doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2025.08.001

试验研究

气-气热交换器声共振试验研究

田　胜,王大善,谭　蔚
(天津大学 化工学院,天津 300350)

摘　要:针对某装置中E101A/B两台气-气热交换器,在生产运行过程中出现的强噪声及本体振动问题,通过多点布设声强与振动传感器,识别噪声源位置与声强分布特征,明确了结构振动的响应规律及其主导频率。通过搭建圆柱声共振试验平台,探究流速对声共振的影响规律。结果表明,在热交换器壳程发生声共振,且耦合了结构振动,振动特征频率集中于f_b,振动加速度达7.5 m/s^2,试验中气体在某一特定流速下会激发腔室中声共振的发生。研究结果可为热交换器声共振的判定与工程设计提供参考。

关键词:热交换器;主导频率;声共振;漩涡脱落
中图分类号:TH49;TE965;O421　　**文献标志码:**A

Experimental study of acoustic resonance in gas-gas heat exchangers

TIAN Sheng, WANG Dashan, TAN Wei
(School of Chemical Engineering and Technology, Tianjin University, Tianjin 300350, China)

Abstract: To address the issue of the significant noise and body vibration that occurred during the production and operation of the two gas-gas heat exchangers E101A/B in a certain device. By deploying sound intensity and vibration sensors at multiple points, the location of noise sources and the distribution characteristics of sound intensity were identified, and the response law of structural vibration and its dominant frequency were clarified. The construction of a cylindrical acoustic resonance experimental platform was undertaken to investigate the influence of flow velocity on acoustic resonance. The results indicate that acoustic resonance is a feature of the heat exchanger shell process. In conjunction with structural vibration, the vibration eigenfrequency is concentrated at f_b, and the vibration acceleration can reach 7.5 m/s^2. It has been determined that the presence of gas will stimulate the acoustic resonance in the chamber when a specific flow rate is employed during experimentation. The research results can provide references for the determination of acoustic resonance and engineering design of heat exchangers.

Key words:heat exchanger; dominant frequency; acoustic resonance; vortex shedding

0　引言

随着石化、核能、航空航天等工业领域设备向大型化和高参数化方向发展,气气热交换器在高温高压和高流速环境下的应用场景不断增多,由此引发的流致振动问题日益严重。目前,流体诱导管束振动的机理主要包括以下4种形式:湍流激励(turbulent buffeting)、漩涡脱落激励(vortex shedding excitation)、流体弹性不稳定(fluidelastic instability)及声共振(acoustic resonance)。前3种机制引发的结构损伤已被广泛研究[1-6],而声共振作为一种仅发生于壳程、介质为气体的热交换器中的特殊现象,尚未得到足够重视。相较于液体,气体由于其较低的密度和黏度,在声波传播过程中具有较弱的阻尼作用,导致系统自激振荡,激发声共振。而随着热交换器传热效率的不断提高,设计流速不断增大,进而更容易产生强烈的流致噪声[7],并在特定条件下诱导声共振现象,发生多场耦合时可致热交换器结构失效。

通常,声共振发生于密闭腔室中,当气体绕流

收稿日期:2025-03-20　修回日期:2025-06-24

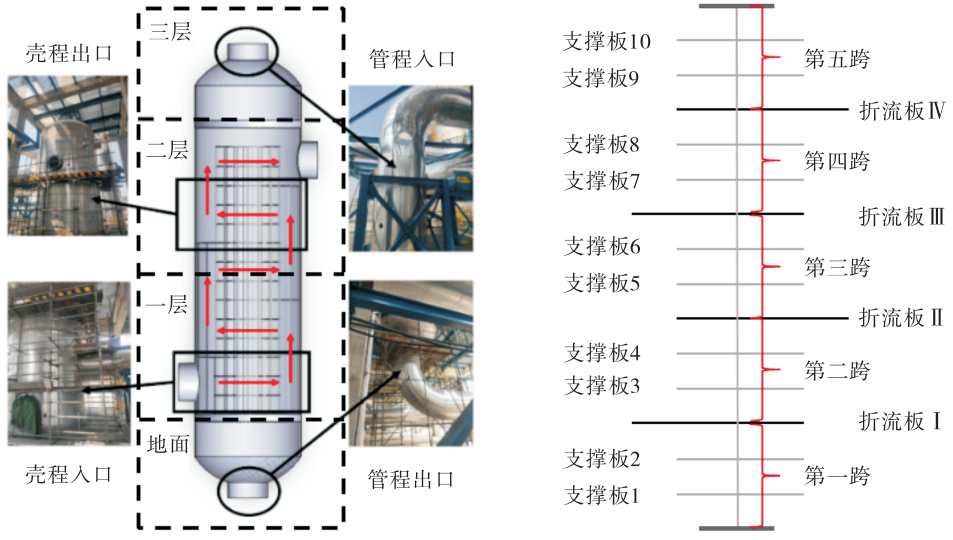
钝体产生的漩涡脱落频率或湍流主频，与腔体声学模态频率相匹配时，噪声形成驻波并不断放大声压，最终引发结构共振。研究表明，声共振的发生与设备内部结构布置、气体流速及介质物性密切相关。近年来，国内外研究人员围绕热交换器声共振机理展开了大量研究。国外研究多聚焦于声–流耦合及判据模型的建立，通过试验揭示了漩涡脱落与腔体声模态的耦合规律，并提出了多种阻尼和临界流速判据[8-10]；国内研究人员则从工程角度探讨了管束排布、节径比及流速对声共振的影响[11-13]。尽管上述研究为认识声共振机理奠定了基础，但多集中于复杂管阵或特定工况，对漩涡脱落与声场反馈之间的内在关系仍缺乏试验验证。

综上所述，本文结合气气热交换器的现场测试数据，对设备振动原因进行分析，并搭建简化圆柱声共振试验平台，系统探讨声共振的产生机理及主要影响因素，为热交换器声共振风险控制与结构优化设计提供理论依据和工程参考。

1 热交换器声强与结构振动响应测试

1.1 工况及测试仪器简述

E101A/B为某装置中的关键气气热交换器，该热交换器为立式直管热交换器，单台设计流量约为860 t/h，设备结构如图1所示。热交换器的壳体直径4 200 mm，换热管长12 m，管径19 mm，采用正方形布管方式。直管段由10块支撑板和4块折流板作为支撑，4块折流板将壳程分为五跨。热交换器的壳程气体介质从下方入口进入，在折流板的导流作用下，在热交换器内部往复式流动上升，最后从上方出口流出；管程流体沿直管下降，以逆流形式进行换热。两台热交换器由外部三层平台框架支撑，壳程入口位于一层平台，出口位于二层平台，管程入口位于三层平台，出口位于地面。设备在长期运行过程中，出现了周期性的尖锐噪音，并伴随设备本体的剧烈振动，在此背景下开展现场振动测试。



（a）气气换热器现场布置　　（b）壳程管束支撑结构示意

图1 E101A/B气气换热器结构

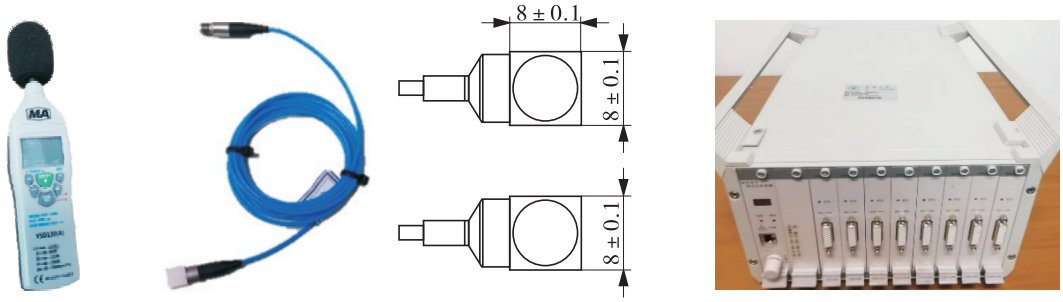
Fig.1 Schematic of E101A/B gas-gas heat exchanger

图2示出测试所使用的仪器设备，包括防爆声压计、1A342E三轴压电式加速度传感器及64通道数据采集系统。防爆声压计的测量范围为30~130 dB，适用频率范围为31.5~8 000 Hz，能够精确捕捉不同频率下的声压数据。三轴压电式加速度传感器的轴向灵敏度为0.51 mV/(m·s^2)（在23±5 ℃的环境下），能够高效地测量振动加速度。所有测试数据均通过64通道数据采集系统进行同步采集与处理，确保数据的完整性与高效性。

1.2 声强测试与分析

为了获取声场信号，在上述各层平台的4个方向设置测试点，距离两台热交换器保温层外壁面1 m处，用声压计进行声强测试，测试点布置与声压级见图3。

测试结果显示，从地面到三层平台，声压级水平呈现出先增大后减小的趋势，E101A/B两台热交换器各测试点的声压级最大位置均集中在二层平台处，且其最值可达107 dB以上。



（a）防爆声压计　（b）三轴压电式加速度传感器　（c）64通道数据采集系统

图2　测试用仪器设备

Fig.2　Testing instruments and equipment

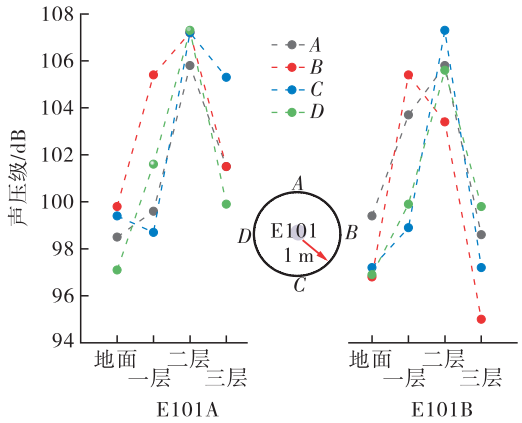


图3　测点布置与声压级分布

Fig.3　Layout of test points and distribution of sound pressure levels

1.3　结构振动响应测试与分析

在完成声强的测试后，继续对设备本体的振动情况进行测试，以进一步分析声共振特性。此时，将设备自下至上分为4个测试区域，使用三轴加速度传感器配合64通道采集系统，在每个测试区域的热交换器壳体上每90°布设测点，如图4所示，设定采样频率2 kHz，满足频率识别的要求[14]，数据采集时长为1 min。

在现场测试得到的信号中，大部分信号频域特征明显，f_a，f_b和f_c三个频率的振动贯穿整个热交换器结构。为了进一步分析在这些频率下的振动响应加速度幅值特征，绘制两台热交换器各测试区域测得的不同频率下加速度幅值，如图5所示。由图可知，两台热交换器的振动特征十分接近，频率分布和幅值表现均呈现出相同的趋势，E101A的最大振动加速度值可达6.5 m/s^2，相较于振动最低区域增加约1 200%，E101B的最大振动加速度值可达7.5 m/s^2，相较于振动最低区域增加约1 400%，使设备损伤的风险显著提高。

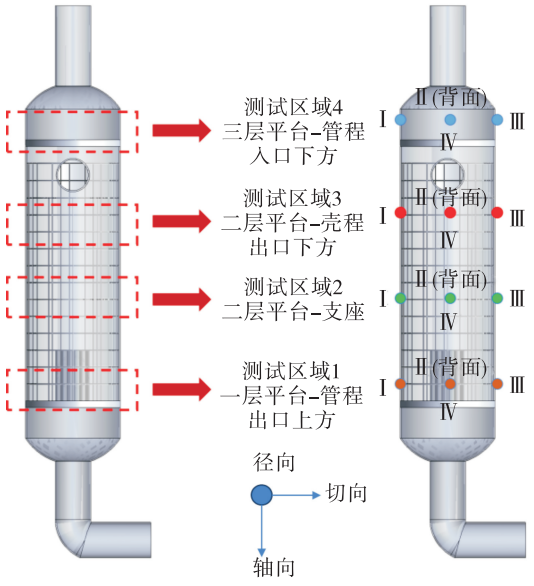


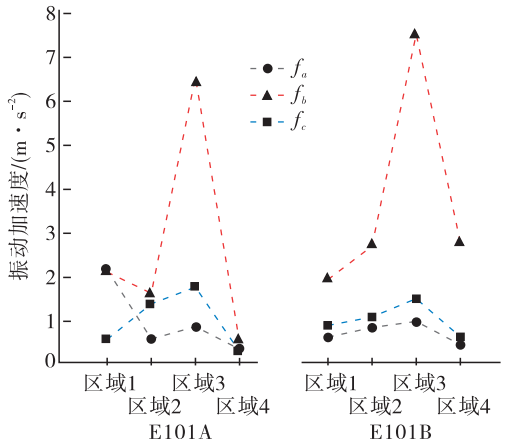
图4　测试区域布置及方向标定

Fig.4　Test area layout and direction calibration

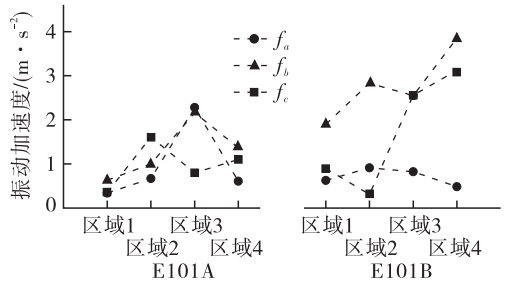
两台换热器的频谱特征主要集中于3个主频，从小到大用f_a，f_b和f_c代替。其中，f_b幅值最强，表明此频率为主导激励频率。热交换器径向响应远高于轴向与切向，符合声波沿径向传播并激励壳体结构共振的特征。

根据运行介质种类、声场结果，以及设备本体的振动特点综合分析判定，该设备发生声共振。壳程气体横掠管束时产生的噪音，经壁面反射后形成驻波，诱发声共振。同时，共振是由垂直流体流动方向和传热管轴向的声波引起，因此，振动信号表现出筒体径向最为显著的特点。

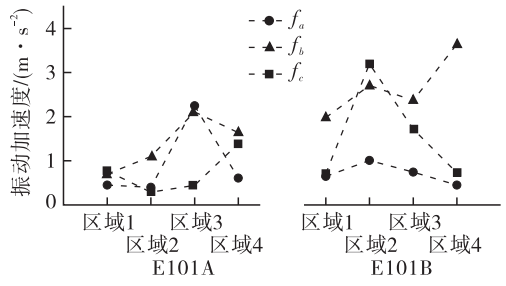
基于上述分析，开展实验室内圆柱声共振试验，以期从理论上给出声共振的清晰解释，并为防止和减弱声共振提出合理化方案。



(a)径向



(b)轴向



(c)切向

图5 E101A/B各区域振动加速度幅值

Fig.5 Amplitude of vibration acceleration in each area of E101A/B

2 圆柱声共振试验研究

2.1 试验平台与测量方法

搭建圆柱声共振试验平台，主体装置为1台直流吸入式风洞，从气流流动方向依次为蜂窝状滤网、稳压段、试验段和扩散段，同时配置了数据采集系统，风洞风速范围为5~30 m/s。试验段尺寸为1 000 mm×300 mm×400 mm，配备热线流速仪、PCB麦克风与皮托管。测试圆柱通过铝制支撑板固定，保证对中与流动对称性。支撑板两侧预留插孔，用于快捷更换不同直径圆柱结构，确保试验重复性，风洞试验设备如图6所示。

热线与麦克风采样频率均为51.2 kHz，单次采样时长10 s，通过CTA数据采集系统转换后，进入NI信号调节器进行实时分析与存储。每组流速进行3次重复测试，确保统计可靠性与试验可重复性。

2.2 共振机理与特征分析

封闭或者半封闭腔室中流体绕过钝体会产生噪声，噪声声波可分为行波(行进的波，波节和波腹均沿传播方向行进)和驻波(停驻的波，波节和波腹均在原位置不动)。当气体绕流传热管，产生的声学驻波频率与漩涡脱落频率一致或者接近时，会激发二者间的耦合作用；而当该腔室为矩形腔室时，声学驻波激发的是矩形高度方向上的一阶声模态，如图7所示，该模态频率可按下式进行计算：

$$f_{an}=\frac{nc}{2H} \tag{1}$$

式中，n为模态阶数，n=1，2，3，…；c为试验温度下的声速，m/s；H为矩形腔室的高度，m。

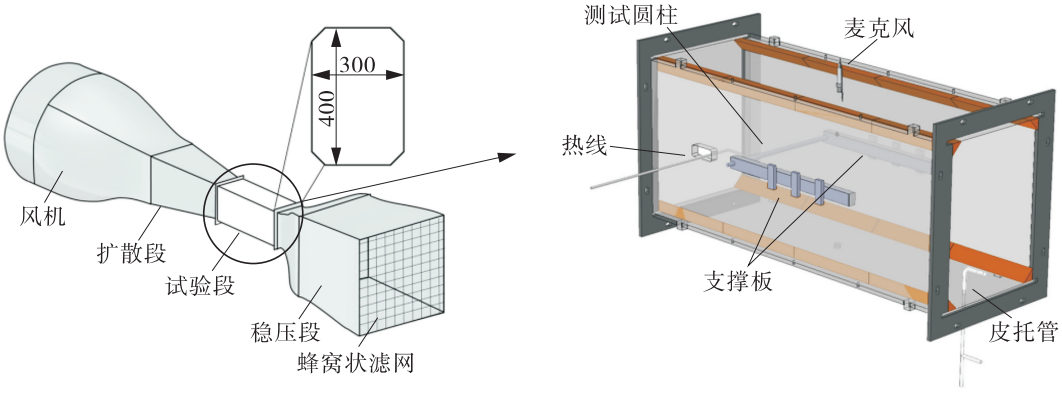


图6 风洞试验设备

Fig.6 Wind tunnel experimental equipment

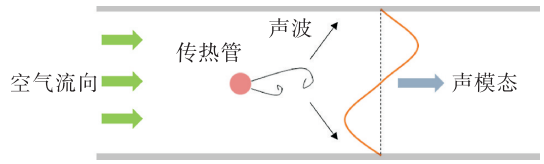


图7 腔室一阶声模态示意

Fig.7 Schematic diagram of the first-order acoustic mode of the chamber

试验中取 n=1；声速 c 由理论声速公式 $c=\sqrt{kRT}$ 估算，约为343 m/s；声模态计算以试验段与空气流动和圆柱均垂直的方向上的尺寸为准，取 H=0.4 m。最终计算得试验段的一阶声学模态频率 f_0=429 Hz。

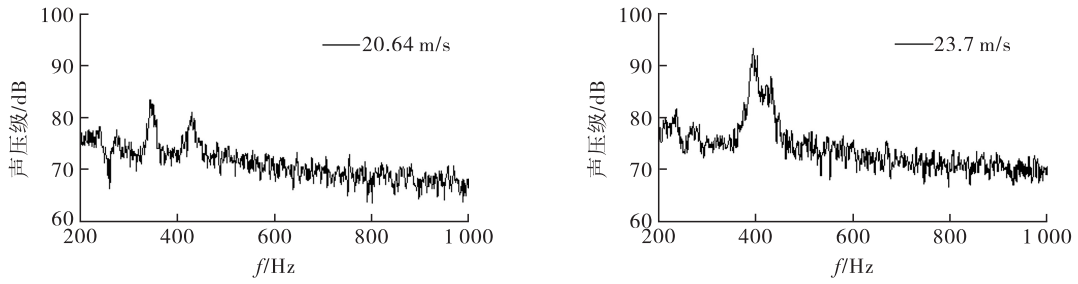
无量纲常数斯特劳哈尔数（St）可用于描述漩涡脱落，计算公式如下：

$$St=\frac{f_v D}{U} \tag{2}$$

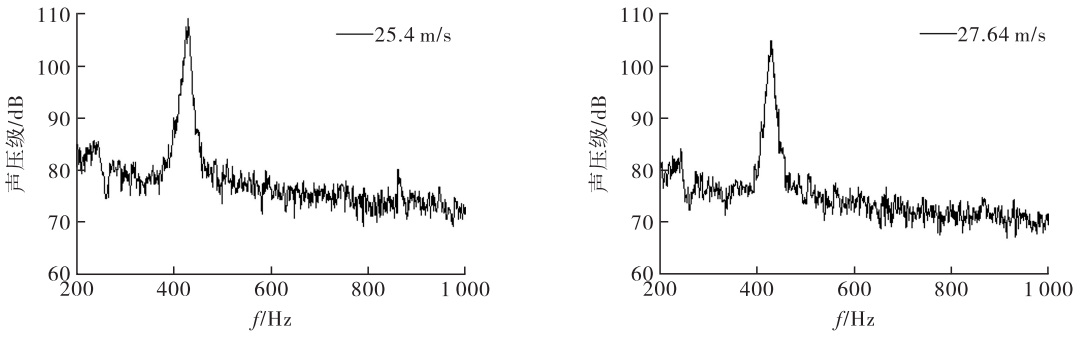
式中，f_v 为漩涡脱落频率，Hz；D 为圆柱直径，m；U 为来流速度，m/s。

考虑到试验条件的限制，选择的传热管直径为 D=0.012 m，旨在研究传热管的声共振现象及其与流速、频率、声压级等参数之间的关系。

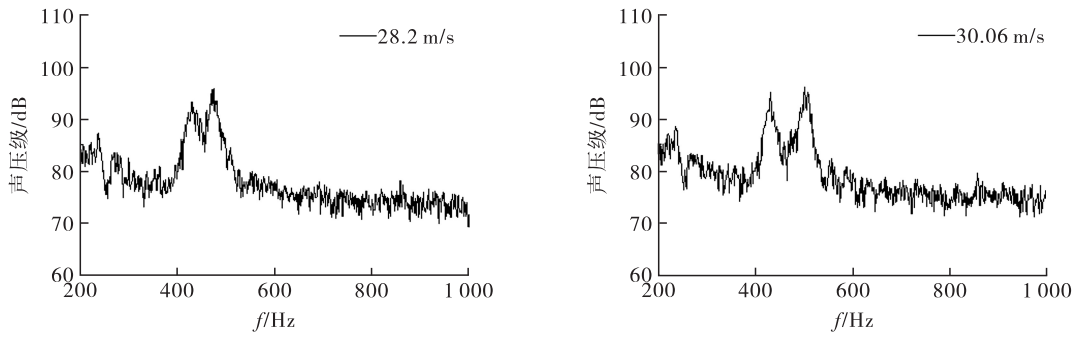
图8示出 D=0.012 m 的传热管声共振激发过程，包括声共振激发前、声共振期间和声共振激发后3个主要阶段。



（a）声共振激发前



（b）声共振期间



（c）声共振激发后

图8 声共振过程中频率-声压级

Fig.8 Frequency-sound pressure level during acoustic resonance

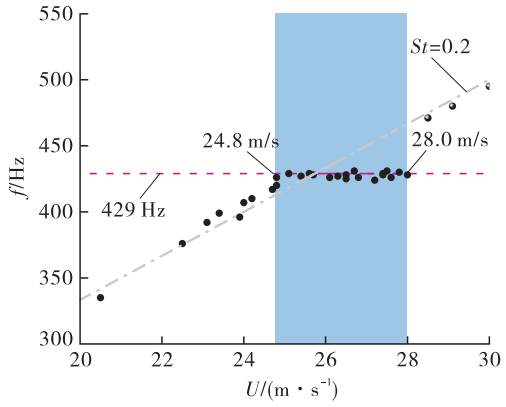
由图8（a）可知，有2个声压级的峰值，其中一个位于429 Hz附近，该频率值是上述理论中腔室的固有声模态频率，在其左侧存在一个峰值，该峰值声压级对应的频率值是当前流速下，气体绕流

产生的漩涡脱落的声信号频率。随着流速的持续增加，声信号频率右移，直至接近腔室的固有声模态频率时，两频率发生耦合，此时的声压级大幅度提升，其值大于未耦合前两者的任意值，如图8(b)所示。但也可以发现，耦合时的声压级并非是漩涡脱落声信号的声压级与腔室固有声模态的声压级直接相加的结果。随着流速的增加，在一定的范围内，两频率锁定在一起，此时，漩涡脱落的声信号频率不随速度的增加而右移，而是保持在429 Hz的附近。继续增大流速，双峰值再现，此时进入分离阶段，左侧峰值对应频率为腔室固有声模态频率，右侧峰值对应频率则为漩涡脱落的声信号频率，如图8(c)所示。

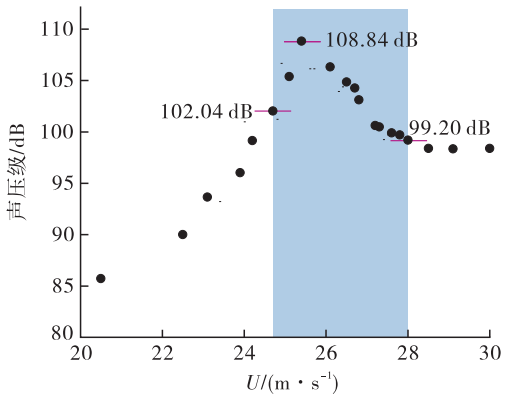
漩涡脱落诱导声信号频率随流速变化关系如图9(a)所示，可以清楚地发现，随着流速的增加，漩涡脱落诱导声信号频率呈现出先近似线性增加趋势，但在达到某一速度时，该频率不随流速的增加而发生变化，而是保持在f_0上下，随着流速的持续增大又呈现出近线性的增加趋势。这种在某一流速范围内频率不发生变化的现象称为锁频现象，此时的流速范围称为锁频区间。近似线性增加的渐近线，代表的是特定斯特劳哈尔数下的漩涡脱落频率与流速变化的关系，此时的斯特劳哈尔数约为0.2。在锁频区间外，漩涡脱落诱导的声信号频率与流体流速的变化趋势和这条线保持较高程度的重合。

由图9(a)可知，锁频区间为24.8 m/s<U<28.0 m/s，取St=0.2进行计算，漩涡脱落频率与腔室声模态频率重合时的流速约为25.74 m/s，但是在流速为24.8 m/s时，就已经进入了锁频区间，且并不以该流速为中心两侧均匀分布，而是在该流速右侧有更大的锁频区间，说明较大的流速对于声共振的维持更加危险。观察发现在锁频区间左边缘，漩涡脱落诱导声信号频率会发生突变，从St对应的频率突然变化到腔体声模态频率。这是因为当漩涡脱落诱导的声信号频率和试验段腔体一阶声模态频率足够接近时，声场将被放大，进而与流场之间产生更为剧烈的能量交换，最终使得整个声场主频被锁定在f_0。

图9(b)示出测试过程中声压级随流速变化。可以看出，锁频区间内声压级显著高于非锁频区间。这一现象说明，流速处于锁频区间时，流场与声场之间的相干耦合增强，系统中声能积累显著，从而导致声压级升高。相比之下，在非锁频区间，由于流场与声场之间的耦合效率较低，声能无法有效积聚，表现出的声压级较低。因此，锁频现象不仅标志着声共振的发生，同时也是系统声响应强度增强的重要体现。结合两图可知，在锁频区间，由于流场与声场之间能量的强烈交换，声压级幅值急剧增大，此时最大的声压级达108.84 dB，流速为25.4 m/s。



(a)漩涡脱落诱导声信号频率



(b)噪声峰值声压级

图9 声信号频率与声压级随流速变化

Fig.9 The variation of sound signal frequency and the sound pressure level with flow velocity

3 结论

本文围绕某装置中E101A/B气气换热器运行过程中出现的噪声与振动问题，结合现场测试数据与试验研究手段，通过分析声压级分布、结构振动特性及声共振激发条件等，得出以下主要结论。

(1)对某装置气气换热器进行现场声强与振动测试，测试中107 dB的高声压级与7.5 m/s^{2}的显著轴向振动加速度，表明该热交换器出现了声共振现象。热交换器壳程内部声波形成驻波并不断放大，导致局部声压级显著增强，声共振不仅提

高了噪声幅值，也加剧了本体振动。

（2）频谱分析发现，f_a，f_b和f_c为主要振动的特征频率，其中f_b为E101A/B的共振主频，振动能量集中于该频率下。该频率的结构响应显著高于其他频率，表明存在明显的共振耦合。因此，日常监管中应重点监测f_b附近的振动信号，以防止结构疲劳和潜在失效风险。

（3）圆柱声共振试验验证了声场与流场的“锁频”耦合机制。通过调节流速，成功激发声共振现象，试验中发现声共振具有明显的锁频区间。建议结合装置实际运行过程中的流速调节能力，通过设定设备的安全运行流速，避免系统在激发共振的锁频区间附近长时间运行。

参考文献：

[1] 王越，谭蔚.螺旋管式蒸汽发生器管束流体弹性不稳定性机理研究[J].原子能科学技术，2025，59(3)：607-615.
WANG Y，TAN W. Study on fluid-elastic instability mechanism of tube bundle for helical coil steam generator[J].Atomic Energy Science and Technology，2025，59(3)：607-615.

[2] WANG Y，GUO S，CHEN X D，et al.Study of buffeting excitation acting on coil tube bundles in cross flow[J]. Journal of Pressure Vessel Technology，2024，146(4)：041403.

[3] LAI J，TAN T C，YANG S H，et al. Flow-induced vibration of tube bundles considering the effect of periodic fluid force in a rotated triangular tube array [J].Annals of Nuclear Energy，2021，161：108488.

[4] BORSOI L，PITEAU P，DELAUNE X，et al. Competition between turbulence and fluid-elastic forces in the response of a loosely supported tube under cross-flow[J].Procedia Engineering，2017，199：1282-1289.

[5] BENGUIGUI W，BENHAMADOUCHE S，BELTRAN F，et al.Experimental and numerical contributions on flow-induced vibration in steam-generator-like tube bundles：A review [J]. Nuclear Engineering and Design，2024，424：113305.

[6] WANG Y，GUO S，TAN W.Detached-eddy simulation of the flow behavior in the shell-side of the coil tube bundle in turbulent flow [J]. Chemical Engineering Science，2022，261：117940.

[7] HUANG G F，WANG H，TIAN S，et al.Research on the aerodynamic noise characteristics of heat exchanger tube bundles based on a hybrid URANS-FWH method [J]. International Journal of Chemical Engineering，2024(1)：1-15.

[8] ZIADA S. Vorticity shedding and acoustic resonance in tube bundles[J].Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering，2006，28(2)：186-189.

[9] FITZPATRICK J A. The prediction of flow-induced noise in heat exchanger tube arrays [J]. Journal of Sound and Vibration，1985，99(3)：425-435.

[10] 布莱文斯.流致振动[M].戴绍仕，译.北京：科学出版社，2022.
BLEVINS R D.Flow-induced vibration[M].Translated by DAI S S.Beijing：Science Press，2022.

[11] 聂清德，张明贤，侯曾炎，等.换热器中的噪声与防止[J].压力容器，1993，10(6)：30-34.
NIE Q D，ZHANG M X，HOU Z Y，et al.Noise and its prevention in heat exchangers [J]. Pressure Vessel Technology，1993，10(6)：30-34.

[12] 唐虹云.燃机发电机组余热锅炉低频噪声机理研究[D].上海：上海交通大学，2015.
TANG H Y.Research on generation mechanism of low frequency noise radiated from heat recovery steam generator [D]. Shanghai：Shanghai Jiao Tong University，2015.

[13] 周国成.管束流致振动与噪声特性研究[D].哈尔滨：哈尔滨工程大学，2010.
ZHOU G C.Study on flow-induced vibration and noise character of tube bundles [D]. Harbin：Harbin Engineering University，2010.

[14] NYQUIST H.Certain topics in telegraph transmission theory [J]. Transactions of the American Institute of Electrical Engineers，1928，47(2)：617-644.

作者简介：田胜(1998)，男，主要研究方向为化工设备流致振动，通信地址：300350天津市津南区海河教育园雅观路135号天津大学北洋园校区化工学院，E-mail：stian@tju.edu.cn。

通信作者：谭蔚(1965)，女，教授，博导，主要从事承压设备流致振动与防振技术研究工作，通信地址：300350天津市津南区海河教育园雅观路135号天津大学北洋园校区化工学院，E-mail：wtan@tju.edu.cn。

本文引用格式：
田胜，王大善，谭蔚.气-气热交换器声共振试验研究[J].压力容器，2025，42(8)：1-7.
TIAN Sheng，WANG Dashan，TAN Wei.Experimental study of acoustic resonance in gas-gas heat exchangers[J].Pressure Vessel Technology，2025，42(8)：1-7.