

液体火箭发动机充液导管流固耦合动力学特性

徐云飞¹, 李 锋¹, 邓长华¹, 黄道琼¹, 段 捷²

(1. 中国航天科技集团公司 西安航天动力研究所 液体火箭发动机技术重点实验室, 西安 710100;

2. 中国航天科技集团公司 航天推进技术研究院, 西安 710100)

摘 要: 为了深入研究流固耦合(FSI)作用对液体火箭发动机充液导管频率特性的影响,采用传递矩阵法(TMM)建立了空间导管流固耦合动力学计算模型.针对真实发动机导管开展了传递矩阵模型与传统基于附加质量的有限元(FEM)(非耦合)模型仿真计算以及模态试验验证,比较了管径、壁厚等结构参数对导管流固耦合作用的影响.结果表明:在流固耦合作用下,导管各阶谐振频率减小、而对应的流体振荡与结构振动幅值增大.管径对导管低频率特性的影响较壁厚对其影响更大.对于该算例,当管径大于设计值30%后,耦合作用引起的1阶频率误差高于10%,此时流固耦合不能忽略;而壁厚对1阶谐振频率的影响则小于8%.

关 键 词: 液体火箭发动机充液导管; 流固耦合(FSI); 动态特性; 传递矩阵法(TMM); 模态试验验证
中图分类号: V434 **文献标志码:** A

Dynamic characteristics of fluid-filled pipe in liquid rocket engines considering fluid-structure interaction

XU Yunfei¹, LI Feng¹, DENG Changhua¹, HUANG Daoqiong¹, DUAN Jie²

(1. Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory,

Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China;

2. Academy of Aerospace Propulsion Technology,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: To study the influence of fluid-structure interaction (FSI) on the frequency characteristics of fluid-filled pipe in rocket engines, a dynamic characteristic model of spatial pipe was set up based on transfer matrix method (TMM). Targeting a real liquid rocket engine pipe, simulations by transfer matrix method as well as conventional finite element method (FEM) for fluid with added-mass (non-FSI) were proposed, and verification modal test was also carried out. Influences of parameters such as diameter and thickness of the pipe on the coupling effect were discussed. The results indicate that each resonant frequency declines and the corresponding amplitude increases under FSI effect. In addition, the influence of pipe thickness on low-order resonant frequencies is more significant than the pipe diameter. The example given hereto also demonstrate that the concerned 1st-order resonant frequency calculated by the non-FSI model offsets is over 10% when the pipe thickness exceeds 30% of the design value, so the coupling effect can not be ignored in this case. And the influence of pipe thickness on 1st-order resonant frequency is less than 8% within the range of calculation.

收稿日期: 2016-03-06

基金项目: 国家自然科学基金(11502186, 51506157)

作者简介: 徐云飞(1984—),男,工程师,硕士,主要从事发动机喷雾技术与系统动力学仿真研究.

引用格式: 徐云飞,李锋,邓长华,等.液体火箭发动机充液导管流固耦合动力学特性[J].航空动力学报,2017,32(6):1523-1529.

XU Yunfei, LI Feng, DENG Changhua, et al. Dynamic characteristics of fluid-filled pipe in liquid rocket engines considering fluid-structure interaction[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1523-1529.

Key words: liquid-filled pipe in liquid rocket engine; fluid-structure interaction (FSI); dynamic characteristics; transfer matrix method (TMM); modal test verification

在液体火箭发动机工作过程中,剧烈的流体振荡与结构振动会强化充液导管的流固耦合作用,可能造成结构失效破坏、发动机低频燃烧不稳定性或全箭的纵向耦合振动(POGO)等,严重影响发动机的工作稳定性与可靠性.然而,由于充液导管的构造与功能相对简单,在工程设计过程中往往容易受到忽视、缺乏必要的流固耦合动力学分析,导致问题发生后,需要耗费大量精力进行相关的动力学特性修改工作^[1].

随着发动机研制推力的日益提高,充液导管承压也越来越高,同时为了降低结构呆重,管壁设计也越来越薄^[2],导致导管内的流固耦合作用愈发显著.然而,传统的航天工程设计过程中往往忽略流固耦合作用,或者将流体处理成导管的附加质量,只进行导管部分的动态特性分析,或者将导管处理成刚体,只进行管内流体的动力学计算^[3],这势必造成计算结果越来越偏离实际情况.因此开展导管流固耦合动态特性研究对提升液体火箭发动机动力学认知水平、提高系统稳定性与可靠性具有积极意义.

国内外学者针对不同的导管结构分别采用有限元法(FEM)^[4-6]、特征线法(MOC)^[7-9]和传递矩阵法(TMM)^[10-12]等开展流固耦合的动态特性仿真计算,而试验研究则主要以水击的瞬态响应特性^[13-15]为主.张智勇等^[10,16]等分别采用特征线

法和传递矩阵法对不同边界条件下的一维和二维充液导管进行了瞬态响应与模态计算,结果表明流固耦合作用不可忽略;Tijsseling^[7]分析了两段不同管径的连通直管的水击响应特性;陈香林^[4]等研究了流固耦合作用对二维导管模态频率与振型的影响;杨超等^[17]分析了导管结构阻尼与泊松比等对系统振动响应的影响.各学者研究重点多针对充液导管的流固耦合特性,而对于动力学优化与动力学参数影响因素等的相关分析较少.

本文采用传递矩阵法建立了三维充液导管流固耦合动力学仿真模型,并针对某型液体火箭发动机导管开展动态特性计算与试验验证.通过对所关注的系统低阶谐振频率变化趋势与影响因素的分析,为系统的动力学优化提供理论依据的同时,也对提高发动机故障诊断能力具有积极意义.

1 计算模型

1.1 直管模型

充液直管单元的坐标定义如图 1 所示,图中 f 为导管单元应力; u 为导管单元结构位移; m, ϕ 分别为导管单元的弯矩和扭矩; p 为流体压力; v 为流体的纵向位移;下标 x, y, z 分别为与坐标轴对应的参数方向.

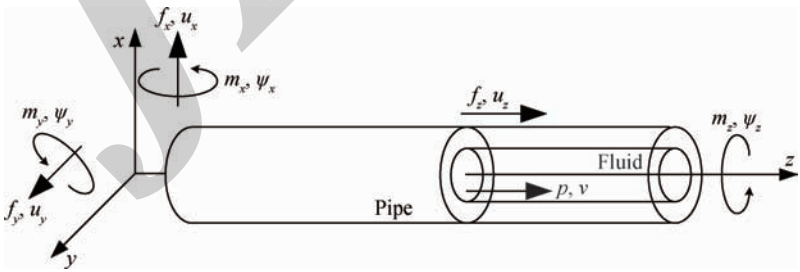


图 1 充液直管单元坐标定义

Fig. 1 Definition sketch of fluid-filled pipe element

鉴于充液导管耦合振动的复杂性,做如下假设:①导管为纯弹性和各向同性材料的圆管;②流体流速远小于其声速;③忽略流体内的旋转运动;④流体内没有气泡.考虑泊松耦合与连接耦合效应^[11],根据流体的连续方程、运动方程以及导管结构的运动方程,通过在固/液交界面引入接触条件,可以推导得到描述直管单元三维流固耦合运动的“14-方程模型^[11]”.

1) 直管单元纵向耦合运动模型

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial z} + \rho_l \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0 \\ \frac{\partial f_z}{\partial z} - \rho_p A_p \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = 0 \\ f_z - EA_p \frac{\partial u_z}{\partial z} - \mu A_p \frac{R}{g} p = 0 \\ \frac{1}{K^*} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} - 2\mu \frac{\partial^2 u_z}{\partial t \partial z} + \frac{\partial^2 v}{\partial t \partial z} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$K^* = \frac{K_f}{1 + 2K_f R(1 - \mu^2)/Eg}$$

2) 直管单元横向耦合运动模型

$$\begin{cases} \frac{\partial f_y}{\partial z} - (\rho_p A_p + \rho_f A_f) \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} = 0 \\ \frac{\partial m_x}{\partial z} + f_y - \rho_p I_p \frac{\partial^2 \psi_x}{\partial t^2} = 0 \\ m_x - EI_p \frac{\partial \psi_x}{\partial z} = 0 \\ f_y = \kappa G A_p \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} - \psi_x \right) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial f_x}{\partial z} - (\rho_p A_p + \rho_f A_f) \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = 0 \\ \frac{\partial m_y}{\partial z} + f_x - \rho_p I_p \frac{\partial^2 \psi_y}{\partial t^2} = 0 \\ m_y - EI_p \frac{\partial \psi_y}{\partial z} = 0 \\ f_x = \kappa G A_p \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} - \psi_y \right) \end{cases} \quad (3)$$

3) 直管单元扭转耦合运动模型

$$\begin{cases} \frac{\partial m_z}{\partial z} - \rho_p J_p \frac{\partial^2 \phi_z}{\partial t^2} = 0 \\ m_z - GJ_p \frac{\partial \phi_z}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中 ρ_f, ρ_p 分别为流体与管路密度; R, g, A_p 分别为管内流体半径、壁厚及截面积; E, κ, μ 分别为管路的弹性模量、剪力分布系数及泊松比; I_p, J_p 分别为导管横截面的惯性矩及惯性矩; G 为导管的切变模量; K_f, A_f 分别为流体的体积模量与流通面积。

1.2 传递矩阵法求解

假设导管与流体状态参数的振荡均为简谐形式, 即可以写成如下形式:

$$\varphi(z, t) = \Gamma(z) e^{j\omega t} \quad (5)$$

通过对方程组(式(1)~式(4))的联立推导, 各参数变量则均可以解耦并写成如下形式的微分控制方程:

$$\Gamma^{(4)}(z) + \alpha \Gamma''(z) + \beta = 0 \quad (6)$$

通过对特征方程的求解, 可以得到以下形式的状态变量表达式:

$$\Gamma(z) = f(\eta, C_1, C_2, C_3, C_4) \quad (7)$$

式中 $\eta = z/L$ 为导管的无量纲计算位置, L 为单元长度, $C_1 \sim C_4$ 为积分系数. 将所有表达式写成矩阵形式有

$$\begin{aligned} \Phi &= B(\eta) \cdot C \\ \Phi &= [U_z \quad P \quad V \quad F_z \quad U_x \quad \Psi_y \quad M_y \quad F_x \quad U_y \\ &\quad \Psi_x \quad M_x \quad F_y \quad \Psi_z \quad M_z]^T \end{aligned} \quad (8)$$

式中 Φ 为式(1)~式(4)中参数变量的脉动幅值

所组成 14×1 阶变量矩阵; $B(\eta)$ 为与 η 以及导管和管内流体的结构、物性参数等相关的 14×14 阶变量矩阵; C 为积分系数所组成的 14×1 阶系数矩阵. 通过将向量 C 进行变量替换, 可以得到传递矩阵形式的充液导管流固耦合动力学计算上/下游状态参数关系, 形式如下:

$$\Phi_r(\eta = 1) = T \cdot \Phi_l(\eta = 0) \quad (9)$$

$$T = B(\eta = 1) \cdot B(\eta = 0)^{-1} \quad (10)$$

式中 T 为只与充液导管结构及物性有关的常数矩阵, 称为直管单元的传递矩阵. 由于传递矩阵 T 表达形式较为复杂, 本文不展开描述, 可参见文献[1]. 在针对具体导管进行分析时, 首先把对象模型分成若干段, 具体的分段原则还要兼顾边界条件以及集中组件的位置等. 通过将各段传递矩阵依次连乘, 可以得到如下形式的充液直管流固耦合动力学计算模型:

$$\Phi_n = T_{II} \cdot \Phi_0 \quad (11)$$

$$T_{II} = T_n \cdot T_{n-1} \cdot \dots \cdot T_1 \quad (12)$$

根据导管两端的边界条件, 将状态参量分成已知量 K 与未知量 U 两种, 式(11)则可以表示为

$$\begin{bmatrix} \Phi^K \\ \Phi^U \end{bmatrix}_n = \begin{bmatrix} T_{II}^{K,K} & T_{II}^{K,U} \\ T_{II}^{U,K} & T_{II}^{U,U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi^K \\ \Phi^U \end{bmatrix}_0 \quad (13)$$

通过对以下剩余量矩阵特征值方程的求解, 可以得到系统的频率响应特性.

$$|T_{II}^{K,U}| = 0 \quad (14)$$

1.3 弯管的处理方法

对弯管单元流固耦合运动的处理方法主要有连续模型和离散模型两种^[11]. 连续模型是针对建立的导管与流体的运动微分方程, 通过解析方法或者有限元法对弯管的传递矩阵进行推导; 离散模型则是指将弯管等效成一系列首尾相连的短直管, 各相邻管段之间互成一定角度, 只在连接的节点处考虑流体与导管之间的耦合. Jong^[18] 通过计算结果的对比与试验验证, 指出两种模型计算效果基本相同, 对于大曲率弯管, 离散模型的分段原则只需满足单元长度小于导管半径即可, 进一步细化对结果的影响可以忽略.

采用离散模型, 将弯管单元两端各状态参数的平衡方程写成矩阵形式, 可以得到如下形式的弯管单元传递矩阵模型(图 2). 值得注意的是, 由于弯管的抗弯刚度小于等长直管, 因此在计算过程中还需要将抗弯刚度进行一定修正; 而对于三维导管的流固耦合动力学计算, 还要再进行一次局部坐标变换. 同时, 在研究过程中也要根据导管

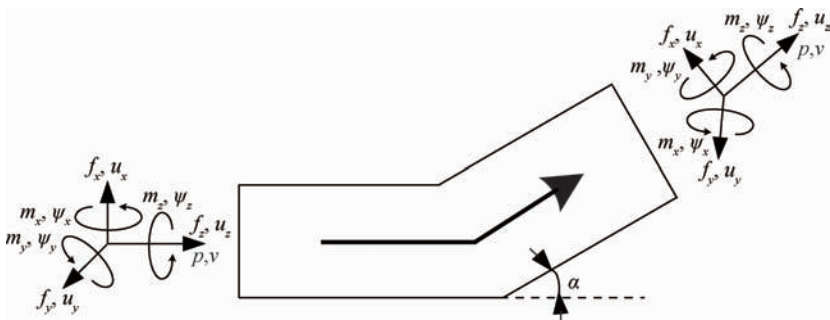


图 2 弯管单元离散模型的参数变换

Fig. 2 Parameters conversion of elbow pipe element discrete model

$$\begin{bmatrix} U_z \\ P \\ V \\ F_z \\ U_x \\ \Psi_y \\ M_y \\ F_x \\ U_y \\ \Psi_x \\ M_x \\ F_y \\ \Psi_z \\ M_z \end{bmatrix}_r = \begin{bmatrix} \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & \sin\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(1-\cos\alpha) & 0 & 1 & 0 & \sin\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_l(1-\cos\alpha) & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & \sin\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin\alpha & 0 & 0 & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_l \sin\alpha & 0 & -\sin\alpha & 0 & 0 & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 & -\sin\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 & -\sin\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\alpha & 0 & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\alpha & 0 & 0 & \cos\alpha & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_z \\ P \\ V \\ F_z \\ U_x \\ \Psi_y \\ M_y \\ F_x \\ U_y \\ \Psi_x \\ M_x \\ F_y \\ \Psi_z \\ M_z \end{bmatrix}_l$$

结构与边界条件等的实际情况,对包括弹性支承、集中质量以及导管走形调整在内的动力学优化手段建立对应的传递矩阵模型。

2 计算结果分析与试验验证

针对某型液体火箭发动机充液导管开展流固耦合动力学特性的仿真计算与试验验证。导管模型如图 3 所示,其左端焊接固定在某热力组件上,右端则设计了一个工艺接头,方便进行固定与自由两种边界的动态特性分析。试验过程中,选用 BK4206 型力锤进行激励,加速度传感器型号为 BK4506-B,联合 LMS Scadas mobile SCM05 数采前端与 Testlab 14A 动态信号分析软件进行动力学参数的提取。由于供应系统对发动机动态特性的影响主要集中在低频范围内,因此重点分析导管低阶频率特性及其影响规律。图 4 为发动机充液导管实物图。

表 1 分别给出了模态试验以及采用传递矩阵法(TMM)与有限元法(FEM)仿真计算得到的导管前两阶谐振频率统计结果。为了对比流固耦合作用对导管动态特性的影响,在有限元法计算过程中忽略耦合作用,将流体简化为附加质量,只对导管结构进行分析。



图 3 充液导管示意图

Fig. 3 Schematic of liquid-filled pipe

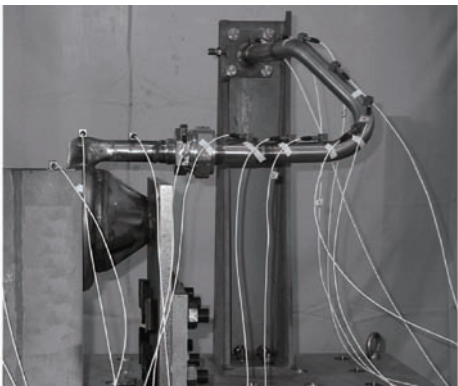


图 4 液体火箭发动机充液导管实物图

Fig. 4 Photo of liquid-filled pipe in liquid rocket engine

对比仿真结果可以看出,对于两种边界条件下的充气导管,采用传递矩阵模型与有限元模型计算

结果基本一致,验证了导管流固耦合计算的传递矩阵模型正确性以及对接路结构动态特性分析的适应性.导管充水后,有限元模型计算的谐振频率减小,这是由于相同的刚度条件下,增大系统质量会降低谐振频率;而传递矩阵模型结果较有限元模型更低,说明流固耦合作用具有更加显著的降频作用.

两种仿真模型中,考虑流固耦合的传递矩阵模型计算结果较有限元模型与试验结果更为一致,说明流固耦合模型能更真实的反映充液导管的动力学特征.试验结果比仿真计算结果更低则是因为试验系统中的导管固定边界存在一定“弹性”造成的.

图 5 和图 6 分别给出了模态试验与传递矩阵法计算得到的不同状态与边界条件下的导管频率

响应函数.图中 a 为加速度, P 为脉动压力, U_z 为轴向位置, F_z 为轴向应力.模态试验得到的导管动力学特性较仿真计算结果更为复杂,主要是由于导管边界条件的复杂性造成的(如图 4 所示).从图 6 的仿真结果可以看出,导管充液之后,流固耦合作用在降低系统频率的同时,通常会增大流体振荡与结构振动的幅值,而高阶谐振频率调节作用也更加显著.

充液导管低阶频率的影响因素分析对系统故障诊断以及动力学修改具有积极意义.图 7 和图 8 分别给出了导管直径(30 mm)与壁厚(2 mm)对系统流固耦合振荡 1 阶谐振频率的影响曲线.可以看到,忽略流固耦合的有限元模型计算得到的导管 1 阶频率随着直径的增大近似线性增大.

表 1 仿真计算与试验结果对比

		1 阶					2 阶				
边界类型	状态	FEM 频率/Hz	误差/ %	TMM 频率/Hz	误差/ %	试验频率 /Hz	FEM 频率/Hz	误差/ %	TMM 频率/Hz	误差/ %	试验频率/ Hz
固定-自由	充气	56.9	8.3	55.9	6.3	52.6	63.5	3.2	62.4	1.4	61.5
	充水	55.2	15.0	51.3	7.8	48.0	61.6	9.0	57.2	2.2	56.5
固定-固定	充气	200.3	6.1	198.5	5.2	188.8	305.4	6.0	306.0	6.2	288.2
	充水	177.7	9.8	168.7	4.1	161.9	290.7	1.6	289.6	1.2	286.2

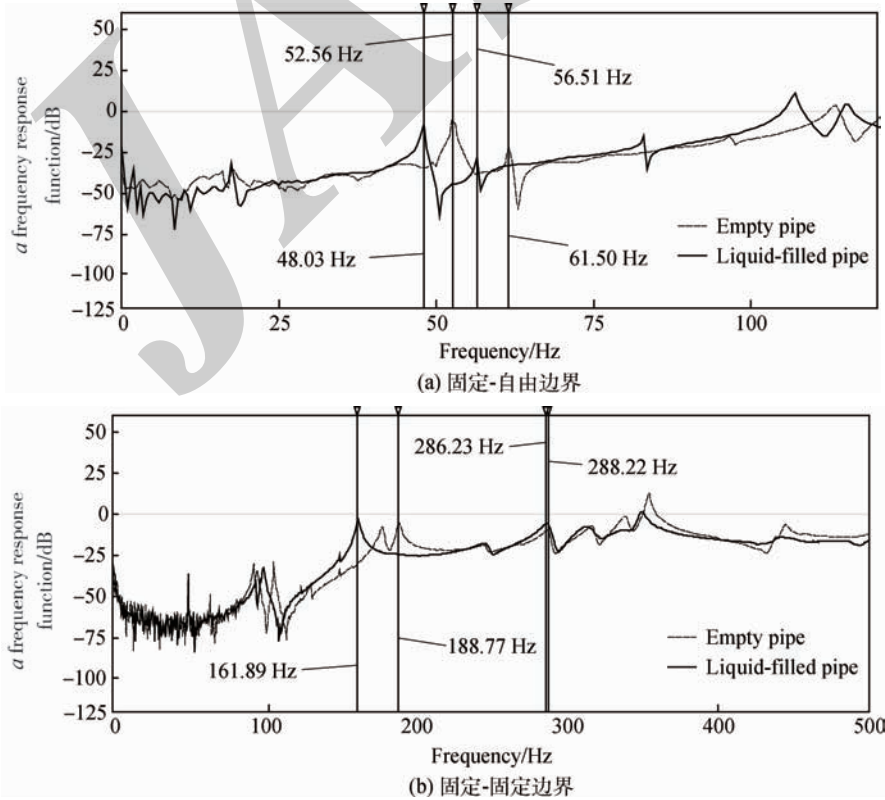


图 5 模态试验得到的导管频响函数

Fig. 5 Frequency response functions of the pipe by modal test

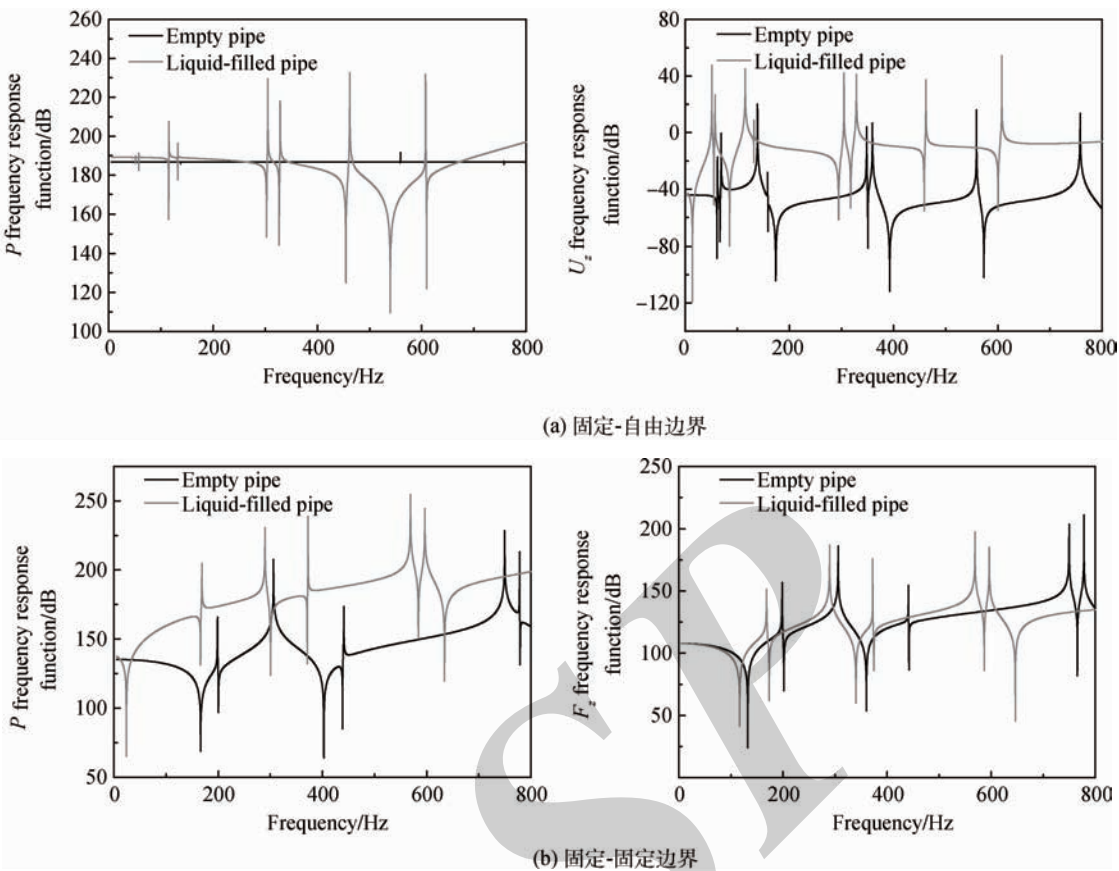


图 6 传递矩阵法得到的导管频响函数
Fig. 6 Frequency response functions of the pipe by TMM

对于小管径充液导管,两种模型计算结果较为一致,这是因为小管径导管刚度相对较强,而单位长度的流体质量较小,导致流固耦合作用较弱造成的;随着管径的增大,流固耦合作用愈发显著,导致两种计算模型的偏差逐渐增大.对于文中算例,当管径超出设计值 30%后,流固耦合作用引起的计算偏差大于 10%,此时流固耦合作用已不可忽略.

两种模型中,壁厚对导管 1 阶谐振频率的影

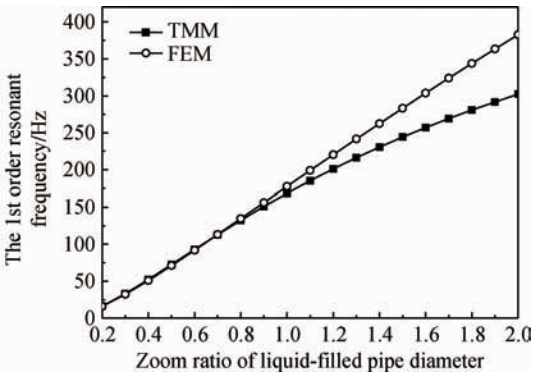


图 7 直径对充液导管 1 阶谐振频率的影响
Fig. 7 Influence of pipe diameter on 1st order resonant frequency of fluid-filled pipe

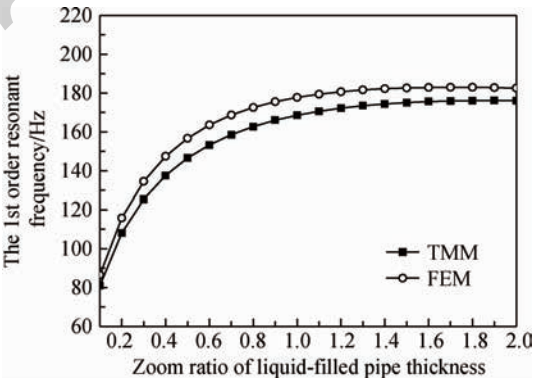


图 8 壁厚对充液导管 1 阶谐振频率的影响
Fig. 8 Influence of pipe thickness on 1st order resonant frequency of fluid-filled pipe

响趋势较为一致,均随壁厚的增大而增大并逐渐趋近于某一频率值.这说明对于薄壁导管,壁厚的增大造成系统以刚度增大为主,使得谐振频率相应提高;随着壁厚的继续增大,系统的质量特性与刚度特性达到平衡,系统 1 阶频率趋于稳定,然而由于流体的相关参数未变,使得流固耦合作用也基本不变,因此不同导管壁厚状态下的两种模型计算偏差基本相同.对于文中算例,在整个计算范围内,流固耦合作用引起的 1 阶频率偏差均低于 8%.

3 结 论

本文采用传递矩阵法建立了某型动力系统充液导管的流固耦合动态特性计算模型,并将计算结果与工程上常用的基于附加质量的有限元法结果进行了对比和影响因素分析,并开展了试验验证,得到的主要结论如下:

1) 充液导管的流固耦合作用会降低系统谐振频率、增大流体振荡与结构振动的幅值,其中降频特点对于高阶频率尤其显著。

2) 对于文中的发动机导管算例,管径对系统流固耦合振荡 1 阶谐振频率的影响大于壁厚对其的影响。若管径超出设计值 30%,则两种模型计算误差大于 10%,此时流固耦合作用不可忽略。

3) 与工程设计中常用的基于附加质量的有限元模型计算结果相比,传递矩阵模型结果与试验值更为一致。

后续研究中,将适当调整文中传递矩阵模型的状态参数变量,使之与通用的发动机系统动力学传递矩阵模型相匹配。通过联合建模,进一步研究流固耦合作用对整个液体火箭动力系统(尤其是配有大量细长导管的轨姿控动力系统)的动态特性影响。

参考文献:

[1] 徐云飞. 基于流固耦合的火箭发动机导管振动特性研究[D]. 西安:西安航天动力研究所,2009.
XU Yunfei. Vibration characteristic study of rocket engine pipe based on fluid-structure interaction[D]. Xi'an: Xi'an Aerospace Propulsion Institute,2009. (in Chinese)

[2] 休泽尔. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 朱宁昌,译. 北京:中国宇航出版社,2004.

[3] 李斌,杜大华. 液氧/煤油补燃发动机低频频率特性研究[J]. 航空动力学报,2009,24(5):1187-1191.
LI Bin, DU Dahua. Research on the low frequency characteristics of LOX/kerosene stage combustion cycle engine[J]. Journal of Aerospace Power,2009,24(5):1187-1191. (in Chinese)

[4] 陈香林,周文禄. 压力管道流固耦合振动特性[J]. 火箭推进,2007,33(5):27-31.
CHEN Xianglin, ZHOU Wenlu. Vibration characteristic analysis of pressure pipes with fluid-structure interaction[J]. Journal of Rocket Propulsion,2007,33(5):27-31. (in Chinese)

[5] HIREMATH S S. Modeling and simulation of fluid structure interaction in jet pipe electrohydraulic servovalve[J]. International Journal of Recent Advances in Mechanical

Engineering,2013,2(4):1-14.

[6] GIM G, CHANG S, LEE S, et al. Fluid-structure interaction in a U-tube with surface roughness and pressure drop[J]. Nuclear Engineering and Technology, 2014, 46(5): 633-640.

[7] TIJSSELING A S. Exact computation of the axial vibration of two coupled liquid-filled pipes[R]. ASME Paper PVP2009-77250,2009.

[8] 魏鑫,孙冰,于子文,等. 火箭推进系统充液管路的流固耦合响应分析[J]. 航空动力学报,2010,25(4):852-856.
WEI Xin, SUN Bing, YU Ziwen, et al. Dynamic response analysis of fluid-structure interaction in liquid-filled pipes of rocket feed system[J]. Journal of Aerospace Power, 2010,25(4):852-856. (in Chinese)

[9] KERAMAT A, TIJSSELING A S, HOU Q, et al. Fluid-structure interaction with pipe-wall viscoelasticity during water hammer[J]. Journal of Fluid and Structures,2012, 28(1):434-455.

[10] 张智勇,沈荣斌,王强. 充液管道系统的模态分析[J]. 固体力学学报,2001,22(2):143-149.
ZHANG Zhiyong, SHEN Rongying, WANG Qiang. The modal analysis of the liquid-filled pipe system[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics,2001,22(2):143-149. (in Chinese)

[11] 张立翔,杨柯. 流体结构互动理论及其应用[M]. 北京:科学出版社,2004.

[12] YANG Ke, LI Q S, ZHANG Lixiang. Longitudinal vibration analysis of multi-span liquid-filled pipelines with rigid constraints[J]. Journal of Sound and Vibration,2004,273(1/2):125-147.

[13] MOLINSKY J. Water hammer test of the seastar hydra-zine propulsion system[R]. AIAA 97-3226,1997.

[14] PRICKETT R P, MAYER E, HERMEL J, et al. Water hammer in a spacecraft propellant feed system[R]. AIAA 88-2920,1988.

[15] LECOURT R, STEELANT J. Experimental investigation of waterhammer in simplified basic pipes of satellite propulsion systems[R]. AIAA-2007-5532,2007.

[16] 张智勇,沈荣斌. 充液直管管系中的固-液耦合振动响应分析[J]. 振动工程学报,2000,13(3):455-461.
ZHANG Zhiyong, SHEN Rongying. Fluid-structure interaction of the straight liquid-filled piping system[J]. Journal of Vibration Engineering,2000,13(3):455-461. (in Chinese)

[17] 杨超,范士娟. 管材参数对输液管流固耦合振动的影响[J]. 振动与冲击,2011,30(7):210-213.
YANG Chao, FAN Shijuan. Influence of pipe parameters on fluid-structure coupled vibration of a fluid-conveying pipe[J]. Journal of Vibration and Shock,2011,30(7):210-213. (in Chinese)

[18] JONG C D. Analysis of pulsations and vibrations in fluid-filled pipe systems[D]. Eindhoven, Holland: Eindhoven University of Technology,1994.