文章编号：1006-1355(2018)01-0042-04+57

冷凝器冷却水通道声传递特性

劳星胜，彭　旭，姚世卫

（热能动力技术重点实验室，武汉第二船舶设计研究所，武汉，430064）

摘 要：为阐明冷凝器冷却水通道的声传递特性、提高循环水系统声学设计能力，将换热方程和一维平面波方程耦合，推导得到换热管内冷却水声传递矩阵，针对冷凝器几何结构建立总传递矩阵并求解得到其冷却水通道声传递损失。建立试验系统验证了冷凝器冷却水管路声传递损失计算结果。根据换热管双向流固耦合分析计算结果，管外蒸汽绕流对换热管内冷却水脉动压力的影响可以忽略，冷凝器进出口管内水声和管壁振动测试结果也表明，该系统内冷却水脉动和管壁振动耦合紧密，管内流体脉动是管壁振动的主要激励源。研究结果还表明，通过调整冷凝器冷却水通道结构参数可以调节冷却水声传递损失。

关键词：声学；冷凝器；冷却水；换热管；声传递

中图分类号：TK264；TQ051；O42　　**文献标识码：**A　　**DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1355.2018.01.008

Study on Sound Transmission Characteristics of Condenser Coolant Channels

LAO Xing-sheng, *PENG Xu*, *YAO Shi-wei*

(Key Laboratory of Thermal Energy and Power Technology, Wuhan 2nd Ship R&D Institute, Wuhan 430064, China)

Abstract : The sound transmission characteristics of the condenser coolant channels are elaborated. In order to raise the acoustic design level of circulation coolant systems, the heat exchange equation is coupled with 1- D plane wave transmission equations, and the acoustic transfer matrix of the coolant in the heat exchange pipe is derived. According to the geometrical structure, the general transfer matrix of the condenser is established and the sound transfer loss of the coolant channel of the condenser is solved. The calculated results are compared with the data collected in experiment and found to agree well with it. The double way fluid- structure coupling analysis is conducted on a single heat transfer pipe with surrounding flow. The results show that the effect of surrounding steam flow on internal flow characteristics can be neglected. Experimental results also show that flow fluctuation is the main exciting source of pipe wall vibration as coolant flow sound pressure fluctuation and coolant pipe wall vibration are closely interacted. The coolant sound transfer loss in circulation coolant system can be adjusted by changing the construction parameters of the condenser.

Key words : acoustics; condenser; coolant, heat transfer pipe; sound transmission

冷凝器是循环水系统中重要的振动与声传递部件，由循环水泵激励的管路振动和流噪声经过冷凝器向下游管路传递，冷凝器内乏汽和凝水的脉动通过换热管传递至管内冷却水引起循环水管内压力脉动的变化，影响循环水管内流噪声的传递。

收稿日期：2017-04-18
基金项目：国家自然科学基金青年基金资助项目(51406138)
作者简介：劳星胜（1981－），男，湖北省黄梅县人，博士生，主要研究方向为船舶动力系统声学设计。
E-mail: enginefluid@163.com
通信作者：彭旭，男，博士生导师。
E-mail: 460079620@qq.com

管壳式冷凝器内的流体激励振动研究已广泛开展，这些研究主要用于指导换热器结构设计[1-2]，防止受到流体诱导振动的破坏，也有一部分研究提出了利用流体诱导振动提高换热系数实现强化传热[3-4]，当前有关冷凝器管路系统振动和声传递的研究尚不多见。

本文通过流固耦合计算分析了冷凝器壳侧流体激励引起的换热管内冷却水脉动压力变化规律，建立蒸汽冷凝器试验系统，进行了不同工况下的振动和流噪声测试，验证了声传递损失计算结果，阐明了部分冷凝器管路系统振动与声传递机制。

1　流体脉动的传递

1.1　控制方程

1.1.1　换热管内外流体动力学方程

换热管外流体绕柱流动产生的升力和阻力可能激励换热管产生振动，根据文献[5]，换热管内外的流体动力学方程描述如下

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{u_i})+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\overline{u_i}\overline{u_j})=\frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i})]-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_i}-\frac{\partial\tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\tau_{ij}=\rho\overline{u_iu_j}-\rho\overline{u_i}\overline{u_j}=\mu_l(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \tag{3}$$

$$\bar{f}(x,t)=\int_D f(x',t)G(x,x')\mathrm{d}x' \tag{4}$$

以上式中 ρ 为流体密度，t 为时间坐标，x_i 为 i 方向空间坐标，u_i 为 i 方向速度，τ_{ij} 为亚格子湍流应力，μ 为流体粘性系数，$\bar{f}$ 为大尺度量，f 为小尺度量，$G(x,x')$ 为高斯滤波函数，且有 $\mu_l=\rho L_s^2\left|\bar{S}\right|$ 、$L_s=C_sV^{1/3}$ 、$\left|\bar{S}\right|=\sqrt{2\overline{S_{ij}}\overline{S_{ij}}}$ 。

1.1.2　换热管绕流激励升、阻力

柱体表面各测点的稳态压力系数为

$$C_{p0}(\theta)=\frac{p_0(\theta)-p_\infty}{1/2\rho u_\infty^2}0 \tag{5}$$

柱体表面各测点的脉动压力系数为

$$C'_p(\theta,t)=\frac{p'(\theta,t)}{1/2\rho u_\infty^2} \tag{6}$$

式中 p 为流体压力，θ 为周向角度，下标0表示稳态量，∞ 表示无穷远处量。

柱体各截面的升力和阻力均由稳态力和脉动力组成，截面稳态力升、阻力系数描述如式(7)和式(8)所示，截面脉动力升、阻力系数描述如式(9)和式(10)所示

$$C_{l0}=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}C_{p0}(\theta)\sin\theta\,\mathrm{d}\theta \tag{7}$$

$$C_{d0}=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}C_{p0}(\theta)\cos\theta\,\mathrm{d}\theta \tag{8}$$

$$C'_l(t)=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}C'_p(\theta,t)\sin\theta\,\mathrm{d}\theta \tag{9}$$

$$C'_d(t)=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}C'_p(\theta,t)\cos\theta\,\mathrm{d}\theta \tag{10}$$

整个柱体受到的稳态力 F_0 和脉动力 F' 分别如式(11)和式(12)所示

$$F_0=\frac{1}{2}\rho u_\infty^2HDC_0 \tag{11}$$

$$F'(t)=\frac{1}{2}\rho u_\infty^2HDC'(t) \tag{12}$$

将绕柱流动产生的阻力和升力按均布力施加到换热管壁上，管壁结构运动方程描述如下

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{K}_s-\omega^2\boldsymbol{M}_s & \boldsymbol{C}^4\\ \boldsymbol{C} & \boldsymbol{K}_F-\omega^2\boldsymbol{M}_F\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}u\\p\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}F_0\\F'\end{Bmatrix} \tag{13}$$

式中 $\boldsymbol{K}_s$ 和 $\boldsymbol{M}_s$ 为结构刚度和质量矩阵、ω 为圆频率、$\boldsymbol{C}$ 为几何耦合矩阵；$\boldsymbol{K}_F$ 和 $\boldsymbol{M}_F$ 为管内流体刚度和质量矩阵，各矩阵具体形式见文献[6]。

1.1.3　流固耦合边界条件

绕流流体和换热管壁的边界接触条件为

$\tau_{rz}\big|_{r=R}=\tau_{rz}\big|_{r=R+\delta}=0$ 、$\delta_r\big|_{r=R}=-p\big|_{r=R}$ 、$\delta_r\big|_{R+\delta}=0$ 、$\dot{u}_r\big|_{r=R}=v_r\big|_{r=R}$ 、$\dot{u}_r\big|_{r=R+\delta}=0$

$$(\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2}{\partial t^2}-\frac{\partial^2}{\partial x_i^2})p'(x,t)=\frac{\partial}{\partial t}[\rho_0v_n\delta(f)]-\frac{\partial}{\partial x_i}[l_i\delta(f)]+\frac{\bar{\partial}^2}{\partial x_ix_j}[T_{ij}H(f)] \tag{14}$$

式中 $l_i=-p'_{ij}\cdot n_j$ ，$\delta(f)=\dfrac{\bar{\partial}H(f)}{\partial f}$ ，其中 $H(f)$ 为Heaviside函数，Lighthill张量 $T_{ij}=-p'_{ij}+\rho u_iu_j-c^2(\rho-\rho_0)\delta_{ij}$ ，流体应力张量为

$$p'_{ij}=(\rho-\rho_0)c^2\delta_{ij}-\mu[\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta i_j] \tag{15}$$

联立式(1)、式(2)、式(3)、式(4)、式(11)、式(12)、式(13)可以求得换热管内外流体声压、振速、管壁所受稳态力和脉动力及结构位移响应。

1.2　壳侧流体激励的管内冷却水脉动

基于已建立的方程组(1)—(13)，以单根换热管为对象，对管外为蒸汽时管内冷却水的脉动频率和管壁振幅进行计算，得到蒸汽激励引起的管壁响应振幅如图1所示，可以看出，蒸汽激励引起的管壁最大响应不到 10^{-6} m，此时管结构振幅小于流体黏性底层厚度(～10^{-5} m级)，管外蒸汽流体激励与管结构耦合振动响应对管内冷却水的流体脉动影响可以忽略。研究冷凝器换热管内冷却水声传递过程时将不考虑管外蒸汽激励的影响。

2　换热管内冷却水的声传播方程

根据文献[5]，细通道内换热过程对声传播的影响不能忽略，冷凝器管束由多个形状相同的细通道换热管组成，将换热方程与一维平面波方程耦合联立，等截面细管道内的声压和质点振速可表示为

$$p(x)=Ae^{-jK_0kx}+Be^{jK_0kx} \tag{12}$$

$$\rho_0cu(x)=hAe^{-jK_0kx}-hBe^{jK_0kx} \tag{13}$$

式中 A、B 为待定系数，$K_0=1+\left[(1-j)/\sqrt{2}\right]/s$ ，k 为热传导系数，$h=\sqrt{2}\left[1+(1-j)/s\right]K_0$ ，$s=a\sqrt{\rho_0\omega/\mu}$ 为斯托

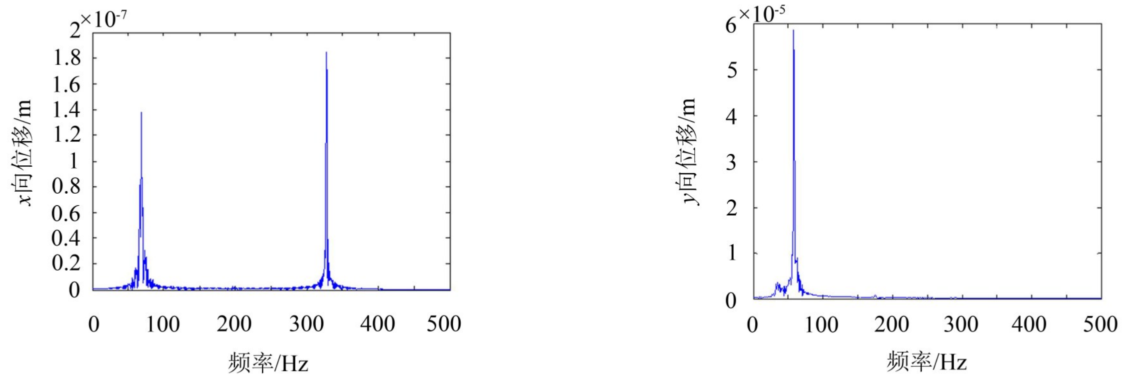

图1 蒸汽激励管壁位移响应

克斯数，a 为管道半径，ρ_0 为流体密度，f 为频率，$\omega=2\pi f$ 为圆频率。

引入参数 $K_d=K_0^{\ 2}$，于是长度为 l 的管道进、出口处的声压和质点振速表达式如式(14)—式(17)所示，式中下表1表示进口，下标2表示出口。

$$p_1=A+B \tag{14}$$

$$\rho_0 c u_1=h(A-B) \tag{15}$$

$$p_2=e^{jK_d kl}(Ae^{-jK_c kl}+Be^{jK_c kl}) \tag{16}$$

$$\rho_0 c u_2=e^{jK_d kl}h(Ae^{-jK_c kl}-Be^{jK_c kl}) \tag{17}$$

由此得到待定系数 A、B 的表达式并用矩阵形式描述进出口声压和质点振速的关系如下

$$A=e^{-jK_d kl}\frac{hp_2+\rho_0 c u_2}{2h}e^{jK_c kl} \tag{18}$$

$$B=e^{-jK_d kl}\frac{hp_2-\rho_0 c u_2}{2h}e^{-jK_c kl} \tag{19}$$

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ \rho_0 c u_1 \end{Bmatrix}=[T_c]\begin{Bmatrix} p_2 \\ \rho_0 c u_2 \end{Bmatrix} \tag{20}$$

其中

$$[T_c]=\frac{1}{2h}\begin{bmatrix} he^{jK_c kl} & j2\sin(K_c kl) \\ j2h^2\sin(K_c kl) & h(e^{jK_c kl}+e^{-jK_c kl}) \end{bmatrix} \tag{21}$$

通过冷凝器换热管束的截面总面积与冷凝器横截面积之比用 ϕ 表示，得到冷凝器管束的冷却水声传递矩阵为

$$[T_m]=\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \phi \end{bmatrix}[T_c]\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1/\phi \end{bmatrix} \tag{22}$$

将冷凝器进出口封头视作等截面直管段和锥管段的组合体，分别用 T_u 和 T_d 描述进口组合体和出口组合体传递矩阵，由声压和振速的连续性，可得冷凝器冷却水通道总的声传递矩阵为

$$[T]=[T_u][T_m][T_d] \tag{23}$$

根据文献[7]，在进出口温度相同、截面相等时，冷凝器冷却水通道的声传递损失表达式为

$$\mathrm{TL}=20\lg(\frac{1}{2}|T_{11}+T_{12}+T_{21}+T_{22}|) \tag{24}$$

3 试验研究

3.1 试验系统描述

图2为试验系统和测点布置示意图，冷凝器几何和工作参数见表1。

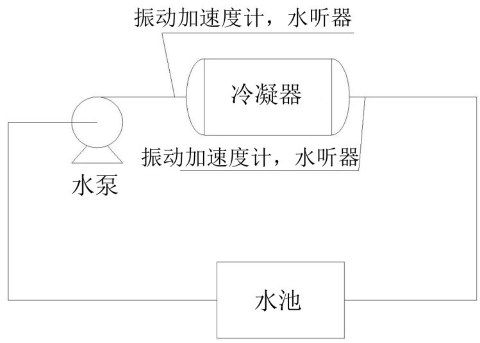

图2 试验系统及测点示意图

表1 冷凝器主要参数

序号	参数	值
1	换热管数	520
2	换热管直径	16 mm
3	筒体直径	816 mm
4	冷却水管路通径	DN250 mm
5	冷却水流量	240 t/h
6	蒸汽流量	<4 t/h

3.2 试验结果分析

3.2.1 冷凝器冷却水声传递模型验证

根据式(23)和式(24)，基于传递矩阵方法的冷凝器声传递损失计算值由结构几何参数确定，与冷却水流量无关。图3为冷凝器声传递损失计算结果与试验结果的对比，可以看出，计算值与试验值基本相符。不同工况下冷凝器内冷却水声传递损失基本不变，这也说明冷凝器壳侧蒸汽脉动对换热管内冷却水脉动影响不大。

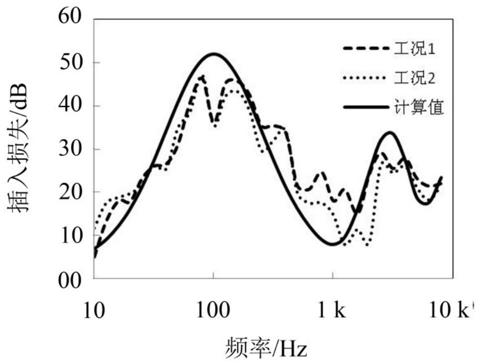

图 3 冷凝器声传递损失

3.2.2 冷凝器冷却水进出口管路声振分析

图4和图5所示为两种工况下冷凝器前后管内冷却水声压和管壁振动加速度级的对比。可以看出冷却水声压和管壁振动的峰值频率及变化趋势基本一致，冷却水脉动和管壁振动耦合紧密。流体脉动是冷凝器系统管路振动的主要激励源，在循环水系统中，当空间不足以布置消声器时，可通过合理设计冷凝器，通过调整冷凝器几何尺寸参数来改变其插入损失频谱特性，使其与系统激励源的频谱特性相适应，达到消除冷却水流体脉动、降低管路振动加速度水平的目的。

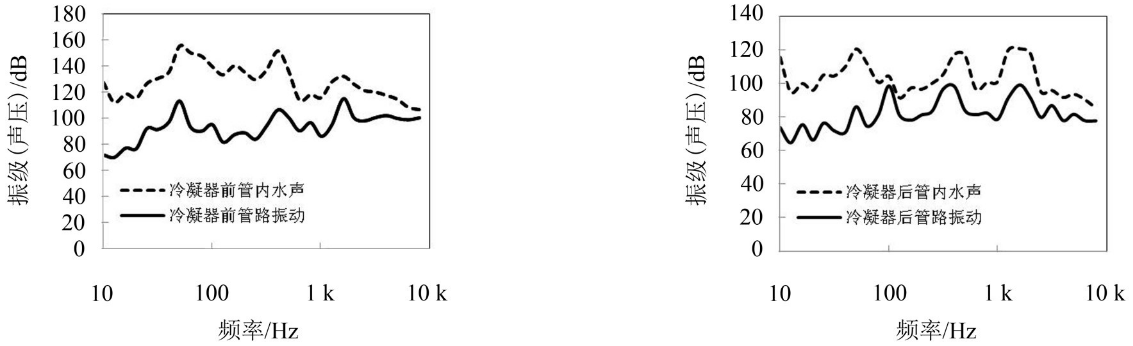

图 4 工况一冷凝器前后管路振级与管内声压

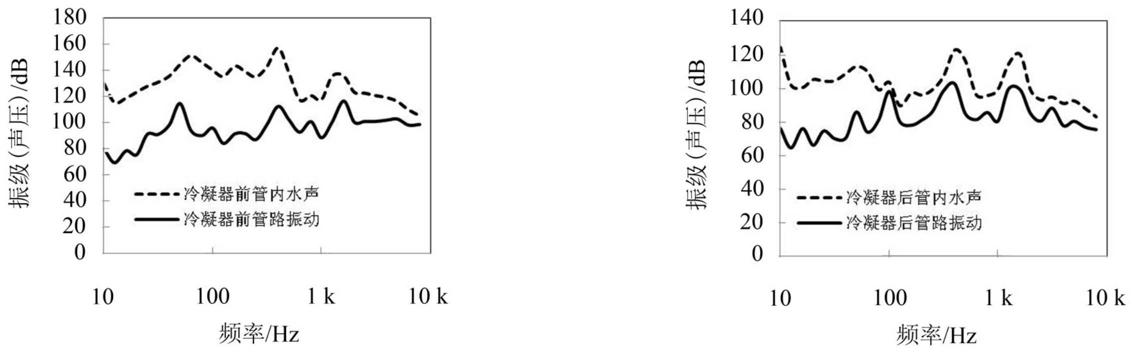

图 5 工况二冷凝器前后管路振级与管内声压

4 结 语

本文基于流体动力学方程和声压波动方程建立了冷凝器换热管双向流固耦合脉动计算模型以及冷凝器冷却水通道进出口流噪声插入损失计算模型。

(1) 冷凝器壳侧流体介质主要为蒸汽时，换热管外绕流激励引起的管壁响应远小于内流边界层粘性厚度，管外蒸汽绕流对管内冷却水脉动的影响可以忽略。

(2) 建立试验系统测试了冷凝器系统进出口管内流体声压级和管壁振动加速度级，验证了本文建立的冷凝器声传递损失计算模型。根据测试结果，管路振动加速度与管内冷却水脉动耦合紧密，表明流体脉动是管路振动的主要贡献，根据本文建立的冷凝器声传递损失计算模型，可以指导冷凝器结构设计，使其消声能力与系统中激励源频谱相适应，有效减弱冷却水流体脉动、降低管路振动。

5 参考文献：

[1] ATEF MOHANY, VICTOR P. JANZEN, PAUL FEENSTRA et al. Experimental and numerical characterization of flow-induced vibration of multi-span U-tubes[A]. Proceedings of the ASME FEDSM- ICNMM, Montreal, Canada, August 1-5, 2010.

[2] W G SIM, NJUKI, W MUREITHI. A evaluation of two-phase damping model on tube bundles subjected two-phase cross flow[A]. Proceedings of the ASME FEDSM-ICNMM, Montreal, Canada, 2010, August: 1-5.

（下转第57页）