

# CFD 预测不同进风方向对蒸发式冷凝器流场的影响

## CFD simulation of airflow distribution with different inlets in evaporative condenser

朱进林<sup>1,2</sup> 谢晶<sup>1,2</sup> 王金锋<sup>1,2</sup> 杜子峥<sup>1,2</sup> 周洪剑<sup>3</sup>

ZHU Jin-lin<sup>1,2</sup> XIE Jing<sup>1,2</sup> WANG Jin-feng<sup>1,2</sup> DU Zi-zheng<sup>1,2</sup> ZHOU Hong-jian<sup>3</sup>

(1. 上海水产品加工与贮藏工程技术研究中心, 上海 201306; 2. 上海海洋大学食品学院, 上海 201306;  
3. 上海宝丰机械制造有限公司, 上海 200444)

(1. Shanghai Engineering Research Center of Aquatic Product Processing & Preservation, Shanghai 201306, China;  
2. College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China;  
3. Shanghai Baofeng Machinery Manufacturing Co., Ltd., Shanghai 200444, China)

**摘要:**为能够准确真实地研究蒸发式冷凝器工作状态下内部温度场和气流场的变化情况,建立蒸发式冷凝器三维模型,利用 CFD 模拟软件 Fluent 对蒸发式冷凝器工作状态时内部流场进行非稳态模拟,并分析 5 s 内 3 种进风方向(壳体单面进风、壳体双面进风、壳体双面顶部一面进风)对冷凝器内部温度场以及气流场的影响。结果表明:单面进风时,冷气流水平侵入冷凝器底部,在密度差作用下上升并与冷凝盘管进行换热;双面进风与单面进风相比,能够减少管壁和壁面处漩涡的数量与强度;三面进风时,冷凝器内腔温度经历一个短暂下降再上升的过程。在今后的设计中,还可以通过改变进风面积以及进风角度等参数来优化蒸发式冷凝器的换热效率。

**关键词:**蒸发式;冷凝器;计算流体力学;非稳态;流场;数值模拟

**Abstract:** The variation of the internal temperature field and airflow field in the evaporative condenser was discussed when it was worked under an unsteady state numerical simulation by using CFD software. The performance of internal temperature field and airflow field was analyzed when the condenser worked within 5 s with different air inlet direction (single inlet, double inlets, and three inlets). The simulation results showed that when the condenser worked with single inlet, the cold airflow was easily infiltrated the bottom of the condenser horizontally, then rose and got heat exchange with coils under the effect of density difference. The condenser which has double in-

lets could decrease swirls' number and intensity that caused by the disturbance of coils and walls. Furthermore, when the condenser worked with three inlets, the cavity temperature of condenser would experience a process of fall first and then rise. In the future study, the airflow inlet area and air inlet angle can also be changed to optimize the heat transfer efficiency of the evaporative condenser.

**Keywords:** evaporation type; condenser; CFD; unsteady state; airflow; numerical simulation

蒸发式冷凝器是一种集冷却塔与冷凝器,传热和传质过程为一体的高效节能设备。蒸发式冷凝器工作时,冷却水经过顶部的喷嘴均匀地喷淋在冷凝盘管表面,形成一层水膜,温度较低的水膜通过潜热和显热方式带走冷凝盘管内高温制冷剂大部分的热量,从而达到冷凝流体的目的。相比其他冷凝器而言,蒸发式冷凝器具有节能节水、占地面积小、安装维修方便等优点<sup>[1]</sup>,被广泛用于制冷空调、医疗、化工等领域<sup>[2]</sup>。蒸发式冷凝器气流的优化对提高冷凝效率有着重要的现实意义。

计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)基于离散化的数值计算方法,可用来分析流体流动、热交换、分子运输以及热传导等一些复杂物理现象。与实际试验相比,CFD 模拟具有成本低、不受物理和试验模型限制、灵活性强等优点,能给出完整和详细的数值计算过程<sup>[3]</sup>。目前 CFD 计算模拟技术已趋向成熟,广泛应用于各式冷凝器各种场的研究<sup>[4-8]</sup>。郭常青等<sup>[9]</sup>利用汽液二维降膜模型,探讨了壁面热流密度、液相进口温度,以及空气流速对板式蒸发冷凝器板面温度的影响。梁治会等<sup>[10]</sup>对空调用蒸发式冷凝器进行了数值模拟和结构优化,主要研究了喷嘴喷淋速度与安装位置对蒸发式冷凝器换热效果的影响,得出不同设计条件下内

**基金项目:** 2013 年国家农业成果转化资金项目(编号: 2013GB2C000156); 2013 年上海市农业成果转化项目课题(编号: 133919N1100)

**作者简介:** 朱进林(1989—),男,上海海洋大学在读硕士研究生。  
E-mail: ah.zhujinlin@163.com

**通讯作者:** 谢晶

**收稿日期:** 2014-12-19

部的温度场和速度场分布状况,并提出了优化方案。为了进一步掌握进风因素对换热器流场的影响,刘清明等<sup>[11]</sup>建立腔内气流流场的数值模型,分析得出双面进风比单面进风更能实现压力场、速度场分布的均匀性。

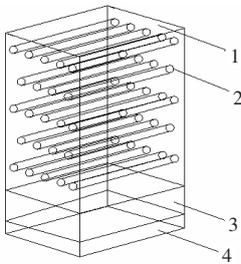
目前针对蒸发式冷凝器配风量的研究较多,但这些研究<sup>[12,13]</sup>大多未能深入揭示传热与传质过程机理。本研究拟利用CFD计算软件对蒸发式冷凝器内腔流场开展非稳态数值模拟,以预测蒸发式冷凝器在不同进风风向作用下5s内温度场和气流场的变化情况,从而为以后在蒸发式冷凝器进风风向设计方面提供参考依据。

## 1 数值模型

### 1.1 物理模型

本试验研究对象为上海某机械有限公司生产的一款尺寸为1.4 m×1.1 m×2.5 m蒸发式冷凝器。在合理简化冷凝器实物的基础上,建立了蒸发式冷凝器内腔的三维物理模型。

在物理模型中,该模型尺寸为0.250 m×0.250 m×0.435 m,模型底部为集水槽,高度为0.05 m,空气进风口设置在模型壁面两侧以及顶部,两侧进风口高度为0.1 m,宽度为0.25 m,顶部进风口长度为0.125 m,宽度为0.25 m,盘管部分高度为0.285 m,按三角叉排方式排列,共5(排)×5(列)。单根盘管长度为0.25 m,外径0.025 m,盘管之间横向间距为0.05 m,竖向间距为0.05 m。空气垂直通风口吹入,与盘管进行换热后从顶部出风口排出。图1为冷凝器单向进风的物理模型。



1. 气流出口 2. 盘管部分 3. 气流如入口 4. 集水槽

图1 冷凝器单向进风的物理模型

Figure 1 Physical model of condenser with single inlet

### 1.2 CFD模型

运用Fluent自带的Gambit软件对物理模型区域进行网格划分。考虑到冷凝盘管排列方式较为复杂,结构化网格不能满足划分需求<sup>[14]</sup>,本试验采用较为复杂的TGrid方法划分,在近壁面处进行局部网格加密。在本计算域中设定网格尺寸为5 mm,共生成1 277 683个网格,经检验完全满足计算精度需求,对于冷凝盘管部分,网格尺寸同样设为5 mm,每个盘管生成7 623个网格。

在计算之前,对上述模型进行进一步简化和假设,认定气流为常温常压下的空气,冷凝盘管壁面温度设为恒定。CFD运算的基本思想是通过求解一系列流动控制方程组来获得流

场变量的近似值,具体表现可以体现为连续性方程、动量方程以及能量方程<sup>[15]</sup>,常用流动与传热问题控制方程<sup>[16]</sup>:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

X方向动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{v}) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_\mu \quad (2)$$

Y方向动量方程:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{v}) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_\nu \quad (3)$$

Z方向动量方程:

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{v}) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_\omega \quad (4)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (5)$$

式中:

$\rho$ ——密度,kg/m<sup>3</sup>;

$\mu$ ——动力黏度,N·s/m<sup>2</sup>;

$t$ ——时间,s;

$T$ ——温度,K;

$p$ ——压力,Pa;

$k$ ——传热系数,W/(m<sup>2</sup>·K);

$c_p$ ——比热容,J/(kg·K);

$u, v, w$ ——速度矢量的 $\vec{v}$ 的3个分量,m/s;

$S_\mu, S_\nu, S_\omega$ ——广义源项;

$S_T$ ——粘性耗散项。

在本试验中,进风空气在风机的强制对流作用下,空气流态从过渡状态充分发展为湍流,雷诺数较大,根据判断标准<sup>[17]</sup>采用 $k-\epsilon$ 模型。对于近壁面处需要使用壁面函数处理,在本模拟中选择标准壁面函数。湍流能量输运方程和能量耗散输运方程以及粘性系数<sup>[16]</sup>:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} - \left( \mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \tau_{ij} - \rho \epsilon + \varphi_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \epsilon - \left( \mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] = c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} S_{ij} -$$

$$c_{\epsilon 2} f_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + \varphi_\epsilon \quad (7)$$

$$\mu_\tau = c_\mu f_\nu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

式中:

$\rho$ ——密度,kg/m<sup>3</sup>;

$\epsilon$ ——耗散率,m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>;

$k$ ——湍动能,m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>;

$\mu$ ——粘性系数,N·s/m<sup>2</sup>;

$\sigma_k, \sigma_\epsilon$ ——湍动能 $k$ 和耗散率 $\epsilon$ 的湍流普朗特数;

$\tau_{ij}, S_{ij}$ ——粘性模型和平均速度应变率张量;

$f_{\mu}$ ——近壁衰减函数;

$\Phi_k, \Phi_{\epsilon}$ ——壁面项;

$c_{\mu}$ ——默认常数。

参考文献[18],式(6)~(8)中各常数定义为: $C_{\mu}=0.09$ ,  
 $C_{\epsilon 1}=1.44, C_{\epsilon 2}=1.92, \sigma_k=1.0, \sigma_{\epsilon}=1.3, Pr_t=0.9$ 。

### 1.3 边界条件

在本试验中需要对建立的物理模型冷凝器的壁面、气流入口、冷凝盘管以及气流出口进行边界设置。冷凝器的壁面按照第二类定热流密度条件设定,冷凝盘管壁面温度设为恒定,温度大小设为 313 K;冷凝器进风入口按照速度入口设定,速度为 0.2 m/s,温度为 298 K,方向垂直进风口,紊流强度设为 5%,水利直径按长方形入口计算公式计算分别为 0.083 m 和 0.167 m;气流出口设为流体出口,无需定义任何内容,此处不考虑水膜对温度及流场的影响。

### 1.4 计算方法

冷凝器在工作时,由于风机强制循环空气,冷凝器内腔气流处于紊流状态。在本试验中,采用 Simplec 算法求解压力、速度的耦合,该算法计算精度高,使模拟结果更贴切实际情况[19]。控制方程中各项离散格式选择二阶迎风格式,相比一阶迎风格式,二阶迎风格式具有更小的扩散性,模拟精度更高[20]。松弛因子设置采取默认设置,收敛判断条件为所有物理量的误差小于  $10^{-6}$  且出口速度处于平稳状态。

## 2 数值计算

### 2.1 稳态模拟

在正常的 CFD 模拟中,通常默认只有在稳态计算前提下验证了数值模拟的可行性后才能进行下一步计算[21]。本研究中为了确保模型的可行性,对单面进风、双面进风以及双面加顶部组合进风 3 种方式进行了稳态模拟,并在模型中建立了腔体平均温度以及回流面平均温度监控曲线图。图 2 为 3 种风向下,冷凝器稳态状态时的三维剖面温度分布图,剖面位置为  $z=0.2, 0.3, 0.4$  m 处的 XY 截面。由图 2 可知,冷凝器在模拟一定时段后收敛,长度方向温度对称分布,高度方向温度逐渐增加,结合模型监控曲线可以得出,内腔温度以及出风口平均温度都达到了相对稳定,分别维持在 302.3 K 以及 303.2 K 左右,3 种进风方式之间略有差距,误差维持在 2% 以内,这是由于模型设置过程中,对冷凝器外壁以及盘管部分所用材料设置一定热导率和热流密度导致的。模拟计算后的结果显示,本模拟方法较准确可靠,鉴于实际中,冷凝器工作环境为一个非稳态状态,因此有必要对冷凝器做进一步的非稳态模拟。

### 2.2 非稳态模拟

以稳态模拟的结果作为非稳态模拟的初始条件,对冷凝器进行非稳态模拟运算。图 3 显示了单面进风冷凝器在运算 0, 2, 5 s 时的三维温度分布图,剖面图选取  $y=0.125$  m

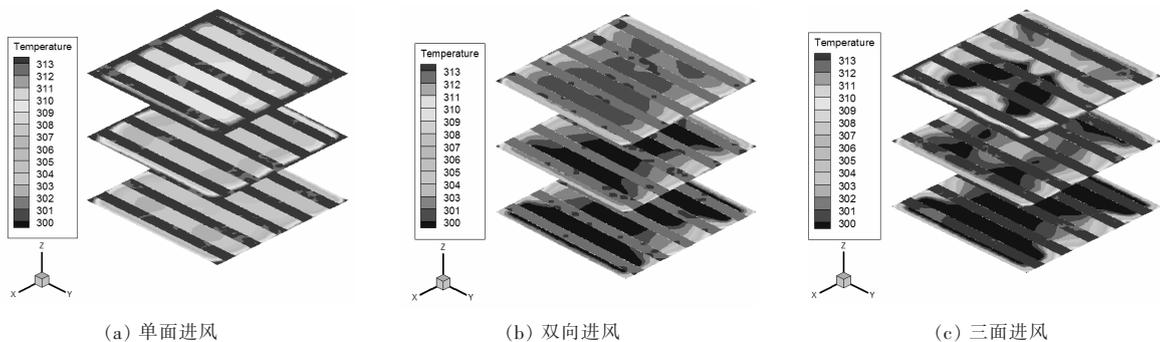


图 2 稳态模拟下冷凝器截面( $z=0.2, 0.3, 0.4$  m)温度分布

Figure 2 Temperature distribution in section of condenser ( $z=0.2, 0.3, 0.4$  m) under steady state numerical simulation

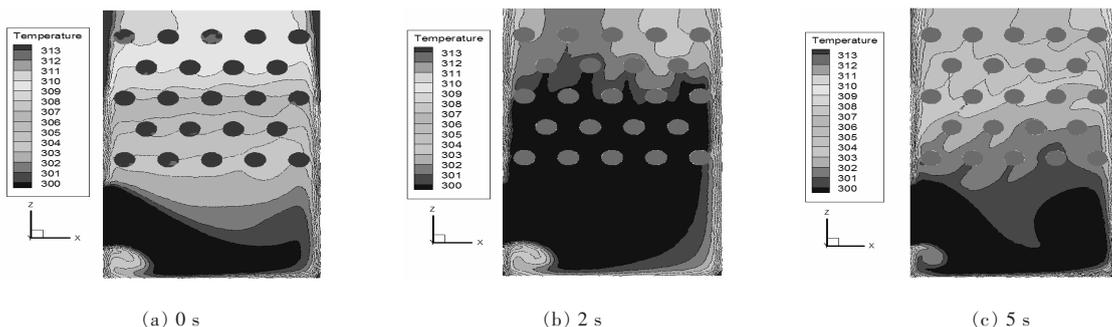


图 3 单向进风 0, 2, 5 s 冷凝器截面( $y=0.125$  m)温度分布

Figure 3 Temperature distribution at 0, 2, 5 s in section of condenser ( $y=0.125$  m) with single inlet

处 XZ 的截面。比较后发现,单面进风开始时,空气侵入冷凝器内部,靠近进风口处的温度下降较快,空气流速在水平方向逐渐衰减,在流动过程中冷空气与内腔热空气不断发生热交换,在冷热不同密度差的作用下,气流组织逐渐改变了原来的运行轨迹,当冷空气气流组织在到达冷凝器内壁时,与内壁面发生碰撞,近壁面处出现拐角,进而形成涡流。

图 4、5 分别显示了冷凝器在单向进风和双向进风 2、5 s 时的空气流场温度、速度以及流场的分布情况。剖面图取

$z=0.1\text{ m}$  处的 XY 截面。由图 4、5 可知,冷凝器在进风时,高度方向 0.1 m 处 XY 截面处温度场和气流场在长度方向上较为对称,水平方向单面空气入侵速度快于两面进风速度,这是由于两面进风速度方向相对,进入冷凝器气流组织之间相互冲突,减缓了整体吹入速度;双面进风下水平方向温度较为平均,比起单面进风,能够获得温度较为均匀的入口进风,更利于整体降低冷凝器内腔的温度。从 2 种进风风向速度分布图(图 4(f)、5(f)) 可以发现,单面进风冷凝器内

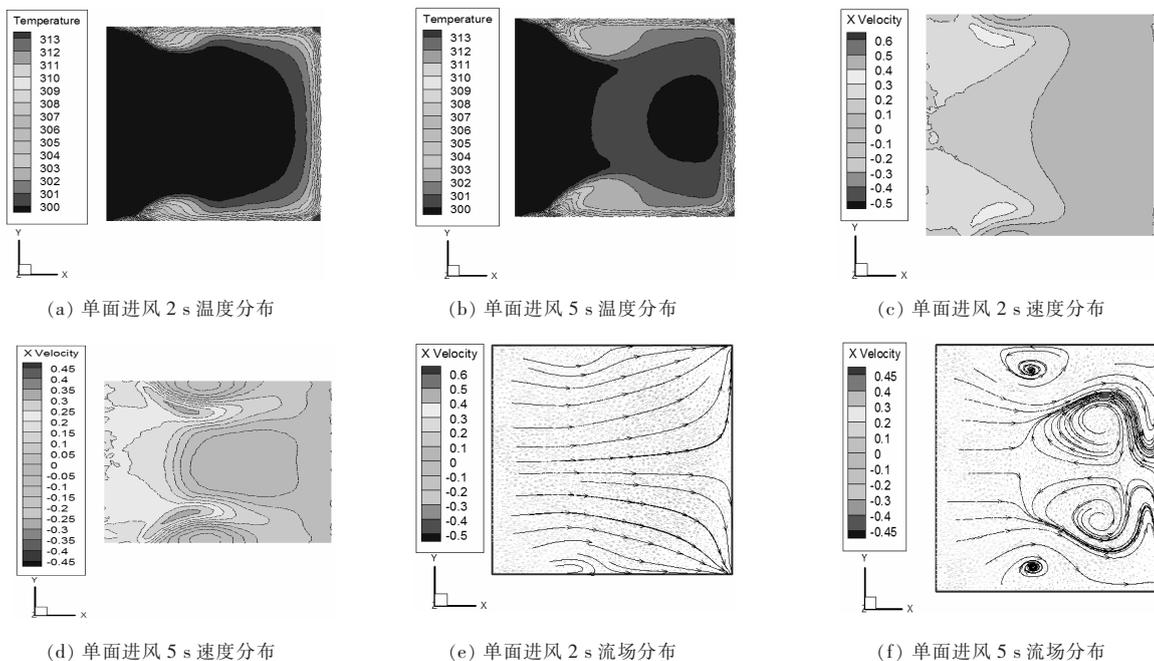


图 4 单面进风 2、5 s 冷凝器截面( $z=0.1\text{ m}$ )温度、速度和流场分布

Figure 4 Temperature, velocity and streamline distributions at 2, 5 s in section of condenser( $z=0.1\text{ m}$ ) with single inlet

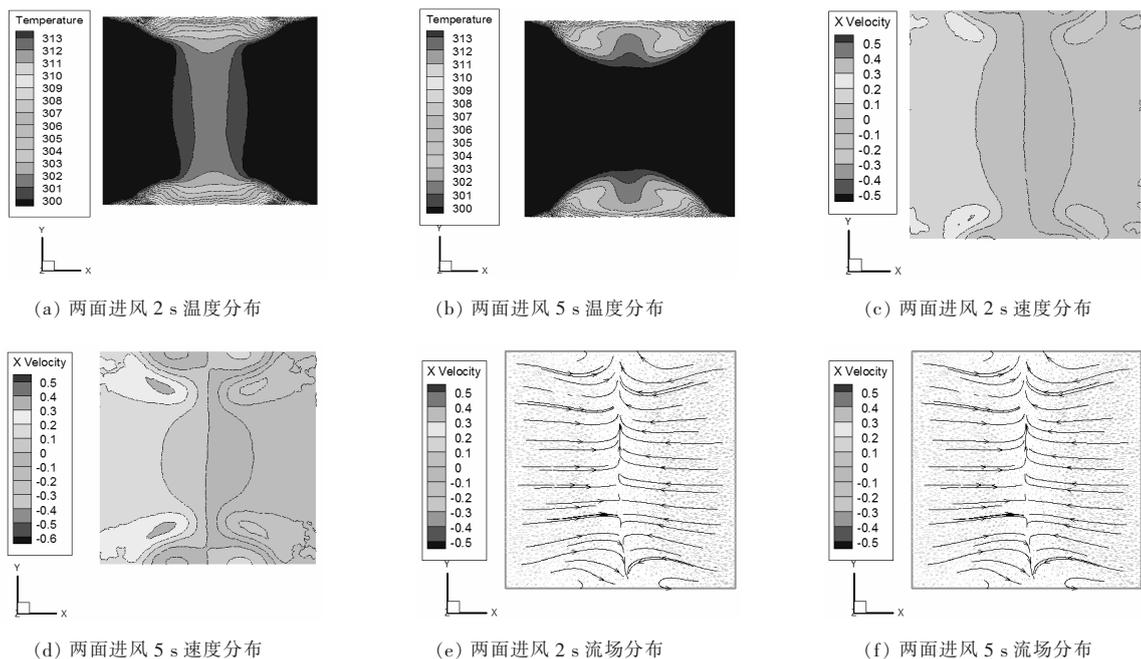


图 5 两面进风 2、5 s 冷凝器截面( $z=0.1\text{ m}$ )温度、速度和流场分布

Figure 5 Temperature, velocity and streamline distributions at 2, 5 s in section of condenser( $z=0.1\text{ m}$ ) with double inlets

腔中更易出现涡流和死角区域,这是因为比起双面进风,单面进风时内腔空气流速不均匀,气流组织在碰到管壁以及壁面时,运动轨迹发生变化,气流组织分布情况更复杂,易形成较多的涡流;双面进风冷气流组织分布较为对称,流动情况较为简单,涡流的数量降低,且涡流的强度也有所减弱。

图 6 为双向进风时冷凝器内腔高度方向温度变化情况。为方便观察,分别取 2.5 s 时距离冷凝器底部 0.2, 0.3, 0.4 m 处 XY 截面温度分布图。从图 6 并结合图 2 双向进风稳态时温度分布可以看出,模拟 2 s 时,由于反应时间较短,冷凝器入口气流组织相互冲突,降低了气流进入内腔速度,影响了换热,腔体内部高度方向温度在外界条件变化时略有升高;随着冷空气不断吹入盘管间隙,冷气流在浮力作用下

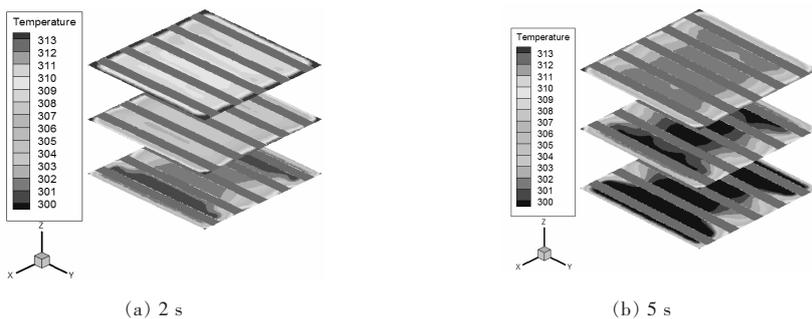


图 6 双向进风 2.5 s 冷凝器截面 ( $z=0.2, 0.3, 0.4$  m) 温度分布

Figure 6 Temperature distribution at 2.5 s in section of condenser ( $z=0.2, 0.3, 0.4$  m) with double inlets

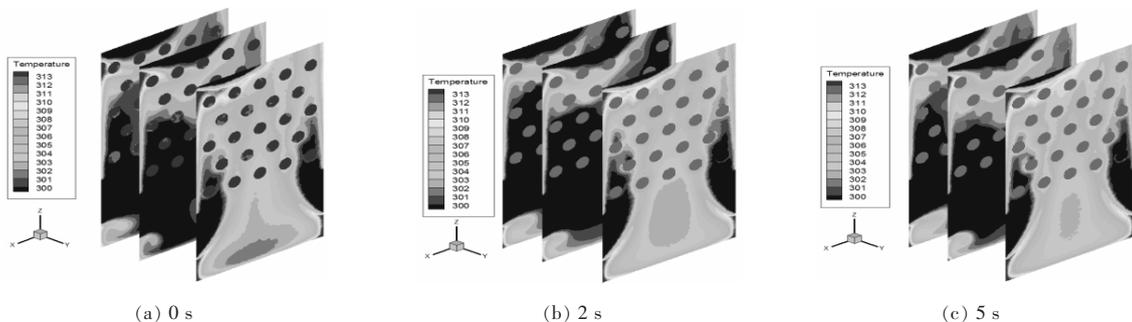


图 7 三面进风冷凝器 0, 2, 5 s 时截面 ( $y=0.05, 0.15, 0.22$  m) 温度分布

Figure 7 Temperature distribution at 0, 2, 5 s in section of condenser ( $y=0.05, 0.15, 0.22$  m) with three inlets

### 2.3 讨论

通过单面进风、双面进风的模拟试验分析,进风速度在水平方向逐渐衰减,发现可以适当增加进风口气流组织的速度,从而缩短冷凝器内腔整体温度达到均匀状态的时间。

单向进风时,冷凝器内腔部分会出现吹风死角,贴近管壁和壁面地方出现较多数量的涡流,双向进风与单向进风相比,可以降低因热流扰动引起的涡流数量以及强度。

水平吹入冷空气,冷凝器高度方向气流组织在长度方向呈对称分布,考虑可以改变进风面积的大小以及进风角度来提高内腔气流场分布均匀性。

三面进风冷凝器在工作初始阶段降温效果较好,可以通过调节顶部与底部进风口进风速度,来进一步提高冷凝器换

热效果。上升,与盘管进行换热吸收热量,内腔温度开始下降,随着冷气流的继续侵入,内腔温度逐渐向稳定发展;盘管弯头与冷凝器外壳之间区域空气流速较小,换热效果较差,与冷凝器盘管间隙温度相比,温度较高。

图 7 为三面进风时冷凝器在运算 0, 2, 5 s 时的三维温度分布图,剖面图选取  $y=0.05, 0.15, 0.22$  m 处的 XZ 截面。比较三者可以看出,三面进风开始时,冷凝器内腔压力在冷热气流温差作用下压差较大,瞬间进入内腔冷气流较多,内腔温度有所下降,随着时间的推移,侵入的冷气流逐渐增多,三股气流组织汇合,空气与盘管进一步换热,内腔温度慢慢升高,经历一段时间后,内腔温度逐渐达到稳定。

热效果。

鉴于在本研究中对物理模型进行了合理性假设,以及设定了一系列不同的边界条件,计算模拟与实际测试存在一定的误差,在以后的非稳态模拟中,有必要进一步细化模型,延长模拟计算时长,得出不同风向作用下,冷凝器内腔温度场以及气流场达到均匀时的情况。

### 3 结论

本试验采用 CFD 技术模拟了不同风向对蒸发式冷凝器内腔温度场以及流场分布情况,分析对比 3 种不同风向模拟情况,得出了以下几个结论:

(1) 单面进风时,冷凝器内腔下部靠近进风口处空气温度下降较快,冷气流水平侵入冷凝器底部,在密度差作用下

逐渐上升与内腔冷凝盘管进行换热;

(2) 与单面进风相比, 双面进风气流组织在长度方向上分布较为对称, 双面进风能够降低气流因管壁和壁面处热流扰动引起的涡流的数量和强度;

(3) 三面进风时, 冷凝器的内腔温度在三股气流共同作用下, 先后经历一个先下降再上升的过程, 贴近壁面处, 有空气流动死角存在, 部分点的局部温度较高;

随着 CFD 模拟技术在蒸发式冷凝器方面研究的深入, 在以后的计算模拟中, 可以尝试在特定喷淋水密度的条件下, 研究不同进风速度、进风角度以及进风面积对蒸发式冷凝器换热效果的影响。

### 参考文献

- 肖志英. 提高蒸发式冷凝器效率的途径[J]. 河北化工, 2007, 31(1): 31~33.
- Manske K A, Reindl D T, Klein S A. Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems[J]. Refrigeration, 2001, 24(7): 676~691.
- 谢晶, 吴天. 小型冷库门开关过程温度场的数值模拟[J]. 上海水产大学学报, 2006, 15(3): 332~339.
- Nasr M M, Hassan M S. Experimental and theoretical investigation of an innovative evaporative condenser for residential refrigerator[J]. Renewable Energy, 2009(34): 2 447~2 454.
- Heyns J A, Kroger D G. Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2010(30): 492~498.
- Jahangeer K A, Andrew A O T. Numerical investigation of transfer coefficients of an evaporatively-cooled condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2011(31): 1 655~1 663.
- 文娟. 基于数值模拟的风冷冷凝器速度场的研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2005.

- 董俐言, 王宝龙, 石文星, 等. 板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J]. 制冷学报, 2013, 34(1): 10~17.
- 郭常青, 朱冬生, 蒋翔, 等. 板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J]. 华南理工大学学报, 2009, 37(3): 53~57.
- 梁治会. 空调用蒸发式冷凝器数值模拟与结构优化[D]. 长沙: 长沙理工大学, 2013.
- 刘清明. 蒸发式冷凝器流场分析及其应用与空调节能研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2010.
- Gao Sheng-wei, Ren Jing-qi, Hong Wen-peng. Scheme design and analysis of variable condition of evaporative condenser for steam condensing of steam feeding water pump for 1 000 MW air-cooled unit[J]. Energy Procedia, 2012(17): 1 177~1 184.
- 钟振兴, 朱冬生, 刘清明, 等. 板式蒸发式冷凝器热性能试验研究[J]. 流体机械, 2011, 39(2): 39, 58~61.
- Foster A M, Swain M J, Barrett R. Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 918~925.
- 乔慧芳. 蒸发式冷凝器强化传热及强度分析[D]. 河南: 郑州大学, 2008.
- 唐家鹏. FLUENT14.0 超级学习手册[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2013: 15~30.
- 陶文铨. 计算流体力学与传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1991: 3~34.
- 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002: 10~40.
- 王新坤, 许文博, 赵坤, 等. 基于 CFD 的多孔管热风数值模拟与设计方法[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 82~86.
- 缪晨, 谢晶. 冷库空气幕流场的非稳态数值模拟及验证[J]. 农业工程学报, 2013, 29(7): 246~253.
- 汤毅, 谢晶, 王金锋, 等. CFD 预测风机摆设形式对冷库的影响[J]. 食品与机械, 2012, 28(1): 124~128.

(上接第 39 页)

### 参考文献

- 刘书臣, 廖明涛, 赵巧灵, 等. 不同贮藏温度下大目金枪鱼鲜度及组胺变化[J]. 食品发酵与工业, 2013, 39(5): 213~217.
- Lu Shi-ling, Xu Xing-lian, Shu Rui-hua, et al. Characterization of biogenic amines and factors influencing their formation in traditional Chinese sausages [J]. Journal of Food Science, 2010, 75(6): 366~372.
- 夏威, 徐正龙, 于颖慧. 一起组胺中毒的调查报告[J]. 河南预防医学杂志, 2013, 24(2): 160~161.
- 周传云, 聂明, 万佳蓉. 发酵肉制品的研究进展[J]. 食品与机械, 2004, 20(2): 27~30.
- Lu Yong-mei, Chen Xiao-hong, Jiang Mei, et al. Biogenic amines in Chinese soy sauce [J]. Food Control, 2009, 20(6): 593~597.
- 姚水琼. 欧美国家食品安全检验检测与监管的特点与启示[J]. 食品与机械, 2011, 27(1): 67~70.
- 刘景, 任婧, 孙克杰. 食品中生物胺的安全性研究进展[J]. 食品

- 科学, 2013, 34(5): 322~326.
- Armağan Önal, Armağan O. A review; Current analytical methods for the determination of biogenic amines in foods [J]. Food Chemistry, 2007, 103(4): 1 475~1 486.
- 中华人民共和国卫生部, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 5009.45—2003 水产品卫生标准的分析方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.
- 梁剑, 江一帆, 叶海峰. 水产品中组胺含量测定方法的比较研究[J]. 安徽农业科学, 2011, 39(32): 20 033~20 034, 20 037.
- 肖琴, 王充, 郑琳, 等. 高效液相色谱法测定发酵食品中组胺的含量[J]. 粮油食品科技, 2012, 20(2): 31~33.
- 卢士玲, 徐幸莲, 舒蕊华, 等. 传统中式香肠中生物胺调查研究[J]. 食品与发酵工业, 2009, 35(10): 141~146.
- 张海萍, 李开雄, 卢士玲, 等. 新疆熏马肠中生物胺含量的调查[J]. 食品与发酵工业, 2012, 38(11): 152~156.
- 王新惠, 白婷, 李俊霞, 等. 国标法测定发酵肉制品中组胺的方法改进[J]. 食品科技, 2014, 39(12): 142~145.