

利用亥姆霍兹共鸣器衰减压缩机阀腔内 压力脉动的研究

刘博想, 冯健美, 王玉莉, 彭学院

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对压缩机管路气流脉动问题,提出了一种适用于活塞压缩机阀腔气流脉动衰减的亥姆霍兹共鸣器结构,并对其衰减特性进行了研究,同时建立了某活塞压缩机排气管路气流脉动的三维波动模型,模拟了气柱固有频率及压力脉动波形.实验结果表明:安装亥姆霍兹共鸣器后,压缩机阀腔内的压力脉动幅值降低 40.4%,缓冲罐之后的远离压缩机侧的管路内压力脉动幅值变化很小;管路气缸喉管处的 52.9 Hz 特征频率消失,该处附近出现了 2 个新频率,分别为 40.4 Hz 和 66.9 Hz;当共鸣器共振频率偏离脉动主频且为 46.3 Hz 时,阀腔内压力脉动幅值将衰减 24.4%.

关键词: 亥姆霍兹共鸣器;气流脉动;气柱固有频率;压缩机

中图分类号: TB652;TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)05-0085-06

Study on Damping the Pressure Pulsation in the Valve Chamber of Reciprocating Compressor Using the Helmholtz Resonator

LIU Boxiang, FENG Jianmei, WANG Yuli, PENG Xueyuan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A Helmholtz resonator installed nearby the discharge valve chamber of a reciprocating compressor was presented to damp the gas pulsation in the pipeline, and its attenuation characteristic was investigated. A three-dimensional acoustic model of the gas pulsation in the piping system was established, and the gas column natural frequencies and the pressure wave profiles were predicted. The experiment was conducted to compare the pressure pulsations with and without the Helmholtz resonator. The results show that the pulsation amplitude in the valve chamber decreased by 40.4% with the Helmholtz resonator while the pulsation downstream of the buffer changed slightly. The characteristic frequency of the cylinder nozzle changed to 40.4 Hz and 66.9 Hz instead of the original frequency of 52.9 Hz because of the Helmholtz resonator installed. In addition, the pulsation amplitude dropped by only 24.4% when the resonance frequency of the resonator deviated from the characteristic frequency of the cylinder nozzle and was 46.3 Hz.

Keywords: Helmholtz resonator; gas pulsation; gas column natural frequency; compressor

往复压缩机的气流脉动会引起管道振动及管道应力破坏,因此对气流脉动的研究及控制是一项重要工作.从 20 世纪 50 年代起,国内外对气流脉动进行了大量的理论与实验研究^[1-5],并在理论指导下进

行了现场脉动控制技术研究^[6-8],缓冲罐、气流脉动衰减器、孔板等控制方法也开始广泛应用于压缩机管道气流脉动的控制之中.但是,现有的各种脉动控制措施主要是针对远离压缩机缓冲罐之外的管道内

气流脉动的,所以业界认为压缩机阀腔内压力脉动衰减甚小.事实上,压缩机阀腔内气流脉动会严重影响压缩机气阀工作,使得气阀过早损坏,因此阀腔内压力脉动必须控制在合理的范围内.亥姆霍兹共鸣器是一种广泛应用的降噪装置,可消弱本质上也是一种声波的管路气流脉动^[9].本文将亥姆霍兹共鸣器应用于管路气流脉动衰减,并对衰减特性展开了理论及实验研究.

国内外均对亥姆霍兹共鸣器应用于噪声衰减进行了大量研究.文献[10]通过对旁支型共鸣器的测量,得到了共鸣器的共振频率,并指出该频率随着流速的增大而增大.文献[11]研究了多个亥姆霍兹共鸣器作为旁支时管子的传递损失,并测得在 250 Hz 时传递损失达到 28 dB.文献[12]对单个和多个共鸣器并联的一维直管的传递损失进行了理论和实验研究,对共鸣器和隔膜的声-固耦合响应展开了研究.

本文以活塞压缩机的排气管路为研究对象,建立了包括亥姆霍兹共鸣器在内的管路系统气流脉动的三维波动模型,并对管道内气柱的固有频率及压力分布进行了模拟计算,同时搭建了活塞压缩机气流脉动实验台,对有、无共鸣器时管路内气柱的固有频率和压力脉动进行了测量和比较分析.

1 理论分析

1.1 管路模型

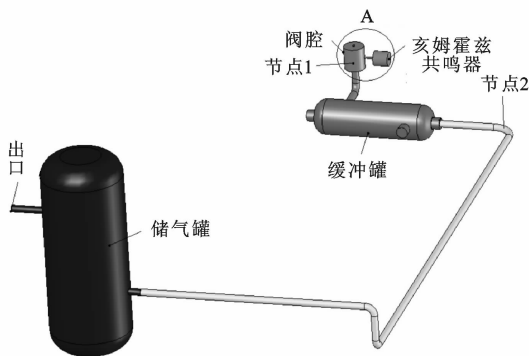
本文压缩机为 3L-11/7 型两级往复式空气压缩机,压缩机排气量为 $11 \text{ m}^3/\text{min}$,轴功率为 65 kW.压缩机排气管路模型如图 1 所示.考虑到压缩机排气阀腔的结构比较复杂,将模型简化为“管-容-管”结构,即气阀通道简化为“管”,阀腔简化为圆柱形容积,阀腔与缓冲罐之间简化为等截面管路连接,简化后模型保证阀腔容积与原阀腔容积相等.压缩空气由阀腔排出后,经连接管路进入缓冲罐,再由储气罐排入大气,气体的温度和压力分别为 20°C 和 0.62 MPa .在管路系统上布置了 2 个节点,节点 1 位于阀腔处,节点 2 靠近缓冲罐出口的管路处.从阀腔出口到缓冲器进口间的短管为气缸喉管.

1.2 亥姆霍兹共鸣器设计

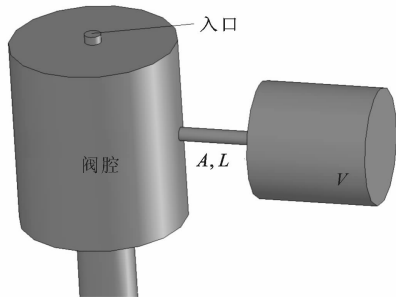
图 1 中,相对于气缸喉管,阀腔和缓冲罐的容积比较大,故将阀腔、气缸喉管和缓冲罐处理为“容-管-容”结构.气缸喉管处的特征频率^[13]为

$$f_H = \frac{c_0}{2\pi} \left(\frac{A_c}{L'_c} \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \right)^{1/2} \quad (1)$$

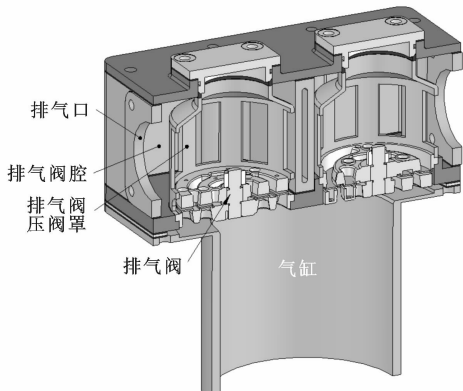
式中: A_c 为喉管的截面积; L'_c 为喉管的有效长度,



(a) 管路模型



(b) 图 1a 中 A 处放大图



(c) 实际气阀及阀腔结构

图 1 压缩机排气管路模型

$L'_c = L_c + 0.6d_c$, L_c 为喉管长度, d_c 为喉管内径; V_1 和 V_2 分别为阀腔和缓冲罐的容积.

为了消弱阀腔内的气流脉动,在压缩机阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器,使其共振频率等于阀腔脉动中幅值最大的波频率.由亥姆霍兹共鸣器的作用原理可知,从压缩机阀腔到下游管路的气流脉动会受到共鸣器旁支的影响.在本文管路系统中,未安装共鸣器时,气缸喉管处在特征频率(52.9 Hz)下发生共振,阀腔脉动幅值的最大分量频率与气缸喉管处的特征频率相等.为了充分利用共鸣器的衰减效应,共鸣器共振频率应等于喉管处的特征频率(52.9 Hz).共鸣器共振频率由其结构参数决定,即

$$f_r = \frac{c_0}{2\pi} \left(\frac{A}{L_e V} \right)^{1/2} \tag{2}$$

式中: f_r 为亥姆霍兹共鸣器的共振频率; A 为短管的截面积; L_e 为短管的有效长度, $L_e=L+0.85D$, L 为短管长度, D 为短管直径; V 为容器容积.

为了研究共鸣器衰减效应,本文的亥姆霍兹共鸣器的管长为可调节结构. 在压缩机运行状况下,通过调节短管的长度来调节共鸣器的频率,使得阀腔内的压力脉动衰减达到最佳.

1.3 数值模拟

由于管道内的气流脉动本质上是一种声波,所以本文采用基于频域分析的有限元流体模型来模拟管路内的声模态及压力分布. 管路内压力分布的有限元方程^[14]为

$$[K + i\omega C - \omega^2 M]p = F_A \tag{3}$$

式中: K 为管路内流体的总刚度矩阵; M 为总质量矩阵; C 为阻尼矩阵; p 为声压向量; F_A 为作用在节点上的与声有关的力.

将管路内的气柱划分为有限个单元,各单元对应刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵,对各单元矩阵进行叠加,并在频域内直接求解方程(3),便可得到整个管路的压力场.

将管路入口(见图 1)定义为压缩机端,其边界条件为谐量速度;将管路出口定义为开口端,其边界为脉动压力为 0 的边界(储气罐足够大时,储气罐出口处无气流脉动).

当模型未考虑阻尼并且作用力为 0 时,方程(3)可转化为声模态方程

$$[K - \omega^2 M]p = 0 \tag{4}$$

求解方程(4),便可获得管路内气柱的声模态.

对整个管路系统内的流体采用 8 节点的四面体进行网格划分,并保证最大单元的边长小于最大计算频率波长的 1/6. 图 2 为排气管路系统的有限元网格,网格数为 79 293.

2 实验研究

图 3 为往复压缩机实验台. 在排气管路上,由 2 个压力传感器(Kulite, XTL-190M)进行动态压力测量. 传感器探头直径很小(4 mm),对气流几乎无扰动,且安装并未改变管路的结构,所以认为其不会影响固有频率的测量. 各测点的压力不均匀度可由测得的压力波形计算获得. 通过调节储气罐出口排气阀,使管路内的平均压力稳定在 0.62 MPa,压缩机的实际转速恒定为 458 r/min.

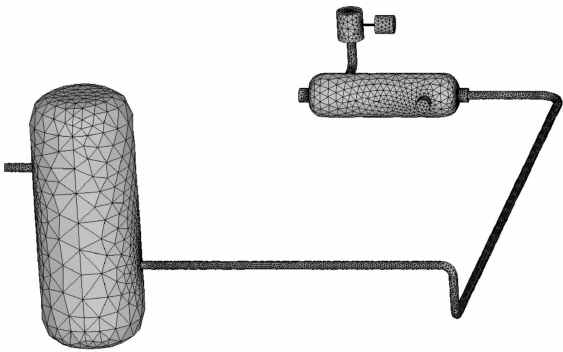
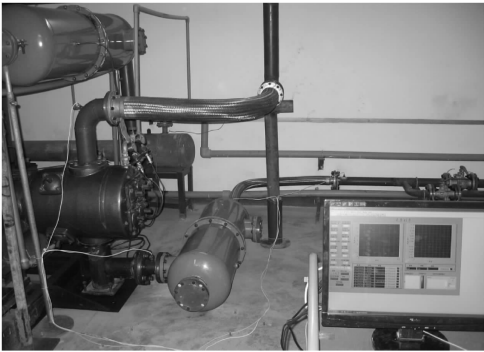
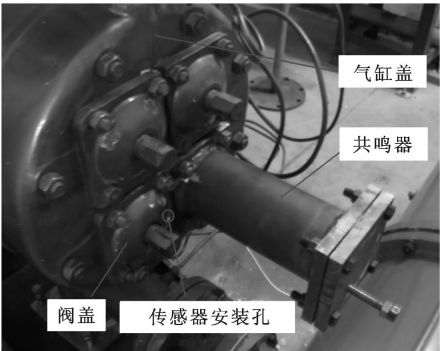


图 2 排气管路系统的有限元网格



(a)测试实验台



(b)传感器、共鸣器安装位置

图 3 往复压缩机实验台

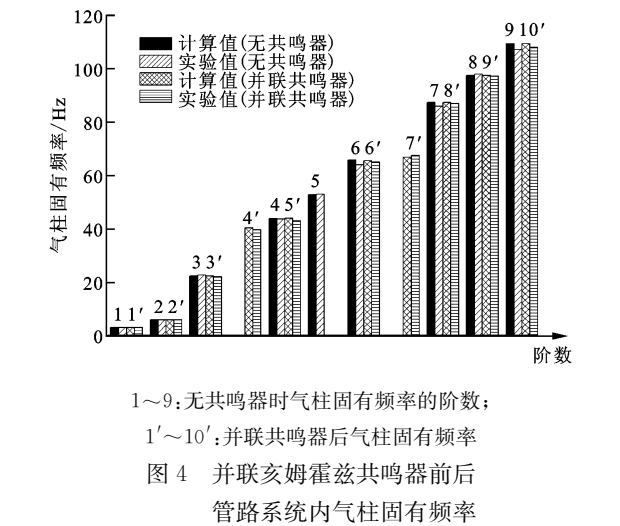
分别对有、无亥姆霍兹共鸣器时管路内的气柱固有频率及压力脉动波形进行了测量. 测量时观测并记录测点的压力脉动波形,由此找到最为合适的管长,使得共鸣器的共振频率等于气缸喉管的特征频率.

3 结果及讨论

3.1 共鸣器对气柱固有频率的影响

图 4 为在压缩机阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器前后管路系统内气柱固有频率的计算、实验结果. 从图 4 可以看出,当并联了亥姆霍兹共鸣器后,气缸喉管

处的 52.9 Hz 特征频率消失,在其附近出现了 2 个新频率,分别为 40.4 Hz 和 66.9 Hz,如果用 $1' \sim 10'$ 表示并联亥姆霍兹共鸣器时气柱固有频率的阶数,则这 2 个新频率分别对应于第 $4'$ 、第 $7'$ 阶气柱固有频率,其余各阶气柱固有频率变化很小.



从图 4 还可以看出,气柱固有频率的模拟计算值与实测结果吻合良好,最大误差为 2.9%,说明模型在计算气柱固有频率时的精度很高.

图 5 为并联亥姆霍兹共鸣器前后管路的模态及压力分布. 由图 5 可以看出: 未并联共鸣器时,气缸喉管处的特征频率为 52.9 Hz,对应的模态在阀腔处,最大相对压力脉动幅值达 10.76 kPa; 并联共鸣器后,气缸喉管附近出现了 2 个特征频率,分别为 40.4 Hz 和 66.9 Hz,这 2 个频率所对应的模态在共鸣器处,此时阀腔处的相对压力脉动幅值分别降为 5.989 kPa 和 8.227 kPa,表明利用并联亥姆霍兹共鸣器来降低阀腔脉动是可行的.

3.2 共鸣器对脉动幅值的影响

图 6 为并联亥姆霍兹共鸣器前后 2 个节点相对压力脉动幅值随转角的变化. 从图 6 可以看出,并联亥姆霍兹共鸣器后,阀腔内(节点 1)的压力脉动幅值明显降低,高频波降低得更为明显,同时理论计算波形与实验测量波形吻合良好. 缓冲罐之后的管路(节点 2)压力变化不大,说明并联亥姆霍兹共鸣器对缓冲罐之后的管路脉动影响很小.

并联亥姆霍兹共鸣器后,节点 1 处理论计算和实验测得的压力不均匀度分别由 5.24% 和 5.12% 降低为 3.28% 和 3.05%,降幅分别为 37.5% 和 40.4%,而节点 2 处的压力不均匀度变化不大. 这是因为,利用并联亥姆霍兹共鸣器主要是改变了气缸

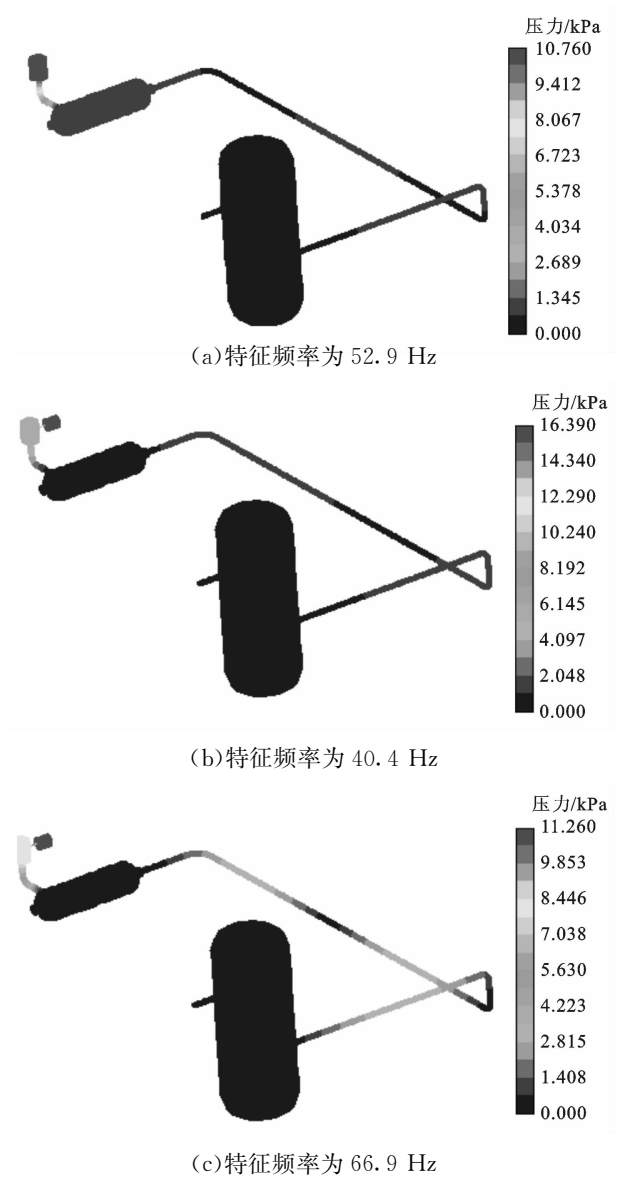


图 5 并联亥姆霍兹共鸣器前后管路的模态及压力分布

喉管处的特征频率,在该频率(模态)下,阀腔及喉管处的模态响应发生明显变化,其他位置的模态响应变化不大(见图 5). 也就是说,在阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器,可以有效衰减阀腔处的气流脉动,而对缓冲罐下游管路内的压力脉动影响不大.

3.3 共鸣器共振频率对衰减效应的影响

图 7 为共鸣器在不同短管长度(不同的共振频率)下阀腔内压力不均匀度降幅(相对于未并联共鸣器的压力不均匀度)的比较. 从图 7 可以看出: 当共鸣器的共振频率等于气缸喉管处的特征频率(52.9 Hz)时,阀腔内压力脉动衰减幅度最大,为 40.4%; 当共鸣器的共振频率为 46.3 Hz 时,压力脉动衰减幅度有所减小,阀腔内压力不均匀度仅降低了 24.4%.

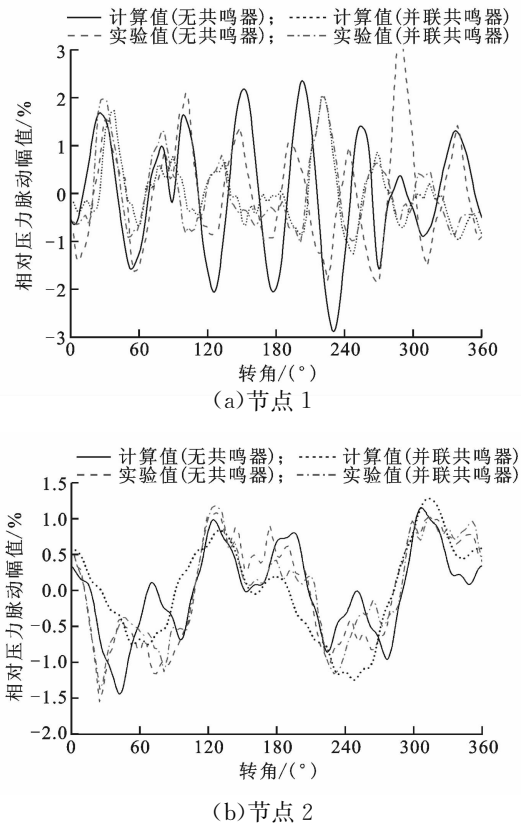


图 6 并联亥姆霍兹共鸣器前后 2 个节点
相对压力脉动幅值随转角的变化

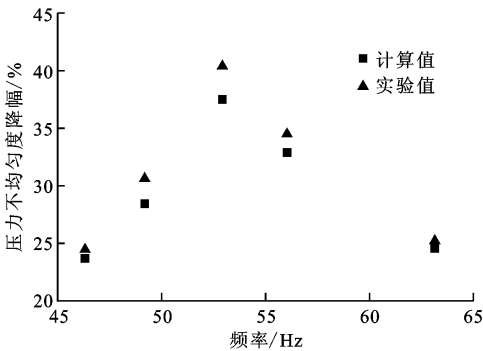


图 7 共鸣器在不同短管长度下阀腔内
压力不均匀度降幅的比较

4 结 论

为了有效降低活塞压缩机阀腔处的压力脉动幅度,本文提出了一种在阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器的解决方案,同时研究了压力脉动衰减特性.通过实验与理论计算结果的对比分析,得出以下结论.

(1)在阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器,并使共鸣器的共振频率等于阀腔脉动频谱中幅值最大的频率,便可有效降低阀腔处的压力脉动,最大降幅达 40.4%.

(2)阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器对缓冲罐下游

管路内的压力脉动幅值及波形影响很小.

(3)当共鸣器的共振频率偏离频谱中幅值最大的频率时,阀腔内压力脉动的衰减幅度有所减小.在本文管路系统中,当共鸣器的共振频率为 46.3 Hz 时,阀腔内压力脉动幅值仅降低了 24.4%.

(4)阀腔处并联亥姆霍兹共鸣器会使得阀腔及其附近管路所对应的气柱固有频率发生变化,原来的气缸喉管处的 52.9 Hz 特征频率消失,该处附近出现了 2 个频率,分别为 40.4 Hz 和 66.9 Hz,其对应的模态由阀腔处变为共鸣器处.

参考文献:

[1] 西安交通大学管道振动科研小组. 往复式压缩机管系气柱固有频率的计算和实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 1976 (3): 75-86.
Pipeline Vibration Research Group of Xi'an Jiaotong University. Simulation and experimental study of gas column natural frequency in reciprocating compressor piping systems [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1976 (3): 75-86.

[2] SUN S Y, REN T R, SHI Y M, et al. Optimum dispositions assembled piping system for parallel operation of multiple compressors [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 1996, 68(2): 145-151.

[3] 陈守五, 黄幼玲. 一维不稳定气流方程组解法及其应用的研究 [J]. 西安交通大学学报, 1982, 16(1): 55-66.
CHEN Shouwu, HUANG Youling. A research on the solution and application of one dimension unsteady gas flow system of equations [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1982, 16(1): 55-66.

[4] CYKLIS P. A CFD based identification method of the transmittances for the pulsating gas installation element [C]//Proceedings of the 2002 Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue University, 2002: 15-16.

[5] XU B, FENG Q K, YU X L. Prediction of pressure pulsation for the reciprocating compressor system using finite disturbance theory [J/CD]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(3): 031007.

[6] American Petroleum Institute. Reciprocating compressors for petroleum, chemical, and gas industry services [S]. 15th ed. Washington DC, USA: API Publishing Services, 2007.

[7] BRABLIK J. Attenuation of gas pulsations using a perforated tube [C]//Proceedings of the 1976 Purdue

- Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA; Purdue University, 1976; 511-514.
- [8] 刁安娜. 孔板对压缩机管路气流脉动影响的理论与实验研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2008.
- [9] BROERMAN E L, HARRIS R E, SCRIVNER C M. ARCT & GMRC pulsation control project: current results [C] // 2006 GMRC Gas Machinery Conference, Texas, USA; Gas Machinery Research Council. [2011-06-20]. <http://openpdf.info/ebook/arct-gmrc-pulsation-control-project-current-results-pdf.html>.
- [10] ANDERSON J S. The effect of an air flow on a single side branch Helmholtz resonator in a circular duct [J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 52(3): 423-431.
- [11] 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.
- [12] GRIFFIN S, LANE S A, HUYBRECHTS S. Coupled Helmholtz resonators for acoustic attenuation [J]. Journal of Vibration and Acoustic, 2001, 123(1): 11-17.
- [13] ATKINS K E, PYLE A S, TISON J D. Understanding the pulsation and vibration control concepts in the new API 618 fifth edition [C] // Proceedings of the 2004 GMRC Gas Machinery Conference, Texas, USA; Gas Machinery Research. [2011-06-10]. <http://openpdf.info/ebook/understanding-the-pulsation-and-vibration-control-concepts-in-the-new-api-618-fifth-edition-pdf.html>.
- [14] 李增刚. SYSNOISE Rev5.6 详解 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2005: 9-137.

(编辑 苗凌)