

# 动力吸振器抑制空调管道振动研究

郭朋焕, 刘子良

(沈阳理工大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110159)

**摘要:**针对空调管道振动过大的问题,对其受力进行了分析,并设计了一种具有双向抑振功能的管道动力吸振器用于振动抑制。利用 Workbench 对含动力吸振器的空调管道进行模态及谐响应分析。分析结果表明,造成空调管道振动过大的原因是其工作频率与第3阶共振频率相近,引发了共振;安装吸振器可有效降低管道的径向及横向振幅;排气管道中振幅较大的位置是吸振器抑振效果较好的位置。由分析结果可知,具有双向抑振功能的吸振器可为管道振动抑制提供一定帮助。

**关键词:**空调管道;动力吸振器;模态分析;振动抑制;谐响应

**中图分类号:**TH113.1 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2023)02-0105-08

随着科技发展和进步,空调已在生活中普及,用户对空调的品质需求日益增高。空调管道振动可造成设备噪声增大,影响设备技术指标,甚至导致管道破裂,危害人身安全。所以,有必要对管道系统振动问题进行研究并提出相应解决措施。针对管道系统的振动研究,国内外学者进行了大量的研究工作。HESHMATI et al<sup>[1]</sup>研究了具有梯度孔隙率的多孔弹性管在流体流动下的动态响应,提出了管道输送流体动力学方程的有限元公式,采用复模态分析方法估算了不同速度下夹持管道的固有频率。SAZESH et al<sup>[2]</sup>对随机激励下流体管道进行振动分析,将随机载荷考虑为白噪声激励,计算了响应谱密度和响应方差与管道内部流体流动速度的关系,利用随机时间历程和概率密度函数来研究管道在颤振速度附近的随机行为。赵勤等<sup>[3]</sup>分析了某汽车空调低压管道系统在制冷剂作用下的动态特性,进行了管道模态分析和流体作用下的预应力模态分析,说明管道应力与压缩机工作频率成正相关关系,管道振动位移随橡胶管的硬度增大而减小。张鸿权等<sup>[4]</sup>建立了管道颗粒阻尼的能耗模型,对比不同材质、大小颗粒的减振效果,验证了管道颗粒阻尼耗能模型的可行性。LOH et al<sup>[5]</sup>对空调管道进行了冲击锤实验,使用 Abaqus 确定管道结构的固有特性,并构建了预测交流管道结构振动行为的良好模型。HUANG et al<sup>[6]</sup>对不同边界条件下流体输送管道的固有频率进行分析,采用消元伽辽金法研究了输流管道中的固有频率,得到了不同边界条件下的固有频率方程,分析了输流管道固有频率与欧拉梁固有频率的关系。YANO et al<sup>[7]</sup>提出了附加质量和阻尼作用下材料对管道振动特性的影响。通过对装满硅树脂管道的振动特性进行模拟并以锤击实验证明了管道的振动不仅通过黏弹性材料的阻尼衰减,而且通过类似于动力吸振器的动态行为的影响衰减。MAZLAN et al<sup>[8]</sup>分析了汽车空调运行时管道对汽车部件振动的影响,并根据运行时管道的固有频率设计了可调谐动力吸振器,实验证明安装可调谐动力吸振器后,汽车空调运行和关闭条件下管道振动分别下降79%和51%。现针对某空调工作(压缩机工作频率50 Hz)时管道振动过大的问题,设计一种具有双向抑振功能的动力吸振器抑制其振动,从而提高管道系统可靠性。建立空调管道系统的三维模型,采用 ANSYS Workbench 进行模态分析,得出空调管道的固有频率;通过对固有频率和压缩机的工作频率进行对比分析,装上设计的动力吸振器,分析系统的模态和响应,明确抑振效果及合理安装位置。

收稿日期:2023-01-16 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20230015

基金项目:国家自然科学基金(52075084);辽宁省教育厅面上项目(LJKMZ20220602)

作者简介:郭朋焕(1998—),男,硕士研究生,研究方向为振动抑制。E-mail:847437338@qq.com

郭朋焕,刘子良.动力吸振器抑制空调管道振动研究[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2023,36(2):105-111,120.

## 1 空调管道的振动分析

空调压缩机为滚动转子式压缩机,造成其管道系统振动的主要原因有 2 个,分别为:①压缩机只有 1 个转子且为偏心安装,压缩机工作时会产生转子惯性力引起管道的振动(经排查无偏心安装);②管道系统脉动的气体在弯头等角度的管道处产生的激振力<sup>[9-10]</sup>。二者都是导致空调配管振动的重要原因。

### 1.1 空调压缩机机体激励

当压缩机工作时,根据压缩机工作过程中的压缩腔的压力随角度的变化<sup>[11]</sup>分为 4 个阶段,见表 1。表 1 中  $\beta$  为排气口、吸气口与滑片夹角; $\gamma$  为开始排气角度; $p_s$  为进口压力; $p_0$  为排气压力; $p_\theta$  为<sup>[12]</sup>

$$p_\theta = p_s \left[ \frac{(2 - \epsilon) \left( \pi - \frac{1}{2} \beta \right) + (1 - \epsilon) \sin \beta + \frac{1}{4} \epsilon \sin 2\beta}{(2 - \epsilon) \left( \pi - \frac{1}{2} \theta \right) + (1 - \epsilon) \sin \theta + \frac{1}{4} \epsilon \sin 2\theta} \right]^n \quad (1)$$

式中, $\epsilon$  为挡板旋转半径  $e$  与气缸内半径  $R$  的比值; $n$  为多变指数,取 1.02。

表 1 压缩机工作压力变化 4 个阶段

| 旋转角度                       | 压缩腔压力      |
|----------------------------|------------|
| $0 \sim \beta$             | $p_s$      |
| $\beta \sim \gamma$        | $p_\theta$ |
| $\gamma \sim 2\pi - \beta$ | $p_0$      |
| $2\pi - \beta \sim 2\pi$   | $p_s$      |

则压缩腔气压随旋转角度的变化曲线如图 1 所示。

考虑压缩机在工作过程中所受压缩气体的阻力和阻力矩,其阻力的合力为

$$F_g = RL(1 - \tau)(p_\theta - p_s) \sqrt{2(1 - \cos \theta) + \frac{\tau}{1 - \tau}(1 - \cos 2\theta)} \quad (2)$$

式中, $L$  为转子的厚度。

合力的方向通过转子的圆心,并且垂直偏心轮与气缸的接触点。合力与气缸中心垂直距离为  $l$ ,故产生相对于中心的偏心力矩,方向与压缩机转子旋转方向相反。其力矩为

$$M_g = F_g l = \frac{1}{2} R^2 L \tau (p_\theta - p_s) \left[ 2(1 - \cos \theta) + \frac{\tau}{1 - \tau}(1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3)$$

气体力和气体力矩周期性变化,导致压缩机机体的振动,进一步带动配管的振动。

### 1.2 空调管道气流脉冲激励

压缩机周期性的吸排气,使管道内的气体呈脉动状态,气流脉动使管道弯头处受到激振力的作用,加剧了管道系统的振动<sup>[13]</sup>。当脉冲气流经过有角度的管道时,其受力如图 2 所示。

由受力分析可知合力  $\vec{F}$ <sup>[14]</sup> 为

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 = 2 \left( \frac{\pi d^2}{4} p \right) \sin \frac{\beta}{2} \quad (4)$$

式中, $d$  为管道直径; $\beta$  为弯头角度; $p$  为管道压力。若  $p$  为常数,此时管道只受静力作用。

当  $p$  是脉动变化的压力值时,即

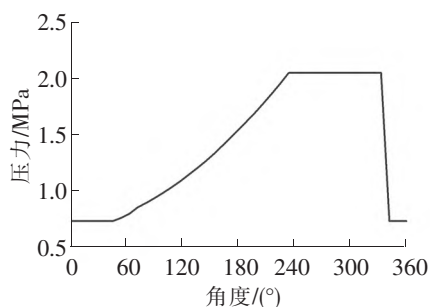


图 1 压缩腔气压随旋转角度的变化曲线

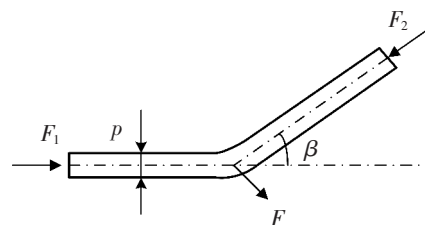


图 2 管道受力分析

$$p = p_0 + \Delta p \tag{5}$$

则受力可表示为

$$F_1 = F_2 = F_0 + \Delta F \tag{6}$$

其中

$$\Delta F_1 = \Delta F_2 = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p \tag{7}$$

$$\Delta F' = 2 \left( \frac{\pi d^2}{4} \Delta p \right) \sin \frac{\beta}{2} \tag{8}$$

式中,  $\Delta p$  为脉动压力的最大振幅;  $\Delta F'$  为激振力振幅。

2 空调管道的理论模型及模态分析

2.1 空调管道的理论模型

空调管道系统是一个连续系统,利用有限元法分解为多自由度系统后其振动微分方程可表示为<sup>[15]</sup>

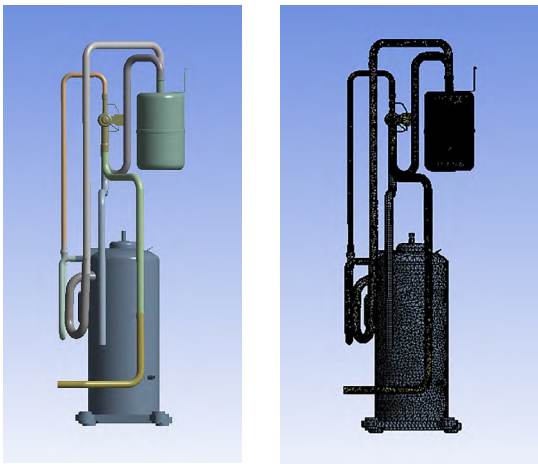
$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \tag{9}$$

式中,  $M$ 、 $C$ 、 $K$  分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵;  $x$ 、 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$  分别为节点的位移、速度、加速度;  $F(t)$  为激振力,即脉动压力。

2.2 空调管道的模态分析

2.2.1 有限元建模

根据空调公司提供的压缩机尺寸、材料参数以及文献查阅的有关数据<sup>[16]</sup>,用 Pro/E 建立空调系统的三维模型,导入 Workbench 中进行简化并划分网格,结果如图 3 所示。网格采用六面体与四面体相结合的划分方式,在相对平缓、光滑的表面采用六面体网格划分,对于较复杂及过渡部分采用四面体划分。



(a)三维模型图 (b)网格划分图

图 3 压缩机及管道模型网格划分情况

2.2.2 模态分析

2.2.2.1 管道系统的约束条件及材料参数

边界条件对模态分析的影响至关重要,通过对整体结构和实际工况分析,采用以下约束条件:①考虑到冷凝器和蒸发器体积大且振动位移小,故将与冷凝器连接的两段管路末端施加固定约束;②考虑空调实际工况,在空调的 4 个底座上添加固定约束;③管道中的所有焊接部分用刚性连接来模拟。

材料参数详见表 2。

表 2 各材料参数

| 材料 | 弹性模量/MPa               | 密度/(kg · m <sup>-3</sup> ) | 泊松比   | 材料 | 弹性模量/MPa               | 密度/(kg · m <sup>-3</sup> ) | 泊松比   |
|----|------------------------|----------------------------|-------|----|------------------------|----------------------------|-------|
| 钢  | 2.01 × 10 <sup>5</sup> | 7 800                      | 0.001 | 紫铜 | 1.08 × 10 <sup>5</sup> | 8 900                      | 0.001 |
| 黄铜 | 1.26 × 10 <sup>5</sup> | 8 900                      | 0.001 | 橡胶 | 40                     | 1 000                      | 0.075 |

2.2.2.2 模态求解

研究的频率主要是压缩机的运转频率,转速为 3 000 r/min,属低频范围。根据所求取频率的最大值至少为所研究频率的 2 倍原则,只需要考虑低频模态<sup>[15]</sup>。表 3 所示为前 10 阶模态。

表 3 前 10 阶模态

| 阶次 | 频率/Hz  | 振型      | 阶次 | 频率/Hz  | 振型      |
|----|--------|---------|----|--------|---------|
| 1  | 13.474 | 四通阀上下摆动 | 6  | 62.080 | 回气管上下摆动 |
| 2  | 29.866 | 排气管左右振动 | 7  | 63.085 | 四通阀左右摆动 |
| 3  | 50.295 | 排气管上下摆动 | 8  | 64.960 | 排气管前后摆动 |
| 4  | 57.916 | 回气管左右摆动 | 9  | 66.050 | 排气管前后摆动 |
| 5  | 58.416 | 排气管前后摆动 | 10 | 72.526 | 排气管上下摆动 |

由表 3 可知,压缩机的工作频率(50 Hz,即脉动压力频率)与系统的第 3 阶固有频率(50.295 Hz)较为接近,引发排气管共振,产生幅度较大的上下摆动,第 3 阶振型图如图 4 所示。

### 3 动力吸振器的设计及安装吸振器后的管道模态分析

#### 3.1 动力吸振器的设计

针对管道系统振动特性,对动力吸振器进行相应设计,如图 5 所示。1 为套单元,其两端是封闭的,内置圆柱状质量块,质量块轴向与套筒两端面通过弹簧连接,径向通过 4 个弹簧与套筒内壁连接。管道的振动通过悬臂梁、弹簧传递至质量块上引发其振动,转移能量后的管道振动得到抑制。2 为悬臂梁连接套筒,3 为管箍。管箍的作用是将吸振器固定在管道上。

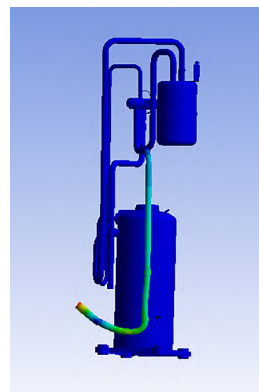


图 4 管道系统的第 3 阶振型图

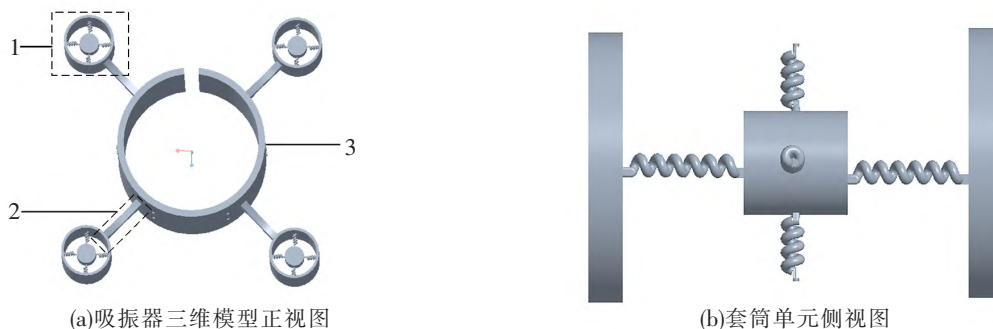


图 5 动力吸振器模型三维模型图

综合考虑到成本及减震效果<sup>[17]</sup>,选取质量比  $\mu = m_2/m_1 = 0.07$ ,其中, $m_1$  为排气管质量; $m_2$  为动力吸振器质量。即动力吸振器的总质量块为 0.2 kg(即每个质量块为 0.05 kg),最佳协调比  $f = \sqrt{k_1/m_2}/\omega = 1/(1+\mu) = 0.943$ ,其中, $k_1$  为吸振器连接套筒的弹簧的刚度, $k_1 = m_2\omega^2 f^2 = 2\,758.22$  N/m。轴向连接两端盖的弹簧刚度  $k_2 = 2k_1$ ,吸振器各部件参数详见表 4。

表 4 动力吸振器各材料参数

| 名称  | 材料      | 密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ) | 弹性模量/GPa | 泊松比  |
|-----|---------|----------------------------------------|----------|------|
| 套筒  | 铝合金     | $2.80 \times 10^3$                     | 68.9     | 0.33 |
| 质量块 | Q235    | $7.85 \times 10^3$                     | 200.0    | 0.30 |
| 弹簧  | 60Si2Mn | $7.85 \times 10^3$                     | 206.0    | 0.28 |
| 悬臂梁 | 45 钢    | $7.85 \times 10^3$                     | 206.0    | 0.30 |

#### 3.2 含吸振器的管道模态分析

对安装吸振器的空调管道进行模态求解,其前 10 阶模态振型如表 5 所示。安装吸振器(吸振器安装在 C 位置)后空调管道系统振型发生相应的变化,其固有频率向前偏移。第 3 阶固有频率接近压缩机工作频率,且排气管是需着重观察的位置,第 3 阶模态云图结果如图 6 所示,排气管末端仍是振动最大位置。

表 5 含吸振器前 10 阶模态

| 阶次 | 频率/Hz  | 振型      | 阶次 | 频率/Hz  | 振型      |
|----|--------|---------|----|--------|---------|
| 1  | 27.811 | 排气管前后摆动 | 6  | 72.700 | 回气管前后摆动 |
| 2  | 31.627 | 回气管左右振动 | 7  | 85.235 | 四通阀左右摆动 |
| 3  | 46.883 | 排气管上下摆动 | 8  | 89.740 | 排气管左右摆动 |
| 4  | 53.413 | 排气管左右摆动 | 9  | 90.661 | 排气管前后摆动 |
| 5  | 68.500 | 排气管上下摆动 | 10 | 91.170 | 回气管上下摆动 |



## 4 管道系统谐响应分析

为进一步研究含吸振器的管道系统在外激励作用下的振动特性,需要对管道系统进行谐响应分析。

### 4.1 管道系统所受激励

在谐响应的输入载荷中,要求输入载荷做正弦规律变化,还需要进一步做快速傅里叶变化处理该气体力与力矩作为激励施加在压缩机机体。将气体力与力矩在 Matlab 中进行傅里叶变换,考虑到 50 Hz 下对其影响最大,提取 50 Hz 下气体力和气体力矩分解为气体力 2 193 N,相角  $129^\circ$ ;气体力矩 10.02 N/m,相角为  $0^\circ$ 。

根据空调厂家提供的数据<sup>[16]</sup>,管道内径  $d = 8.125$  mm,通过式排气管最高压力为 2.348 MPa,最低压力为 2.226 MPa,则平均压力值为 2.287 MPa,压力脉动幅值为 0.061 MPa,压力不均匀度为 6.05%,根据式(7)可计算出排气管内激振力为 1.8 N;回气管的最高压力为 0.709 MPa,最低压力为 0.68 MPa,则平均压力值为 0.694 5 MPa,压力脉动幅值为 0.026 5 MPa,压力不均匀度为 8.41%,同理则回气管内激振力为 0.8 N。2 个激振力分别以分力的形式加载排气管和回气管各个弯头处,激振力施加如图 7 所示。

### 4.2 谐响应求解

给管道系统施加频率为 50 Hz 的管道脉动压力,通过谐响应分析有无吸振器时排气管道的最大位移值。通过计算,其最大位移处在排气管末端,主要表现在排气管的径向振动(排气管上下摆动),如图 8 所示。在 50 Hz 激励下,无吸振器时排气管径向最大振幅为 1.335 1 mm,安装吸振器后为 0.905 36 mm。

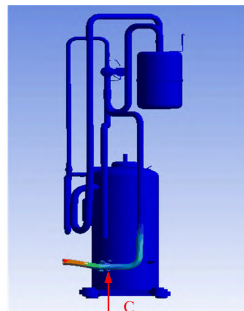


图 6 含动力吸振器的管道系统的第 3 阶模态云图

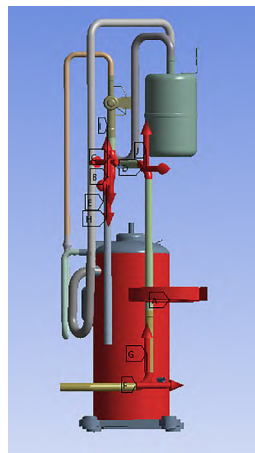
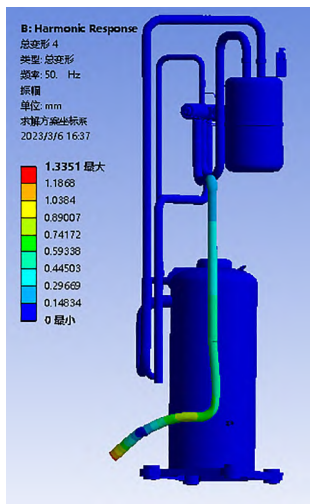
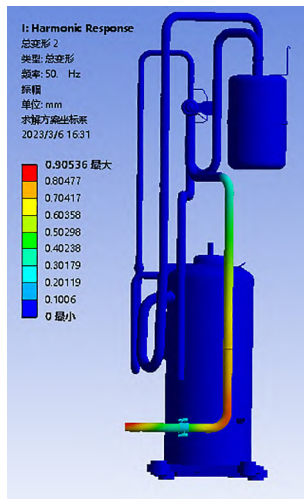


图 7 激振力施加示意图



(a) 无吸振器时管道变形云图



(b) 有动力吸振器时管道变形云图

图 8 50 Hz 激励下管道系统变形云图

为了进一步掌握吸振器对管道振动情况的影响,求解了有无吸振器时管道受频率为 10~90 Hz 脉动压力作用时的响应,如图 9 所示。未加吸振器的管道系统径向和轴向的最大位移分别为 1.335 1 mm 和 0.826 5 mm,含吸振器的排气管径向最大位移为 0.905 36 mm,降低了 32.187%;轴向最大位移为 0.608 36 mm,下降了 26.393%。安装吸振器后,排气管共振频率向后偏移且振幅有所降低。吸振器不仅降低了工作频率时管道振幅,也降低了共振振幅。

为验证其动力吸振性能,将动力吸振器套筒单元 1 替换为等质量实心圆柱体,其余结构与动力吸振器相同,

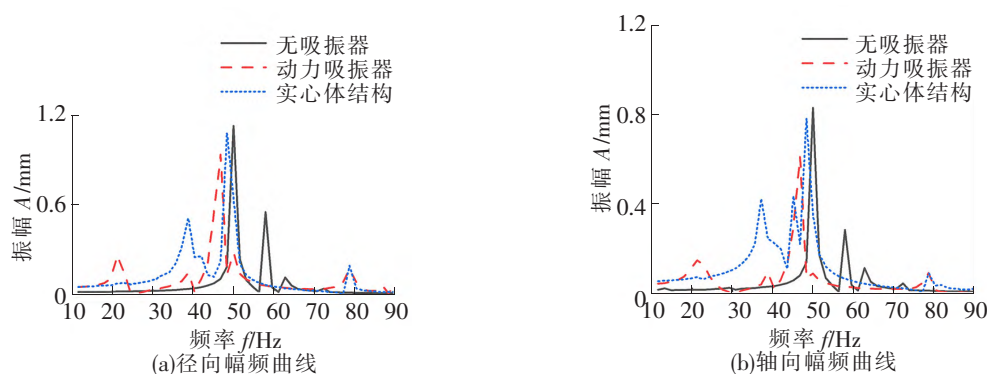


图 9 安装不同结构时排气管的幅频曲线

并将此命名为实心体结构,安装该结构的管道幅频曲线如图 9 所示。与含实心体结构的管道相比,安装吸振器的管道径向振幅减小 0.148 4 mm,轴向振幅减小 0.171 1 mm,说明相比增加质量,吸振器具有更好的抑振效果。

管道系统作为连续体结构,可安装吸振器的位置较多。为了探究具备更好抑振效果的吸振器,对吸振器安装在不同位置时管道系统的幅频响应进行求解。分别将安装测试点选取在排气管振幅较大处和弯头处脉动气流波动较大处等几个位置,具体如图 10 所示。因靠近排气管末端其振动响应越明显,故选取 A 位置作为振动观测点,观察其在 50 Hz 时径向与轴向的响应幅值情况,结果如图 11 所示。由图 11 可见,吸振器安装在 A 位置时管道振动观测点处的径向及轴向响应幅值均为最小。

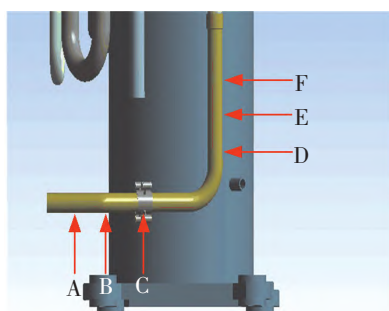


图 10 动力吸振器的不同安装位置

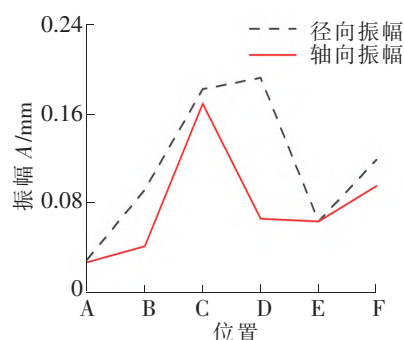


图 11 50 Hz 吸振器不同位置管道振动幅值

图 12 所示为将动力吸振器安装在各测试位置时管道 10~90 Hz 的径向与轴向幅频响应曲线图。由图 12 可见,安装在 B 位置时,在启机过程中管道会在 33 Hz 左右经历一次较大振动;安装在 E、F 位置,50 Hz 时轴向或径向振动剧烈;安装 A 位置时,启机过程中不会经历剧烈振动,且工作频率 50 Hz 时管道振幅较低。综合考虑,A 位置是动力吸振器的理想安装位置。从无吸振器时管道振型来看,发生振动时 A 位置的振幅更大,加装动力吸振器后吸振效果更佳。

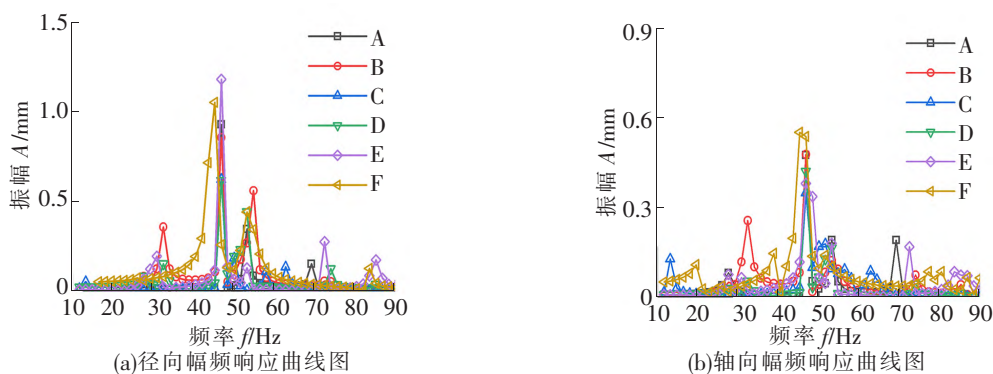


图 12 10~90 Hz 幅频响应曲线

## 5 结论

(1) 通过对管道系统进行模态分析,得出第 3 阶固有频率接近压缩机的工作频率,是导致工作时振动过大的主要原因,且确定排气管末端为振动最大的位置。

(2) 设计了双向抑振的吸振器,安装在管道上后,在工作频率(50 Hz)时排气管的径向最大振幅由无吸振器时的 1.335 1 mm 降至 0.905 36 mm。管道受频率为 10~90 Hz 脉动压力作用时,排气管径向最大共振振幅降低了 32.187%,轴向最大共振振幅下降了 26.393%。吸振器不仅降低了工作频率时管道振幅,也降低了共振振幅。

(3) 对吸振器的安装位置进行了分析,结果显示安装在无吸振器时振幅更大的 A 位置的吸振器具有更优异的抑振效果。

## 参 考 文 献

- [1] HESHMATI M, AMINI Y, DANESHMAND F. Vibration and instability analysis of closed-cell poroelastic pipes conveying fluid[J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2019, 73: 356-365.
- [2] SAZESH S, SHAMS S. Vibration analysis of cantilever pipe conveying fluid under distributed random excitation[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2019, 87: 84-101.
- [3] 赵勤, 黄云伟, 徐中明, 等. 汽车空调低压管路流固耦合振动特性分析[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(10): 244-251.
- [4] 张鸿权, 肖望强. 基于颗粒阻尼的变频空调压缩机管路减振设计[J]. *中国机械工程*, 2022, 33(18): 2172-2182.
- [5] LOH S K, FARIS W F, HAMDI M, et al. Vibrational characteristics of piping system in air conditioning outdoor unit [J]. *Science China Technological Sciences*, 2011, 54(5): 1154-1168.
- [6] HUANG Yimin, LIU Yongshou, LI Baohui, et al. Natural frequency analysis of fluid conveying pipeline with different boundary conditions[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2010, 240(3): 461-467.
- [7] YANO D, ISHIKAWA S, TANAKA K, et al. Vibration analysis of viscoelastic damping material attached to a cylindrical pipe by added mass and added damping[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 454: 14-31.
- [8] AZIZ M S A, MAZLAN A Z A, SATAR M H A, et al. Attenuation of humming-type noise and vibration in vehicle HVAC system using a tuneable dynamic vibration absorber[J]. *Archives of Acoustics*, 2022, 47(3): 331-342.
- [9] 郝春哲. 往复式压缩机管路系统振动分析[D]. 北京:北京化工大学, 2015.
- [10] 邢金昕. 滚动转子式压缩机振动特性测试与分析[D]. 沈阳:东北大学, 2015.
- [11] 李磊鑫, 李越峰, 董维, 等. 压缩机单体振动研究及其在空调器配管设计开发中的应用[C]// 2020 年中国家用电器技术大会. 宁波:《电器》杂志社, 2020: 836-842.
- [12] 张祉祐. 小型滚动转子式压缩机的动力计算及结构参数选择[J]. *化工与通用机械*, 1978(7): 17-26.
- [13] 陈超宇, 林建中, 胡晴. 空调配管动态特性研究[J]. *电子科技*, 2017, 30(9): 112-116.
- [14] 苏铭德, 黄素逸. 计算流体力学基础[M]. 北京:清华大学出版社, 1997.
- [15] 王枫, 周文广. 基于试验设计的空调管路结构参数优化设计[J]. *大连交通大学学报*, 2021, 42(2): 66-72.
- [16] 刘浩友. 基于 ANSYS Workbench 的空调配管振动与应力的研究[D]. 广州:华南理工大学, 2015.
- [17] 宋怀兰, 张飞, 徐忠诚. 某轻型驱动桥动力吸振器设计[J]. *上海汽车*, 2013(8): 11-15.

## Research on Vibration Suppression of Air Conditioning Pipeline by Dynamic Vibration Absorber

Guo Penghuan, Liu Ziliang

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

(下转第 120 页)

ArXiv, 2018, 1812: 1-17.

[14] KINGMA D P, SALIMANS T, WELLING M. Variational dropout and the local reparameterization trick[J]. Advances in Neural Information Processing Systems, 2015, 28: 2575-2583.

## Vertical Vibration Control of an In-wheel-Motor Driven Electric Vehicle Based on Deep Reinforcement Learning

Zhong Chen<sup>1</sup>, Zhang Dawei<sup>1,2</sup>, Xu Peijuan<sup>3</sup>, Tian Yiyang<sup>1</sup>

(1.School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710018, China;

2.Chongqing Rail Transit (Group) Co. Ltd., Chongqing 401120, China;

3.School of Transportation Engineering, Chang'an University, Xi'an 710018, China)

**Abstract:** In-wheel-motor driven electric vehicles as an ideal solution for distributed drive are important for alleviating energy problems, but their riding comfort deteriorates when in-wheel-motors are introduced to the wheels. To solve the smoothness problem of in-wheel-motor electric vehicle, this paper established a quarter-vehicle model of a 3-degree-of-freedom in-wheel-motor electric vehicle considering seat, body and unsprung mass vibration characteristics as well as active and semi-active suspension time delay factors, and the vertical vibration control of the in-wheel-motor driven electric vehicle through the active suspension was carried out based on the deep reinforcement learning algorithm. Firstly, the in-wheel-motor driven electric vehicle was trained to drive under random road surface and speed bump road surface, after that, the control effect of its training case was tested and compared with the control effect of passive suspension and skyhook damping control strategies, and finally, the generalization ability of the deep reinforcement learning-based active suspension control strategy for in-wheel-motor driven electric vehicle on random road surface was tested. The results show that for both the training and generalization test cases, the deep reinforcement learning-based active suspension control strategy produces better control results than the passive suspension and skyhook damping control strategies for vibration control of in-wheel-motor driven electric vehicles.

**Key words:** in-wheel-motor driven electric vehicle; active suspension; deep reinforcement learning; riding comfort



(上接第 111 页)

**Abstract:** Aiming at the problem of excessive vibration of the air conditioning pipeline, the stress of the pipeline was analyzed, and a pipeline dynamic vibration absorber with two-way vibration suppression function was designed for vibration suppression. Using Workbench, the modal and harmonic response analysis of the air conditioning pipeline with dynamic vibration absorber were carried out. The analysis results show that the reason for the excessive vibration of the air conditioning pipeline is that its working frequency is close to the third resonance frequency, which causes resonance. The installation of vibration absorber can effectively reduce the radial and transverse amplitude of the pipeline. The position with larger amplitude in the exhaust pipe is the position with better vibration suppression effect of the vibration absorber. It can be concluded from the analysis results that the vibration absorber with two-way vibration suppression function can provide some help for pipeline vibration suppression.

**Key words:** air conditioning pipeline; dynamic vibration absorber; modal analysis; vibration suppression; harmonic