

管束布置对凝汽器性能影响的焓分析及其应用

孟继安*, 李志信

清华大学航天航空学院, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

* 联系人, E-mail: mja@tsinghua.edu.cn

2015-04-23 收稿, 2015-05-20 修回, 2015-05-21 接受, 2015-06-30 网络版发表

国家重点基础研究发展计划(2013CB228301)资助

摘要 凝汽器是发电厂的重要辅机设备, 其流动与传热性能的优劣对单位发电量的能耗影响很大, 为了适应我国节能减排的重大需求, 优化和改进大型凝汽器的设计是十分必要的. 目前凝汽器的管束布置大多基于工程经验的总结, 缺乏理论分析, 难以进行凝汽器管束布置的优化设计. 本文介绍了动量焓和质量焓的概念, 建立了凝汽器壳侧蒸汽流动的动量焓耗散和质量焓增与流动与传热分布参数之间的关系, 针对4种管束布置的330 MW凝汽器, 采用数值方法分析了管束布置对凝汽器壳侧压降和抽气量的影响, 总结出了凝汽器管束布置的设计原则与要点. 在此基础上, 详细介绍了基于理论和数值分析结果所发明的仿生双连树型管束布置凝汽器的性能及其应用.

关键词 管束设计, 凝汽器, 动量焓, 质量焓, 仿生双连树型管束

凝汽器是发电厂的重要辅机设备, 其流动与传热性能的优劣对单位发电量的能耗影响很大. 凝汽器是一种壳管式换热器, 以330 MW机组的凝汽器为例, 其管束大约由20000根冷却管组成, 因此, 管束设计对凝汽器的性能影响很大. 然而, 因为管束结构复杂, 凝汽器设计通常采用基于HEI标准^[1]推荐的参数, 经验性很强. 但是, 由于管束及其中的蒸汽流动与传热十分复杂, HEI标准并没有考虑管束的影响. 随着计算机和计算技术的发展, 为了优化凝汽器设计, 研究者对凝汽器壳侧蒸汽的流动与传热进行了大量的数值研究^[2~10]. 数值分析的优点是了解凝汽器内流动与传热的细节, 更有利于凝汽器的设计, 但是数值研究仍然无法给出管束设计的优化方法.

在探讨传热问题的优化时, Guo等人^[11]提出了描述物体传热能力的新物理量——焓(热量焓), 通过在导热微分方程两边同时乘以温度导出了导热过程的焓平衡方程以及描述导热过程不可逆性的焓耗散率, 在此基础上, 他们提出了传热过程优化的焓耗散极

值原理. 到目前为止, 该原理已经得到了广泛的应用, 包括: 导热优化^[11~13]、对流传热优化^[14~17]、辐射传热优化^[18]以及换热器中传热的优化^[19~27]. Chen等人^[28~30]将焓分析方法和焓耗散极值原理推广到动量输运和传质过程的优化, 引入了动量焓和质量焓概念以及相应的焓耗散极值原理. 本文介绍动量焓和质量焓分析方法在凝汽器中的应用, 通过理论分析导出凝汽器壳侧压降和抽气口的抽气量与凝汽器管束内流动与传热分布参数之间的数学联系, 在数值分析的基础上, 总结凝汽器管束设计的基本原则, 发展新型管束布置的凝汽器.

1 动量焓和质量焓

1.1 动量焓与动量焓耗散

陈群^[31]将焓分析方法推广至动量输运过程, 定义了动量焓和动量焓耗散焓函数. 当宏观的速度梯度不太大时, 流体的黏性阻力可用牛顿黏性定律来描述:

引用格式: 孟继安, 李志信. 管束布置对凝汽器性能影响的焓分析及其应用. 科学通报, 2016, 61: 1877–1888

Meng J A, Li Z X. Entransy analysis of tube arrangement effect on condenser performances and its application (in Chinese). Chin Sci Bull, 2016, 61: 1877–1888, doi: 10.1360/N972015-00434

$$\tau_{yx} = -\mu \frac{du_x}{dy}, \quad (1)$$

式(1)表示流体流动过程中,不同流体微团之间产生的剪切力与速度梯度的关系.它是牛顿流体应力和应变的本构关系,速度梯度为流体的应变.另一方面它也表示流体流动过程中的动量输运与速度梯度之间的关系.在流动过程中的流体变形形成了速度梯度,驱动流体的动量在流体内部扩散,此时速度梯度为广义力,而输运的动量则为广义流,这与傅里叶定律的含义类似,反映了动量扩散过程的输运规律.此时,式(1)可改写为

$$q_{\text{mom},y} = \rho u_x v_y^* = -\mu \frac{du_x}{dy}, \quad (2)$$

式中 $q_{\text{mom},y}$ 表示流体在 y 方向的动量流量, v_y^* 为 x 方向的动量在 y 方向上的扩散速率.因此,动量输运和热量输运之间具有类比性,可将传热过程的焓分析方法推广到动量输运.

类比于热量焓的定义,可定义动量焓

$$G_{\text{mom}} = \frac{1}{2} \mu u \cdot u = \frac{1}{2} \mu u^2. \quad (3)$$

单位质量流体的动量焓为

$$g_{\text{mom}} = \frac{1}{2} \rho u^2. \quad (4)$$

可见,动量焓与流体动能的表达式是一致的.类似于热量焓耗散分析,可由流体流动的动量守恒方程出发,建立动量焓平衡方程.需要说明的是,流体的动量焓与流体的动能是一回事,动能和势能之间是可以相互转化的,因此,动量焓平衡方程实质上就是机械能平衡方程,动量焓耗散函数为

$$\phi_{g,\text{mom}} = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)^2. \quad (5)$$

1.2 质量焓与质量焓耗散

陈群^[31]将焓分析方法推广至质量扩散过程,定义了质量焓和质量焓耗散函数.当浓度梯度不太大时,传质过程用菲克定律来描述,

$$q_m = -\rho D \frac{dY}{dn}, \quad (6)$$

式中, q_m 为质量传递速率, ρ 为介质密度, D 为质扩散系数, Y 为质量分数.菲克定律与傅里叶定律类似,因此,借鉴传热过程的焓分析方法,可建立传质过程的质量焓分析方法.类比于热量焓的定义,可定义混

合物中某种组分的质量焓

$$G_m = \frac{1}{2} \rho V Y \cdot Y = \frac{1}{2} M Y^2. \quad (7)$$

单位体积混合物的某组分的质量焓为

$$g_m = \frac{1}{2} \rho Y^2. \quad (8)$$

对于质量传递过程,混合物中某组分的质量分数 Y 为强度量,组分的总质量 $\rho V Y$ 为广延量.因此,当周围介质中该组分的浓度为零时,质量焓描述混合物中的某组分向周围介质扩散的总能力.无内部质量源的混合物中某组分的质量扩散方程为

$$\rho \frac{\partial Y}{\partial t} = -\nabla \cdot q_m, \quad (9)$$

将式(9)的两边同时乘以该组分的质量分数 Y 可以得到质量焓平衡方程

$$\rho Y \frac{\partial Y}{\partial t} = -\nabla \cdot (q_m Y) + q_m \cdot \nabla Y, \quad (10)$$

式(10)等号左边表示单位体积混合物内某组分的质量焓随时间的变化率,右边第1项表示因组分扩散而导致的质量焓的输运,第2项是质量扩散过程中的质量焓耗散,它代表了组分扩散过程中因存在浓度梯度引起的不可逆损失.

2 凝汽器壳侧压降的动量焓分析

2.1 壳侧压降与流动分布参数之间的关系

曾辉^[32,33]基于多孔介质模型,采用动量焓分析方法,导出了凝汽器壳侧压降与管束内流动分布参数之间的关系.通常,凝汽器壳侧流动与传热的数值模拟采用多孔介质模型,并将凝汽器壳侧流动简化为二维的,其连续方程和动量方程为

$$\frac{\partial(\beta \rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\beta \rho v)}{\partial y} = -\beta \dot{m}, \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\beta \rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \rho v u) &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\beta \mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\beta \mu_e \frac{\partial u}{\partial y} \right] - \beta \frac{\partial p}{\partial x} - \beta \dot{m} u - \beta F_u, \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\beta \rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \rho v v) &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\beta \mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\beta \mu_e \frac{\partial v}{\partial y} \right] - \beta \frac{\partial p}{\partial y} - \beta \dot{m} v - \beta F_v, \end{aligned} \quad (13)$$

式中, u 、 v 分别为水蒸气在 x 、 y 方向上的速度分

量, ρ 为水蒸气的密度(实际上, 由于水蒸气进入凝汽器时不可避免的会有空气进来, 因此, 流动介质实质上不是纯净的水蒸气, 而是水蒸气和空气的混合物), $\dot{m}$ 为蒸汽凝结产生的分布质量汇, μ_e 为等效动力黏性系数, p 为混合物压力, F_u , F_v 为管束产生的分布阻力, Y_a 为空气质量分数, D_e 为空气在混合物中的等效扩散系数. β 为多孔度, 其定义为

$$\beta = \frac{V_f}{V_{\text{tot}}}, \quad (14)$$

式中, V_f 为流体所占据的体积, V_{tot} 为总体积.

凝汽器壳侧分为自由流动区与管束区, 自由流动区的多孔度 β 为 1, 管束区多孔度为 β_t 为定值, 由管束参数确定. 将 x , y 方向的动量方程式(12)和(13)分别乘以 x , y 方向的速度分量 u , v , 两式相加并经整理可得到

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[\beta \rho u \frac{1}{2} (u^2 + v^2) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\beta \rho v \frac{1}{2} (u^2 + v^2) \right] \\ & + \frac{\partial(\beta p u)}{\partial x} + \frac{\partial(\beta p v)}{\partial y} \\ & = -\beta \frac{p}{\rho} \dot{m} - \frac{1}{2} \beta (u^2 + v^2) \dot{m} - \beta (F_u u + F_v v) - \beta \phi_\mu, \end{aligned} \quad (15)$$

式(15)为凝汽器壳侧流动过程动量焓平衡方程的微分形式, 式中, ϕ_μ 为黏性耗散. 在管束区, 管束引起的流动阻力由分布阻力 F_u , F_v 表示, $\mu_e = 0$. 因此, ϕ_μ 仅适用于自由流动区. 将式(15)在整个流动区域积分, 并忽略抽气口处的动量焓输运, 可得

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{2} U_i^2 + \frac{p_k}{\rho} \right) D_i = \iiint_V \left[\beta (F_u u + F_v v) + \beta \frac{p}{\rho} \dot{m} \right. \\ & \left. + \frac{1}{2} \beta (u^2 + v^2) \dot{m} + \beta \phi_\mu \right] dV, \end{aligned} \quad (16)$$

其中 U_i 为进口速度, p_k 为凝汽器背压, 也即进口压力. 设抽气压力 p_o 为参考压力, 则可将式(16)中的压力表示为相对压力 ($\bar{p} = p - p_o$), 因此得到

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{2} U_i^2 + \frac{\bar{p}}{\rho} \right) D_i = \iiint_V \left[\beta (F_u u + F_v v) + \beta \frac{\bar{p}}{\rho} \dot{m} \right. \\ & \left. + \frac{1}{2} \beta (u^2 + v^2) \dot{m} + \beta \phi_\mu \right] dV. \end{aligned} \quad (17)$$

由于在推导中没有考虑到自由流动区与管束区交界处多孔度变化引起的动量焓损失, 故将这部分动量焓损失设为 $\Phi_{m\beta}$ 添加至式(17)中, 得到凝汽器壳侧流动的动量焓平衡方程:

$$G_{\text{mon},U} + G_{\text{mon},p} = \Phi_F + \Phi_P + \Phi_U + \Phi_\mu + \Phi_{m\beta}, \quad (18)$$

式(18)中各项的物理意义分别为: 等式左侧为进口输入的动量焓(动能和势能), 等式右侧依次为, 管束阻力产生的动量焓损失, 蒸汽凝结产生的动量焓损失(势能和动能损失), 自由流动区的黏性耗散引起的动量焓损失, 自由流动区与管束区交界处多孔度变化产生的动量焓损失. 凝汽器壳侧流动的动量焓损失与凝汽器壳侧流动的速度、压力、管束阻力、凝结率等分布参数有关. 在设计工况下, 进口流量一定, 式(18)左侧仅与壳侧压降 Δp 有关, 即壳侧压降 Δp 可用动量焓损失来度量, 动量焓损失越小, 则壳侧压降越小, 凝汽器的流动阻力越小. 详细推导过程见文献[32,33].

2.2 凝汽器动量焓损失的构成

通过数值模拟得到的4种典型管束布置330 MW 凝汽器的动量焓损失列于表1, 有关计算方法、网格划分、参数选取等, 可参见文献[32,33]. 其中输入的总动量焓 G_{mon} 根据进口参数计算, 管束阻力产生的动量焓损失 Φ_F 、蒸汽凝结产生的动量焓损失 (Φ_P (势能损失) 和 Φ_U (动能损失)), 自由流动区的黏性耗散 Φ_μ 均依据数值计算结果由对应关系式在整个流动区域积分得到, 动量焓损失函数 Φ_m 为上述各项损失之和. 由多孔度变化产生的动量焓损失 $\Phi_{m\beta}$ 由 G_{mon} 与 Φ_m 相减得到.

表1 不同布管凝汽器动量焓损失的构成

Table 1 Composition of momentum entransy loss of different tube arrangement condenser

管束布置	G_{mon} (kW)	Φ_F (kW)	Φ_P (kW)	Φ_U (kW)	Φ_μ (kW)	Φ_m (kW)	$\Phi_{m\beta}$ (kW)	$\frac{\Phi_{m\beta}}{E_m}$
将军帽型	3085	1102	1201	34	517	2856	230	7.4%
双峰型	1119	443	204	16	298	963	157	14.0%
菱型	2559	1188	688	36	433	2346	213	8.3%
卵型	6626	2104	3748	59	264	6177	449	6.8%

管束阻力产生的动量焓损失 Φ_F 代表了凝汽器壳侧流动的合理程度, 布管设计越合理, 均匀向心流动特征越明显, Φ_F 就越小. 其中, 流动性能最好的双峰型布管凝汽器的 Φ_F 仅为443 kW.

蒸汽凝结产生的动量焓(势能)损失 Φ_p 代表压力分布的合理程度. 一般情况下, 流动性能越好, 压力分布越合理. 但由于卵型管束布置不够合理, 在空冷区产生了较大压降, 造成主凝结区的压力升高, Φ_p 显著增加.

蒸汽凝结产生的动量焓(动能)损失 Φ_U 反映了蒸汽凝结产生的动量焓变化, 相比于其他部分的动量焓损失要小得多, 对流动的影响较小.

对不同管束布置凝汽器动量焓损失函数分布的分析表明, 管束的进汽面积越大, 外围进汽越均匀, 动量焓损失函数的分布就越均匀, 管束区动量焓损失函数的峰值将减小, 动量焓损失函数较低区域的面积减少, 因此, 壳侧压降较小.

在动量焓损失中, 管束阻力产生的动量焓损失、蒸汽凝结产生的动量焓损失(包括势能损失和动能损失)与管束直接相关, 是动量焓损失的主要组成部分. 为了说明动量焓损失在外围管束的损失情况, 在330 MW机组4种典型布管凝汽器中, 将外围管束前2排冷却管、前4排冷却管区域内动量焓损失占全部管束区损失的百分比列于表2中, 前2排冷却管、前4排冷却管区域占全部管束区域的面积比也列在表2中.

从表2中可以看出, 4种管束布置凝汽器, 前2排冷却管区域面积为全部管束区面积的21.7%~36.1%, 而其动量焓损失占到了总损失的41.3%~78.4%; 前4排冷却管区域面积为全部管束区面积的42.4%~65.4%, 而动量焓损失占到了总损失的61.8%~83.7%. 表明凝汽器管束区的动量焓损失主要产生在前4排的冷却管, 即对外围管束前4排冷却管的合理布置, 能够有效实现凝汽器均匀进汽, 减小流动阻力.

3 凝汽器抽气量的质量焓分析

3.1 抽气量与流动和传质分布参数的关系

曾辉^[32,34]基于多孔介质模型, 采用质量焓分析方法, 导出了凝汽器抽气口的抽气量与管束内流动与传热分布参数之间的关系. 凝汽器壳侧二维流动中空气的组分扩散方程为

$$\frac{\partial}{\partial x}(\beta \rho u Y_a) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \rho v Y_a) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\beta \rho D_e \frac{\partial Y_a}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\beta \rho D_e \frac{\partial Y_a}{\partial y} \right]. \quad (19)$$

忽略多孔度的变化对空气质量焓变化的影响, 将空气组分扩散方程式(19)乘以空气质量分数 Y_a , 得到

$$Y_a \frac{\partial}{\partial x}(\beta \rho u Y_a) + Y_a \frac{\partial}{\partial y}(\beta \rho v Y_a) = Y_a \frac{\partial}{\partial x} \left[\beta \rho D_e \frac{\partial Y_a}{\partial x} \right] + Y_a \frac{\partial}{\partial y} \left[\beta \rho D_e \frac{\partial Y_a}{\partial y} \right]. \quad (20)$$

将式(20)整理并将连续方程式(11)代入后得到

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} \beta \rho u Y_a^2 \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{2} \beta \rho v Y_a^2 \right) \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left(\beta \rho D_e Y_a \frac{\partial Y_a}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\beta \rho D_e Y_a \frac{\partial Y_a}{\partial y} \right) \\ & = \frac{1}{2} \beta Y_a^2 \dot{m} - \beta \rho D_e \left[\left(\frac{\partial Y_a}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y_a}{\partial y} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (21)$$

式(21)即为凝汽器壳侧流动过程空气质量焓平衡方程的微分形式, 将其在整个流动区域积分, 可得到空气质量积平衡方程的积分形式. 考虑到凝汽器进口处的空气质量分数很低, 大约在 10^{-4} 量级, 进口处的空气质量积输运可以忽略, 因此, 简化后得到

$$\sum_j \frac{1}{2} D_{aj} Y_{aj} = \iiint_V \left\{ \frac{1}{2} \beta Y_a^2 \dot{m} - \beta \rho D_e \left[\left(\frac{\partial Y_a}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y_a}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} dV, \quad (22)$$

式中, D_{aj} , Y_{aj} 代表各个抽气口的空气质量流量和质量分数.

定义凝汽器各抽气口的平均空气质量分数 $\overline{Y_{ao}}$ 为

$$\overline{Y_{ao}} = \frac{\sum_j D_{aj} Y_{aj}}{D_a}, \quad (23)$$

式中 D_a 为总的空气质量流量. 因此, 得到

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} D_a \overline{Y_{ao}} = \iiint_V \left\{ \frac{1}{2} \beta Y_a^2 \dot{m} \right. \\ & \left. - \beta \rho D_e \left[\left(\frac{\partial Y_a}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y_a}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} dV, \end{aligned} \quad (24)$$

在上述推导中没有考虑到自由流动区与管束区交界处

表2 不同管束布置凝汽器前2排和前4排冷却管动量损失在占总损失的比例

Table 2 Percents of the momentum entransy loss of the forontal two/four rows tubes in the total loss for different tube arrangement condensers

管束布置	前2排冷却管 面积/总面积(%)	前2排管动量 损失/总损失(%)	前4排冷却管 面积/总面积(%)	前4排管动量 损失/总损失(%)
将军帽型	21.7	41.3	42.4	61.8
双峰型	22.1	61.8	43.6	81.7
菱型	41.6	75.0	50.8	83.7
卵型	59.1	78.4	65.4	83.6

多孔度变化对空气质量焓的影响, 将这部分空气质量焓增设为 $\dot{G}_{m,a\beta}$, 添加至式(24)中, 得到凝汽器壳侧流动的空气焓平衡方程:

$$G_{m,a} = \dot{G}_{m,a} - \Phi_{G,m} + \dot{G}_{m,a\beta}, \quad (25)$$

其中, 等号左侧为抽气口输出的空气质量焓, 右侧依次为: 蒸汽凝结产生的空气质量焓的增加, 空气组分扩散产生的空气质量焓耗散以及自由流动区与管束区交界处多孔度变化产生的空气质量焓的耗散. 可见, 凝汽器壳侧空气质量焓的变化受到两个相反作用的影响, 一是由于蒸汽凝结产生的空气质量焓的增加, 一是由于空气组分扩散产生的空气质量焓耗散.

在设计工况下, 空气质量流量 D_a 一定, 抽气口输出的空气质量焓 $G_{m,a}$ 仅与抽气口的平均空气质量分数 $\bar{Y}_{a0}$ 有关. 在忽略 $\dot{G}_{m,\beta}$ 的情况下, 定义等式右边前2项为空气质量焓增函数, 则抽气口平均空气质量分数 $\bar{Y}_{a0}$ 可以用空气质量焓增函数来度量, 空气质量焓增越大, 则抽气口处的平均空气质量分数越大, 抽气量越小. 式(24)建立了抽气量与空气质量分数、凝结率、空气等效扩散系数等分布参数之间的关系式, 从而可以基于空气质量焓增分析布管对凝汽器抽气量的影响. 详细推导过程见文献[32,34].

3.2 凝汽器空气质量焓增的构成

通过数值模拟得到的4种典型管束布置330 MW凝汽器的空气质量焓增列于表3, 有关计算方法、网格划分、参数选取等, 可参见文献[32,34]. 其中, 抽气口输出的空气质量焓 $G_{m,a}$ 根据抽气口参数计算, 蒸汽凝结产生的空气质量焓的增加 $\dot{G}_{m,a}$ 、空气组分扩散产生的空气质量焓耗散 $\Phi_{G,m}$ 由对应关系式在整个流动区域积分得到, 多孔度变化产生的空气质量焓的增加 $\dot{G}_{m,\beta}$ 根据式(25)得到, $\dot{G}_{m,\beta}$ 占的 $G_{m,a}$ 百分比也被列于表3.

通过对比 $\dot{G}_{m,a}$ 和 $\Phi_{G,m}$ 可以发现, 凝汽器抽气量越小, 其整体的空气质量分数越高, 蒸汽凝结产生的空气质量焓的增加 $\dot{G}_{m,a}$ 和空气组分扩散产生的空气质量焓耗散 $\Phi_{G,m}$ 都将增加, 但 $\dot{G}_{m,a}$ 增加的更多. 其中, 菱型管束布置凝汽器较特殊, 其 $\dot{G}_{m,a}$ 较大, $\Phi_{G,m}$ 也很大, 空气质量焓增很小, 这是由于菱型管束布置凝汽器没有设置独立的空冷区, 空气焓聚特别严重, 空气焓聚区的空气质量分数较高.

凝汽器壳侧流动的空气焓增函数与抽气量存在关联, 通过对凝汽器壳侧流动空气焓增分布的分析, 可以研究凝汽器管束布置对抽气量的影响. 在330 MW机组3种具有独立空冷区的典型管束布置凝汽器中, 将空冷区的空气质量焓增列于表4, 并与总的空气质量焓增进行了比较.

从表4可以看出, 不同管束布置凝汽器空冷区的空气质量焓增均大于全部区域的空气质量焓增, 表明除了空冷区外的其他区域的空气质量焓是减小的, 体现了合理设计空冷区对增大空气质量焓增、减小抽气量的重要作用. 将军帽型管束布置和双峰型管束布置采用了渐缩型空冷区, 与卵型管束布置相比较, 实现空气质量焓增加的同时空冷区压降较小, 其设计比较合理.

4 凝汽器管束布置的设计要点

对凝汽器的动量焓损失和空气质量焓增的分析表明, 要减小凝汽器的动量焓损失以降低壳侧压降, 主要在于外围管束的设计, 使得进汽均匀、迎流面积大; 要增大凝汽器的空气质量焓增以及减小抽气量, 主要在于内部管束的设计, 使得流动通畅, 避免涡流和空气积聚的产生, 并且合理设计空冷区. 因此, 凝汽器布管的设计应该注意以下几点.

(1) 外围管束的设计. 通过外围管束的合理设计, 来有效实现均匀进汽, 并尽量增大迎流面积以降

表3 不同管束布置凝汽器的空气质量焓增的构成

Table 3 Composition of air mass entransy increases of different tube arrangement condensers

管束布置	$G_{m,a}$ (mg s^{-1})	$\dot{G}_{m,a}$ (mg s^{-1})	$\Phi_{G,ma}$ (mg s^{-1})	$\dot{G}_{m,a} - \Phi_{G,ma}$ (mg s^{-1})	$\dot{G}_{m,a\beta}$ (mg s^{-1})	$\frac{\dot{G}_{m,a\beta}}{G_{m,a}}$
将军帽型	126	2097	1991	106	20	15.8%
双峰型	1046	5509	4529	980	66	6.3%
菱型	35	2293	2265	28	7	19.0%
卵型	721	2730	2013	716	4	0.6%

表4 不同管束布置凝汽器空冷区的空气质量焓增

Table 4 Air mass entransy increases in air cooling region of different tube arrangement condensers

管束布置	空冷区的空气质量焓增(mg s^{-1})	全部区域的空气质量焓增(mg s^{-1})
将军帽型	234	106
双峰型	990	980
卵型	719	716

低管束区的平均速度,从而减小壳侧压降.凝汽器管束布置成窄长楔型,使得主要蒸汽通道呈渐缩型是一种比较理想的凝汽器外形,而在外围管束增设辅助进汽通道也有助于实现均匀进汽,并增加迎流面积.同时,单管束模块布置时避免了多管束模块布置存在的蒸汽分配不均匀和流动相互干扰等不足,更为有利.

(2) 内部管束的设计. 通过内部管束的合理设计,保证流动的通畅,避免涡流和空气积聚的产生,实现蒸汽的向心流动.挡汽板处是涡流较容易产生的区域,要注重对挡汽板的设计和布置.同时,内部管束设计要保证蒸汽在主凝结区的充分凝结,避免出现漏气和局部布管不足使得蒸汽还未充分凝结就到达空冷区.

(3) 空冷区和抽气通道的设计. 通过空冷区和抽气通道的合理设计,使得经过主凝结区未充分凝结的蒸汽和空气混合物能够顺利通过抽气通道到达空冷区,在空冷区实现蒸汽的深度凝结,显著降低抽气量.空冷区应呈渐缩型,并保证一定的空冷区面积;抽气通道要能够连通空冷区与各部分主凝结区管束.

5 仿生双连树型管束凝汽器

5.1 仿生双连树型管束

基于理论和数值分析以及所总结的凝汽器管束布置原则,孟继安等人^[35]发明了一种仿生双连树型管束凝汽器,管束布置如图1所示.双连树型管束布置根据自然界树木结构,将冷却管布置成两树相连的形状,并在外围设有枝杈状结构,以增加蒸汽进入

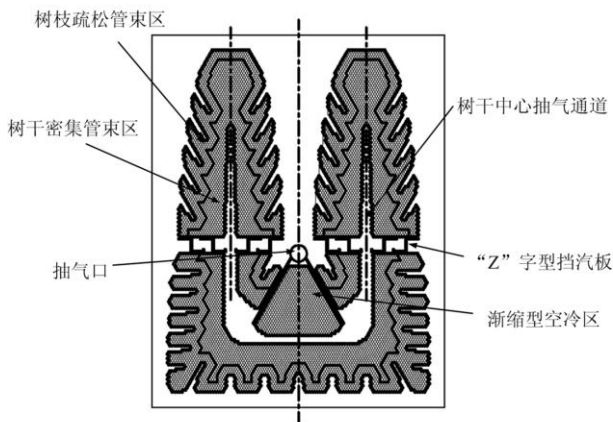


图1 仿生双连树型管束
Figure 1 Bionic double-tree-shaped tube bundle

管束的通流面积.

由于流动阻力主要产生于外围管束的前4排左右的冷却管,因此,双连树型管束布置在距离管束外边界4倍管间距处设置了假想分割线,以假想分割线和空冷挡汽板为界,将管束分为树枝疏松管束区、树干密集管束区、渐缩型空冷区和树干中心抽气通道.双连树型布管的主要特点包括如下几方面.

(1) 双连树管束外形. 布管外形呈窄长楔型的树木形状,使得两树形管束之间的进汽通道以及主要蒸汽通道均沿蒸汽自上而下的流动方向呈明显渐缩特征,以实现外围管束的均匀进汽.该管束布置将两个树形管束连成一体,整个管束模块的长宽比例适宜,在现有的300~600 MW机组对分制凝汽器中,对应一条冷却水路的半边凝汽器可只布置单个管束模

块,避免了多管束模块布置存在的蒸汽分配不均匀、流动相互干扰等问题。

(2) 树枝疏松管束区。树枝疏松管束区位于假想分割线的外侧,外缘冷却管被排列成细小枝杈形状,形成了辅助进汽通道。树枝疏松管束区分为上部树枝疏松管束区、下部树枝疏松管束区和底部树枝疏松管束区3部分。其中,上部树枝疏松管束区的树枝形管束倾斜向上,树枝间形成倾斜向下的渐缩通道,下部树枝疏松管束区的树枝形管束水平布置,树枝间形成水平渐缩通道,底部树枝疏松管束区的树枝形管束朝向下方,树枝间形成竖直向上的渐缩通道。在树枝疏松管束区沿管束外缘设计辅助进汽通道,有助于引导蒸汽流动、使进汽均匀,并有效增加进汽面积,降低管束区平均速度。

(3) 树干密集管束区。树干密集管束区位于假想分割线的内侧,且部分密集管束区紧贴空冷区挡汽板外侧。树干密集管束区形成了对抽气通道和空冷区严密的包络,防止出现漏气通道;树干密集管束区同时具有一定的厚度,避免了局部布管不足。树干密集管束区可保证蒸汽在主凝结区实现充分凝结、避免蒸汽在未凝结或者未充分凝结的情况下到达空冷区。

(4) 渐缩型空冷区。渐缩型空冷区位于主进汽通道中下部两树形管束连接处,左右两侧各设有一个挡汽板用以将空冷区与进汽通道和主凝结区隔离。空冷区上部为抽气口,底部与树干中心抽气通道相连通。空冷区呈渐缩型,可以较好实现蒸汽的深度凝结,并且避免空冷区速度过大以致压降过大。

(5) 树干中心抽气通道。树干中心抽气通道位于树干密集管束区内部中心,将树干密集管束区与空冷区连通,将经过主凝结区基本完成凝结的蒸汽和空气的混合物导入空冷区进行深度凝结。

(6) Z字型挡汽板。应用于双流程凝汽器时,在上、下部管束区之间采用Z字型挡汽板,较好地隔断了上、下部管束区之间的漏气,并引导蒸汽进入下部管束区,避免在挡汽板下侧产生涡流。

5.2 双连树型布管凝汽器的流动与传热特性

双连树型布管凝汽器的流动与传热特性的数值模拟结果如图2所示。

图2(a)为330 MW机组双连树型凝汽器壳侧的流线。蒸汽从凝汽器上部流下,通过左侧通道、右侧通道、双连树管束中间的进汽通道向下流动,并在沿途

相继进入管束被凝结。外围管束进汽均匀,向心流动特征明显,抽气通道较好地将经过主凝结区凝结的蒸汽导向了空冷区。由于外围管束进汽合理,右侧通道内蒸汽只到达底部通道,没有出现从左侧通道逆流而上的情况。上、下管束区之间的Z字型挡汽板效果良好,挡汽板处没有涡流产生。在管束模块右下角,由于自由流动区流向的偏转形成了一个涡流,但影响范围较小。图2(b)为凝汽器壳侧的速度分布。由于外围管束进汽均匀,进汽面积较大,该管束布置凝汽器自由流动区和管束区的最大速度较小,自由流动区的最大速度为 110 m s^{-1} ,管束区的最大速度约为 20 m s^{-1} ,在管束右下部,涡流导致部分区域的流速低于 1 m s^{-1} ,其他区域速度均呈现非常好的从管束外围到抽气通道的向心分布。图2(c)为凝汽器壳侧的压力分布,其等压线与管束外边界基本平行,从外围管束到抽气通道和空冷区,压力逐步降低,分布合理,总压降在 200 Pa 以内,相对较小。图2(d)为壳侧的空气质量分数分布。在管束右下部,由于涡流的存在,导致空气在此区域积聚,其中心处的空气质量分数为0.1,但较抽气口处的0.5要小的多,空气积聚的程度较轻,聚积区也较小。在渐缩型空冷区,空气质量分数显著升高,空冷区入口的空气质量分数为0.05,在抽气口达到0.5,表明蒸汽在空冷区得到了深度凝结。图2(e)和(f)分别为双连树型管束布置凝汽器的传热系数和热负荷分布。与其他管束布置凝汽器相比,平均传热系数更大,在上部管束区的大部分区域,传热系数大于 $4000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$,在下部管束区的大部分区域,传热系数大于 $3000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ 。热负荷的分布与传热系数分布的特点相同,只是由于上、下管束区处于冷却水不同流程而存在一些差异。

双连树型管束布置凝汽器的外围管束进汽均匀,在绝大部分管束区域实现了各热力参数从外围管束到抽气通道的向心分布;设置的辅助进汽通道,增加了进汽面积,降低了管束区的平均流速,减小了流动阻力;渐缩型空冷区实现了对剩余蒸汽的深度凝结,大大降低了抽气量,并且空冷区压降很小;该管束布置保证了蒸汽在主凝结区充分凝结,虽然在管束右下部产生了涡流,导致局部空气积聚,但空气积聚程度较轻,影响范围较小。

330 MW机组双连树型管束布置凝汽器与将军帽型、双峰型、菱型、卵型管束布置凝汽器在设计工况和给定抽气量下的性能列于表5。

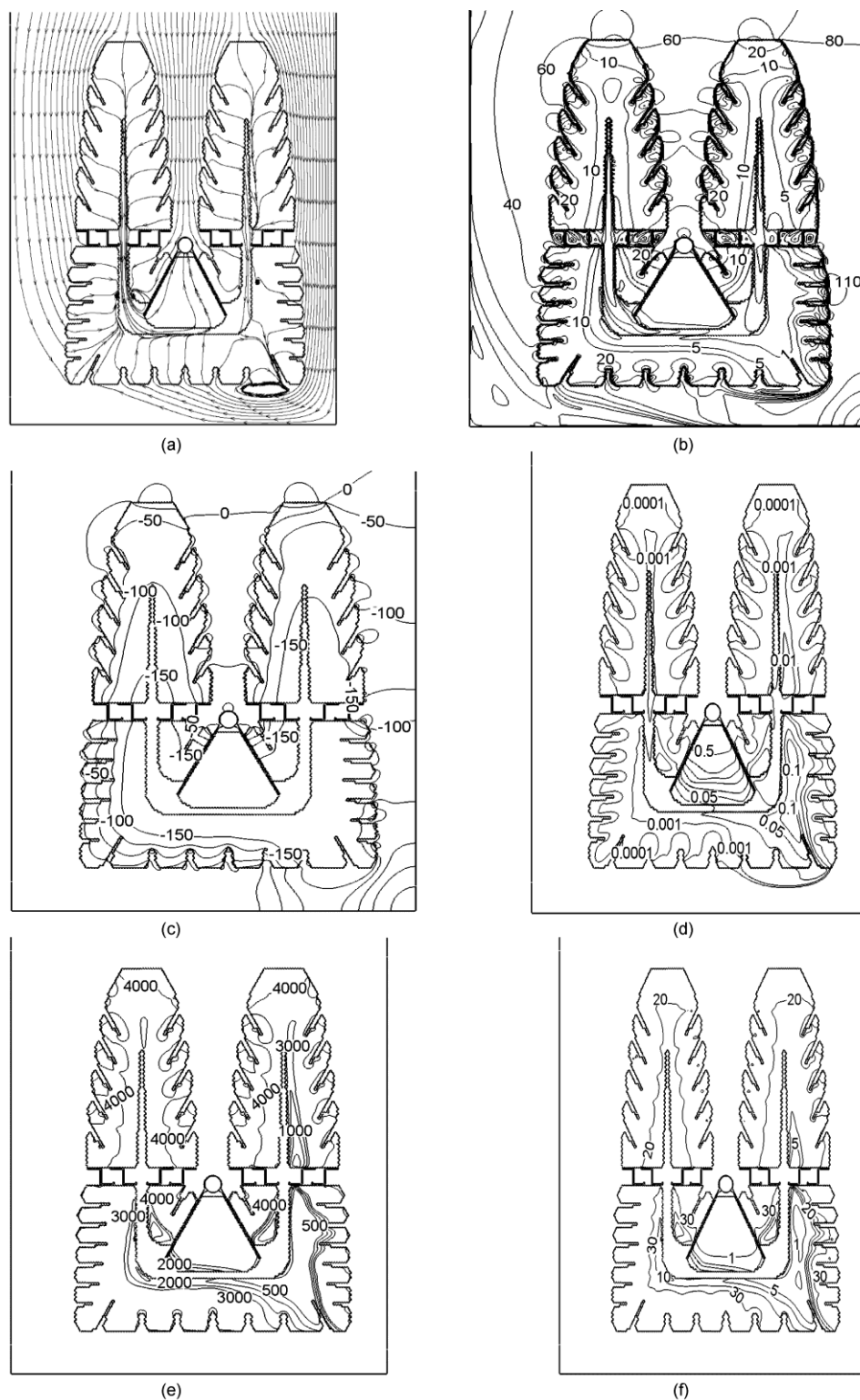


图2 双连树型布管凝汽器的流动与传热特性. (a) 流线; (b) 速度分布(m s^{-1}); (c) 压力分布(Pa); (d) 空气质量分数分布; (e) 传热系数分布($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$); (f) 热负荷分布(kW m^{-2})

Figure 2 Flow and heat transfer performances of double-tree-shaped tube bundle condenser. (a) Streamlines; (b) velocity distribution (m s^{-1}); (c) pressure distribution; (d) air mass fraction distribution; (e) heat transfer coefficient distribution ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$); (f) heat load distribution (kW m^{-2})

表 5 330 MW 机组不同管束布置凝汽器的性能

Table 5 Performances of 330 MW condensers with different tube arrangements

管束布置	设计工况			给定抽气量	
	壳侧压降 (Pa)	抽气量 (kg h ⁻¹)	HEI 标准抽气量 (kg h ⁻¹)	凝汽器背压 (kPa)	HEI 标准背压 (kPa)
将军帽型	521	1040	98	5.87	4.69
双峰型	165	130		4.91	
菱型	428	5265		6.37	
卵型	1033	179		4.94	
双连树型	176	48		4.68	

在330 MW机组凝汽器中,双连树型管束布置凝汽器在设计工况下的壳侧压降为176 Pa,在几种凝汽器中仅比双峰型管束布置凝汽器稍大.双峰型管束布置凝汽器由于在凝汽器半边区域布置了两个管束模块,进汽面积较大,因此壳侧压降较小.双连树型管束布置凝汽器在凝汽器半边区域布置了单个管束模块,但通过辅助进汽通道有效增加了进汽面积,使壳侧压降与双峰型管束布置凝汽器相当,体现了设计上的合理性.双连树型管束布置凝汽器的抽气量仅为48 kg h⁻¹,相比其他管束布置凝汽器要低得多,仅为HEI标准抽气量的50%.

在给定抽气量下,双连树型管束布置凝汽器的背压为4.68 kPa,低于HEI标准计算得到的凝汽器背压.与前述4种管束布置凝汽器中性能最优的双峰型管束布置凝汽器相比,背压降低了0.23 kPa,而与性能较差的菱型管束布置相比,背压降低了1.69 kPa.

5.3 双连树型布管凝汽器应用

山东莱城发电厂2号机组为上海汽轮机厂有限责任公司生产的亚临界、中间再热、双缸双排汽、单轴、凝汽式汽轮机,汽轮机型号N300-16.7/538/538,增容改造后汽轮机型号为C335-16.7/0.8/538/538.该厂2号机组凝汽器采用仿生双连树型管束改造于2014年7月完成,图3为施工现场.

测试结果表明,在320 MW负荷工况下,凝汽器冷却水进口温度为29.75℃,流量为40493.00 t h⁻¹,凝汽器热负荷为473.88 MW,传热端差为2.42℃,总体传热系数为4116.83 W m⁻² K⁻¹,试验结果修正到设计冷却水量39160 t h⁻¹和冷却水进口温度20℃条件下,A侧凝汽器内水阻为61.85 kPa,B侧凝汽器内侧水阻62.41 kPa,均小于设计值63.10 kPa;凝汽器压力为4.33 kPa,小于设计值4.9 kPa^[36]与改造前的5.84 kPa低了1.5 kPa,相当于每发1度电节约4 g标煤以上,



图 3 (网络版彩色)莱城发电厂 2 号机组凝汽器改造现场

Figure 3 (Color online) The rebuilding #2 condenser of Laicheng Power Plant

年节能经济效益400万元以上.

6 结论

基于多孔介质模型,建立了凝汽器壳侧压降与速度、压力、管束阻力、凝结率等分布参数之间的关系式以及凝汽器抽气口处的抽气量与空气质量分数、凝结率等分布参数之间的关系式.在数值分析几种典型管束凝汽器的基础上,总结出了凝汽器布管设计的要点,包括:通过外部管束设计来有效实现均匀进汽,并尽量增大迎流面积以降低管束区的平均速度,从而减小壳侧压降;通过内部管束设计保证流动的通畅,避免涡流和空气积聚的产生,实现蒸汽的向心流动;通过空冷区和抽气通道的设计来保证蒸汽在空冷区较好实现深度凝结,减小抽气量.

与电力行业广泛应用的几种管束布置凝汽器相比,基于积分析和数值模拟发明的仿生双连树型管束凝汽器壳侧蒸汽流动的涡流减弱,向心流动显著,流阻减小,背压降低;空气聚集减弱,抽气量减小;

换热更均匀, 平均换热系数显著提高. 山东莱州发电厂2号机组配套的N-18730型凝汽器采用仿生双连树型管束改造, 在320 MW负荷工况下的试验结果修正

到设计条件(冷却水流量 39160 t h^{-1} 和冷却水进口温度 20°C)下, 凝汽器压力为4.33 kPa, 与改造前的5.84 kPa相比, 降低了1.5 kPa.

参考文献

- Heat Exchange Institute. Standards for Steam Surface Condensers. 2006
- Zhang C, Sousa A, Venart J. Numerical simulation of different types of steam surface condensers. *J Energy Resour-ASME*, 1991, 113: 63–70
- Zhang C, Sousa A, Venart J. The numerical and experimental study of a power plant condenser. *J Heat Trans-T ASME*, 1993, 115: 435–445
- Zhang C. Numerical modeling using a quasi-3-dimensional procedure for large power plant condensers. *J Heat Trans-T ASME*, 1994, 116: 180–188
- Malin M R. Modelling flow in an experimental marine condenser. *Int Commun Heat Mass*, 1997, 24: 597–608
- Zhang C, Bokil A. A quasi-three-dimensional approach to simulate the two-phase fluid flow and heat transfer in condensers. *Int J Heat Mass Tran*, 1997, 40: 3537–3546
- Sato K, Taniguchi A, Kamada T, et al. New tube arrangement of condenser for power stations. *Fluids Therm Eng*, 1998, 41: 752–758
- Roy R P, Ratisher M, Gokhale V K. A computational model of a power plant steam condenser. *J Energy Resour-ASME*, 2001, 123: 81–91
- Ramon I S, Gonzalez M P. Numerical study of the performance of a church window tube bundle condenser. *Int J Therm Sci*, 2001, 40: 195–204
- Prieto M M, Suarez I M, Montanes E. Analysis of the thermal performance of a church window steam condenser for different operational conditions using three models. *Appl Therm Eng*, 2003, 23: 163–178
- Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Tran*, 2007, 50: 2545–2556
- Wei S H, Chen L G, Sun F R. “Volume-point” heat conduction constructal optimization with entransy dissipation minimization objective based on rectangular element. *Sci China Ser E Tech Sci*, 2008, 51: 1283–1295
- Xie Z H, Chen L G, Sun F R. Comparative study on constructal optimizations of t-shaped fin based on entransy dissipation rate minimization and maximum thermal resistance minimization. *Sci China Tech Sci*, 2011, 54: 1249–1258
- Meng J A, Liang X G, Li Z X. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube. *Int J Heat Mass Tran*, 2005, 48: 3331–3337
- Chen Q, Ren J X, Meng J A. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. *Int J Heat Mass Tran*, 2007, 50: 5334–5339
- Chen Q, Ren J X. Generalized thermal resistance for convective heat transfer and its relation to entransy dissipation. *Chin Sci Bull*, 2008, 53: 3753–3761
- Chen Q, Wang M R, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. *Energy*, 2009, 34: 1199–1206
- Wu J, Liang X G. Application of entransy dissipation extremum principle in radiative heat transfer optimization. *Sci China Ser E Tech Sci*, 2008, 51: 1306–1314
- Guo J F, Cheng L, Xu M T. Entransy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation. *Chin Sci Bull*, 2009, 54: 2708–2713
- Liu X B, Meng J A, Guo Z Y. Entropy generation extremum and entransy dissipation extremum for heat exchanger optimization. *Chin Sci Bull*, 2009, 54: 943–947
- Xia S J, Chen L G, Sun F R. Optimization for entransy dissipation minimization in heat exchanger. *Chin Sci Bull*, 2009, 54: 3587–3595
- Qian X D, Li Z X. Analysis of entransy dissipation in heat exchangers. *Int J Therm Sci*, 2011, 50: 608–614
- Qian X D, Li Z, Li Z X. Entransy-dissipation-based thermal resistance analysis of heat exchanger networks. *Chin Sci Bull*, 2011, 56: 3289–3295
- Guo J F, Xu M T, Cheng L. The influence of viscous heating on the entransy in two-fluid heat exchangers. *Sci China Tech Sci*, 2011, 54: 1267–1274

- 25 Guo J F, Xu M T, Cheng L. Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design. *Sci China Tech Sci*, 2010, 53: 1309–1314
- 26 Li X F, Guo J F, Xu M T, et al. Entransy dissipation minimization for optimization of heat exchanger design. *Chin Sci Bull*, 2011, 56: 2174–2178
- 27 Chen Q, Wu J, Wang M R, et al. A comparison of optimization theories for energy conservation in heat exchanger groups. *Chin Sci Bull*, 2011, 56: 449–454
- 28 Chen Q, Ren J X, Guo Z Y. Field synergy analysis and optimization of decontamination ventilation designs. *Int J Heat Mass Trans*, 2008, 51: 873–881
- 29 Chen Q, Meng J A. Field synergy analysis and optimization of the convective mass transfer in photocatalytic oxidation reactors. *Int J Heat Mass Tran*, 2008, 51: 2863–2870
- 30 Chen Q, Ren J X, Guo Z Y. Fluid flow field synergy principle and its application to drag reduction. *Chin Sci Bull*, 2008, 53: 1768–1772
- 31 Chen Q. Irreversibility and Optimization of Convective Transport Processes (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2008 [陈群. 对流传递过程的不可逆性及其优化. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2008]
- 32 Zeng H. Investigation of Tube Arrangement Effect on Shell Side Flow and Heat Transfer in Condenser and Its Application (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2012 [曾辉. 布管对凝汽器壳侧流动与传热影响的研究及其应用. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2012]
- 33 Zeng H, Meng J A, Li Z X. Analysis of condenser shell side pressure drop based on the mechanical energy loss. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4718–4725
- 34 Meng J A, Zeng H, Li Z X. Analysis of condenser venting rate based on the air mass entransy increases. *Chin Sci Bull*, 2014, 59: 3283–3291
- 35 Meng J A, Zeng H. A kind of bionic double-connected-tree condenser (in Chinese). Chinese Inventive Patent, 2010101970789 [孟继安, 曾辉. 一种仿生双连树形管束式凝汽器. 中国发明专利, 2010101970789]
- 36 Huadian Electric Power Research Institute. Appraisal report of the rebuilt #2 condenser performances of Laicheng Power Plant, Huadian Power International Corportion Limited (in Chinese). 2014 [华电电力科学研究院. 华电国际莱城发电厂 2 号机组凝汽器改造后性能鉴定试验报告. 2014]

Entransy analysis of tube arrangement effect on condenser performances and its application

MENG Ji'An & LI ZhiXin

Key Laboratory of Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China

Condenser is a huge, complex shell-and-tube heat exchanger. It is the key auxiliary equipment in power plants whose designs have a very important influence on thermal efficiency of electric power generation. At present, power plant condensers are traditionally designed based on recommendations from previous designs and experimental results, often based on the standards developed by the Heat Exchange Institute. However, it does not take a number of factors into account, including the tube arrangement. Hence, to study the tube arrangement effect on condenser performance and to optimize/improve the condenser design are very important for energy saving. The condenser performances, such as the back pressure and venting rate, are strongly affected by the tube arrangement, and there are three irreversible processes for the fluid flow, heat transfer and mass diffusion in condenser. Borrowing from the entransy analysis method of heat transfer process, the momentum entransy analysis and mass entransy analysis were performed on the steam flow and air mass diffusion process in condenser. Adopting the porous media model the momentum entransy balance equation and the air mass entransy balance equation of the steam flow were deduced, then, the relation of momentum entransy loss of the steam flow and the distributed flow and heat transfer parameters in the condenser and the relation of air mass entransy increase of the steam flow and the distributed parameters of flow, heat transfer and air mass fraction were deduced. With the two relations the effects of tube arrangement on the back pressure and the venting rate are numerically investigated. The numerical analyses on four typical condensers indicate that larger momentum entransy loss relates to larger back pressure, and larger air mass entransy increase relates to less venting rate. Based on the numerical results of the four kinds of tube arrangements 330 MW condensers, the principles for tube layout in condenser are summarized. For examples, the reasonable design of the periphery of the tube bundle, i.e., the tube bundle profile, can lead the steam more uniformly entering the tube bundle, then the back pressure can be decreased; the tube arrangement should be well designed to properly guide the steam flow so as to avoid vortex flows, and a air cooling region should be well designed to reduce the venting rate. Finally, the bionic double-tree-shaped tube bundle condenser is introduced and the performances of a 330 MW condenser with bionic double-tree-shaped tube bundle are numerically analyzed. The results indicate that the steam uniformly enters the tube bundle, the thermal parameters are mainly centripetally distributed from the tube bundle periphery to the venting channel; the well-designed auxiliary steam entering channels result in a reduction of average steam velocity, hence, a reduction of flow resistance; The non-condensed steam is deeply condensed in the gradually contracted air cooling region, which strongly reduces the venting rate. Compared with the existing four kinds of condensers, its flow and thermal performances are much better. The back pressure of the rebuilt #2 condenser of Laicheng Power Plant by using the bionic double-tree-shaped tube bundle is decreased 1.5 kPa.

tube bundle design, condenser, momentum entransy, mass entransy, bionic double-tree-shaped tube bundle

doi: 10.1360/N972015-00434