

民机液压管路压接参数研究及 高压振动特性分析

于灵杰, 杨建忠, 徐兆可, 陈世康

(中国民航大学 安全科学与工程学院, 天津 300300)

摘 要: 研究 4 种规格液压管路的压接修理参数, 并分析其在 3 种压力级别下的动力学特性变化规律。首先建立压接修理后液压管路的有限元模型, 通过模态分析可知, 当压接间隙为 0 mm 时, 管路的各阶固有频率不随压接长度的改变发生明显变化, 在 0~1 580 Hz 频率范围内, 随管路直径增大, 管路所承受的最大范式应力值减小。因此, 4 种规格液压管路的压接间隙应为 0 mm, 压接长度根据飞机维修手册而定。在 3 种压力级别下对 4 种规格液压管路进行动力学特性分析, 管路各阶固有频率均随压力增加而变大, 最大变形量在 3 种压力级别下均小于 5 mm, 外径为 6.35 mm 的液压管在 35 MPa 下的等效应力远大于 21 MPa 和 28 MPa 下的等效应力, 且大于其余 3 种规格液压管路, 管路等效应力最大的部位在压接接头处。

关 键 词: 压接修理参数; 模态分析; 固有频率; 压接间隙; 压接长度; 等效应力

中图分类号: V267

文献标志码: A

Research on crimping parameters of civil aircraft hydraulic pipeline and analysis of its high pressure vibration characteristics

YU Lingjie, YANG Jianzhong, XU Zhaoke, CHEN Shikang

(College of Safety Science and Engineering,

Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: The crimping repair parameters of four specifications of hydraulic pipelines were studied, and their dynamic characteristics under three pressure levels were analyzed. Firstly, the finite element model of the hydraulic pipeline after crimping repair was established. The modal analysis of the pipeline showed that when the crimping gap was 0 mm, the natural frequencies of each order of the pipeline did not change significantly with the crimping length. Within the frequency range of 0—1 580 Hz, the maximum normal stress value withstood by the pipeline decreased with the increase of pipeline diameter. Therefore, the crimping clearance of the four specifications of hydraulic pipelines should be 0 mm, and the crimping length should be determined according to the aircraft maintenance manual. The dynamic characteristics of four specifications of hydraulic pipelines were analyzed under three pressure levels. The natural frequencies of each order of the pipeline increased with the increasing pressure. The maximum deformation was less than 5 mm under three pressure levels. The equivalent stress of pipeline with outer diameter of 6.35 mm under 35 MPa was much greater than that under 21 MPa and 28 MPa, and greater than that of the other three specifications of hydraulic pipeline. The position with the maximum equivalent stress of the pipeline was at the crimping joint.

收稿日期: 2022-10-13

基金项目: 中央高校基本科研业务费(KJZ53420210088)

作者简介: 于灵杰(1993—), 女, 助理实验师, 硕士, 主要研究方向为航空器适航审定工程。E-mail: 15510928918@163.com

引用格式: 于灵杰, 杨建忠, 徐兆可, 等. 民机液压管路压接参数研究及高压振动特性分析[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20220786. YU Lingjie, YANG Jianzhong, XU Zhaoke, et al. Research on crimping parameters of civil aircraft hydraulic pipeline and analysis of its high pressure vibration characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20220786.

Keywords: crimp repair parameters; modal analysis; natural frequency; crimping clearance; crimping length; equivalent stress

民机在服役过程中, 液压管路系统受到机械振动和液压油压力脉动的反复激励引起振动, 当激励频率与管路系统的固有频率发生重叠时产生共振^[1], 管路在流固耦合作用下高频振动, 给液压系统带来极大危害^[2]。据相关统计数据, 由于液压系统故障导致的民机事故高达 36.7%^[3]。流体脉动是导致液压管路疲劳损坏的直接原因之一, 根据统计结果^[4]显示, 在实际工作中, 由压力脉动导致飞机液压管发生振动故障的案例占总数量的 90% 以上。

近年来, 针对液压管路的振动引起的问题, 国内外学者进行了大量研究。Pittard 等^[5]运用 FLUENT 分析了压力脉动对管路振动特性的影响。Bezborodov 等^[6]从管路振动、管道形状以及阻尼等方面考虑, 建立了管路振动的有限元模型, 通过实验验证了模型的可靠性。国内专家对于液压管路振动特性方面也进行了诸多研究, 权凌霄等^[7]考虑了流固耦合作用, 建立了管路系统的流固耦合模型, 基于该模型分析得到液压管路的固有频率。钟林林^[8]运用理论分析与实验验证相结合的方式对民机液压管路系统进行模态分析, 分析时考虑了管路内油液质量的影响, 验证了振动响应分析的准确性, 继而为后续进行动力学特性研究奠定了基础。丁旭^[9]基于振动传递路径分析的方法对民机液压管路系统的机械振动传递规律进行探索, 基于传递矩阵法求解了典型液压管路的固有频率。宋玉山等^[10]通过建立飞机管路设计分析模型, 定量分析了管路动态特性和压力损失, 为民机液压管路力学性能分析提供了思路。此外, 桑勇等^[11]建立了液压管路单向流固耦合数学模型, 研究了管路固有频率随其结构参数的变化规律。袁航等^[12-18]对液压管路在不同边界条件下的振动问题进行了研究, 通过改变边界条件使管路的固有频率尽量避开外界的激振频率, 从而减少共振的方式, 为液压管路的设计和安装奠定了理论基础。

现代飞机向高速、大型化方向发展, 提高系统工作压力能有效缩小液压系统的体积, 降低液压系统质量。液压系统质量每减少 1 kg, 飞机结构质量减少 4 kg, 或者使飞机承载能力提高 15 kg^[19]。我国目前普遍采用的压力体系为 21 MPa, 下一步的目标是采用 28 MPa 压力体系, 然而西方国家

的 A380 和 B787 等国际先进客机已经采用 35 MPa 压力体系^[20], A380 应用 5 000 psi (1 psi=6.895 kPa) 高压液压系统技术后, 飞机减少质量 1.4 t, 同时飞控系统的响应速度得到明显提高, 因此对高压液压系统的研制十分迫切与关键。

飞机液压系统高压化会引发很多技术难题, 振动加剧导致振动控制难以实现是其中之一。随着系统压力的升高, 管路内流体的非稳定流现象加剧^[21], 流固耦合效应增强, 从而导致振动加剧, 将给飞机液压系统的设计带来更加严峻的挑战。

对于 21 MPa 压力级别民机液压管路, 国内外专家大都进行的是民机初始设计阶段的动力学特性研究, 而对运营阶段民机液压管路的持续性适航研究较少, 特别是液压管路发生故障后进行压接修理的液压管路的动力学特性方面的研究很少涉及。此外, 由于我国的民机液压系统高压化正处于起步阶段, 液压系统提高压力, 不仅会出现新的问题, 而且过去液压系统已有的一些问题将更加突出, 尤其是压力脉动和管路振动问题。因此, 在不同压力级别下对压接后液压管路进行振动特性分析十分必要。

文献 [22] 中运用振动实验与仿真相结合的方式验证了压接液压管有限元模型的合理性, 因此本文基于文献 [22] 的研究基础, 首先对 4 种规格民机液压管路进行分组和建模, 并对压接区域进行受力分析; 然后在 21 MPa 压力级别下对管路模型进行模态分析, 并计算 0~1 580 Hz 范围内管路的各阶范式应力值, 得到 4 种规格液压管路的最佳压接参数; 最后分别在 21、28、35 MPa 压力级别下对压接修理管路模型进行流固耦合动力学分析, 得到其固有频率、最大变形量以及等效应力随管路直径和管内压力的变化规律。

1 民机液压管路的分组与建模

1.1 民机液压管路分组

由飞机装配工艺导管安装标准^[23]可知, 对于本文所用的标准接头 MS21902 来说, 最大允许公差为 7.6 mm, 如图 1 所示, 常用导管规格及压接长度范围见表 1 所示。

令 2 倍的压接长度 L 和压接间隙 (即公差) G 为自变量, 对 4 种规格的液压管 (液压管外径分别为 6.35、9.53、15.88、19.05 mm, 文中记为 0.25、

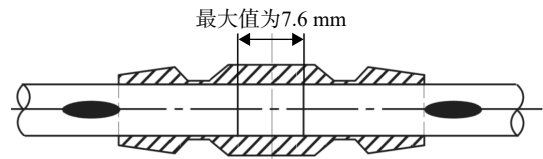


图 1 压接管示意图

Fig. 1 Schematic diagram of pressure pipe

表 1 液压管规格及压接长度

Table 1 Specification and crimping length of hydraulic pipe

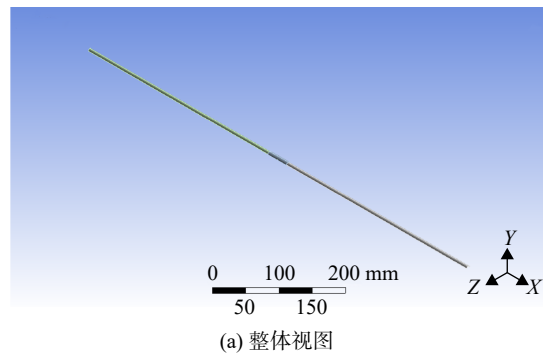
参数	数值			
	0.25 inch	0.375 inch	0.625 inch	0.75 inch
导管外径 D/mm	6.35	9.53	15.88	19.05
导管壁厚 δ/mm	0.41	0.51	0.84	0.99
压接长度 $(L/2)/\text{mm}$	17.5+5	19.6+5	33.3+5	35.1+5

0.375、0.625、0.75 inch)进行分组,则 0.25 inch 液压管为 L_iG_j ($i=35\sim47, j=0\sim7$), 0.375 inch 液压管为 L_iG_j ($i=39\sim51, j=0\sim7$), 0.625 inch 液压管为 L_iG_j ($i=66\sim78, j=0\sim7$), 0.75 inch 液压管为 L_iG_j ($i=70\sim82, j=0\sim7$)。上述表示方法中 i 为 L 的取值, j 为 G 的取值。

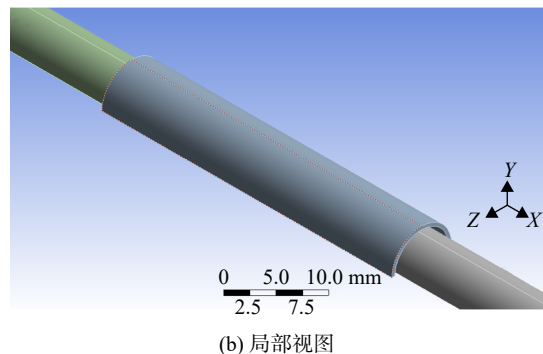
1.2 压接修理民机液压管路建模

根据 4 种规格液压管路分组,在 CATIA 中建立 224 组模型,将模型保存为 stp 格式文件,导入 ANSYS Workbench 18.2 仿真平台,管路模型如图 2。

在 Geometry 中向导管内部添加流体,运用



(a) 整体视图



(b) 局部视图

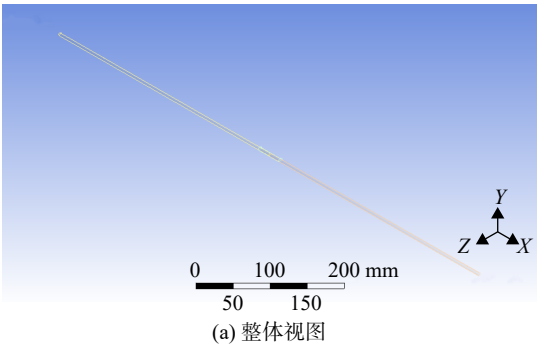
图 2 管路模型图

Fig. 2 Pipeline model diagram

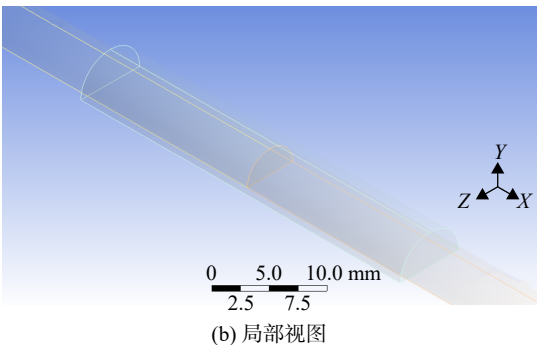
“Tools>Fill”命令并选择导管及接头所有内壁,点击“Generate”生成流体模型如图 3 所示。

添加管路与流体的材料性能参数,本文选择管路材料为不锈钢 1Cr18Ni9Ti,密度为 7750 kg/m^3 ,弹性模量为 $1.93 \times 10^{11} \text{ Pa}$,泊松比为 0.31,管路两端固支;流体的密度为 960 kg/m^3 ,体积模量为 $1.69 \times 10^{11} \text{ Pa}$,运动黏度为 $0.048 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

由于管路和流体均为轴对称模型,为了便于计算,将 ZX 平面设置为对称平面,并对模型的各个平面进行命名。



(a) 整体视图



(b) 局部视图

图 3 流体模型图

Fig. 3 Fluid model diagram

2 理论分析

2.1 模态分析理论基础

模态分析的核心内容是确定描述结构系统动态特性的模态参数^[24],求解的主要参数为固有频率及模态振型,本文液压管路模型的线性振动方程基本方程为:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \sin(\theta t) \quad (1)$$

式中 M 、 C 、 K 分别代表了质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; x 、 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$ 分别表示位移向量、速度向量和加速度向量; $F(t)$ 为外部载荷向量。在进行模态分析时,将外部载荷向量 $F(t)$ 和阻尼矩阵 C 设置为 0 。

此时的动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2)$$

假设简谐运动的方程为:

$$\mathbf{x}(t) = \phi_i \sin(\omega_i t) \quad (3)$$

由此可知无阻尼振动方程为:

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2) \mathbf{M} \phi_i = \mathbf{0} \quad (4)$$

由于各个节点的振幅不全为 0, 由式(4)可知^[25]:

$$|\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (5)$$

式中 ω_i 和 ϕ_i 分别表示第*i*阶固有频率和第*i*阶模态振型。

2.2 压接修理导管受力分析

2.2.1 管路整体受力分析

由于液压管路属于薄壁管, 当管路受液体压力与温度共同作用时, 其环向应力为^[26]:

$$\sigma_t = \frac{pD}{2\delta} \quad (6)$$

式中 p 为流体压力, MPa; D 为导管外径, mm; δ 为导管壁厚, mm。

纵向应力为:

$$\sigma_z = \mu\sigma_t \pm \alpha_e \Delta t \quad (7)$$

式中 μ 为管道的泊松比, 取 0.31; α_e 为管道的线胀系数, 1/K; Δt 为管道在飞机运行和停放时的温度差, °C。

由于管道产生纵向拉应力, 则 $\sigma_z < \sigma_t$ 。

2.2.2 压接接头受力分析

压接管与导管的接触面产生的接触压力为 q , 同时承受内部流体压力 p , 管路压接区域剖面如图 4 所示。

在 q 和 p 共同作用下, 压接接头处产生的环向应力分别为 σ_{tq} 和 σ_{tp} , 具体为:

$$\sigma_{tq} = -q_t \frac{k_1^2 + 1}{k_1^2 - 1} \quad (8)$$

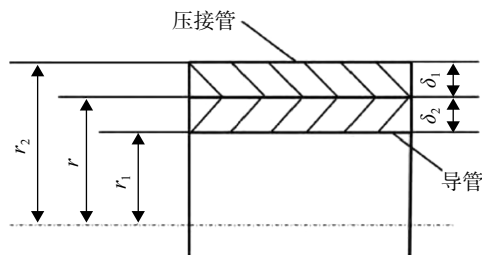


图 4 管路压接区域示意图

Fig. 4 Schematic diagram of pipe crimping area

式中 q_t 为环向接触压力, MPa; $k_1 = r/r_1$ 。

$$\sigma_{tp} = p \frac{k_2^2 + 1}{k_2^2 - 1} \quad (9)$$

式中 $k_2 = r_2/r$; $k = r_2/r_1$ 。

压接接头处纵向应力 σ_{zq} 和 σ_{zp} 分别表示为:

$$\sigma_{zq} = -\frac{q\pi d L f}{A} \quad (10)$$

式中 A 为压接管接触面的截面面积, d 为导管内径; f 为压接管与管路接触面间的摩擦因数。

接头接触面在内压 p 作用下的纵向应力可表示为:

$$\sigma_{zp} = \frac{pD}{4\delta} \quad (11)$$

由上述分析可知: 为使压接接头保持与管路同等强度, 需使接头接触面产生足够大的接触压力, 因此 $|\sigma_{tq}| \gg |\sigma_t|$, $|\sigma_{tq}| \gg |\sigma_{tp}|$, 即压接接触面承受接触压力作用下的环向应力远大于管路的环向应力以及压接接触面承受内压力作用下的环向应力; 同理 $|\sigma_{zq}| \gg |\sigma_{zp}|$, 而管路的纵向应力小于其环向应力, 即 $\sigma_z < \sigma_t$, 由于 $\delta < 1$, 根据式(6)和式(11)可知, $|\sigma_{zq}| \gg |\sigma_t|$, 因此 $|\sigma_{zq}| \gg |\sigma_z|$ 。

综上, 压接修理液压管路产生最大应力的部位为压接接头处。

3 压接修理民机液压管路振动特性分析

3.1 模型网格划分与约束

首先对流体进行网格划分, 运用自动划分方法, 同时考虑到边界层的影响, 在流固交界面插入边界层, 设置层数为 5, 第 1 层厚度为 0.2 mm, 如图 5 为流体的局部网格划分图。

对管路整体采用 4 面体方法进行网格划分, 定义整体划分尺寸为 4 mm, 对接触部位进行局部

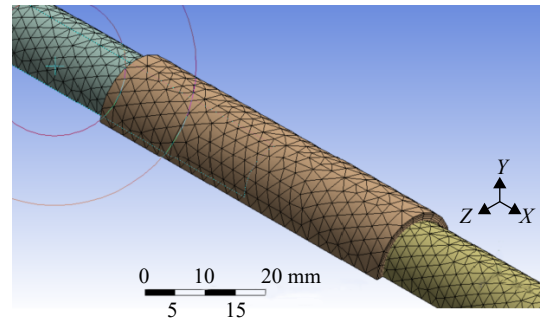


图 5 流体的局部网格划分图

Fig. 5 Local grid division diagram of fluid

细化, 定义接触部位划分尺寸为 1 mm, 管路部分局部网格如图 6 所示。

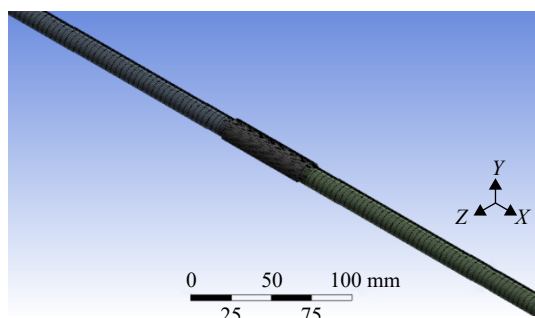


图 6 管路的局部网格划分图

Fig. 6 Local grid division diagram of pipeline

文献 [22] 中在进行振动实验时默认管路两端固支, 因此管路两端施加固定约束, 在压接区域施加 70 MPa 压力, 图 7 为管路的主要约束示意图。

在模型中, 根据不同接触类型的特点, 将待压接导管和压接管之间的接触区域定义为绑定接触, 而根据手册以及工程师经验可知, 待压接的两截

导管之间允许有公差, 对于标准接头而言最大允许公差为 7.6 mm, 而当公差为 1 mm 以内时将其定义为绑定接触, 当公差大于 1 mm 时定义为不接触, 接触区域示意图如图 8, 图中橘色方块为施加的约束, jia 表示压接管。

在 FLUENT 中进行解算, 首先检查网格质量, 以模型 L39G0 为例, 其中“Minimum Volume(m^3)”为 $4.954\,705 \times 10^{-12}$, “Minimum Orthogonal Quality”为 $1.298\,12 \times 10^{-1}$; 选择标准的 $k-\varepsilon$ 方程湍流黏性模型, 设置入口速度为 4 m/s, 出口压力为 21 MPa, 将流固交界面设置为“wall”, 迭代次数设置为 500。

3.2 模态结果分析及讨论

对于对液压系统而言, 飞机上的激励源包括发动机、液压系统本身、飞机内部和外部气流等 [27-28]。除液压系统脉动外, 其余激励源的振动频率通常在 200 Hz 以下, 某型民机液压系统激励源频率分布如表 2 所示 [29]。

运用 Workbench 对管路模型进行模态计算, 取频率小于 1 580 Hz 的各阶固有频率, 故 0.25 inch

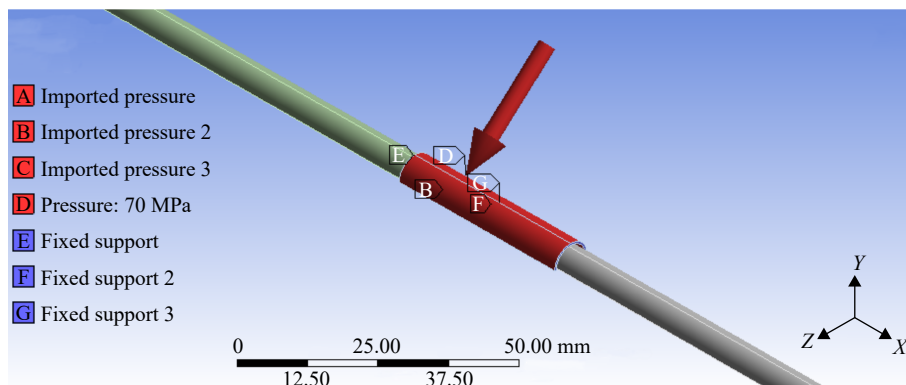
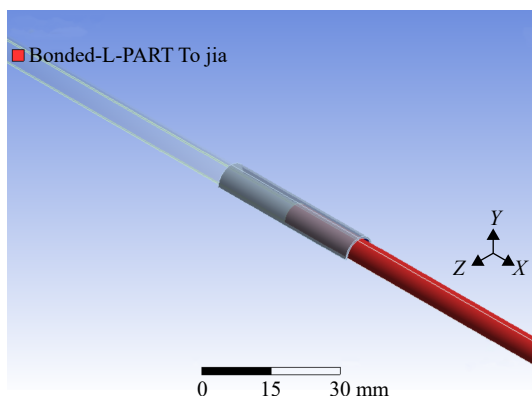
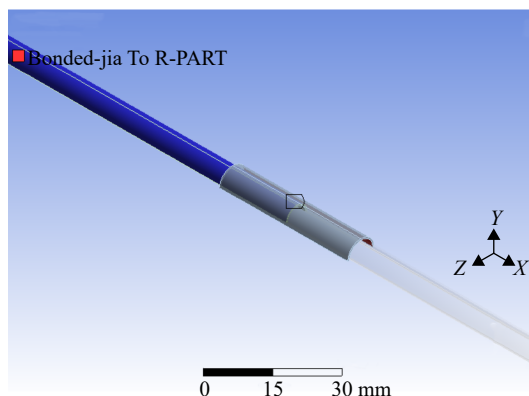


图 7 管路的主要约束示意图

Fig. 7 Schematic diagram of main constraints of pipeline



(a) 压接管与左侧管接触示意图



(b) 压接管与右侧管接触示意图

图 8 接触区域示意图

Fig. 8 Schematic diagram of contact area

表 2 某型飞机液压系统激励源频率分布

Table 2 Frequency distribution of excitation source of a certain aircraft hydraulic system

频率范围 /Hz	激励源频率分布
0~200	发动机、机体结构等振源频率
300~600	发动机驱动泵(engine-driven pump, EDP)压力脉动频率
800~1 580	电动马达驱动泵(electric moter-driven pump, EMP)压力脉动频率

液压管路取前 6 阶固有频率, 0.375 inch 和 0.625 inch 液压管路取前 8 阶固有频率, 0.75 inch 液压管路取前 4 阶固有频率。

分析固有频率值可知: 当压接间隙为 0 mm 时, 4 种规格液压管路的各阶固有频率随压接长度的改变没有明显变化, 由于管路模型为对称结构, 故相邻两阶固有频率值两两接近。

固有频率在 1 580 Hz 以内的前提下, 计算 4 种规格管路模型的各阶最大范式应力, 见图 9~图 12。

由图 9~图 12 可知:

- 1) 对于 0.25 inch 液压管路而言, 压接长度为 35~43 mm 时, 改变压接间隙, 管路在 1 580 Hz 以下的频率范围内所受的最大范式应力值差别不大, 但是压接长度为 45 mm 和 47 mm 时, 最大范式应力随压接间隙的改变出现很大的变化, 且最大值较其余模型而言大几个数量级。
- 2) 对 0.375 inch 液压管路而言, 当压接长度为 39.2 mm 时, 最大范式应力值均在 2.0×10^5 MPa 上下浮动, 当压接间隙为 0 mm 和 1 mm 时, 最大

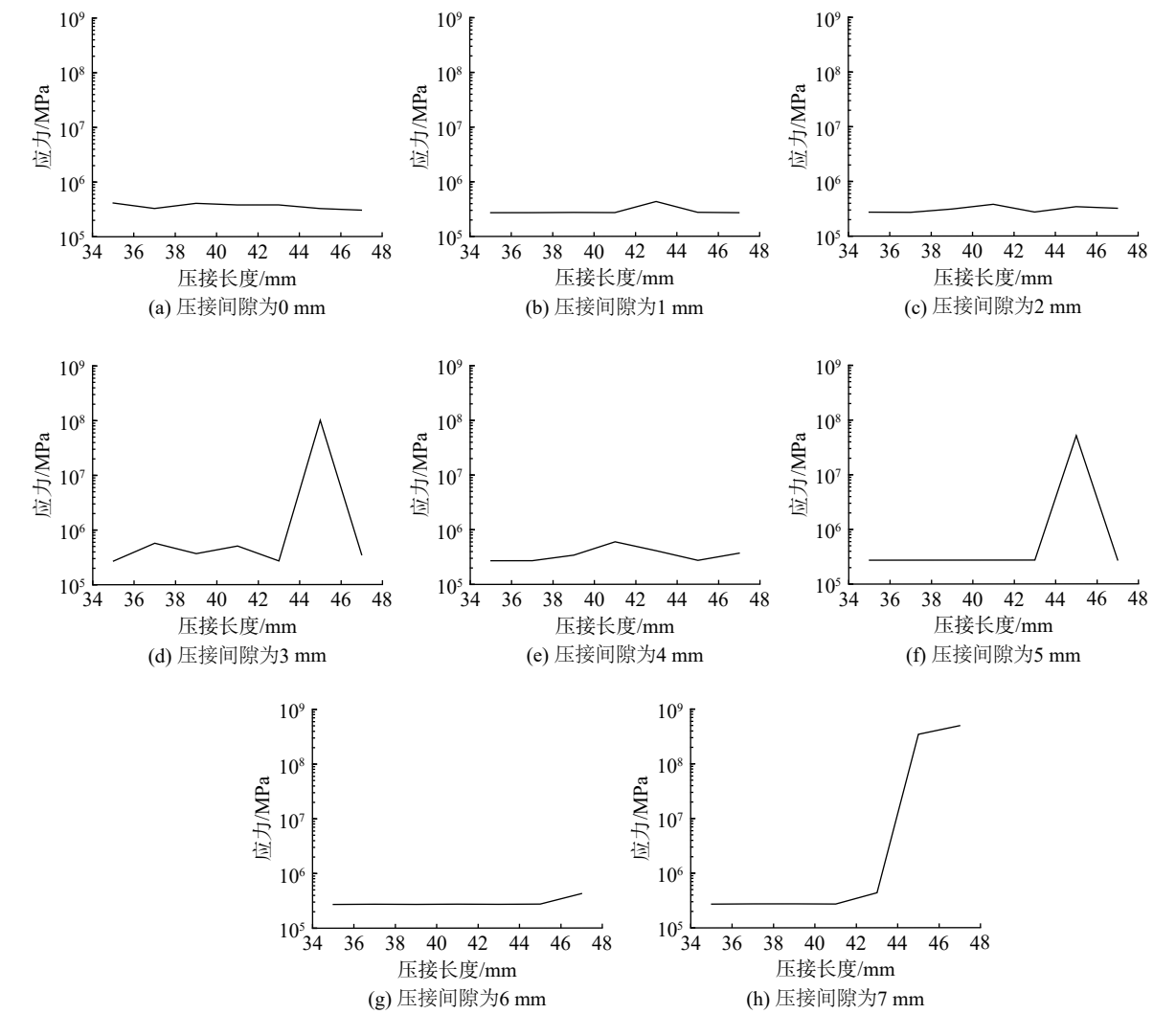


图 9 0.25 inch 管路最大范式应力随压接长度变化曲线

Fig. 9 Curve of maximum normal stress of 0.25 inch pipeline changing with crimping length

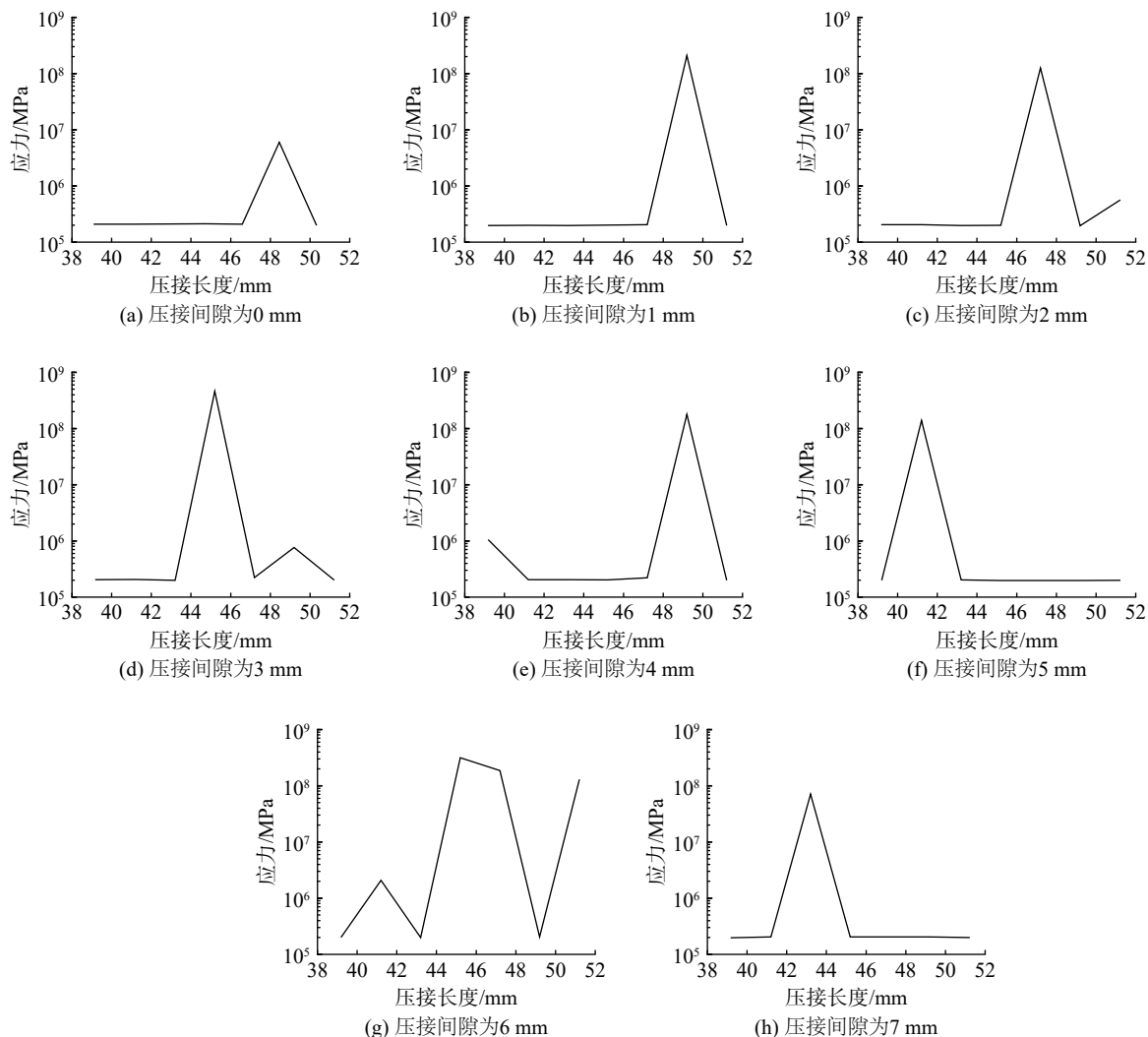


图 10 0.375 inch 管路最大范式应力随压接长度变化曲线

Fig. 10 Curve of maximum normal stress of 0.375 inch pipeline changing with crimping length

范式应力值均在 2.0×10^5 MPa 上下浮动(压接长度为 49.2 mm 除外)。

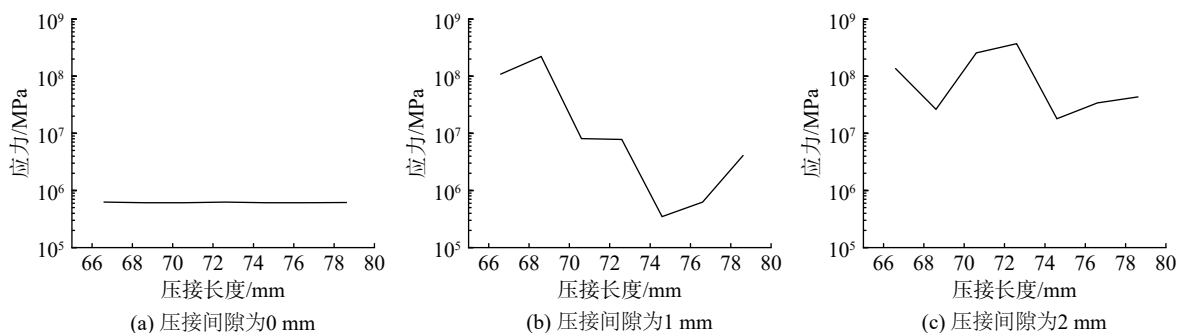
3) 0.625 inch 液压管路, 当压接间隙为 0 mm 时, 最大范式应力值均小于 1.0×10^5 MPa, 当压接间隙不为 0 mm 时, 最大范式应力值远大于 1.0×10^5 MPa。

4) 0.75 inch 液压管路, 当压接间隙为 0 mm 时, 最大范式应力值均小于 7.0×10^4 MPa。

3.3 小 结

在实际压接过程中压接管长度易于控制, 而压接间隙大小不易操作, 故得出以下结论:

1) 对 0.25 inch 的液压管路而言, 当选择的压接管长度为 35~43 mm 时, 压接间隙对固有频率以及应力值影响不明显, 因此在压接过程中压接间隙小于 7.6 mm 均可, 而当选择的压接管长度大于 43 mm 时, 尽量保证压接间隙为 0 mm。



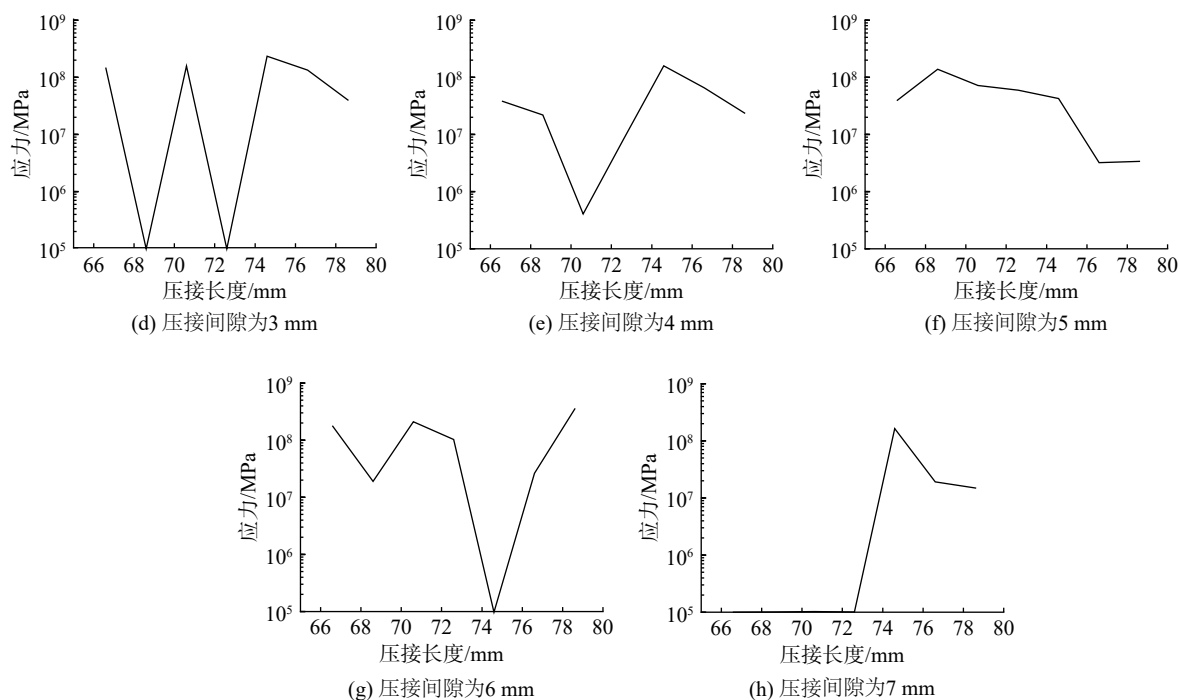


图 11 0.625 inch 管路最大范氏应力随压接长度变化曲线

Fig. 11 Curve of maximum normal stress of 0.625 inch pipeline changing with crimping length

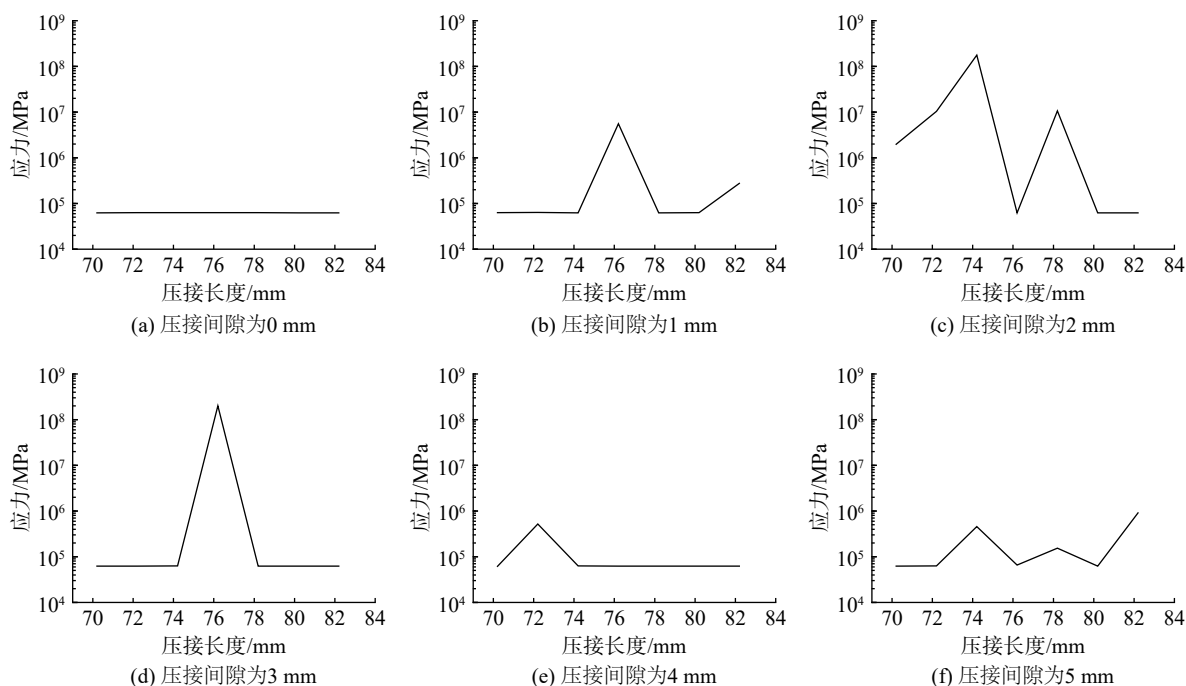
2) 对 0.375 inch 的液压管路而言, 压接管长度最好选择 39.2~47.2 mm, 当压接管长度为 39.2 mm 时, 压接间隙小于 7.6 mm 即可, 当压接管长度为 41.2~47.2 mm 时, 在压接过程中尽量保证间隙为 0 mm。

3) 对 0.625 inch 的液压管路而言, 压接管长度选择 66.6~78.6 mm 均可, 必须保证压接间隙

为 0 mm。

4) 对 0.75 inch 的液压管路而言, 压接管长度选择 70.2~82.2 mm 均可, 必须保证压接间隙为 0 mm。

5) 在 1 580 Hz 以下的频率范围内, 随着管路直径的增大, 管路所承受的最大范氏应力值减小。



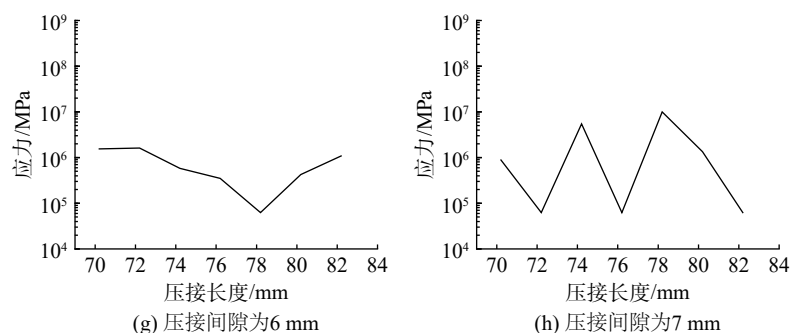


图 12 0.75 inch 管路最大范式应力随压接长度变化曲线

Fig. 12 Curve of maximum normal stress of 0.75 inch pipeline changing with crimping length

4 高压化振动特性分析

4.1 压力级别的选取

目前, 飞机液压系统工作压力选取如下^[19]:

21 MPa: Y10 飞机, ARJ21 飞机, J8 系列, JH7 系列, J10 系列飞机, 波音系列飞机(除在研的 B787 飞机), 空客系列飞机(除 A380、A350XWB), F-15、F-16、F-18 等军用飞机。

28 MPa: J11 系列飞机, F-22 飞机等, 主要应用在军用飞机、协和式超声速飞机。

35 MPa: A380 飞机, A350XWB 飞机, B787 飞机, JSF 飞机。

我国航空液压系统长期以来主要以 21 MPa 液压系统为主, 而高压液压技术的发展将是未来大型飞机液压系统的主要发展趋势, 因此本文分别在 21、28、35 MPa 压力下对压接后的民机液压管进行流固耦合力学特性分析。

根据文中第 3.3 节中的结论, 0.25 inch 的液压管路取模型 $L_{39}G_0$, 0.375 inch 的液压管路取模型 $L_{43}G_0$, 0.625 inch 的液压管路取模型 $L_{70}G_0$, 0.75 inch 的液压管路取模型 $L_{78}G_0$, 在 3 种压力等级下进行振动特性分析, 主要分析管路的固有频率、管路结构的总变形以及等效应力。

4.2 模态分析

管路模型 $L_{39}G_0$ 、 $L_{43}G_0$ 、 $L_{70}G_0$ 以及 $L_{78}G_0$ 在 3 种压力等级下固有频率随压力的变化曲线如图 13 所示。

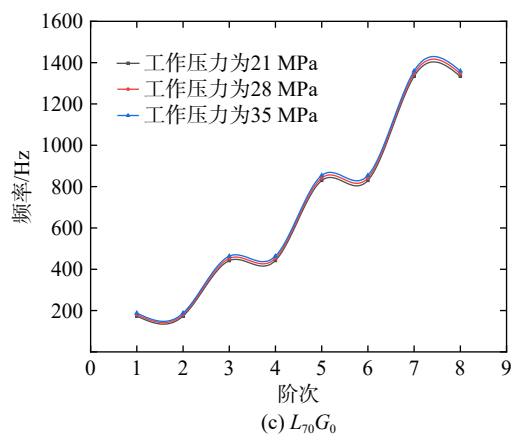
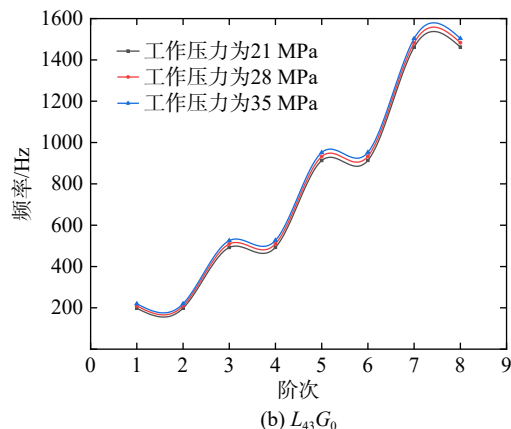
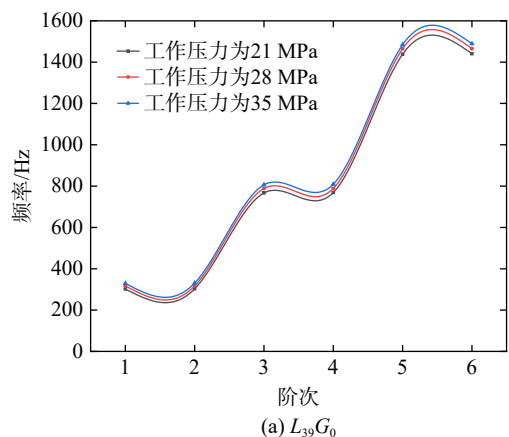
由图 13 可知, 4 种规格液压管路的各阶固有频率均随管内压力的增大而增大, 但增加幅值很小, 均在 1 580 Hz 频率范围内。

4.3 管内压力对压接管力学特性的影响

4.3.1 管路的总变形

管路的总变形随管内压力变化曲线如图 14

所示。



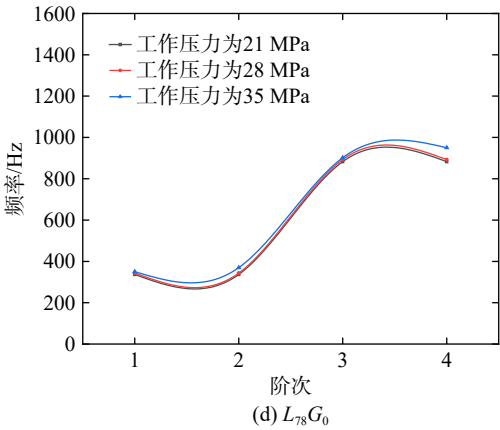


图 13 固有频率随管内压力的变化曲线
Fig. 13 Curve of natural frequency changing with pressure in pipeline

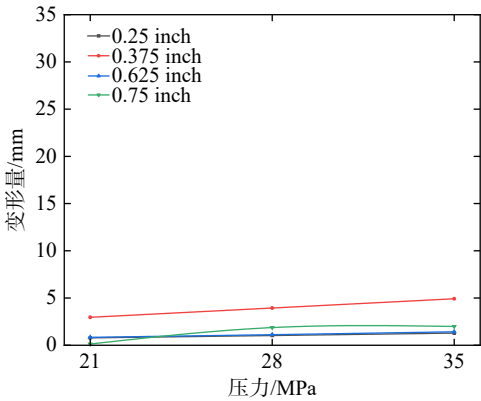


图 14 管路总变形随管内压力变化曲线
Fig. 14 Curve of total deformation of pipeline changing with pressure in pipeline

由图 14 可知, 4 种规格液压管路的变形量在 3 种压力级别下均小于 5 mm, 且随管内压力的增大, 变形量呈现略微增加的趋势。

4.3.2 管路的等效应力

图 15~图 18 分别为 4 种规格液压管路在不同压力下等效应力的计算结果, 管路等效应力随管内压力变化见图 19 所示。

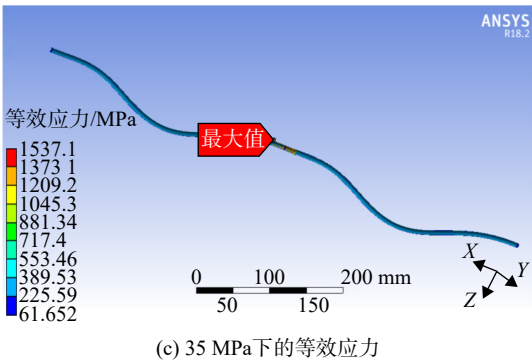
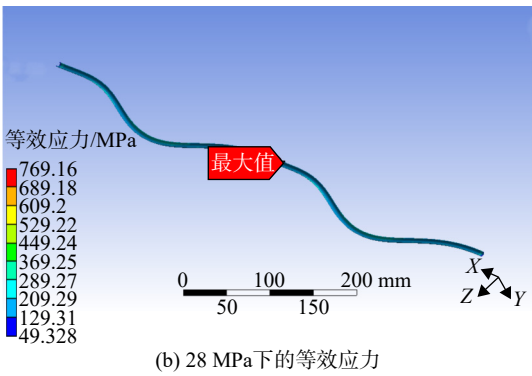
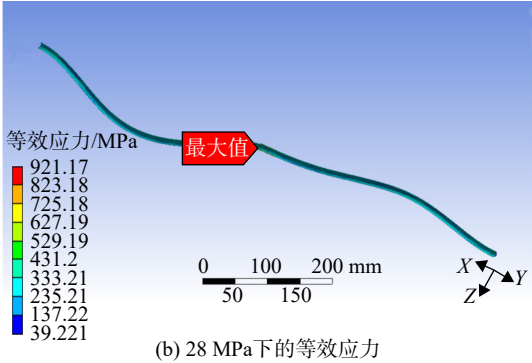
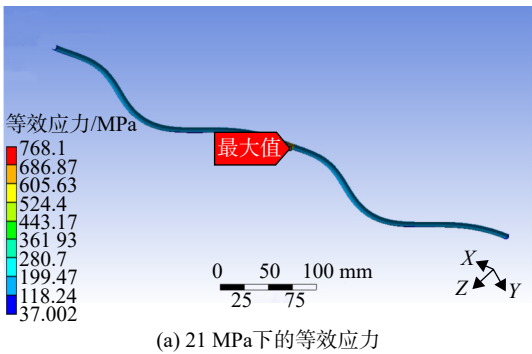
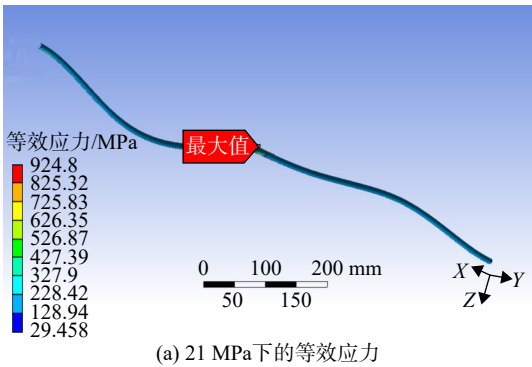


图 15 0.25 inch 液压管路在 3 种压力下的等效应力
Fig. 15 Equivalent stress of 0.25 inch hydraulic pipeline under three pressures

由图 15~图 19 可知, 0.25 inch 液压管路在 35 MPa 压力体制下的等效应力远大于 21 MPa 和 28 MPa 压力体制下的等效应力, 且远大于其余 3 种规格液压管路; 其余 3 种规格液压管路的等效



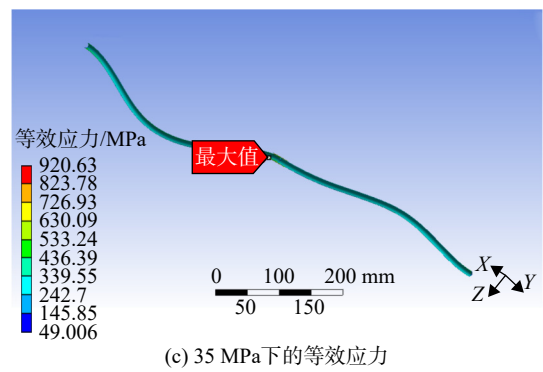


图 16 0.375 inch 液压管路在 3 种压力下的等效应力
Fig. 16 Equivalent stress of 0.375 inch hydraulic pipeline under three pressures

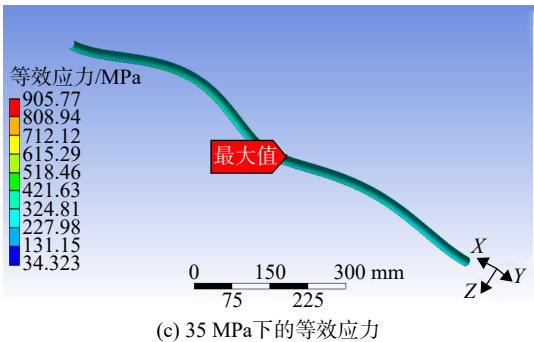
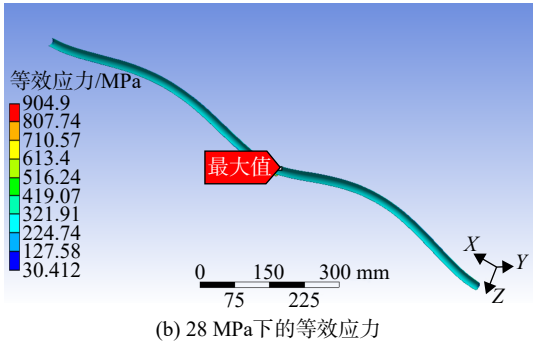
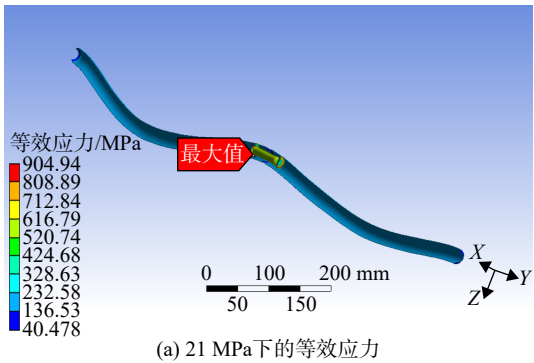


图 18 0.75 inch 液压管路在 3 种压力下的等效应力
Fig. 18 Equivalent stress of 0.75 inch hydraulic pipeline under three pressures

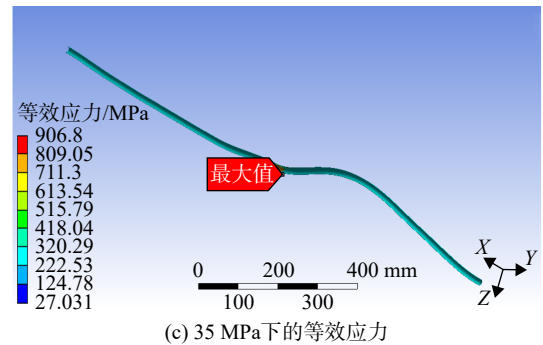
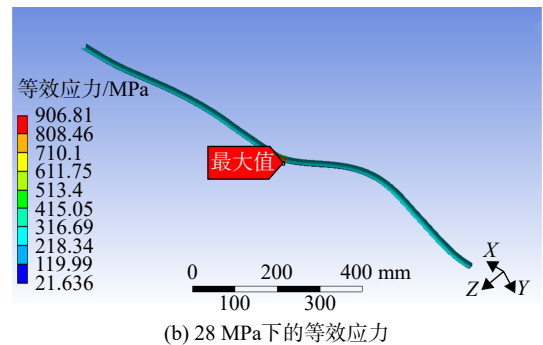
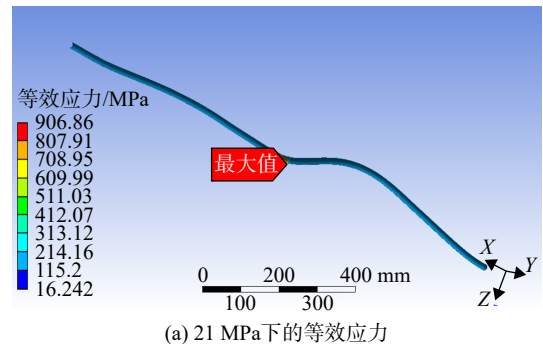


图 17 0.625 inch 液压管路在 3 种压力下的等效应力
Fig. 17 Equivalent stress of 0.625 inch hydraulic pipeline under three pressures

应力在 3 种压力体制下无明显改变, 且等效应力最大处均发生于压接区域, 这与文中第 2.2 节的受力分析结果一致。

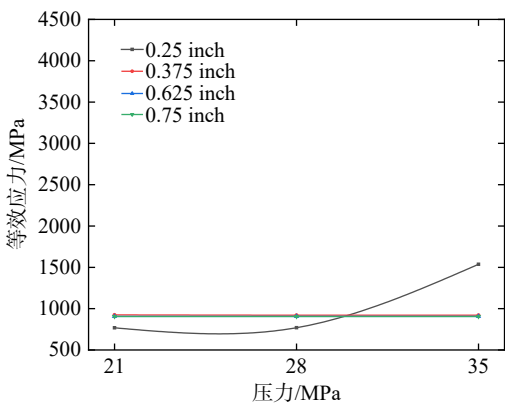


图 19 管路等效应力随管内压力变化曲线
Fig. 19 Curve of equivalent stress of pipeline changing with pressure in pipeline

4.4 小 结

1) 4 种规格液压管路的各阶固有频率均随管

内压力的增大而增大,但增加幅值很小,均在 1 580 Hz 频率范围内。

2) 4 种规格液压管路的总变形随系统压力体制的增加而略微增加,变形量均小于 5 mm,且液压管路的等效应力最大处均发生于压接区域。

3) 0.25 inch 液压管路在 35 MPa 压力体制下的等效应力远大于 21 MPa 和 28 MPa 压力体制下的等效应力和其余 3 种规格液压管路的等效应力。

5 结 论

本文以压接长度和压接间隙为变量,建立民机液压管路有限元模型,并在 FLUENT 中进行流固耦合动力学分析,分别在不同压接长度、压接间隙以及不同压力级别下对液压管路进行模态和应力应变分析,得出以下结论:

1) 在 21 MPa 压力体制下,对 4 种规格的液压管而言,当保证压接间隙为 0 mm 时,按照飞机装配工艺导管安装标准中的压接长度进行压接修理,则可使液压管路承受较小的应力应变。

2) 4 种规格液压管路的固有频率随压力的增大而增加,且均在 1 580 Hz 频率范围内,管路所承受的最大范氏应力随管路直径的增大而呈现减小的趋势;在 35 MPa 压力体制下,0.25 inch 液压管路的等效应力远大于其余 3 种规格液压管路,原因是系统输出流量不变时,随系统压力增大,管径越小流速越大,产生的压力脉动也随之增大。

本文以德驰公司的 DLT 系列压接工具为例进行建模,压制区域施加 70 MPa 压力,研究结果的普适性有待验证;随液压系统高压化趋势的发展,目前国内缺少民机高压压力系统有关标准体系,因此后续可从高压压力系统标准体系方面进行相关研究。

参考文献:

- [1] 郭庆. 飞机液压系统管道流固耦合分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2010: 1-2.
GUO Qing. The analysis of fluid-structure interaction in pipelines of aircraft hydraulic system[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010: 1-2. (in Chinese)
- [2] 王占林. 飞机高压液压能源系统[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004: 201-232.
- [3] 陈果, 罗云, 郑其辉, 等. 复杂空间载流管道系统流固耦合动力学模型及其验证[J]. 航空学报, 2013, 34(3): 597-609.
CHEN Guo, LUO Yun, ZHENG Qihui, et al. Fluid-structure coupling dynamic model of complex spatial fluid-conveying pipe system and its verification[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(3): 597-609. (in Chinese)
- [4] 党锡洪, 黄幼玲. 工程中的管道振动问题[J]. 力学与实践, 1993, 15(4): 9-16.
DANG Xiqi, HUANG Youling. Pipeline vibration in engineering[J]. Mechanics and Engineering, 1993, 15(4): 9-16. (in Chinese)
- [5] PITTARD M T, EVANS R P, MAYNES R D, et al. Experimental and numerical investigation of turbulent flow induced pipe vibration in fully developed flow[J]. Review of Scientific Instruments, 2004, 75(7): 2393-2401.
- [6] BEZBORODOV S A, ULANOV A M. Calculation of vibration of pipeline bundle with damping support made of MR material[J]. Procedia Engineering, 2017, 176: 169-174.
- [7] 权凌霄, 孙冰江, 赵劲松, 等. 航空弯曲液压管路流固耦合振动频响分析[J]. 西北工业大学学报, 2018, 36(3): 487-495.
QUAN Lingxiao, SUN Bingjiang, ZHAO Jinsong, et al. Frequency response analysis of fluid-structure interaction vibration in aircraft bending hydraulic pipe[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2018, 36(3): 487-495. (in Chinese)
- [8] 钟林林. 飞机液压管路系统振动仿真分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2018: 1-8.
ZHONG Linlin. Vibration simulation analysis of aircraft hydraulic pipeline system[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2018: 1-8. (in Chinese)
- [9] 丁旭. 飞机液压管路系统振动传递路径及规律研究[D]. 河北秦皇岛: 燕山大学, 2017: 5-10.
DING Xu. Study on vibration transfer path and regularity of aircraft hydraulic pipeline system[D]. Qinhuangdao Hebei: Yanshan University, 2017: 5-10. (in Chinese)
- [10] 宋玉山, 任孝东, 任峰. 液压管路动态特性分析与试验[J]. 锻压装备与制造技术, 2018, 53(4): 79-82.
SONG Yushan, REN Xiaodong, REN Feng. Analysis and test of dynamic characteristics of hydraulic pipeline[J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2018, 53(4): 79-82. (in Chinese)
- [11] 桑勇, 邵利来, 王旭东. 基于 ANSYS 大流量管路流固耦合振动分析[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(7): 1-5.
SANG Yong, SHAO Lilai, WANG Xudong. Vibration analysis of fluid-structure interaction for large flow pipeline with ANSYS[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2018, 38(7): 1-5. (in Chinese)
- [12] 袁航, 张建宇. 筒盖液压系统管路振动分析[J]. 橡塑技术与装备, 2017, 43(20): 55-57.
YUAN Hang, ZHANG Jianyu. Pipe vibration analysis of cylinder cover hydraulic system[J]. China Rubber/Plastics Technology and Equipment, 2017, 43(20): 55-57. (in Chinese)
- [13] 赵千里, 孙志礼, 柴小冬. 具有弹性支承输流管路的振动分析[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(6): 1222-1226, 1284.
ZHAO Qianli, SUN Zhili, CHAI Xiaodong. Vibration analysis of fluid conveying pipe with elastic support[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(6): 1222-1226, 1284. (in Chinese)
- [14] 夏永胜, 张成龙. 基于 ANSYS Workbench 的液压管道流固耦合振动分析[J]. 流体传动与控制, 2017(3): 38-41, 57.
XIA Yongsheng, ZHANG Chenglong. Hydraulic pipeline fluid-structure interaction vibration calculation based on ANSYS workbench[J]. Fluid Power Transmission & Control, 2017(3): 38-41, 57. (in Chinese)
- [15] 赵孟文, 樊泽明. 振动及液压脉冲影响下的管路应力分析[J]. 山东工业技术, 2017(6): 284-285.
ZHAO Mengwen, FAN Zeming. Hydraulic pipeline fluid-structure interaction vibration calculation based on ANSYS workbench[J]. Journal of Shandong Industrial Technology, 2017(6): 284-285. (in Chinese)

- Chinese)
- [16] 韩涛, 刘伟, 张子骏, 等. 基于直曲组集算法的复杂液压管路固有频率分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(7): 13-22, 61.
HAN Tao, LIU Wei, ZHANG Zijun, et al. Natural frequency analysis of complex hydraulic pipelines based on straight-curved pipeline assembly algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(7): 13-22, 61. (in Chinese)
- [17] 高亚坤, 靖红顺, 张生乐, 等. 船舶蒸汽系统管路振动试验及分析[J]. 船海工程, 2017, 46(4): 65-68.
GAO Yakun, JING Hongshun, ZHANG Shengle, et al. Experimental analysis on vibration of ship's steam pipeline system[J]. Ship & Ocean Engineering, 2017, 46(4): 65-68. (in Chinese)
- [18] 于绍明, 芦田, 卫国, 等. 基于应变分析的管路振动研究[J]. 动力学与控制学报, 2017, 15(6): 512-517.
YU Shaoming, LU Tian, WEI Guo, et al. Research on pipeline's vibration based on strain analysis[J]. Journal of Dynamics and Control, 2017, 15(6): 512-517. (in Chinese)
- [19] 朴学奎. 民用飞机液压系统压力级别选取论证研究[J]. 流体传动与控制, 2011(6): 22-24.
PIAO Xuekui. Research about pressure selection of hydraulic system in civil aircraft[J]. Fluid Power Transmission & Control, 2011 (6): 22-24. (in Chinese)
- [20] 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]. 河北 秦皇岛: 燕山大学, 2014: 1-3.
BAI Huanhuan. Numerical analysis on the fluid-solid coupling vibration of hydraulic pipeline with elastic support[D]. Qinhuangdao Hebei: Yanshan University, 2014: 1-3. (in Chinese)
- [21] 权凌霄, 孔祥东, 高英杰, 等. 不考虑进口特性的蓄能器吸收冲击理论及试验[J]. 机械工程学报, 2007, 43(9): 28-32.
QUAN Lingxiao, KONG Xiangdong, GAO Yingjie, et al. Theory and experiment of accumulator absorbing pressure pulsation without regard to its entrance characteristics[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 28-32. (in Chinese)
- [22] 于灵杰. 压接修理民机液压管路振动特性分析[D]. 天津: 中国民航大学, 2019: 20-39.
- YU Lingjie. Vibration characteristics analysis of civil aircraft hydraulic pipeline repaired by pressure welding[D]. Tianjin: Civil Aviation University of China, 2019: 20-39. (in Chinese)
- [23] 国防科学技术工业委员会. 飞机装配工艺导管安装标准: HB/Z223.20-2002[S]. 北京: 中国航空综合技术研究所, 2003: 13-14.
- [24] 蒋红旗, 王繁生. 起重机吊臂结构有限元模态分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(3): 20-22.
JIANG Hongqi, WANG Fansheng. Vibration mode analysis of crane jib using finite element method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(3): 20-22. (in Chinese)
- [25] 李春润, 王春林. 小口径内涂层管道机械压接技术研究[J]. 石油工程建设, 1996, 22(3): 9-14, 61.
LI Chunrun, WANG Chunlin. The research on mechanical crimp-connection technique for small diameter pipelines with internal coating[J]. Petroleum Engineering Construction, 1996, 22(3): 9-14, 61. (in Chinese)
- [26] 赵运才, 黄书烽. 立式粉磨机立柱模态与谐响应分析[J]. 矿业研究与开发, 2012, 32(6): 94-97.
ZHAO Yuncai, HUANG Shufeng. Vibration modal and harmonic response analysis on vertical pillar of vertical mill[J]. Mining Research and Development, 2012, 32(6): 94-97. (in Chinese)
- [27] 焦宗夏. 飞机液压能源管路系统的振动特性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 1997, 23(3): 316-321.
JIAO Zongxia. Vibration analysis of the aircraft fluid power and pipeline systems[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1997, 23(3): 316-321. (in Chinese)
- [28] 潘陆原, 王占林, 裴丽华. 飞机液压能源系统管路振动特性分析[J]. 机床与液压, 2000(6): 20-21.
- [29] 杨斌, 张建波. 民机液压系统振动技术研究[J]. 液压与气动, 2018(3): 101-105.
YANG Bin, ZHANG Jianbo. Study on vibration of civil aircraft hydraulic system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(3): 101-105. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)