

DOI: 10.7652/xjtub201704004

双螺杆制冷压缩机气流脉动衰减器的研究与开发

武晓昆¹, 陈文卿^{1,2}, 周明龙², 杨侨明², 邢子文¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学苏州研究院, 215123, 江苏苏州)

摘要: 为有效控制并降低双螺杆制冷压缩机排气气流脉动幅值, 研究并开发了一种基于赫姆霍兹共振器的气流脉动衰减器。考虑到压缩机排气腔内的油气两相流动, 首先基于两相流双流体方程, 建立了油气两相环状流型下的声速计算模型, 实现了两相流动状态下衰减腔内共振频率的计算, 开发了一种适用于螺杆制冷压缩机的气流脉动衰减器, 就排气温度和润滑油含量对其衰减性能的影响进行了实验研究, 并对比了有无衰减器时压缩机的机脚振动情况。研究结果表明: 当润滑油含量保持不变时, 存在最佳的 R134a 气体声速, 使得衰减器性能最佳, 但随着润滑油含量的增加, 最佳的 R134a 气体声速有所上升; 两相流声速决定了衰减腔的共振频率, 存在最佳的两相流声速使得衰减器性能最佳, 且随着润滑油含量的增加, 最佳两相流声速基本不变, 而最大衰减比有所提升; 开发的脉动衰减器应用于螺杆制冷压缩机名义工况下运行时, 一阶气流脉动频率下的机脚振动加速度可降低 36.2%~40.9%。

关键词: 双螺杆制冷; 压缩机; 气流脉动衰减器

中图分类号: TB652; TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)04-0023-07

Development of Gas Pulsation Damping Device for Twin Screw Refrigeration Compressor

WU Xiaokun¹, CHEN Wenqing^{1,2}, ZHOU Minglong², YANG Qiaoming², XING Ziwen¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Suzhou Academy, Xi'an Jiaotong University, Suzhou, Jiangsu 215123, China)

Abstract: For the purpose of improving discharge gas pulsation characteristic of twin screw refrigeration compressor, a gas pulsation damping device following the principle of Helmholtz resonator was developed. In consideration of the oil-gas two-phase flow in the compressor discharge chamber, a two-phase sound speed calculation model was established. Then the resonant frequency of damping device can be evaluated. The gas pulsation damping device applied to twin screw refrigeration compressor was developed. Experimental investigation was carried out to analyze the effects of discharge temperature and lubrication oil flow rate on the performance of damping device. And the vibration characteristic of compressor with the damping device was compared with the one without damping device. It is concluded that there exists an optimal sound speed of R134a to achieve the maximum damping ratio when the lubrication oil flow rate keeps constant. With the increasing oil flow rate, the optimal value of R134a sound speed increases. There also exists an optimal sound speed of the two-phase fluid, and optimal value keeps constant

收稿日期: 2016-08-29。 作者简介: 武晓昆(1990—),男,博士生;邢子文(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51276134);江苏省自然科学基金资助项目(BK20151246)。

网络出版时间: 2016-12-30

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20161230.1743.012.html>

but the damping ratio increases as the oil flow rate increases. The vibration acceleration of compressor under-chassis under first-order gas pulsation frequency can be reduced by 36.2% to 40.9% as the compressor is equipped with the damping device.

Keywords: twin screw refrigeration; compressor; gas pulsation damping device

近年来,随着快速增长的中央空调及食品冷链设备的需求,以及螺杆压缩机适合长期运转的特点和整体技术水平的提高,极大地促进了双螺杆制冷压缩机在制冷系统中的应用,其销售量已占所用容积式压缩机销售量的80%以上^[1]。随着螺杆压缩机的不断更新换代,性能不断提升,控制和降低振动噪声已成为螺杆压缩机技术发展所面临的新挑战。按照产生机理,螺杆压缩机工作过程中的噪声源可划分为机械性噪声和流体动力噪声,随着机械加工精度的提高和装配工艺的改善,机械噪声得到有效控制。但是,螺杆压缩机吸排气腔与工作腔的周期性连通造成了工作介质的不稳定流动,引起吸排气过程中的气流脉动,由此诱发的振动噪声问题日益突出。其中排气孔口内的气流脉动更为复杂,内外压比使得内压缩终了时刻工作腔内的压力可能大于排气压力,也可能小于排气压力,并且排气过程中的气流脉动向下游传播时还会激励管道系统振动,并由此引发多个噪声源,甚至造成破坏性后果。因此,从源头上控制消减气流脉动,尤其是抑制排气气流脉动所诱发的振动噪声,对于螺杆压缩机的减振降噪具有重大的意义。

本文所研究的气流脉动衰减器基于赫姆霍兹共振器原理。如图1所示,赫姆霍兹共振器由容器和短管构成,当入射声波的频率接近共振器内气柱的固有频率时,短管内的气柱产生强烈振动,在振动过程中,由于克服摩擦阻力而消耗声能。反之,当入射声波频率远离共振器内气柱的固有频率时,气柱振动减弱,共振器吸声作用很小,由此可见共振器的吸声系数与其本身的气柱固有频率及扰动频率有关,最高吸声系数出现在共振频率处。因此,在共振器的设计及应用过程中,共振器共振频率的计算尤为重要。文献[2]采用一维波动方程和一维非定常流动方程,推导得出了赫姆霍兹共振器内的气柱固有频率。文献[3]通过仿真计算了插入损失随频率、结构参数的变化,得到了结构参数对消声性能的影响趋势,用于指导消声器设计和改进。为拓宽赫姆霍兹共振器的消音频带,文献[4]研究了多个赫姆霍兹共振器并联时的消声特性,并测得在250 Hz时的传递损失达到28 dB。文献[5]对比分析了单个和多

个共振器应用于管道消声时的传递损失,并对共振器和隔膜的声-固耦合响应展开了研究。

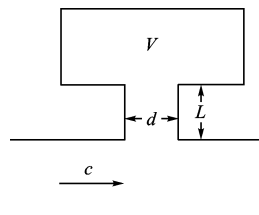


图1 赫姆霍兹共振器结构示意图

综上所述,前人研究工作主要集中在赫姆霍兹共振器结构形式对消声性能的影响,然而对于介质本身的热力状态对其消声性能的影响研究较少。此外,在螺杆制冷压缩机中应用时,由引入于喷油技术,使得排气腔内形成油气两相混合物,两相流体间复杂的作用关系使得两相流声速不同于单相流体声速,赫姆霍兹共振器的固有频率也会相应改变,从而影响其消音性能。

本文首先基于两相流研究中的双流体方程,建立了螺杆压缩机内油气两相环状流流型的声速计算模型,针对某双螺杆制冷压缩机在名义工况下的排气状态,结合两相流声速计算结果,设计并试制排气气流脉动衰减器。其次,实验测得了不同排气温度的声速以及脉动衰减器的衰减性能,对比了理论计算声速与实测声速间的差异,分析得出了脉动衰减器的性能影响机制。最后,以螺杆压缩机机脚的振动值为标准,对比了安装衰减器和未安装衰减器时的压缩机机脚振动情况。

1 气液两相流声速计算模型

1.1 控制方程

对于螺杆制冷压缩机排气侧油气混合物的流动而言,一般认为其两相流流型为环状流^[6],如果不考虑各项之间的传热以及相变,则其一维双流体模型的基本方程为^[7]

$$\frac{\partial(\alpha\rho_G)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha\rho_G u_G)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial[(1-\alpha)\rho_L]}{\partial t} + \frac{\partial[(1-\alpha)\rho_L u_L]}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_G u_G) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha \rho_G u_G^2) + \frac{\partial}{\partial x}(\alpha p_G) = \frac{\partial}{\partial x}[\alpha(\tau_G^{\text{fr}} + \tau_G^{\text{Re}})] + M_{\text{Gi}} - 4 \frac{\tau_{\text{GW}}}{D} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\alpha)\rho_L u_L] + \frac{\partial}{\partial z}[(1-\alpha)\rho_L u_L^2] + \frac{\partial}{\partial x}[(1-\alpha)p_L] = \frac{\partial}{\partial x}[(1-\alpha)(\tau_L^{\text{fr}} + \tau_L^{\text{Re}})] + M_{\text{Li}} - 4 \frac{\tau_{\text{LW}}}{D} \quad (4)$$

式中: α 为两相流的截面含气率; ρ_G 为气相密度; ρ_L 为液相密度; u_G 为气相流速; u_L 为液相流速; p_G 为气相压力; p_L 为液相压力。其中相界面附加动量源项 M_{Gi} 和 M_{Li} 分别为^[8-9]

$$M_{\text{Gi}} = -M_{\text{Li}}^{(\text{nd})} - M_{\text{Li}}^{(\text{d})} + (\tau_{\text{Li}}^{\text{fr}} + \tau_{\text{Li}}^{\text{Re}}) \frac{\partial}{\partial x}(1-\alpha) + \frac{\partial}{\partial x}(\alpha \sigma_s) + \frac{\partial}{\partial x}(\alpha p_{\text{Gi}}) - \alpha \frac{\partial p_{\text{Li}}}{\partial x} \quad (5)$$

$$M_{\text{Li}} = M_{\text{Li}}^{(\text{nd})} + M_{\text{Li}}^{(\text{d})} + p_{\text{Li}} \frac{\partial}{\partial x}(1-\alpha) - (\tau_{\text{Li}}^{\text{fr}} + \tau_{\text{Li}}^{\text{Re}}) \frac{\partial}{\partial x}(1-\alpha) \quad (6)$$

式中: 上角标 (nd) 表示气液相间由非电力引起的; 上角标 (d) 表示气液相间由拖曳力引起的。

1.2 封闭条件

文献[10]利用时间平均和空间平均得到非曳力引起的界面动量源项为

$$M_{\text{Li}}^{(\text{nd})} = c_{\text{vm}} \alpha \rho_L \left[\left(\frac{\partial u_G}{\partial t} + u_G \frac{\partial u_G}{\partial x} \right) - \left(\frac{\partial u_L}{\partial t} + u_L \frac{\partial u_L}{\partial x} \right) \right] - c_{\text{m1}} \alpha \rho_L u_r \frac{\partial u_r}{\partial x} - c_{\text{m2}} \rho_L u_r^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \quad (7)$$

式中: 系数 c_{m1} 和 c_{m2} 取为 0.1; 系数 c_{vm} 由下式计算

$$c_{\text{vm}} = 0.5 \times \frac{1+2\alpha}{1-\alpha} \quad (8)$$

对于环状流而言, 气液相间拖曳力引起的界面动量源项可按文献[11]提出的公式计算

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{Gi}}^{(\text{d})} &= -\frac{1}{2} f_i \rho_G a_i u_r^2 \\ a_i &= \frac{4(\alpha)^{1/2}}{D} \\ f_i &= 0.005[1 + 75(1-\alpha)] \\ M_{\text{Li}}^{(\text{d})} &= -M_{\text{Gi}}^{(\text{d})} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

平均界面应力源为

$$\sigma_s = -c_i \rho_L u_r^2 \quad (10)$$

式中: 系数 c_i 取为 0.3; u_r 为气液相界面间的滑移速度。

气相和液相的内部摩擦剪切应力相比雷诺应力

而言很小, 因此忽略气、液相内部的摩擦剪切应力, 则有

$$\tau_G^{\text{fr}} = \tau_L^{\text{fr}} = 0 \quad (11)$$

对于螺杆制冷压缩机排气侧的油气两相流动而言, 制冷剂气体的密度远远小于润滑油的密度, 因此相比气相的压应力和液液相界面间的曳力而言, 气相的雷诺应力很小, 因此可将其忽略, 则有

$$\tau_G^{\text{Re}} = 0; \quad \tau_L^{\text{Re}} = -c_r \rho_L \frac{\alpha}{1-\alpha} |u_r| |u_r| \quad (12)$$

式中: 系数 c_r 取为 0.2。

制冷剂气体被润滑油包围, 气相不与壁面接触, 因此气相的壁面摩擦应力可忽略, 液相摩擦应力可由下式计算

$$\tau_{\text{LW}} = \frac{1}{2} f_{\text{LW}} \rho_L u_L |u_L|; \quad f_{\text{LW}} = 0.046 \left(\frac{u_L D}{\nu_L} \right)^{-0.2} \quad (13)$$

式中: ν_L 为液相黏度; D 为流道的当量直径。

假设压缩机排气侧制冷剂气体的压力、润滑油压力及气液相界面处的压力相等, 则有

$$p = p_{\text{Li}} = p_L = p_G \quad (14)$$

两相流中的截面含气率 α 可根据文献[12]提出的公式进行计算

$$\alpha = \left\{ 1 + \psi \frac{\rho_G}{\rho_L} \left(\frac{1-w}{w} \right) + (1-\psi) \frac{\rho_G}{\rho_L} \left(\frac{1-w}{w} \right) \left[\frac{\rho_G/\rho_L + \psi(1-w)w^{-1}}{1+\psi(1-w)w^{-1}} \right]^{1/2} \right\}^{-1} \quad (15)$$

式中: w 为两相流中气相的质量分数; ψ 取为 0.4。

1.3 压力波色散方程

当小扰动发生后, 认为 $\Delta \xi \ll \xi_0$, 则任意时刻、任意位置处, 上述方程的解及其对时间和空间的偏导数可写为

$$\left. \begin{aligned} \xi(\alpha, p, u_G, u_L) &= \xi_0 + \Delta \xi \exp[i(\omega t - kx)] \\ \frac{\partial \xi(\alpha, p, u_G, u_L)}{\partial t} &= (\Delta \alpha, \Delta p, \Delta u_g, \Delta u_l) i \omega \exp[i(\omega t - kx)] \\ \frac{\partial \xi(\alpha, p, u_G, u_L)}{\partial x} &= -(\Delta \alpha, \Delta p, \Delta u_g, \Delta u_l) i K \exp[i(\omega t - kx)] \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

气液相间的曳力所引起的界面处的附加动量源项可写为

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{Li}}^{(\text{d})} &= M_{\text{Li},0}^{(\text{d})} + \frac{\partial M_{\text{Li}}^{(\text{d})}}{\partial u_r} (\Delta u_G - \Delta u_L) \exp[i(\omega t - kx)] \\ \tau' &= \frac{\partial M_{\text{Li}}^{(\text{d})}}{\partial u_r} = \frac{3}{4} \frac{c_D}{r} \rho_L \alpha u_r \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

液相与壁面的摩擦切应力可写为

$$\left. \begin{aligned} 4 \frac{\tau_{LW}}{D} &= \left(4 \frac{\tau_{LW}}{D} \right)_0 + \frac{\partial (4 \tau_{LW}/D)}{\partial u_L} \Delta u_L \exp[i(\omega t - kx)] \\ \tau'_{LW} &= \frac{\partial (4 \tau_{LW}/D)}{\partial u_L} = 3.6 c_{LW} \rho_L \nu_L^{0.2} \frac{u_L^{0.8}}{D^{1.2}} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

将式(7)~式(15)代入控制方程中,得到关于 $\Delta(\alpha, p, u_G, u_L)$ 的线性齐次方程组。为了使该方程组有解,令其系数行列式为0,则有

$$\begin{vmatrix} \rho_G \omega & \frac{\alpha}{a_G^2} \omega & -\alpha \rho_G k & 0 \\ -\rho_L \omega & \frac{(1-\alpha)}{a_L^2} \omega & 0 & -(1-\alpha) \rho_L k \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} = 0 \quad (19)$$

式中

$$\begin{aligned} a_{31} &= -\rho_L u_r^2 k (-c_r - c_{m2} + c_i); a_{32} = -\alpha \left(1 + \frac{c_i u_r^2}{a_L^2} \right) k \\ a_{33} &= \alpha (\rho_G + c_{vm} \rho_L) \omega + i \tau'; a_{34} = -c_{vm} \alpha \rho_L \omega - i \tau' \\ a_{41} &= -\rho_L u_r^2 (2c_r + c_{m2}) k; a_{42} = -\left[\frac{c_r \alpha u_r^2}{a_L^2} + (1-\alpha) \right] k \\ a_{43} &= -c_{vm} \alpha \rho_L \omega - i \tau' \\ a_{44} &= \rho_L [(1-\alpha) + c_{vm} \alpha] \omega + i \tau' - i \tau'_{LW} \end{aligned}$$

式(19)是一个关于波数 k 的复数系一元四次方程,通过求解可得到4个复数系实根。其中2个根所确定的压力波的波长随着频率的增加而变短,不满足将流体当做连续介质的假设;剩下的2个根中,一个根的实部为正数,表示压力波沿下游方向传播,另一个根的实部为负数,表示压力波沿上游的方向传播。根据这两个根可求得压力波的波速和振幅衰减系数分别为

$$\left. \begin{aligned} c &= \frac{1}{2} \left| \left[\frac{\omega}{R(k)} \right]^+ - \left[\frac{\omega}{R(k)} \right]^- \right| \\ \eta &= \frac{1}{2} | I(k)^+ - I(k)^- | \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

2 实验装置及测试方法

图2所示为本文实验研究中所用的某型号半封闭双螺杆制冷压缩机排气端体部分,气流脉动衰减器前后均安装有高频微型压力传感器(Kulite-XTL-190M),用于测量流经衰减器前后的油气两相流的压力脉动 P_1 和 P_2 ,两压力传感器在流体流动方向上的距离 L 为247.5 mm。

将衰减器前后的压力信号 $P_1(t)$ 和 $P_2(t)$ 按下

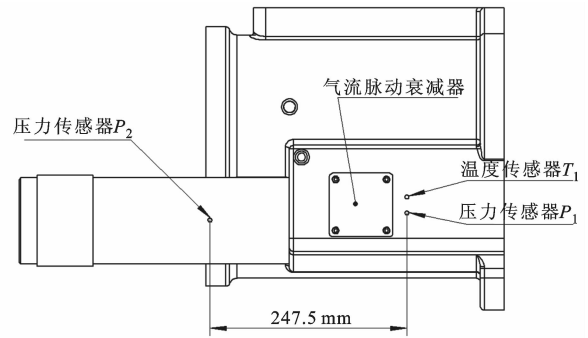


图2 某半封闭螺杆制冷压缩机排气端体局部视图

式作互关运算

$$R_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T P_1(t) P_2(t - \tau) d\tau \quad (21)$$

互相关函数 $R_{12}(\tau)$ 曲线的峰值位置 τ_0 就是上、下游压力波间的滞后时间,结合上、下游两传感器的安装距离 L 及流体平均流速 $\bar{u}$,则可得到压力波的传播速度,也就是两相流的声速

$$a = \frac{L}{\tau} - \bar{u} \quad (22)$$

对于本文所研究的半封闭螺杆制冷压缩机而言,其所用电机为定频率电机,其稳定运行时,电机转速在2 950 r/min左右,则由转子啮合所引起的排气气流脉动的基频为

$$f_0 = \frac{z_1 n}{60} \quad (23)$$

气流脉动衰减腔的性能可由计算所得的衰减腔前后位置处压力脉动的衰减比 ξ 来评价

$$\xi = \frac{P_1^*}{P_1} - \frac{P_2^*}{P_2} \quad (24)$$

此外,根据安装于衰减器前的温度传感器所测得的温度信号,并结合实际气体状态方程,可确定制冷剂气体的实际声速。

本文实验是在螺杆制冷压缩机性能实验台上完成的,该测试台依据国家标准 GB/T 5773—2004《容积式制冷剂压缩机性能实验方法》和 GB/T 19410—2008《螺杆式制冷压缩机》设计并搭建。选用吸气管路制冷剂气体流量计法和制冷剂气体冷却法分别作为X方法和Y方法,同时对压缩机的实际吸气量进行测试,X、Y方法测量偏差控制在3%以内。此外,润滑油循环量的测试依据文献[13]中所述方法。实验过程中,吸排气温、压力和压缩机电机的控制波动范围均按照 GB/T 5773—2004 的规定值选取,测量重复性误差小于2%。

3 结果分析与讨论

3.1 油气两相流声速

当压缩机运行在蒸发温度为 5°C 、冷凝温度为 36°C 的名义工况下,排气温度为 52.7°C 、回油量为 $1\,400\text{ kg/h}$ 时,压缩机排气腔内压力信号 P_1 和排气管内压力信号 P_2 随时间的变化见图 3。由图 3 可以看出,衰减器前后的压力脉动存在着明显的衰减和延迟。将衰减器前后的压力信号按式(21)做互相关运算,互相关函数的峰值就是两压力波之间的滞后时间,该值减去平均流速后,便可得到压力波在油气两相流中的传播速度,即油气两相流体的声速。此外,将压力信号进行傅里叶变换,得到螺杆压缩机排气流脉动的一阶频率为 247.5 Hz ,与式(23)计算值接近。

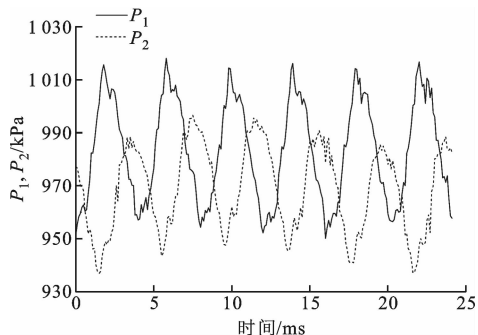


图3 压力信号随时间变化图

在实验过程中,控制工况稳定在 $5/36^{\circ}\text{C}$,通过调节回油量改变排气腔内油气混合物中油的体积分数,通过调节吸气温度,改变排气温度,从而改变排气腔内制冷剂气体的热力状态。按照前述方法处理实验数据,得到了压缩机运行在名义工况下、不同回油量时两相流声速及制冷剂气体声速随排气温度的变化,并与理论计算进行了对比,结果如图 4 所示。从图 4 可以看出,压缩机运行在 $5/36^{\circ}\text{C}$ 工况,当吸气管回油量为 $1\,400\text{ kg/h}$ 时,压缩机排气腔内的油气混合物中气体质量分数为 82.3% ,油气两相流体的声速小于相同热力状态下 R134a 气体声速。造成这一现象的原因是当 R134a 气体中混有润滑油时,混合相的密度变化不大,而可压缩性则由于润滑油的存在而有所下降,因而两相流声速有所降低。当吸气管回油量减少至 600 kg/h 时,排气腔内油气混合物中气体质量分数增加至 91.6% ,油气两相声速有所增加,相比气体质量分数为 82.3% 时,更加接近相同热力状态下的纯 R134a 气体的声速。另一方面,当油气两相流的气体质量分数不变时,随着

排气温度的升高,R134a 气体的声速不断上升,两相流的声速也不断增加。

由此可见,当扰动频率即压缩机转子的啮合频率保持不变时,油气两相流声速会受到气体声速和润滑油含量两方面的影响。图 4 给出了基于环状流压力波传播模型计算得出的两相流声速与实测值的比较,发现两相流声速随润滑油流量及排气温度的变化趋势与实测值一致,并且计算值与实测值误差较小,最大误差为 8.7% ,说明两相流声速计算模型是可靠的,计算结果可用于两相流动中共振器共振频率的计算。

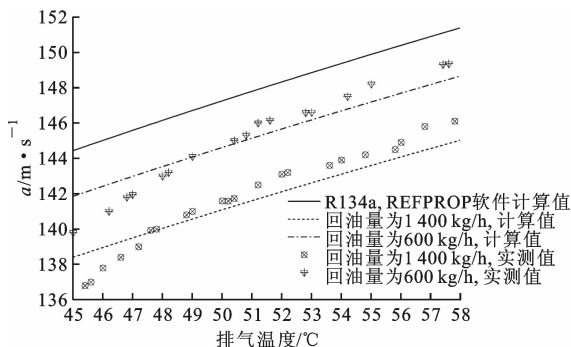


图4 不同润滑油流量下两相流声速随排气温度的变化

3.2 脉动衰减器性能

当压缩机运行在 $5/36^{\circ}\text{C}$ 工况、不同润滑油流量时,衰减器前后压力脉动的衰减比随 R134a 气体声速的变化见图 5。当回油量为 600 kg/h 时,存在最佳的 R134a 声速 145.5 m/s ,使得衰减比达到最大值 31% 。这说明此时衰减器的共振频率与压缩机一阶气流脉动频率 247.5 Hz 重合,共振器短管内介质的强烈振动导致了最佳的衰减比。当 R134a 气体声速偏离最佳声速时,衰减比显著下降,这与赫姆霍兹共振器消声频率选择性强的特点相吻合。在回油量为 $1\,400\text{ kg/h}$ 时,衰减比随 R134a 声速的变化趋势与回油量为 600 kg/h 时的趋势一致,但达到最大衰减比时 R134a 的声速为 148.9 m/s ,大于回油量为 600 kg/h 时的最佳 R134a 声速。这是由于当排气腔内润滑油的含量增加时,油气两相流的声速减小,为使衰减腔共振频率达到压缩机排气流脉动频率,需要更大的 R134a 气体声速,使得最佳 R134a 气体声速向右偏移。

将图 5 中的横坐标由 R134a 气体声速替换为相同热力状态下测得的油气两相流声速,得到了使得衰减比达到最大的最佳油气两相流声速,如图 6 所示。在回油量为 600 kg/h 和 $1\,400\text{ kg/h}$ 时,最大衰减比所对应的油气两相流声速分别为 142.93 m/

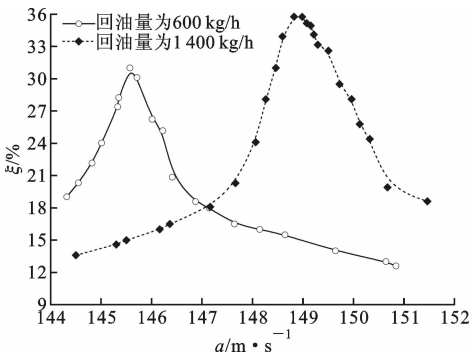


图 5 不同润滑油流量下衰减器性能
随 R134a 气体声速的变化

s 和 142.66 m/s,两者十分接近。这说明当衰减腔的体积保持不变时,油气混合物的声速决定了衰减腔的共振频率。另一方面,在相同的油气两相流声速下,衰减比随润滑油量的增加有所上升。这是由于润滑油量增加,加剧了共振器内气液两相之间能量和动量的交换,使得声能的损耗增加,有利于脉动衰减器的性能。

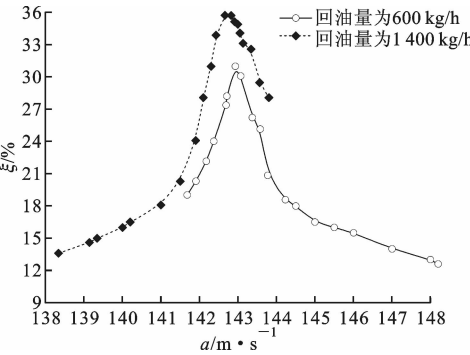


图 6 不同润滑油流量下衰减器性能
随两相流体声速的变化

3.3 衰减器对机脚振动情况的改善

为评估气流脉动衰减器对压缩机机脚振动的改善情况,对如图 7 所示的 4 个机脚振动加速度分别

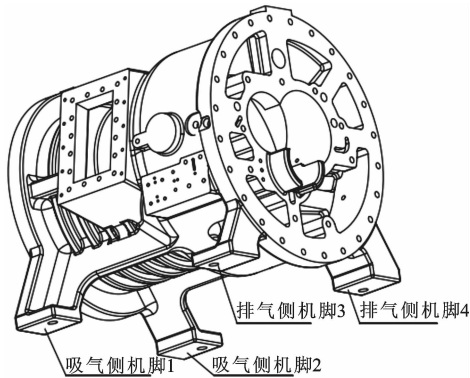


图 7 压缩机机脚位置示意图

进行了监测。安装衰减器前后测得的靠近排气侧机脚 3 的振动加速度随频率的变化如图 8 所示。从图中可明显看出,安装衰减器后,处于压缩机排气气流脉动基频 247.5 Hz 时的振动加速度得到显著改善,振动加速度下降 37.7%。这说明排气气流脉动幅值的减少有利于压缩机振动的改善。

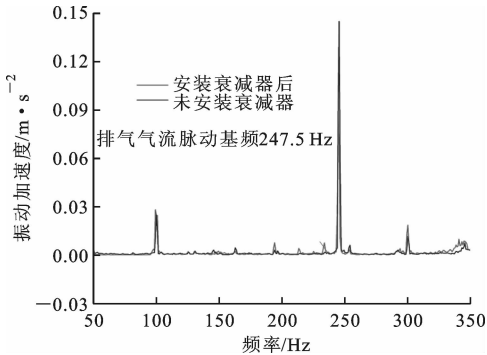


图 8 机脚 3 振动加速度随频率的变化

表 1 给出了测得的压缩机 4 个机脚位置在 247.5 Hz 时的振动加速度,在靠近排气侧的机脚 4 处振动加速度的衰减比达到最大值 40.9%。

表 1 有无衰减器时的机脚处气流脉动基频
振动加速度

位置	振动加速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$		$\xi/\%$
	无衰减器	有衰减器	
吸气侧机脚 1	0.127	0.081	36.2
吸气侧机脚 2	0.119	0.074	37.9
排气侧机脚 3	0.147	0.091	37.7
排气侧机脚 4	0.168	0.099	40.9

4 结 论

为了有效控制减少双螺杆制冷压缩机排气腔内气流脉动幅度,本文研究和开发了一种基于赫姆霍兹共振器原理的气流脉动衰减器。通过实验与理论计算结果的分析,得出以下结论。

(1)螺杆压缩机排气腔内油气两相混合物声速小于相同热力状态下的 R134a 气体声速,且随着润滑油含量的增加,两相流声速进一步降低。当润滑油含量保持不变时,两相流声速随排气温度的增加不断上升。通过实验测得的油气两相流声速验证了本文所建立的两相环状流型下声速计算模型的可靠性,计算值与实测值的最大误差为 8.7%。

(2)当润滑油含量保持不变时,存在最佳的 R134a 气体声速,使得衰减器前后位置处的压力脉

动衰减比达到最大,但随着润滑油含量的增加,最佳R134a 气体声速有所上升。

(3)油气两相流的声速决定了衰减器的共振频率,存在最佳两相流声速,使得衰减器前后的压力脉动衰减比达到最大,且随着润滑油含量的增加,最佳两相流声速基本一致,而最大衰减比有所上升。

(4)将脉动衰减器应用于螺杆制冷压缩机时,一阶气流脉动频率下的压缩机机脚振动加速度可降低36.2%~40.9%。

参考文献:

- [1] 范春燕. 试论螺杆压缩机发展现状及应用 [J]. 化学工程与装备, 2010(9): 186-187.
FAN Chunyan. Application and development status of the twin screw compressor [J]. Chemical Engineering & Equipment, 2010(9): 186-187.
- [2] 上海压缩机厂, 西安交通大学管道振动组, 沈阳气体压缩机研究所. 往复式压缩机管道系气柱固有频率的计算和实验研究 [J]. 压缩机技术学报, 1976(2): 17-25.
- [3] 马大猷. 赫姆霍兹共鸣器 [J]. 声学技术, 2002, 21(1): 2-3.
MA Dayou. Helmholtz resonator [J]. Acoustic Technique, 2002, 21(1): 2-3.
- [4] CHEN K T, CHEN Y H, LIN K Y, et al. The improvement on the transmission loss of a duct by adding Helmholtz resonators [J]. Applied Acoustics, 1998, 54(1): 71-82.
- [5] GRIFFIN S, LANE S A, HUYBRECHTS S. Coupled Helmholtz resonators for acoustic attenuation [J]. Journal of Vibration and Acoustic, 2001, 123(1): 11-17.
- [6] XU Jiu, HRNJAK P. Oil flow measurement at the compressor discharge [C] // Proceedings of the 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2016: No. 1612, 1-10.
- [7] 鲁钟琪. 两相流与沸腾传热 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2000: 21-27.
- [8] HUANG F, BAI B F, GUO L J. A mathematical model and numerical simulation of pressure wave in horizontal gas-liquid bubbly flow [J]. Progress in Natural Science, 2004, 14(4): 344-349.
- [9] XU J L, CHEN T K. Acoustic wave prediction in flowing steam-water two-phase mixture [J]. Interna-

tional Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43: 1079-1088.

- [10] PARK J W, DREW D A, LAHEY R T. The analysis of void wave propagation in adiabatic mono-dispersed bubbly two-phase flows using an ensemble averaged two-fluid model [J]. International Journal of Multi-phase Flow, 1998, 24(7): 1205-1244.
- [11] WALLIS G B. One-dimensional two-phase flow [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1969: 95-100.
- [12] SMITH S L. Void fraction in two-phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1969, 184(1): 647-664.
- [13] WU X K, ZHAO Z R, CHEN W Q, et al. Experimental investigation on the operating characteristics of a semi-hermetic twin screw refrigeration compressor by means of P-V diagram [C] // Proceedings of the 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2016: No. 1082, 1-11.

[本刊相关文献链接]

- 王增丽, 申迎峰, 王振波, 等. 单螺杆压缩机工作腔喷液过程几何特性及工作机理研究. 2017, 51(2): 128-134. [doi: 10.7652/xjtuxb201702020]
- 焦玉龙, 殷翔, 王驿凯, 等. 多领域统一建模仿真下压缩机测试系统的 PI 参数整. 2016, 50(8): 137-142. [doi: 10.7652/xjtuxb201608022]
- 乔亦圆, 杨东方, 曹锋, 等. R134a/R23 复叠制冷系统级间容量比的优化分析. 2016, 50(2): 104-110. [doi: 10.7652/xjtuxb201602018]
- 宋明毅, 吴伟烽, 李直. 汽车空调压缩机气阀运动规律模拟. 2015, 49(12): 144-150. [doi: 10.7652/xjtuxb201512023]
- 孙晔晨, 田玉宝, 席光, 等. 三元叶片型面造型对离心压缩机叶轮气动性能影响的数值研究. 2015, 49(11): 135-141. [doi: 10.7652/xjtuxb201511022]
- 吴建华, 胡杰浩, 陈昂, 等. 全封闭 R32 滚动活塞压缩机的热分析. 2015, 49(3): 14-18. [doi: 10.7652/xjtuxb201503003]
- 吴华根, 唐昊, 王养浩, 等. 间隙对双螺杆制冷压缩机性能的影响. 2015, 49(2): 130-134. [doi: 10.7652/xjtuxb201502022]
- 刘云, 赵日晶, 黄东. 并联双循环风冷冰箱冷冻/冷藏切换时制冷剂迁移研究. 2014, 48(3): 17-21. [doi: 10.7652/xjtuxb201403004]
- 孙帅辉, 赵远扬, 王智忠, 等. 涡旋制冷压缩机外部冷却的研究. 2012, 46(1): 48-52. [doi: 10.7652/xjtuxb201201009]

(编辑 杜秀杰)