

电站间冷系统空冷散热器翅片管束 流动传热性能的数值研究

杨立军, 贾思宁, 卜永东, 杜小泽, 杨勇平

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京市 昌平区 102206)

Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Bundles for Air-cooled Heat Exchangers of Indirect Dry Cooling Systems in Power Plants

YANG Lijun, JIA Sining, BU Yongdong, DU Xiaoze, YANG Yongping

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Changping District, Beijing 102206, China)

ABSTRACT: Air-cooled heat exchanger is one of the main components of the indirect dry cooling system in a power plant. It is of benefit to the optimal design and operation of indirect dry cooling system to clarify the flow and heat transfer characteristics of air-cooled finned tube heat exchangers. The thermo-flow performances of the commonly used finned tube bundles in air-cooled heat exchangers were investigated by a numerical simulation. The variations of the flow resistance and average convection heat transfer coefficient of cooling air through the finned tube heat exchanger with the windward velocity were presented. The correlating equations of the friction factor versus Reynolds number, and the Nusselt number versus Reynolds number were fitted. On the basis of the performance evaluation criteria for convection heat transfer, the expression of $Nu/f^{1/3}$ was applied to the thermo-flow performances prediction for six finned tube bundles. The results show that as the windward velocity increases, the convection heat transfer is enhanced and pressure drop increases, resulting in the increased convection heat transfer coefficient and lowered friction factor. The increase of pressure drop is more conspicuous than that of convection heat transfer coefficient. For the integrated thermo-flow performances, the Forgo-type finned tube bundle is superior to the finned oval-tube one. The present studies are of use in finned tube selecting and optimal designing for the air-cooled heat exchangers of indirect dry cooling system.

KEY WORDS: indirect dry cooling system; air-cooled heat

exchanger; finned tube bundle; flow and heat transfer characteristics; performance evaluation criteria

摘要: 空冷散热器为电站间接空冷系统的主要设备, 研究空冷散热器翅片管束的流动传热特性, 对于电站间冷系统的优化设计与高效运行具有重要意义。对间接空冷系统空冷散热器常用翅片管束流动传热性能进行了数值模拟研究, 通过计算获得了空冷散热器冷却空气流动阻力和平均对流换热系数随迎面风速的变化规律, 拟合得到了摩擦因子与努赛尔特数随雷诺数的变化关系。利用对流换热的综合性能评价标准(performance evaluation criteria, PEC), 即 $Nu/f^{1/3}$, 对6种翅片管束的流动传热性能进行了比较。结果表明, 随迎面风速增加, 空气对流换热增强, 压降增加, 翅片管的对流换热系数随之升高, 摩擦因子降低, 但是换热系数的增加幅度小于压降的增加幅度。Forgo型翅片管束综合流动传热性能优于椭圆型管束。本文研究结果为电站间冷系统空冷散热器的选型和优化设计提供了一定的理论依据。

关键词: 间接空冷系统; 空冷散热器; 翅片管束; 流动传热性能; 性能评价指标

0 引言

间接空冷系统广泛应用于富煤缺水地区的火力发电机组, 由喷射式或表面式凝汽器、空冷散热器和自然通风空冷塔构成。来自凝汽器的循环水, 在空冷散热器内被空气冷却, 然后返回凝汽器冷却汽轮机排汽。空冷散热器管外冷却空气, 受自然通风冷却塔内外空气密度差产生的浮升力驱动而流动, 实现冷却空气和循环水的热量交换。

鉴于空气和水传热能力的显著差异, 间接空冷系统空冷散热器通常采用翅片管束结构, 主要有钢圆管型翅片管和铝制圆管型翅片管。椭圆管型

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目(973 项目)(2009CB219804)。

The National Basic Research Program of China (973 Program) (2009CB219804).

翅片管又分为椭圆钢管套矩形钢翅片和椭圆钢管绕椭圆形钢翅片两类；圆管型翅片管主要型式为福哥(Forgo)型，即圆形铝管套大矩形翅片，目前包括第五代海勒-福哥(Heller-Forgo)T60型6排管和第六代福哥型4排管。

针对各种形式翅片管外空气流动传热特性，已有很多研究成果。Kim等^[1]对22种平翅片管换热器在不同翅片间距、管排数和排列方式下的换热特性进行了研究。He等^[2]从场协同的角度对平翅片管的数值模拟结果进行了分析，发现 Re 和翅片参数(翅片间距、管排数、横向及纵向间距)对翅片管换热性能的影响可用场协同原理解释。Mon和Gross^[3]对4排环形翅片管错列及顺列布置下管束性能进行了数值和流场可视化实验研究，发现边界层发展和翅片间马蹄涡主要决定于雷诺数及翅片间距与翅高之比，得到了不同翅片间距下的传热及阻力特性并与已有关联式进行了对比。Yan和Sheen^[4]实验研究了平翅片、波形翅片和百叶窗翅片管束换热器的压降和传热特性，得到了对流换热系数和压降与迎面风速的关系。Ibrahim和Gomaa^[5]考察了垂直冲刷椭圆管束时的流动传热特性，并与圆管束进行了对比。Wilson和Bassiouny^[6]数值模拟了顺列和错列布置管束的流动传热性能，得到了 Re 以及横向和纵向管间距与管径比对摩擦因子和对流换热系数的影响规律。柳飞和何国庚^[7]对多排翅片管空冷器空气侧的风阻特性进行了数值模拟，分析了不同入口风速下阻力的变化规律，以及流动阻力和温度变化对模拟的影响。张凯峰等^[8]针对波形翅片扁平管束，揭示了空气平均对流换热系数和摩擦系数随翅片间距和翅片高度的变化规律。杨立军等^[9]通过CFD模拟，获得了椭圆翅片椭圆管管束外空气流场和温度场，计算分析了空气对流换热 Nu 和摩擦系数 f 随 Re 的变化规律，并采用最小二乘拟合得到了相应关联式。明廷臻等^[10]对椭圆管矩形翅片空气侧流动与传热特性进行了数值模拟，发现翅片间距对表面传热系数影响不大，但对流动阻力和总散热量的影响显著；表面传热系数和流动阻力随翅片厚度的增加而增加。

此外，国内外学者对翅片管束性能优化也做了很多工作。Matos等^[11]对错列布置的圆管和椭圆管束进行了结构优化，发现椭圆管束性能优于圆管束。他们^[12]还对圆管和椭圆管在有无翅片情况下的换热性能进行了研究，得出了两种翅片管的最优布置。Tiwari等^[13]的研究表明涡流发生器可明显提高

翅片椭圆管换热器的性能。Barman和Ghoshal^[14]则考察了翅片管换热器的优化设计。党艳辉等^[15]分析了翅片上有无扰流孔情况下矩形翅片表面传热系数的分布规律，指出随扰流孔数和尺寸增加，表面传热系数和流动阻力均增加，但扰流孔位置对传热系数和流动阻力的影响不大。周兰欣等^[16]对椭圆和圆形翅片管进行了模拟，对9个不同长宽比的椭圆翅片管进行了优化，得到了最佳长宽比。

综上所述可以看出，虽然关于翅片管束流动传热性能的研究很多，但是研究对象和研究内容都很分散，多局限于考察一种类型翅片管的传热及阻力特性随风速或翅片参数的变化，或者是进行不同类型翅片管之间热力性能的比较。针对电站间接空冷系统空冷散热器所采用的翅片管束，则未见系统和深入的研究报道。鉴于现有电站空冷散热器生产厂家众多，结构参数多样，热力性能数据匮乏，导致间接空冷系统的优化设计和运行缺乏理论依据，因此本文就间接空冷系统空冷散热器所采用的翅片管束热力性能展开研究，通过数值模拟获得其流动传热性能，并进行性能评价，为空冷散热器选型以及间接空冷系统的设计和运行提供参考。

1 计算模型

1.1 物理模型

间冷系统空冷散热器常用翅片管束的基管结构形式为椭圆管和圆管，本文将椭圆基管翅片管束定义为A型，圆管基管翅片管束定义为B型。A型翅片管束由椭圆管绕椭圆钢翅片(A1型)、椭圆管套矩形钢翅片2排管(A2型)和椭圆管套矩形钢翅片3排管(A3型)3种类型构成。由于B型(Forgo型)翅片管的发展呈6排管向4排管的变化趋势，因此本文仅考察圆管外套矩形大翅片4排管结构。按照管间距不同，分为B1型，B2型和B3型。图1给出了A型和B型翅片管束结构示意图，表1给出了翅片管结构参数。

由于沿管长方向重复性的翅片结构和相等的翅片间距，几何建模时只考虑一个翅片。在横向管间距方向，考虑翅片管的对称性，通常取半个翅片。物理模型将整个计算域划分为入口段、中间翅片管段和出口段3部分。设置入口和出口段，旨在消除翅片通道进出口流动变形，避免入口驻点和出口回流的影响。图2给出了各类翅片管束的计算域。

利用商用软件Gambit进行几何建模和网格划分。计算域的入口段、中间段和出口段分别生成网

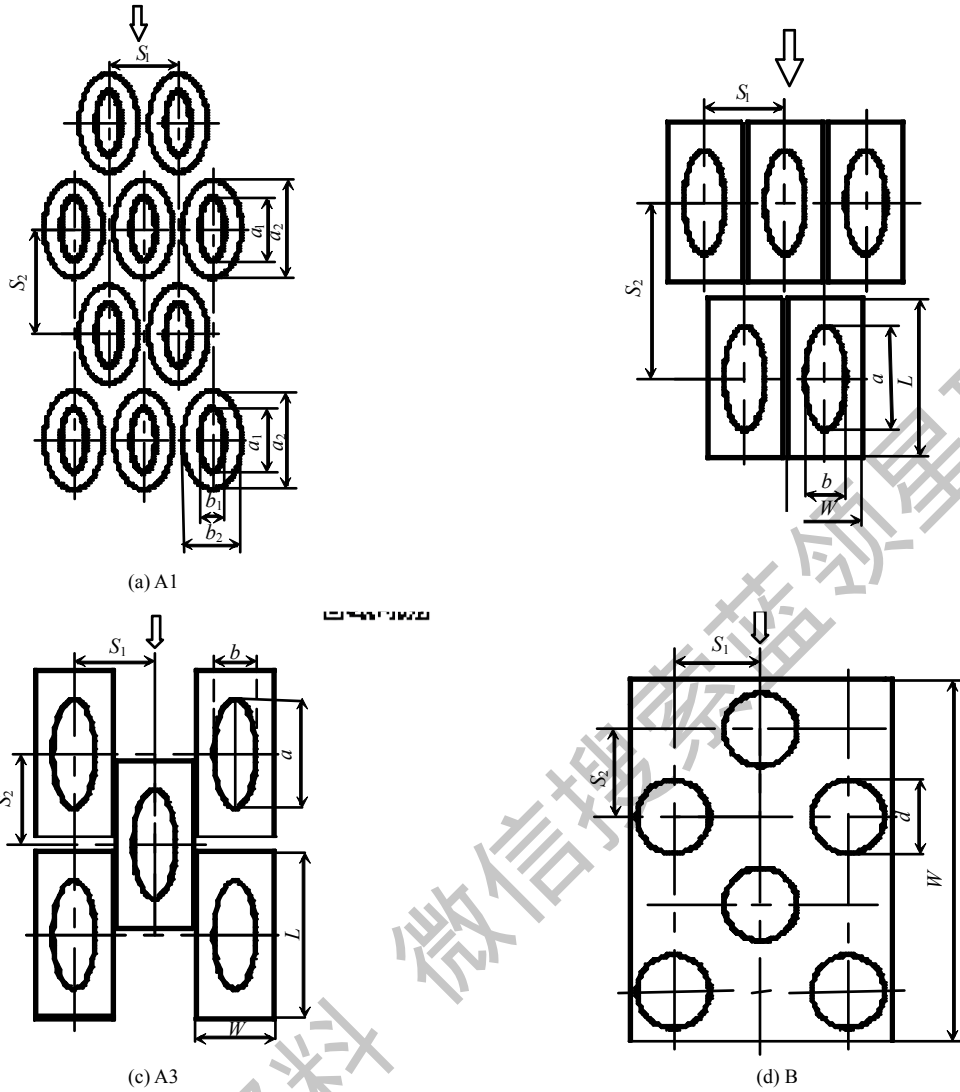


图1 翅片管束结构示意图

Fig. 1 Schematic of finned tube bundle configuration

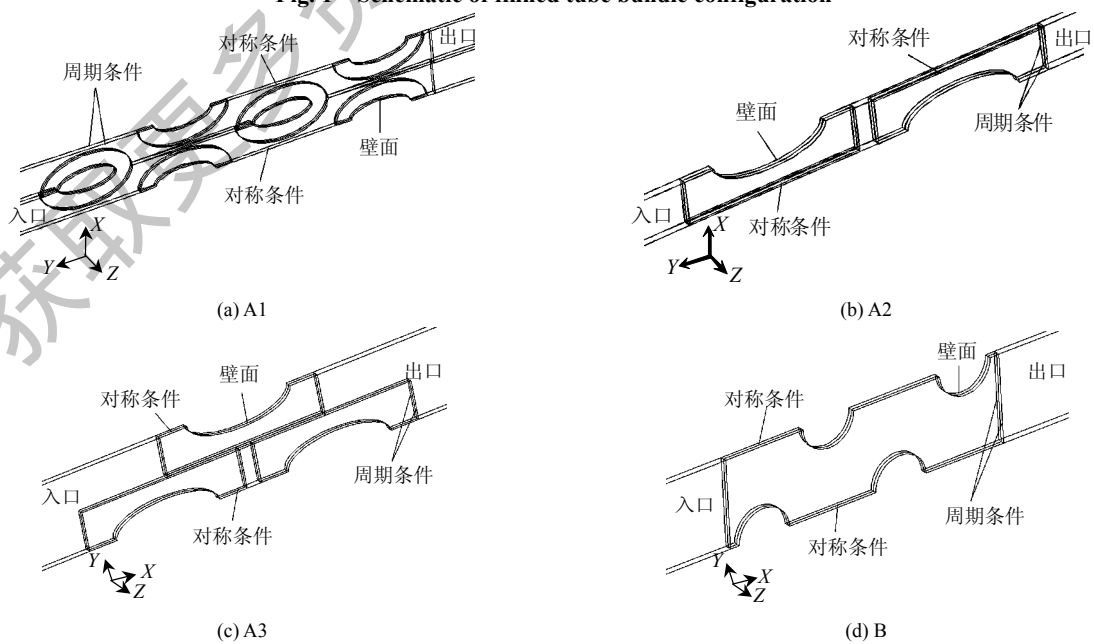


图2 计算域及边界条件

Fig. 2 Computational domain and boundary conditions

表 1 翅片管束结构参数

Tab. 1 Structure parameters of finned tube bundle

管型	材质	基管外形 / (mm×mm×mm)	翅片外形 / (mm×mm×mm)	翅片间距 P/mm	管排数	横向间距 S ₁ /mm	纵向间距 S ₂ /mm	模型总面积/mm ²
A1	CS	d36×14×1.5	55.6×33.6×0.3	2.5	4	40.00	60	9 974.0
A2	CS	d36×14×1.5	55×26×0.3	2.5	2	27.00	61	4 579.4
A3	CS	d36×14×1.5	55×26×0.3	2.5	3	26.67	30	3 434.6
B1	Al	φ25×1	640×136×0.3	3.2	4	30.00	25	6 670.0
B2	Al	φ25×1	640×136×0.3	3.2	4	25.00	30	5 307.0
B3	Al	φ25×1	640×136×0.3	3.2	4	40.80	34	9 614.0

格，在管壁面及翅片表面附近采用边界层网格划分，网格较为密集；远离壁面及翅片面的流体区域，则采用较为稀疏的网格，以达到节省计算时间，提高计算精度的目的。通过对翅片段非结构化网格不断加密，检验计算结果的网格无关性，保证计算结果不受网格质量和疏密程度的影响。最终翅片管束模型采用的网格数为，A1 型 830040，A2 型 456340，A3 型 555340，B1 型 625200，B2 型 513720，B3 型 1050816。

1.2 数学模型及数值方法

忽略辐射换热及基管和翅片间的接触热阻，不考虑物性参数对流动换热的影响，空气稳态对流换热过程的控制方程可表示为

$$\frac{\partial \rho u_j \varphi}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_j}) + S_\varphi, \quad j = 1, 2, 3 \quad (1)$$

式中： ρ 为密度； u_j 为 x_j 方向的速度分量； φ 、 Γ_φ 、 S_φ 分别代表控制变量、扩散系数及源项，它们在控制方程中的意义列于表 2 中。本文采用可实现(realizable) $k-\varepsilon$ 湍流模型，描述空气经过翅片通道的流动。与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比，可实现 $k-\varepsilon$ 模型引入了新的湍流黏度表达式，且湍流耗散率由涡脉动量均

表 2 通用控制方程中变量的表达式

Tab. 2 Variable expressions in the generic governing equation

方程	φ	Γ_φ	S_φ
质量守恒	1	0	0
x 向动量守恒	u_i	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i}) + \rho g_i$
y 向动量守恒	u_j	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_j}) + \rho g_j$
z 向动量守恒	u_k	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_k}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_k}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) + \rho g_k$
能量守恒	$c_p T$	$\mu \sigma_T$	S_h
湍动能	k	$\mu + \mu_T / \sigma_k$	$G_k + G_b - \rho \varepsilon$
湍动能耗散率	ε	$\mu + \mu_T / \sigma_\varepsilon$	$\rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{V \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b$

方根真实输运方程导出，因而更适用于存在边界层分离和流体回流的湍流流动问题。

图 2 给出了边界条件的设定方法。计算域入口为速度入口，空气速度在 0.5~5 m/s，空气温度取为 16 °C。出口为自由出流。固体壁面采用无滑移边界条件，管壁温度设为 37.7 °C，考虑沿翅片厚度方向的导热。与空气流动方向垂直的平面上，沿管长方向的 2 个面为周期性边界条件，翅片管纵向截面方向则设为对称边界条件。

利用基于有限容积法的商用软件 Fluent，对式(1)及边界条件进行求解。动量方程、能量方程、湍动能方程和湍动能耗散率方程的离散均采用二阶迎风差分格式，压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法。计算过程中，能量离散方程残差控制在 10⁻⁶ 以下，其他方程残差控制在 10⁻⁴ 以下。

1.3 实验验证

通过风洞实验，对直接空冷系统所采用的波形翅片扁平管束流动传热性能的数值结果进行了验证^[17]，如图 3 所示。待测管束置于风洞测试段，来自恒温水浴的热水流经管内，空气流经管外翅片空间。空气和水的进出口温度由精度为±0.1 °C 的 T 型热电偶进行测试，基管的外壁面温度通过均匀焊接于壁面的 12 个精度为±0.2 °C 的热电偶测得。用精度为 0.5% 的涡轮流量计测量水的流量，用精度为±0.1 Pa 多喷嘴风量测量装置以及差压变送器测量空气流量。流经管束的空气压降则由精度 0.4% 的差压变送器测量。最后计算得到空气流动摩擦因子和对流换热系数。可以看到，无论是流动摩擦因子 f ，还是对流换热系数 h ，通过数值模拟获得的数值解，和利用风洞实验得到的实验结果之间，都吻合得较好，表明数值结果可靠。本文针对间接空冷系统空冷散热器翅片管束性能模拟所采用的建模方法，以及边界条件设定和数值求解方法，都和上述波形翅片扁平管束数值模拟的方法相同，说明本文所采用

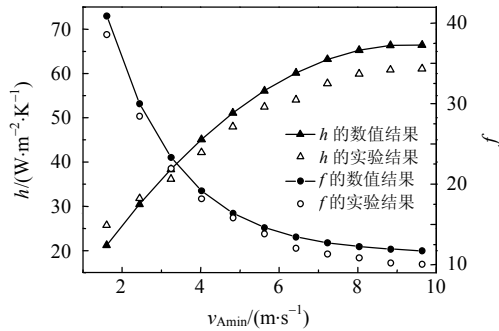


图3 数值解和实验结果的对比

Fig. 3 Validation for numerical results with experimental data

的建模和数值方法,对于预测空冷散热器翅片管束流动传热性能具有足够高的精度,可满足科学研究和工程应用的需求。

2 结果及讨论

2.1 数据整理方法

通过计算不同入口风速下,空气压降和进出口温度,即可得到压降和对流换热系数随迎面风速的关系,进而拟合得到努赛尔特数和摩擦因子的特征数关联式。数据整理过程中用到的无量纲特征数和计算方法阐述如下。

雷诺数 Re 定义为

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (2)$$

式中: μ 为空气黏度; u 为翅片间最小流通截面上的流速; D 为翅片管特征尺寸,对于圆管,取圆管外径;对于椭圆管,取与空气来流方向垂直的椭圆管的外径,即椭圆管的短轴。

空气流经翅片管束的压降 Δp 为

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (3)$$

式中: p_{in} 为空气入口静压; p_{out} 为出口静压。

摩擦因子 f 定义为

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho u^2} \quad (4)$$

对流换热系数 h 为

$$h = \frac{Q}{A\Delta t_m} \quad (5)$$

式中: Q 为空气和基管以及翅片之间换热量; A 为翅片管外表面积; Δt_m 为对数平均温差,即

$$\Delta t_m = \frac{(t_w - t_1) - (t_w - t_2)}{\ln\left(\frac{t_w - t_1}{t_w - t_2}\right)} \quad (6)$$

式中: t_w 为管壁温度; t_1 、 t_2 分别为空气进出口温度。

努赛尔特数 Nu 定义为

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (7)$$

式中 λ 为空气的导热系数。

为比较翅片管束的综合流动传热性能,本文采用性能评价指标对不同管束进行性能分析,定义为

$$P_{EC} = Nu / f^{1/3} \quad (8)$$

P_{EC} 反映了流体流经传热表面时,单位功耗的对流换热的强弱。 P_{EC} 越大,说明管束的综合热力学性能越优。

2.2 结果及分析

6种翅片管束流动压降随空气迎面风速的变化规律表示在图4上。可以看到,随空气流速增加,压降升高。相比较而言,A型椭圆管翅片管束的流动压降小于B型圆管翅片管束,尤其在较大空气流速情况下,这种流动损失的差异愈加明显。这和已有的研究结果吻合,即椭圆管翅片管束与圆管翅片管束相比,管后回流区减小,甚至消失,使空气流动损失降低,流动情况得到改善。

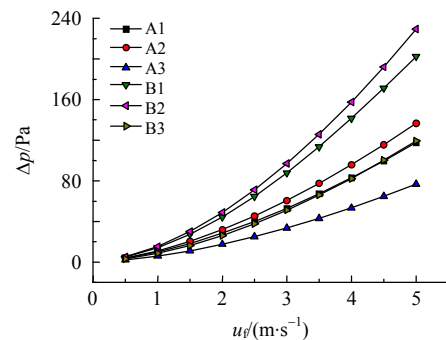


图4 流动压降随迎面风速的变化关系

Fig. 4 Pressure drop versus windward air velocity

图5给出了对流换热系数随迎面风速的变化。同样,随空气流速升高,换热系数增加。与A型椭圆管翅片管束相比,B型圆管翅片管束的对流换热系数高,而且和压降变化规律基本吻合,即相同空气来流速度下,压降大的翅片管束,其对流换热系数也大。可以看到,B2型翅片管束压降最大,对流换热系数最高。而A3型翅片管束压降最小,其对流换热系数也最低。

根据公式(2)、(4)和(7),计算得到摩擦因子,努赛尔特数和雷诺数之间的关系,分别表示在图6和图7上。可以看到, f 随 Re 增加而显著降低,尤其在低 Re 条件下,其降低的趋势更为明显。与压降之间的相对大小类似,A型椭圆管翅片管束的 f

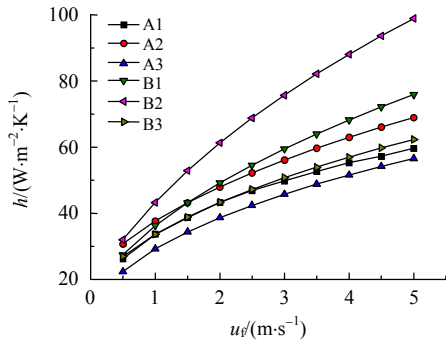


图 5 对流换热系数随迎面风速的变化关系
 Fig. 5 Convection heat transfer coefficient versus windward air velocity

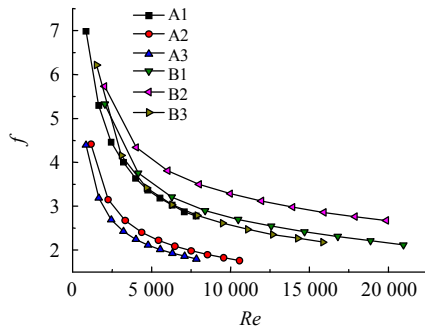


图 6 摩擦因子随雷诺数的变化关系

Fig. 6 Friction factor versus Reynolds number

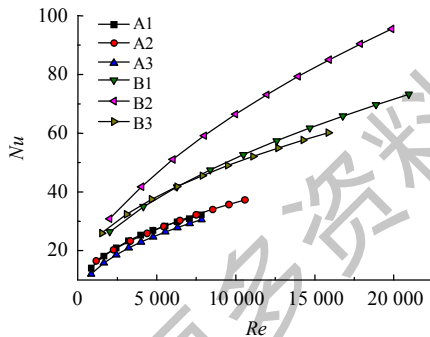


图 7 努赛尔特数随雷诺数的变化关系

Fig. 7 Nusselt number versus Reynolds number

远远小于 B 型圆管翅片管束。与 f 相反, Nu 则随 Re 增加而升高, 并且 B 型圆管翅片管束的 Nu 高于 A 型椭圆管翅片管束。从图中还可以看出, A 型管的 Nu 随 Re 的变化基本相同, 但是 A1 型翅片管的摩擦因子却大于 A2 和 A3 型翅片管, 说明 A1 型翅片管的综合热力性能较 A2 和 A3 型翅片管差。利用数值模拟, 得到了反映翅片管束流动损失的 f 和反映对流换热强弱的 Nu 随 Re 的变化规律, 为间接空冷系统的设计奠定了理论基础。通过比较各类翅片管束流动传热综合性能的优劣, 可为空冷散热器管束选型提供依据, 为此本文计算了不同来流风速和不同 Re 条件下, 6 种翅片管束的 P_{EC} , 分别表

示在图 8 和图 9 上。可以看到, 随来流风速和 Re 增加, P_{EC} 升高, 即翅片管束综合流动传热性能增强。在相同 Re 下, B2 型翅片管的综合性能优于 B1 和 B3 型翅片管, 椭圆型翅片管在 Re 小于 10 000 时, A2 型较优, A3 型次之, A1 型较差, 但其差别不是很明显。圆管翅片管束的综合热力性能要优于椭圆管翅片管束, 其中, B2 型翅片管的综合性能最好, A1 型翅片管性能最差。按综合性能由优到劣排列, 依次为 B2 型、B1 型、B3 型、A2 型、A3 型、A1 型。

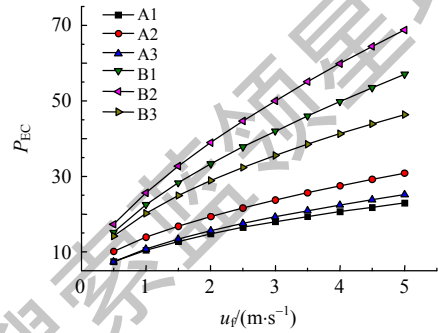


图 8 性能评价指标随迎面风速的变化关系
 Fig. 8 PEC versus windward air velocity

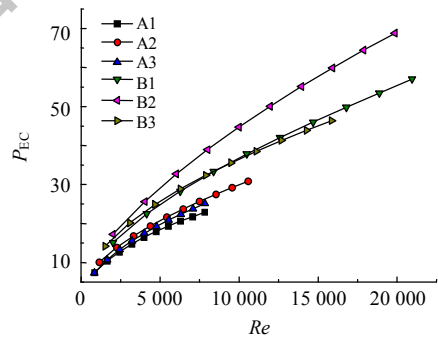


图 9 性能评价指标随雷诺数的变化关系
 Fig. 9 PEC versus Reynolds number

2.3 特征数关联式

采用最小二乘拟合原理, 对通过数值模拟得到的压降、对流换热系数和性能评价指标随迎面风速的变化关系, 拟合为指数函数形式, 列于表 3 中, 可用于间接空冷系统空冷散热器热力性能计算, 为空冷散热器选型和间接空冷系统设计提供理论依据。这些关联式的适用范围为: $0.5 \leq u \leq 5$ 。

用 Re 表示的翅片管束流动换热特征数关联式列于表 4 中, 对于椭圆管翅片管束, 其适用范围为: $500 \leq Re \leq 12\,000$; 对于圆管翅片管束, 适用范围为: $1000 \leq Re \leq 21\,000$ 。

3 结论

采用 CFD 方法, 对间接空冷系统空冷散热器

表3 用迎面风速表示的翅片管束流动换热关联式

Tab. 3 Correlating equations of finned tube bundles expressed as windward air velocity

翅片管型	压降	对流换热系数	性能评价指标
A1	$\Delta p = 9.636 47u_f^{1.553 68}$	$h = 33.675 28u_f^{0.355 8}$	$P_{EC} = 10.469 1u_f^{0.488 85}$
A2	$\Delta p = 10.650 3u_f^{1.585 25}$	$h = 37.695 66u_f^{0.368 75}$	$P_{EC} = 13.821 96u_f^{0.495 69}$
A3	$\Delta p = 5.711 39u_f^{1.613 65}$	$h = 29.250 23u_f^{0.408 63}$	$P_{EC} = 10.764 49u_f^{0.528 45}$
B1	$\Delta p = 14.372 04u_f^{1.646 09}$	$h = 36.205 87u_f^{0.455 83}$	$P_{EC} = 22.346 78u_f^{0.578 96}$
B2	$\Delta p = 15.244 94u_f^{1.684 53}$	$h = 43.446 05u_f^{0.508 5}$	$P_{EC} = 25.594 08u_f^{0.612 71}$
B3	$\Delta p = 8.298 43u_f^{1.656 51}$	$h = 33.668 68u_f^{0.377 92}$	$P_{EC} = 20.173 43u_f^{0.516 75}$

表4 用雷诺数表示的翅片管束特征数关联式

Tab. 4 Correlating equations of finned tube bundles expressed as Reynolds number

翅片管型	摩擦因子	努赛尔特数	性能评价指标
A1	$f = 118.629 68Re^{-0.419 97}$	$Nu = 1.195 88Re^{0.367 68}$	$P_{EC} = 0.249 54Re^{0.504 67}$
A2	$f = 84.894 29Re^{-0.422 41}$	$Nu = 1.059 93Re^{0.383 08}$	$P_{EC} = 0.259 99Re^{0.514 91}$
A3	$f = 68.501 9Re^{-0.410 55}$	$Nu = 0.692 29Re^{0.422 23}$	$P_{EC} = 0.188 61Re^{0.545 86}$
B1	$f = 106.668 74Re^{-0.396 68}$	$Nu = 0.803 73Re^{0.452 71}$	$P_{EC} = 0.184 13Re^{0.575 78}$
B2	$f = 71.708 71Re^{-0.334 47}$	$Nu = 0.592 38Re^{0.513 13}$	$P_{EC} = 0.151 02Re^{0.618 28}$
B3	$f = 176.420 15Re^{-0.460 71}$	$Nu = 1.644 2Re^{0.371 28}$	$P_{EC} = 0.339 16Re^{0.508 28}$

常用翅片管束的流动传热性能进行了数值模拟,并拟合得到了压降、对流换热系数和性能评价指标与空气迎面风速的关联式,以及摩擦因子、努赛尔特数和性能评价指标与雷诺数的特征数关联式,可用于指导空冷散热器的选型和间接空冷系统的设计和运行。

数值模拟和分析计算表明,A型椭圆管翅片管束的流动压降和对流换热系数皆小于B型圆管翅片管束。对于综合流动传热性能而言,B型翅片管束优于A型。其中,B2型翅片管的综合性能最好,A1型翅片管性能最差。B型(Forgo型)管束铝材导热系数远远高于A型管束钢材导热系数为主要原因之一。

参考文献

- [1] Kim Y, Kim Y. Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 851-858.
- [2] He Y L, Tao W Q, Song F Q, et al. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(3): 459-473.
- [3] Mon M S, Gross U. Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(8-9): 1953-1964.
- [4] Yan W M, Sheen P J. Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(9): 1651-1659.
- [5] Ibrahim T A, Gomaa A. Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow[J]. International Journal of Thermal Science, 2009, 48(11): 2148-2158.
- [6] Wilson A S, Bassiouny M K. Modeling of heat transfer for flow across tube banks[J]. Chemical Engineering and Processing, 2000, 39(1): 1-14.
- [7] 柳飞,何国庚.多排数翅片管空冷器风阻特性的数值模拟[J].制冷与空调,2004,4(4):30-33.
Liu Fei, He Guogeng. Numerical simulation of finned-tube air cooler with many rows[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2004, 4(4): 30-33(in Chinese).
- [8] 张凯峰,杨立军,杜小泽,等.空冷凝汽器波形翅片扁管管束外空气流动传热特性[J].中国电机工程学报,2008,28(26):24-28.
Zhang Kaifeng, Yang Lijun, Du Xiaoze, et al. Flow and heat transfer characteristics of cooling air outside the flat wave-finned tube banks of air-cooled condensers [J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(26): 24-28(in Chinese).
- [9] 杨立军,张凯峰,杜小泽,等.空冷凝汽器椭圆翅片椭圆管束外空气的流动与传热特性[J].动力工程,2008,28(6):911-914.
Yang Lijun, Zhang Kaifeng, Du Xiaoze, et al. Flow and heat transfer characteristics of cooling air outside elliptical tube bundles fixed with elliptical fin in air-cooled

- condenser[J]. Journal of Power Engineering, 2008, 28(6): 911-914(in Chinese).
- [10] 明廷臻, 党艳辉, 刘伟, 等. 椭圆管矩形翅片空冷器流体流动与传热特性数值分析[J]. 化工学报, 2009, 60(6): 1380-1384.
- Ming Tingzhen, Dang Yanhui, Liu Wei, et al. Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics on elliptical tube with rectangular fins of air cooler[J]. CIESC Journal, 2009, 60(6): 1380-1384(in Chinese).
- [11] Matos R S, Laursen T A, Vargas J V C, et al. Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection[J]. International Journal of Thermal Science, 2004, 43(5): 477-487.
- [12] Matos R S, Vargas J V C, Laursen T A, et al. Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(7): 1347-1359.
- [13] Tiwari S, Maurya D, Biswas G, et al. Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(15): 2841-2856.
- [14] Barman J, Ghoshal A K. Performance analysis of finned tube and unbaffled shell-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Thermal Science, 2007, 46(12): 1311-1317.
- [15] 党艳辉, 明廷臻, 刘伟, 等. 开孔矩形翅片椭圆管流动及传热特性的数值模拟[J]. 化工学报, 2009, 60(12): 2975-2980.
- Dang Yanhui, Ming Tingzhen, Liu Wei, et al. Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics of rectangular-wing elliptical tube with interrupted holes[J]. CIESC Journal, 2009, 60(12): 2975-2980(in Chinese).
- [16] 周兰欣, 白中华, 李富云, 等. 管型和长宽比对空冷散热器换热特性的影响[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(6): 417-419.
- Zhou Lanxin, Bai Zhonghua, Li Fuyun, et al. The effect of the fin type and the ratio of length and width on the heat exchanger character of the air cooling radiator [J]. Turbine Technology, 2007, 49(6): 417-419(in Chinese).
- [17] Yang L J, Tan H, Du X Z, et al. Thermal-flow characteristics of the new wave-finned flat tube bundles in air-cooled condensers[J]. International Journal Thermal Sciences, 2012(53): 166-174.



杨立军

收稿日期: 2012-05-13。

作者简介:

杨立军(1970), 男, 博士, 副教授, 从事强化传热基础理论及应用技术, 电站空冷技术等研究, yanglj@ncepu.edu.cn;

贾思宁(1989), 女, 硕士研究生, 从事强化传热与电力节能研究, jiasining896299@126.com。

(责任编辑 张媛媛)

Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Bundles for Air-cooled Heat Exchangers of Indirect Dry Cooling Systems in Power Plants

YANG Lijun, JIA Sining, BU Yongdong, DU Xiaoze, YANG Yongping
(North China Electric Power University)

KEY WORDS: indirect dry cooling system; air-cooled heat exchanger; finned tube bundle; flow and heat transfer characteristics; performance evaluation criteria

With the continuous awareness of water resource conservation, dry cooling systems, which comprise of direct and indirect dry cooling systems, have achieved rapid development in terms of condenser heat rejection of power plants during the recent decade.

An air-cooled heat exchanger is one of the main components of the indirect dry cooling system in a power plant. It is of benefit to the optimal design and operation of indirect dry cooling system to clarify the flow and heat transfer characteristics of air-cooled finned tube heat exchangers.

The thermo-flow performances of the commonly used finned tube bundles in air-cooled heat exchangers as listed in Tab. 1 are investigated by numerical simulation. The variations of the friction factor and the Nusselt number with the Reynolds number are obtained as shown in Fig. 1 and Fig.2, and the involved correlating equations are fitted. On the basis of the performance evaluation criteria for convection heat transfer, the expression of $Nu / f^{1/3}$ is applied to the thermo-flow performance prediction for six finned tube bundles as shown in Fig. 3.

The results show that as the Reynolds number increases, the friction factor conspicuously decreases especially at the low Reynolds numbers. The friction factor of the A-type finned tube bundle is much lower than that of the B-type (Forgo type) finned tube bundle. However the Nusselt number rises with the increase of the Reynolds number. For the integrated thermo-flow performances, the Forgo-type finned tube bundle is superior to the finned oval-tube one (A-type). At the same Reynolds number, the B2-type finned tube bundle has the best thermo-flow performances, but the A1-type has the most disadvantageous characteristics of flow and heat transfer .

The correlating equations and the performance evaluation method for the finned tube bundles in the present studies are useful in finned tube selecting and optimal designing for air-cooled heat exchangers of indirect dry cooling systems.

Tab. 1 Structure parameters of finned tube bundle

Type	Base tube $a \times b \times \delta$	Fin $L \times W \times \delta$	Fin pitch P/mm	Row number	Space S_1/mm	Space S_2/mm
A1	$d36 \times 14 \times 15$	$55.6 \times 33.6 \times 0.3$	2.5	4	40	60
A2	$d36 \times 14 \times 15$	$55 \times 26 \times 0.3$	2.5	2	27	61
A3	$d36 \times 14 \times 15$	$55 \times 26 \times 0.3$	2.5	3	26.67	30
B1	$\phi 25 \times 1$	$640 \times 136 \times 0.3$	3.2	4	30	25
B2	$\phi 25 \times 1$	$640 \times 136 \times 0.3$	3.2	4	25	30
B3	$\phi 25 \times 1$	$640 \times 136 \times 0.3$	3.2	4	40.8	34

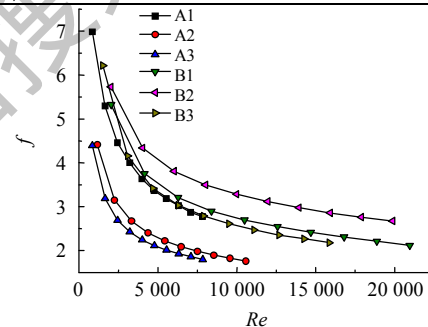


Fig. 1 Friction factor versus Reynolds number

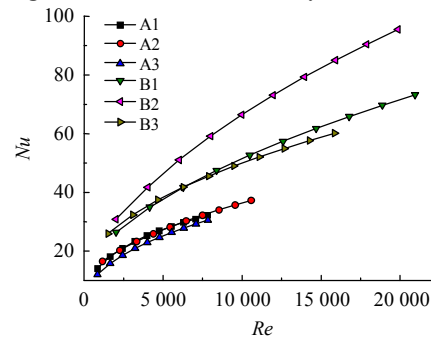


Fig. 2 Nusselt number versus Reynolds number

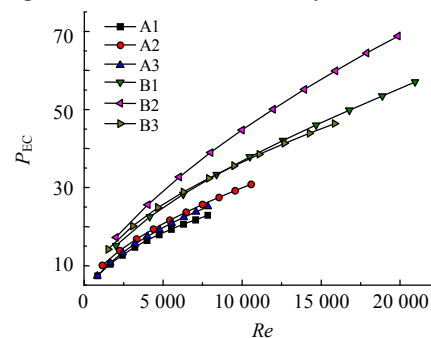


Fig. 3 Performance evaluation criteria versus Reynolds number