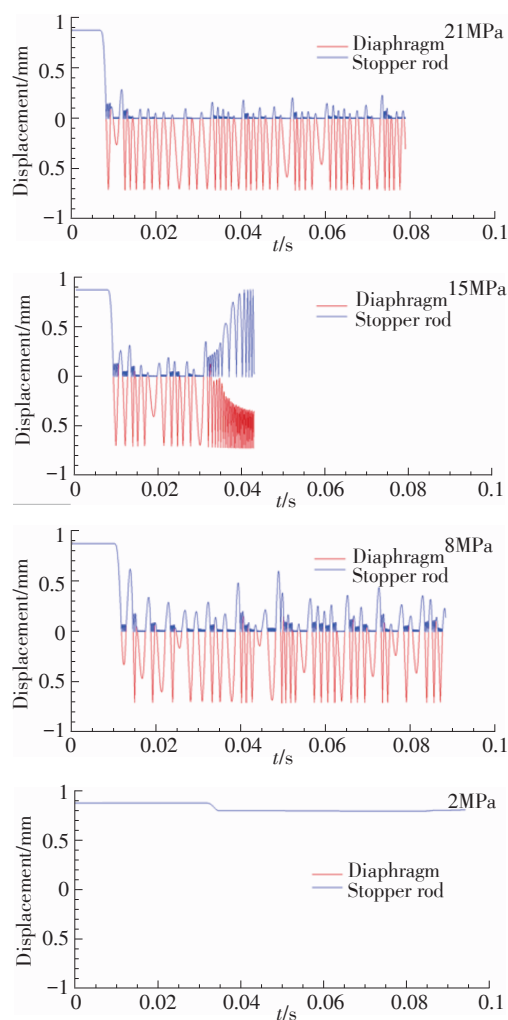


Fig. 6 Displacement curves of valve core and diaphragm

和位移为负时的位置高频振荡,低压腔的压力围绕7.5MPa振荡,没有发散,表明减压器具有一定稳压功能。

在15MPa工况下减压器的的工作模态称为颤振,机理是气动力与动力学系统运动产生共振,是典型的流固耦合现象。本文计算中颤振使减压器动态稳定状态发生转移(低压腔压力均值从1.7MPa变化到7.5MPa),产品在实际工作中出现的颤振现象经常导致结构损坏。根据膜片动力学系统方程,脱离接触时 $F_x=0$,气动力 F_{q1} 取决于进入低压腔的气体流量,由于膜片运动引起低压腔容积变化非常小,可以忽略膜片位移对低压腔压力的贡献,因此膜片颤振原因是低压腔的压力波动所导致的。阀芯的气动力 F_{q2} 受低压腔、高压腔和卸荷腔内压力影响,阀芯动力学系统方程还有阻尼力作用,测点数据显示均出现波动。

为了避免颤振,发挥数值模拟虚拟现实优势,针对低压腔容积、涨圈结构摩擦力和缝隙宽度的影响,由于篇幅关系仅给出研究结论:增加低压腔容积后腔内压力波动幅度变小,未能有效消除颤振;5N以下的摩擦力对动态特性几乎没有影响,增大到20N可以有效地抑制颤振;缝隙变宽,漏气进入卸荷腔再经由顶杆中心孔进入低压腔的流量增大,消除颤振的同时会导致出口稳定压力明显偏低,说明涨圈漏气量过大会导致减压器失效。

6 结 论

通过本文研究,得到以下结论:

(1)基于非结构动网格的流固耦合计算方法可以用于阀门高保真动力学模拟,验证算例表明新离散几何守恒律和界面算法具有较高精度。

(2)虚拟挡板新技术很好的解决了阀门内部运动部件导致空间拓扑结构改变带来的难题,流场中合理体现了网状过滤器、涨圈结构引起的压降,也模拟出阀芯、膜片与上下限位器的碰撞的接触/分离过程。

(3)在减压器正常工作状态下,出口接近按照静态性能设计的理论值,动态特性显示存在振荡。

(4)上游压力较低时,状态稳定,减压器出口压力低于设计值,产品有最低进口压力要求。

(5)此型号减压器会出现气动力与动力学系统相互干扰形成的颤振现象,定性分析这种流固耦合现象符合机理,可采取相应措施可以消除颤振。

参考文献:

- [1] 江燕平. 气体减压器动态特性的仿真和试验研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2009.
- [2] 谭建国, 江燕平, 王振国. 减压器增压过程中的振荡抑制措施[J]. 推进技术, 2013, 34(1): 124-128. (TAN Jian-guo, JIANG Yan-ping, WANG Zhen-guo. Suppression Approach on Oscillation of Pressure Relief Valve During Pressurization Process [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(1): 124-128.)
- [3] 叶奇昉, 严诗杰, 陈江平, 等. 气动先导式电磁阀的自激振动[J]. 机械工程学报, 2010, 46(1): 115-121.
- [4] 李 哲, 魏志军, 张 平. 燃气调压阀内流场三维数值模拟[J]. 固体火箭技术, 2007, 30(3): 210-213.
- [5] 郑 丽, 李清廉, 罗泽明, 等. 减压器关闭过程内部流场的动态仿真和特性分析[J]. 航空发动机, 2011, 37(6): 9-12.
- [6] Vineet A, Ashvin H, Peter C, et al. Simulations of Instabilities in Complex Valve and Feed Systems[R]. *AIAA* 2006-4758.
- [7] Jeremy S, Ashvin H, Vineet A. Unsteady Analyses of Valve Systems in Rocket Engine Testing Environments[R]. *AIAA* 2004-3663.
- [8] 赖 林, 李清廉, 郑 丽, 等. 大流量气体减压器振动问题研究[J]. 国防科技大学学报, 2009, 31(2): 1-4.
- [9] 王 巍, 刘 君, 白晓征, 等. 非结构动网格技术及其在超声速飞行器头罩分离模拟中的应用[J]. 空气动力学学报, 2008, 26(1): 131-135.
- [10] Venkatakrishnan V. On the Accuracy of Limiters and Convergence to Steady Solutions[R]. *AIAA* 93-0880.
- [11] Williamson J H. Low-Storage Runge-Kutta Schemes [J]. *Journal of Computational Physics*, 1980, (35): 48-56.
- [12] 刘 君, 白晓征, 郭 正. 非结构动网格计算方法—及其在包含运动界面的流场模拟中的应用[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2009.
- [13] 郭 正, 刘 君, 陈广南. 安溢活门动态特性的流固耦合数值分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 61-66.
- [14] 刘 君, 徐春光. 数值模拟流固耦合的界面新算法[C]. 烟台: 第十五届全国计算流体力学会议论文集, 2012: 247-253.
- [15] 郭 攀, 刘 君, 武文华. 爆炸冲击荷载作用下流固耦合数值模拟[J]. 力学学报, 2013, 45(2): 283-287.

(编辑: 梅 瑛)