

膨胀环频域特性影响因素分析

权凌霄^{1,2}, 李 东¹, 刘 嵩¹, 李长春³, 孔祥东¹

(1. 燕山大学 河北省重型机械流体动力传输与控制实验室, 河北 秦皇岛 066004;

2. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 杭州 310000; 3. 上海飞机设计研究院, 上海 200232)

摘 要: 针对带有膨胀环的航空液压管路, 建立 14-方程动力学模型, 利用传递矩阵法对该方程进行求解. 研究在膨胀环总长一定时, 弯曲半径、折弯角度对管路频域特性的影响. 分析不同壁厚、内半径时, 膨胀环固有频率与折弯角度之间的变化规律. 分析膨胀环高度及长度对膨胀环固有频率的影响. 仿真结果表明: 膨胀环折弯角度与弯曲半径越小, 管路的固有频率越高; 固有频率随折弯角度的变化趋势不受壁厚的影响; 内半径越小, 折弯角度对固有频率的影响越小; 固有频率与胀环高度具有线性关系, 与膨胀环长度具有非线性关系, 并且膨胀环长度越小, 长度变化对固有频率的影响越明显.

关键词: 流固耦合; 管路; 膨胀环; 频域特性; 折弯参数

中图分类号: TH 137; V 228

文献标志码: A

文章编号: 1008-973X(2016)06-1065-08

Influence factors analysis on frequency domain characteristics of expansion loop

QUAN Ling-xiao^{1,2}, LI Dong¹, LIU Song¹, LI Chang-chun³, KONG Xiang-dong¹

(1. Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University,

Qinhuangdao 066004, China; 2. The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University,

Hangzhou 310000, China; 3. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 200232, China)

Abstract: The 14-equation dynamic model of aviation pipe with expansion loop was established and solved by transfer matrix method. The influence of bending radius and angle on the pipeline frequency domain characteristics were investigated, when expansion loop length was certain. Variation rules between expansion loop natural frequency and bending angle with different wall thickness and radius were studied. The effect of expansion loop height and length on natural frequency were analyzed. Simulation results show that the smaller the bending angle and radius, the higher natural frequency of expansion loop; The variation of natural frequency with bending angle is not affected by wall thickness. The influence of bending angle on natural frequency will be smaller when inner radius decreases. The effect of expansion loop height on natural frequency is linear, but the effect of expansion loop length on natural frequency is nonlinear and the influence of change in length on natural frequency is more obvious when its length is shorter.

Key words: fluid-structure interaction; pipe; expansion loop; frequency domain characteristic; bending parameters

收稿日期: 2015-09-17.

浙江大学学报(工学版)网址: www.journals.zju.edu.cn/eng

基金项目: 国家“973”重点基础研究发展计划(2014CB046405); 国家自然科学基金资助项目(51375423); 流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金资助项目(GZKF-201309).

作者简介: 权凌霄(1977—), 男, 副教授, 博士, 从事液压系统振动及控制研究. ORCID: 0000-0002-3228-0356. E-mail: lingxiao@ysu.edu.cn

液压管路是飞机的血管,起着传输动力介质的作用,其振动会严重影响飞机寿命和飞行安全^[1].管路系统的耦合振动会导致管路疲劳破坏,甚至联接失效,从而导致重大的安全事故^[2-3].因此,深入研究液压管路流固耦合振动特性,对飞机安全飞行有重要意义.民机、军机等的可靠性要求非常高,统计数据表明,液压管路失效占飞机元件类故障的52%以上,尤其当飞机稳定俯仰和侧向突风时,会承受较大的机体变形、加速度等多种载荷的交叉耦合作用,而且载荷阈值变化很大,这些复杂变化的载荷大多数都会作用在飞机液压系统管路上,导致液压管路产生宽频振动^[4].这些问题对飞机液压管路振动控制提出了更高的要求.为避免由于上述载荷以及温度载荷等引起的管路应力集中,飞机液压管路中设置了一定数量的膨胀环.但膨胀环的使用会使飞机液压管路空间构型更加复杂,因此振动特性更为复杂,同时增加了机体重量.

近年来,对直管及管路约束的研究较多^[5-7],但是对弯管的研究较少.这是由于弯管动力学特性更为复杂,与直管有很大的差别.但是,弯管区域是耦合振动中的敏感区域,因此,对弯管进行详细分析有重要意义. Tentarelli 等^[8-9]建立的弯曲管路14-方程模型被大量的引用,并被不断完善^[10-12],为弯管的流固耦合研究提供了理论基础.李艳华等^[13]在此基础上,建立了弯管的14-方程模型,并利用单弯管模型分析了不同折弯角度及弯曲半径时的管路频域特性,但是仅做了简单分析.欧阳小平等^[14]利用8-方程模型,分析了曲率及摩擦对弯管固有频率的影响,研究表明摩擦的影响要小于曲率的影响,这说明对弯管参数展开研究十分重要.上述研究者对弯管进行了广泛的研究,但是鲜有研究基于分布参数方法建立液压管路模型,并深入分析折弯参数对管路频域特性影响.

本文针对一段带有膨胀环的航空液压管路进行研究,建立14-方程流固耦合动力学模型,采用传递矩阵的求解方法,分析膨胀环参数与航空液压管路振动特性之间的关系.

1 膨胀环简化及求解

1.1 模型简化

如图1所示为某大型客机左侧机翼液压管路膨胀环的几何模型.膨胀环是根据飞机内部空间及应力设计要求,把一段直管路弯曲成拱形结构.

可将膨胀环一侧弯曲管路简化为如图2所示的



图1 膨胀环几何模型

Fig. 1 Geometric model of expansion loop

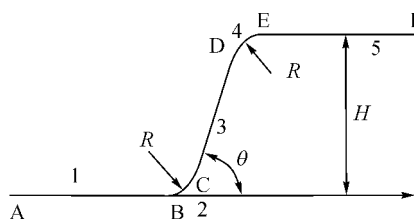


图2 带有膨胀环的航空液压管路一侧简化模型

Fig. 2 Simplified model of air hydraulic line with expansion loop

模型,该模型由5段组成,其中3段为直管路,两端为弯曲管路,其曲率半径由机舱内的安装空间决定.图2中, R 为弯曲管路的曲率半径, θ 为弯曲角度, H 为膨胀环高度, L_{AB} 为膨胀环接入长度, L_{EF} 为膨胀环长度.

1.2 弯曲管路的14-方程流固耦合动力学模型

对于如图2所示模型,建立弯曲管段的流固耦合动力学模型.如图3所示为该段管路(长度为 l)的微元段受力模型. z 轴与弯曲管路的轴线方向相切, x 轴垂直于弯曲管路所在的平面, y 轴垂直于 $x-z$ 平面,也可由右手定则确定. p_0 为液体介质压力, v 为液体流速, F 为管道直线运动时受到的作用力, M 为管道扭转运动受到的作用力矩, u 为管道直线运动的位移, ψ 为管道扭转运动的角位移.

弯管的流固耦合14-方程主要包括4个轴向动力学方程、4个 $y-z$ 平面内的横向动力学方程、4个 $x-z$ 平面内的横向动力学方程以及2个扭转动力学

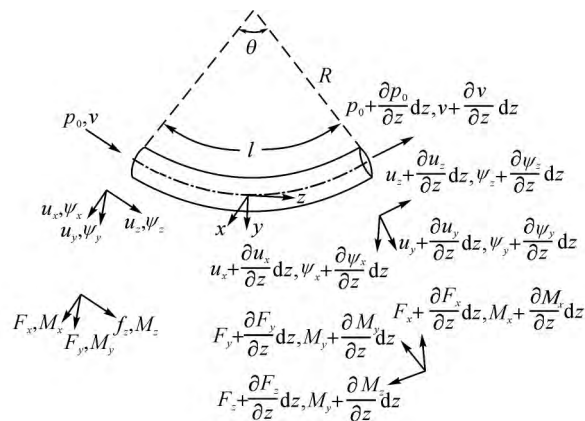


图3 弯管微元受力示意图

Fig. 3 Diagram of bend infinitesimal force analysis

方程. 文献[11]中的流固耦合方程如下.

1) 轴向动力学方程:

$$\frac{\partial p_0}{\partial z} = -\rho_f \frac{\partial v}{\partial t} - \frac{2\tau_0}{R\rho_f}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{K^*} \frac{\partial p_0}{\partial t} + 2\nu \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} - \frac{\dot{u}_y}{R}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial F_z}{\partial z} = A_p \rho_p \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} - \frac{F_y}{R}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} = \frac{\partial F_z}{EA_p \partial t} - \frac{\nu r}{Ee} \frac{\partial p_0}{\partial t} - \frac{\dot{u}_y}{R}. \quad (4)$$

2) y - z 平面内的横向动力学方程:

$$\frac{\partial F_y}{\partial z} = (\rho_f A_f + \rho_p A_p) \frac{\partial \dot{u}_y}{\partial t} + \frac{F_z}{R} - \frac{A_f}{R} p_s, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \dot{u}_y}{\partial z} = \frac{1}{k^2 GA_p} \frac{\partial F_y}{\partial t} - \dot{\psi}_x + \frac{\dot{u}_z}{R}, \quad k^2 = 2 \frac{1+\nu}{4+3\nu}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial z} = (\rho_p I_p + \rho_f I_f) \frac{\partial \dot{\psi}_x}{\partial t} + F_y, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}_x}{\partial z} = \frac{1}{EI_p/T_{ff}} \frac{\partial M_x}{\partial t}, \quad T_{ff} = 1.65r^2/eR. \quad (8)$$

3) 横向 x - z 平面内的横向动力学方程:

$$\frac{\partial F_x}{\partial z} = (\rho_f A_f + \rho_p A_p) \frac{\partial \dot{u}_x}{\partial t}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial \dot{u}_x}{\partial z} = \frac{1}{k^2 GA_p} \frac{\partial F_x}{\partial t} + \dot{\psi}_y, \quad k^2 = 2 \frac{1+\nu}{4+3\nu}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial M_y}{\partial z} = (\rho_p I_p + \rho_f I_f) \frac{\partial \dot{\psi}_y}{\partial t} - F_x + \frac{M_z}{R}, \quad (11)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}_y}{\partial z} = \frac{1}{EI_p/T_{ff}} \frac{\partial M_y}{\partial t} + \frac{\dot{\psi}_z}{R}, \quad T_{ff} = 1.65r^2/eR. \quad (12)$$

4) 扭转动力学方程:

$$\frac{\partial M_z}{\partial z} = \rho_p J_p \frac{\partial \dot{\psi}_z}{\partial t} - \frac{M_y}{R}, \quad (13)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}_z}{\partial z} = \frac{1}{GJ_p} \frac{\partial M_z}{\partial t} - \frac{\dot{\psi}_y}{R}, \quad (14)$$

$$\frac{1}{K^*} = \frac{1}{K} + (1-\nu^2) \frac{2r}{Ee}.$$

式中:下标为 f 的变量对应流体参数,下标为 p 的变量对应管道参数, ρ 为密度, τ_0 为流体剪切力, R 为管道弯曲半径, K 为体积模量, A 为截面积, E 为弹性模量, ν 为泊松比, r 为管道半径, e 为壁厚, k 为剪切系数, G 为剪切模量, I 为截面惯性矩, J 为转动惯量, T_{ff} 为弹性修正因子.

式(1)考虑了流固摩擦耦合的作用,具体表现为流体的剪切力,即等式右侧第 2 项;式(2)及式(4)考虑了流固泊松耦合,具体表现为流体压力与管壁应力之间的相互作用,耦合强度取决于管路材料的泊松比. 14-方程完整地考虑了管路各个自由度上的作用力与管路直线运动及旋转运动之间的动力学关系,是最为成熟的液压管路流固耦合动力学模型.

1.3 弯曲管路动力学模型的解耦

本文利用频域求解方法对上述模型求解,该方法对于判断系统振动性能来说是非常有效的^[15-16]. 根据上述模型可以看出,当 $R \rightarrow \infty$ 时,该模型即为直管流固耦合动力学方程. 同时,可将上述所有方程的统一形式为

$$\mathbf{A} \frac{\partial \Phi(z,t)}{\partial t} + \mathbf{B} \frac{\partial \Phi(z,t)}{\partial z} + \mathbf{C} \Phi(z,t) = \mathbf{r}(z,t). \quad (15)$$

式中:矩阵 \mathbf{A} 为对时间微分的常数项,表示各变量对时间的变化梯度, \mathbf{B} 为对空间微分的常数项,表示各变量对空间的变化梯度, \mathbf{C} 包含摩擦因数和结构黏性阻尼,当采用层流模型时, \mathbf{C} 为常矩阵^[17]. 向量 $\mathbf{r}(z,t)$ 为管路外部激励,对于自由振动系统该向量为零. $\Phi(z,t)$ 是由沿着管路轴线方向上的介质及管路的动力学参数组成的向量,其具体形式为

$$\Phi(z,t) = (P, V, \dot{u}_z, F_z, \dot{u}_y, F_y, \dot{\psi}_x, M_x, \dot{u}_x, F_x, \dot{\psi}_y, M_y, \dot{\psi}_z, M_z)^T. \quad (16)$$

对式(15)进行拉氏变换,在零初始状态时,令 $\mathbf{r}(z,t)=0$,此时管路不受外部激励作用,可以得到拉氏变换后的液压管路流固耦合数学模型为

$$\bar{\mathbf{A}}(s) \bar{\Phi}(z,s) + \mathbf{B} \frac{\partial \bar{\Phi}(z,s)}{\partial z} = 0. \quad (17)$$

式中: $\bar{\mathbf{A}} = \mathbf{A} + \mathbf{C}/s$.

在 14 维空间中任一向量均可由各元素线性无关的 14 维向量线性表示,即

$$\bar{\Phi}(z,s) = \mathbf{S}(s) \bar{\eta}(z,s). \quad (18)$$

由于 14 方程线性无关,其系数矩阵满秩,满足求逆条件,将式(18)代入式(17)中,消去 $\bar{\Phi}(z,s)$,得到

$$\bar{\mathbf{S}}(z,s) + \mathbf{A}(s) \frac{\partial \bar{\eta}(z,s)}{\partial z} = 0. \quad (19)$$

式中: $\mathbf{A}(s) = \mathbf{S}^{-1}(s) \bar{\mathbf{A}}^{-1}(s) \mathbf{B} \mathbf{S}(s)$ 为 $\bar{\mathbf{A}}^{-1}(s) \mathbf{B}$ 的特征值矩阵,而 \mathbf{S} 为对应的特征向量矩阵.

由于 \mathbf{A} 为对角阵,因此,方程(19)为 14 个独立方程,其解为

$$\bar{\eta}(z,s) = \mathbf{E}(z,s) \bar{\eta}(0,s) \quad (20)$$

式中:

$$\mathbf{E}(z,s) = \text{diag} \left(\exp \left(\frac{sz}{\lambda_1(s)} \right), \dots, \exp \left(\frac{sz}{\lambda_n(s)} \right) \right),$$

$\lambda_1, \dots, \lambda_n$ 为 $\bar{\mathbf{A}}$ 的特征值.

将式(20)代入式(18)中,就可以得到式(17)的解:

$$\bar{\Phi}(z,s) = \mathbf{M}(z,s) \bar{\Phi}_0(0,s). \quad (21)$$

式中: $\mathbf{M}(z,s) = \mathbf{S}(s) \mathbf{E}(z,s) \mathbf{S}^{-1}(s)$ 是管路的场传递矩阵.

1.4 带有膨胀环的航空液压管路传递矩阵

本研究中带有膨胀环的航空液压管路由多段直管及弯管组成,因此,需要根据各段管路之间的动力学关系,建立整体管路的传递矩阵数学模型,得到完整的管路频域响应.传递矩阵由场传递矩阵与点传递矩阵组成,对于管路直径和材料相同的2段管路,点传递矩阵为单位阵^[18].结合图2,可以得到本文所研究的航空管路传递矩阵为

$$\mathbf{M}_{\text{all}}(z, s) = \mathbf{M}_5(L_5, s) \mathbf{M}_4(L_4, s) \cdots \mathbf{M}_1(L_1, s). \quad (22)$$

因此,由式(21)及式(22),可以得到管路中任一点的状态变量向量为

$$\Phi(z, s) = \mathbf{M}_{\text{all}}(z, s) \Phi(0, s) \quad (23)$$

利用式(23)的变量传递关系,再结合边界条件即可得到管路状态的频域响应.

当管路两端为自由约束,在管路一端施加机械冲击强迫激励时($F = [1(t) - 1(t - t_T)]$ (t_T 为冲击的持续时间)),根据力平衡条件可以得出管路的边界矩阵如式(24)所示,对应的激励向量如式(25)所示.

$$\mathbf{D}_i(s) = \begin{bmatrix} 0, 1, -1, 0 \\ -A_i, 0, \pm m_i s, 1 \\ \pm m_i s, 1, 0, 0 \\ 0, 0, 0, 1 \\ \pm m_i s, 1, 0, 0 \\ 0, 0, 0, 1 \\ 0, 1 \end{bmatrix}. \quad (24)$$

式中: i 为 0 或 1. $i=0$, 表示管路激励端的边界矩阵, $m_i s$ 的符号为“+”, m_0 为激励端堵头质量; $i=1$, 表示管路末端的边界矩阵, 对应 $m_i s$ 的符号为“-”, m_1 为管路末端堵头质量.

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{Q}_0(s) &= \left[0, -\left(\frac{F}{s}\right) [1 - \exp(-sT)], \right. \\ &\quad \left. 0, 0, 0, 0, 0 \right]^T, \\ \mathbf{Q}_L(s) &= [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]^T. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

式中: $\mathbf{Q}_0(s)$ 及 $\mathbf{Q}_L(s)$ 分别为管路两端的激励向量.

管路两端的边界方程为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{D}_0(s) \Phi(0, s) &= \mathbf{Q}_0(s), \\ \mathbf{D}_1(s) \Phi(L, s) &= \mathbf{Q}_L(s). \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

进一步,结合式(23)可以求得

$$\Phi(0, s) = \bar{\mathbf{D}}(s) \mathbf{Q}(s). \quad (27)$$

式中:

$$\bar{\mathbf{D}}(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{D}_0(s) \\ \mathbf{D}_1(s) \mathbf{M}(L, s) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{Q}(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_0(s) \\ \mathbf{Q}_L(s) \end{bmatrix}. \quad (28)$$

联合式(24)、(25)、(27),可求得管路激励端的状态向量,结合式(23),可得管路任意一点的频域响应.

2 膨胀环参数对管路频域特性的影响

膨胀环折弯参数对管路频域特性有明显影响^[9].如图2所示的带有膨胀环的航空液压管路总长度为1.5 m,管路及管路内流体的物理参数如下:内半径 r 为 5 mm,壁厚 $e=1$ mm,管路密度 ρ_p 为 7 985 kg/mm³,杨氏模量 $E=168$ GPa,剪切模量 $G=65.1$ GPa,流体密度为 999 kg/mm³,弹性模量 $K=2.14$ GPa, $L_{AB}=L_{EF}=0.5$ m, $L_{CD}=0.5$ m, $R=0.06$ m.

2.1 折弯参数对管路固有频率的影响

分析如图2所示的膨胀环折弯参数(折弯角度、折弯半径)对该段管路固有频率的影响规律.在两端封闭管路的A端施加机械冲击激励,两端堵头质量分别为 $m_0=1.32$ kg, $m_1=0.33$ kg.分别取折弯角度为 0° (直管)、 30° 、 60° 及 90° ,分析得到管路A端介质压力的频域响应.如图4所示为不同折弯角度时的A端介质压力的频域响应曲线.由于频率响应峰值在分析频率范围内的变化较大,在普通坐标系下造成部分峰值分辨不清,因此采用半对数坐标.

可以看出,相对于直管路,带有膨胀环的弯曲管路频谱曲线的密度变得更为密集,管路内压力波动频率更高;而且,管路的固有频率也会发生变化.

由上述研究可以看出,弯曲管路的频域特性明显不同于直管路,此外,弯曲管路的结构参数会对其频域特性产生明显影响.本文将对这个问题进行深入研究,目的是揭示弯曲管路固有频率特性随折弯参数变化的规律,为设计航空液压管路,避免由谐振产生的管路失效问题奠定基础.

分别取折弯角度分别为 15° 、 30° 、 45° 、 60° 、 75° 及 90° ,可以得到管路前4阶固有频率曲线.如图5所

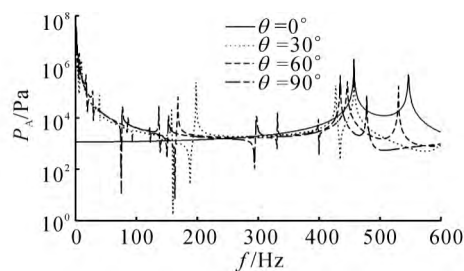


图4 不同折弯角度时A端压力频域响应曲线

Fig. 4 Pressure frequency response of point A at different bending angles

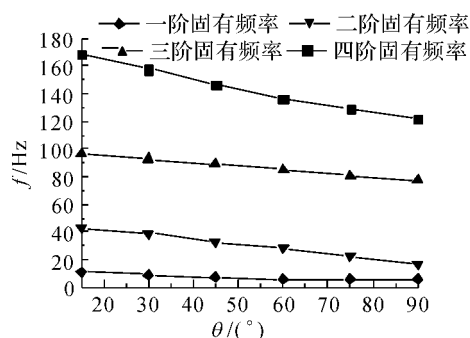


图5 不同折弯角度时管路各阶固有频率变化曲线

Fig. 5 Natural frequency change of pipeline at different bending angles

示为液压管路各阶固有频率随折弯角度的变化趋势。可以看出,各阶固有频率随折弯角度的增大会随之减小。第一阶固有频率的变化平缓,此后的各阶固有频率减小的趋势较为明显。因此,在设计膨胀环时,要尽量减小折弯角度,以避免管路谐振失效。

将折弯角度确定为 60° ,弯曲半径分别取30、60、90及120 mm,分析得到管路A端介质压力的频域响应。如图6所示为不同弯曲半径时的A端介质压力的频域响应曲线。可以看出,随着弯曲半径的增大,频谱曲线密度增高,各阶固有频率有所降低,高阶频率的变化更为明显。由此可以得出结论,弯曲半径越小,其固有频率越高。

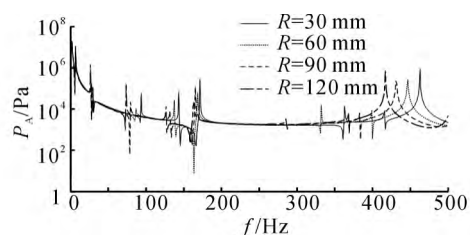


图6 不同弯曲半径时的A端介质压力频域响应

Fig. 6 Pressure frequency domain response of point A at different bending radius

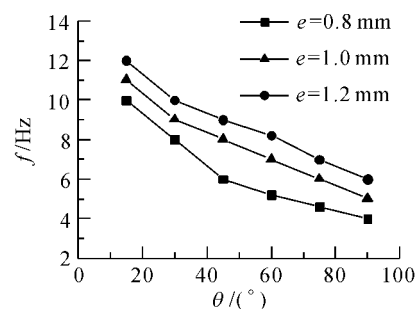
2.2 弯曲管路参数对管路固有频率的影响

2.2.1 壁厚对管路固有频率的影响分析

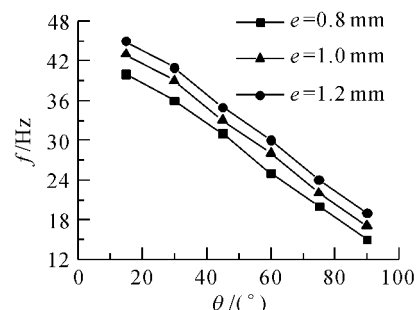
壁厚对管路的固有频率有很大的影响,下面选取壁厚 e 为0.8、1.0以及1.2 mm,内半径 $r=5$ mm, $R=60$ mm,以分析壁厚变化时,折弯角度对固有频率的影响规律。前4阶固有频率随折弯角度的变化趋势如图7所示。从图7可以看出,壁厚越大,各阶固有频率越大,然而,对于不同壁厚的管路,其固有频率随折弯角度的变化趋势大致相同,说明增加或减少壁厚不能降低折弯角度对固有频率的影响。

2.2.2 管路内径对管路固有频率的影响分析

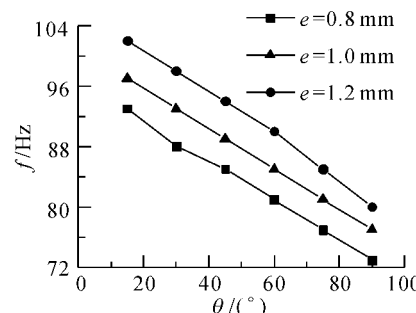
管



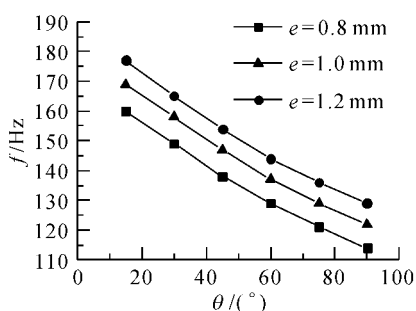
(a) 一阶固有频率



(b) 二阶固有频率



(c) 三阶固有频率



(d) 四阶固有频率

图7 折弯角度在壁厚变化时对固有频率的影响

Fig. 7 Effect of bending angle on natural frequency of wall thickness variation

路半径是管路设计时的重要参数,分析不同半径对管路频域特性的影响,对管路设计有重要的参考价值。将壁厚确定为0.8 mm,管路内半径选取5、9及13 mm,其余参数不变,得到此时前4阶固有频率随折弯角度的变化趋势如图8所示。随着管路半径的增大,固有频率随之增大,而且当管路半径越大,管路固有频率随角度增大而降低的速度越快,这对于前两阶固有频率尤为明显。因此,对于大半径的管

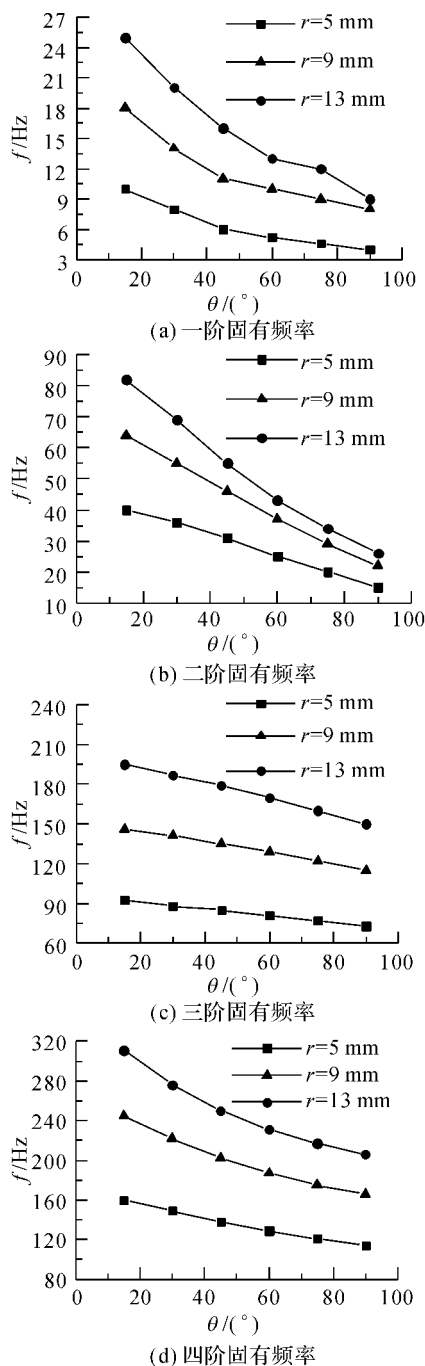


图 8 折弯角度在内半径变化时对固有频率的影响

Fig. 8 Effect of bending angle on natural frequency of different inner radius

路,更要细致考虑折弯角度对固有频率的影响.

2.3 膨胀环高度对管路频域特性影响分析

由于飞机内的空间限制,在设计膨胀环时,膨胀环的高度 H 要限定在一定范围之内,此时,折弯角度的变化会造成整体管路的增长,而管路长度的增加对管路的固有特性有着很大的影响,如图 9 所示为在弯曲半径为 10 mm, $H=0.1$ m 时,弯曲角度变化时,速度频域响应. 由图 9 可以看出在膨胀环高度

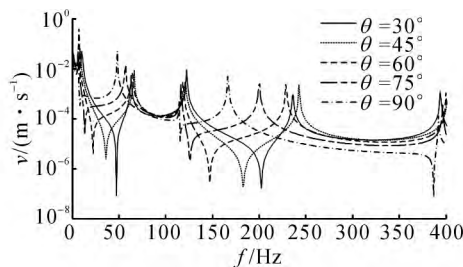


图 9 当高度为 0.1 m 时 A 端口不同折弯角度下的速度频域响应

Fig. 9 Velocity frequency domain response of A port under different bending angles when height is 0.1 m

为 0.1 m 时,采用 45° 的折弯角度能有效提高管路固有频率. 这说明在膨胀环高度确定时,在角度变化和管路长度变化的综合影响下,管路的频域特性变得更为复杂.

分别取膨胀环高度为 0.025、0.500、0.100 及 0.150 m,弯曲角度为 45° ,管路及流体的其他物理参数如前文所述,分析膨胀环高度变化时管路固有频率的变化规律,得到的膨胀环高度对管路前 4 阶固有频率的影响如图 10 所示. 可知,当膨胀环高度增加时,管路的前 4 阶固有频率近似线性下降,设计膨胀环时要尽量减小膨胀环高度,也可根据各阶固有频率的下降斜率进行近似计算,选择合适的高度.

2.4 膨胀环长度对管路固有频率影响分析

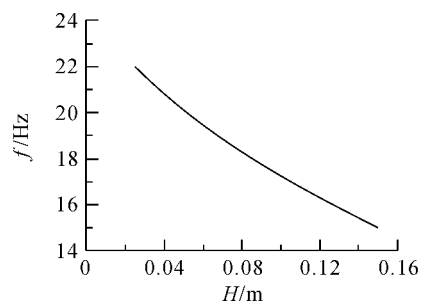
分别取膨胀环长度为 0.1、0.2、0.3 和 0.4 m,分析管路固有频率随膨胀环长度的变化规律,得到的膨胀环长度对前四阶固有频率的影响如图 11 所示. 可以看出,膨胀环长度增加会导致固有频率大幅下降,下降速度随长度的增加先快后慢,因此,在设计膨胀环时,对于长度较短的膨胀环要更加重视长度的影响,不能盲目增加膨胀环长度.

3 结 论

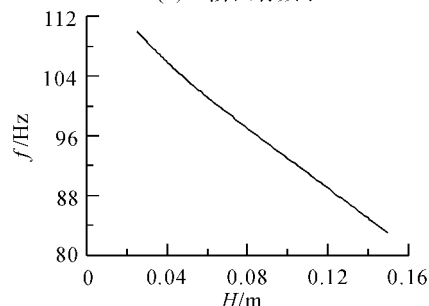
(1) 当膨胀环定长时,膨胀环折弯角度越小、弯曲半径越小,管路固有频率越高.

(2) 管路壁厚的变化不会改变折弯角度对固有频率的影响程度;当内半径变化时,折弯角度的变化对固有频率有不同程度的影响,内半径越小,折弯角度的变化对固有频率的影响将越小.

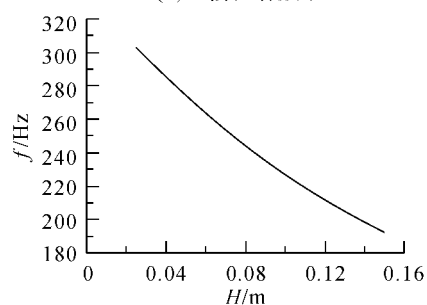
(3) 膨胀环的高度对管路固有频率的影响呈近似线性规律;而膨胀环长度对固有频率的影响呈非线性,当膨胀环长度较短时,长度变化的影响更为明显.



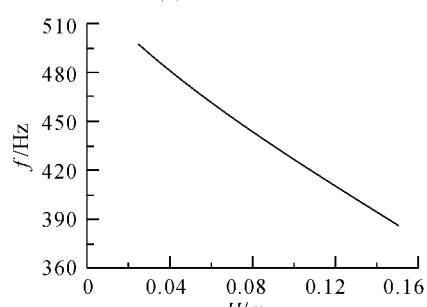
(a) 一阶固有频率



(b) 二阶固有频率



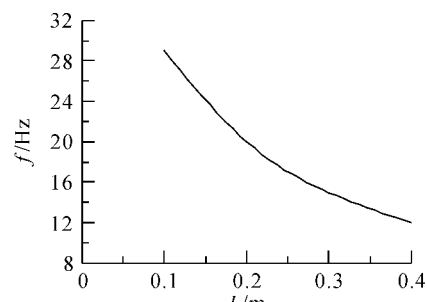
(c) 三阶固有频率



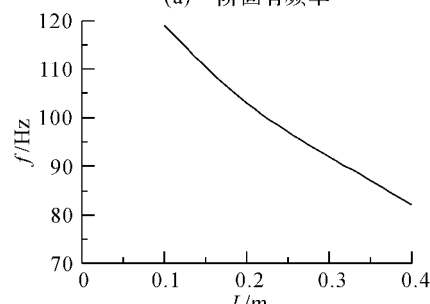
(d) 四阶固有频率

图 10 膨胀环高度对前 4 阶固有频率的影响

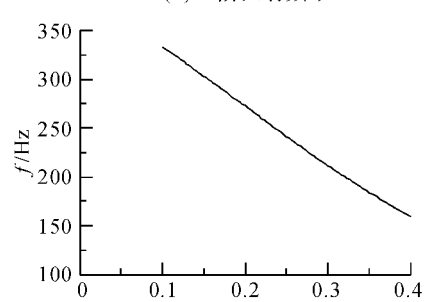
Fig. 10 Effect of expansion loop height on first four order natural frequencies



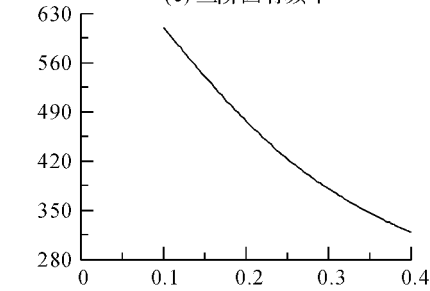
(a) 一阶固有频率



(b) 二阶固有频率



(c) 三阶固有频率



(d) 四阶固有频率

图 11 膨胀环长度对前四阶固有频率的影响

Fig. 11 Effect of the length of the expansion loop on the first four order natural frequencies

参考文献 (References):

- [1] 白欢欢. 基于变刚度弹性支承的液压管路流固耦合振动的数值分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.
BAI Huan-huan. Numerical analysis on the fluid-solid coupling vibration of hydraulic pipeline with elastic support [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014.
- [2] LI B H, GAO H S, LIU Y S, et al. Transient response analysis of multi-span pipe conveying fluid [J]. **Journal**

of Vibration and Control, 2012, 19(14): 2164-2176.

- [3] SIEVERS J, KECKMANN K, PALLAS-MONER G, et al. Structural mechanical and thermal hydraulic aspects on the behavior of crack like leaks in piping [J]. **Progress in Nuclear Energy**, 2015, 84: 18-23.
- [4] LI X, WANG S P. Flow eld and pressure loss analysis of junction and its structure optimization of aircraft hydraulic pipe system [J]. **Chinese Journal of Aeronautics**, 2013, 26(4): 1080-1092.

- [5] LIU G M, LI Y H. Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2011, 330(13): 3166-3181.
- [6] ZANGANEH R, AHMADI A, KERAMAT A. Fluid-structure interaction with viscoelastic supports during waterhammer in a pipeline [J]. **Journal of Fluids and Structures**, 2015, 54: 215-234.
- [7] WOOD D J, CHAO S P. Effect of pipeline junctions on waterhammer surges [J]. **Transportation Engineering Journal**, 2014, 97(3): 441-457.
- [8] BROWN F T, TENTARELLI S C. Dynamic behavior of complex fluid-filled tubing systems-part 1: tubing analysis [J]. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, 2001, 123(1): 71-77.
- [9] TENTARELLI S C, BROWN F T. Dynamic behavior of complex fluid-filled tubing systems-part 2: system analysis [J]. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, 2001, 123(1): 79-84.
- [10] LI S J, LIU G M, KONG W T. Vibration analysis of pipes conveying fluid by transfer matrix method [J]. **Nuclear Engineering and Design**, 2014, 266: 78-88.
- [11] XU Y Z, JOHNSTON D N, JIAO Z X, et al. Frequency modelling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2014, 333(10): 2800-2822.
- [12] CESANA P, BITTER N. Modeling and analysis of water-hammer in coaxial pipes [J]. **Journal of Fluids and Structures**, 2014, 51: 226-239.
- [13] 李艳华, 柳贡民, 马俊. 考虑流固耦合的典型管段结构振动特性分析[J]. **振动与冲击**, 2010, 29(6): 50-53.
LI Yan-hua, LIU Gong-min, MA Jun. Research on fluid-structure interaction in fluid-filled pipes [J]. **Journal of Vibration and Shock**, 2010, 29(6): 50-53.
- [14] OUYANG X P, GAO F, YAND H Y. Modal analysis of the aircraft hydraulic-system pipeline [J]. **Journal of Aircraft**, 2012, 49(4): 1168-1174.
- [15] AHMADI A, KERAMAT A. Investigation of fluid-structure interaction with various types of junction coupling [J]. **Journal of Fluids and Structures**, 2010, 26(7/8): 1123-1141.
- [16] DAI H L, WANG L, QIAN Q, et al. Vibration analysis of three-dimensional pipes conveying fluid with consideration of steady combined force by transfer matrix method [J]. **Applied Mathematics and Computation**, 2012, 219(5): 2453-2464.
- [17] LI S J, KARNEY B W, LIU G M. FSI research in pipeline systems-a review of the literature [J]. **Journal of Fluids and Structures**, 2015, 57: 277-297.
- [18] LI Q S, YANG K, ZHANG L X, et al. Frequency domain analysis of fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems by transfer matrix method [J]. **International Journal of Mechanical Sciences**, 2002, 44(10): 2067-2087.

(上接第 1055 页)

- [11] 应宏伟, 章丽莎, 谢康和, 等. 坑外地下水位波动引起的基坑水土压力响应[J]. **浙江大学学报: 工学版**, 2014, 48(3): 492-497.
YING Hong-wei, ZHANG Li-sha, XIE Kang-he, et al. Pore and earth pressure response to groundwater fluctuation out of foundation pit [J]. **Journal of Zhejiang University: Engineering Science**, 2014, 48(3): 492-497.
- [12] XU C J, CHEN Q Z, WANG Y L, et al. Dynamic deformation control of retaining structures of a deep excavation [J]. **Journal of Performance of Constructed Facilities**, 2015: 04015071.
- [13] XU C J, YIN M, LIN G. Characters analysis of the retaining structure of the foundation pit under local load [J]. **In Applied Mechanics and Materials**, 2014, 477: 448-452.
- [14] XU C J, XU Y L, LIN H H, et al. Influences of vehicle loads on braced excavation in soft clay [J]. **In Applied Mechanics and Materials**, 2013, 353: 146-151.
- [15] 欧章煜. 深开挖工程分析设计理论与实务[M]. 台北: 科技图书股份有限公司, 2004: 202-205.
- [16] CLOUGH G W, O'ROURKE T D. Construction induced movements of in-situ walls [C] // **Proceedings of the Design and Performance of Earth Retaining Structures**. New York: ASCE, 1990: 439-470.
- [17] PECK R B. Deep excavations and tunneling in soft ground [C] // **Proceedings of the 7th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering**. Mexico City: ISSMGE, 1969: 225-281.