

气流非均匀分布时百叶窗翅片式 换热器性能仿真*

海 瑛¹, 陈敬虞¹, 李文贵²

(1. 嘉兴学院 机电工程分院, 浙江 嘉兴 314001; 2. 浙江嘉兴双能冷却器有限公司, 浙江 嘉兴 314001)

摘要:针对百叶窗翅片式换热器传热和流动性存在的问题,在风洞试验台上,对两种不同结构(单、三排管)换热器进行了试验,测量了非均匀来流条件下流动和传热的相关值,采用分布参数模型,由威尔逊网格法确定出了翅片的传热关联式;同时结合数值仿真的方法,研究了气流非均匀分布对换热器换热性能的影响,结果表明:非均匀流时总的换热系数会下降 8.2%。将模拟结果与试验值进行了比较,两者基本吻合,说明仿真程序代码可用作高效换热器的设计工具。

关键词:换热器;气流非均匀分布;试验;数值模拟

中图分类号:TK121;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)09-1068-05

Simulation on characteristics of louvered-fin type heat exchanger in airflow maldistribution

HAI Ying¹, CHEN Jing-yu¹, LI Wen-gui²

(1. School of Electrical and Mechanical Engineering, University of Jiaxing, Jiaxing 314001, China;

2. Zhejiang Jiaxing Cooler Co. Ltd., Jiaxing 314001, China)

Abstract: Aiming at the flow and thermal performance of louvered-fin heat transfer, experimental study on the heat transfer with two different configurations (single and three-screen mode) were carried out on a wind tunnel test rig. The parameters of heat transfer and flow with non-uniform inlet flow conditions were measured experimentally, these served to determine the heat transfer correlation for the fin type using the distributed parameter model and the Wilson plot method. Numerical simulation was established, to predict the thermal performance of heat exchangers in non-uniform flow conditions. The results show that a drop of up to 8.2% is found in the overall heat transfer coefficient for non-uniform flow profile. Some calculated results are verified by the experimental datas, which show they are reasonable. The numerical code can be used as a design tool to develop more efficient heat exchangers.

Key words: heat exchanger; airflow maldistribution; experiment; numerical simulation

0 引 言

百叶窗翅片管换热器以其高效性和紧凑性已经在制冷空调、汽车及航空航天、动力机械(如:发电机的空气冷却器)等方面获得广泛的应用。研究者一直致力于其性能的改进。换热器工作时,冷却水在管内流动,空

气从管外翅片间的通道内流过,并通过翅片和管壁与管内的介质进行热交换。由于换热器结构和风机在不同截面产生的压力点不一致等原因,使得进口通道处均匀的气流进入换热器后变得不均匀,非均匀气流会降低换热器的传热效率,增加空气侧的热阻,其阻值占到了整个传热过程热阻的 80%~90%^[1]。Domanski 建立了平直翅片的换热模型,发现风速的非均匀分布会引起制冷

收稿日期:2011-03-07

基金项目:嘉兴市科技计划资助项目(2008AY2023)

作者简介:海 瑛(1965-),宁夏中宁人,女,副教授,主要从事电气测量、强化传热方面的研究. E-mail: haiying@mail.zjxu.edu.cn

剂侧流量的非均匀分布,从而引起蒸发器性能显著降低^[2];且非均匀气流的强度越大,换热效能的损耗也越大。Chwalowski 等运用不同的方法预测了空冷器的性能,并和试验数据进行了比较;研究指出,为了使预测数据更为准确,仿真中引入的风速曲线分布情况必须与实际的气流分布相吻合。由 Domanski 编写的程序已被 Chwalowski 等用来分析单排管情况下,同一蒸发器在 5 种风速分布下的性能,结果表明风速非均匀分布引起的换热量衰减达 30%^[3]。

本研究将采用单元网格法,利用仿真技术研究单排和三排管在气流非均匀分布情况下,换热器的换热性

能,以得到其预测模型,并通过试验对模型进行了验证。

1 算法设计

1.1 换热器描述

本研究中的换热器采用一种改进且标准的倾斜百叶窗翅片。本研究分析的百叶窗的主要结构参数及含义如图 1、表 1 所示。换热器由 21 根 U 形管组成,每管长 1.15 m,21 根管列为 3 排,每排为 7 根管子。每管长 1.15 m,分 3 排以交错矩阵排列,如图 2 所示。

表 1 模型的基本结构参数

管子外径 D_0 /mm	横向管间距 P_1 /mm	纵向管间距 P_2 /mm	百叶窗间距 L_p /mm	翅片间距 F_p /mm
7	21	12	1	1.75
翅片倾度 θ /($^\circ$)	翅片厚度 δ_f /mm	倾斜高度 L_q /mm	管壁厚度/mm	
20	0.115	0.8	0.3	

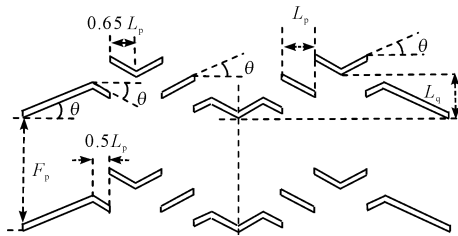


图 1 百叶窗横剖面图

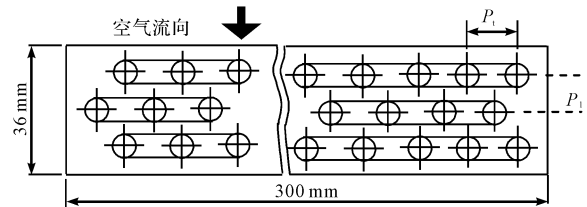


图 2 换热器结构示意图

1.2 计算模型

在换热器换热特性仿真研究过程中,本研究使用 C++ 语言,以换热器的每根换热管为研究对象,沿管长方向将其划分成 1 000 个微元,计算时对于每根换热管,从水进口到出口,顺次进行微元的计算,沿管内水流经的顺序对每根换热管依次进行计算,从而完成了整个换热器的计算。另外计算是对分离的管排数进行的,且第 1 排的出口状态是第 2 排的进口状态。对于叉排情况,则由两个垂直微元的平均值算出。这样,仿真就可以在已知结构参数和进口等工况参数情况下,计算并输出空气出口状态、水出口状态及其他热工性能,如图 3 所示。

在建立计算模型时,引入如下假设:①稳定工况;②气侧,进入换热器第 1 排(翅片)的空气流速的分布和其他排相同;③水侧,忽略翅片管 U 型弯管处的换热。

对于单排管传热的计算使用效能-传热微元数(ϵ -NTU)的方法。由于温度的变化,物性也随之改变,初始值需做反复修正。管内传热系数的计算采用 Gnielinski 关联式。初步的测量结果表明,现有百叶窗翅片标准的关联式无法准确预测传热情况。因此,下面

的分析中将使用威尔逊网格法,确定一个新的关联式,并用于仿真计算。为了确定水路压降,垂直段的摩擦系数采用 Gnielinski 关联式^[4]。在 U 型弯处压降,采用 Ita 关联式。

在确定每个网格的来流速度时,本研究将整个计算视为逆流过程,并在换热器中使用风速仪,采取试验方法在节点距离为 5 cm × 5 cm 的网格上进行测量,每个网格四边中点位置为测点。微元角点的空气流速可用线性插值法算出。假设管壁处流速为零;近壁区,形成层流边界层,可使用层流边界层模型确定速度分布图和边界层厚度。临近管壁边界层的层流网格角点上,其空气速度是通过外边界层的平均值进行估算的。对于输入的空气流速是由微元格 4 个角的流速平均值确定的。该算法因考虑了层流等要素,所以有较高的计算精度。同时边界层模型的增加,确保了仿真速度分布图与实测速度分布图相吻合。

2 试验测量

2.1 试验装置

为了验证仿真模型的正确性,本研究在一个开放

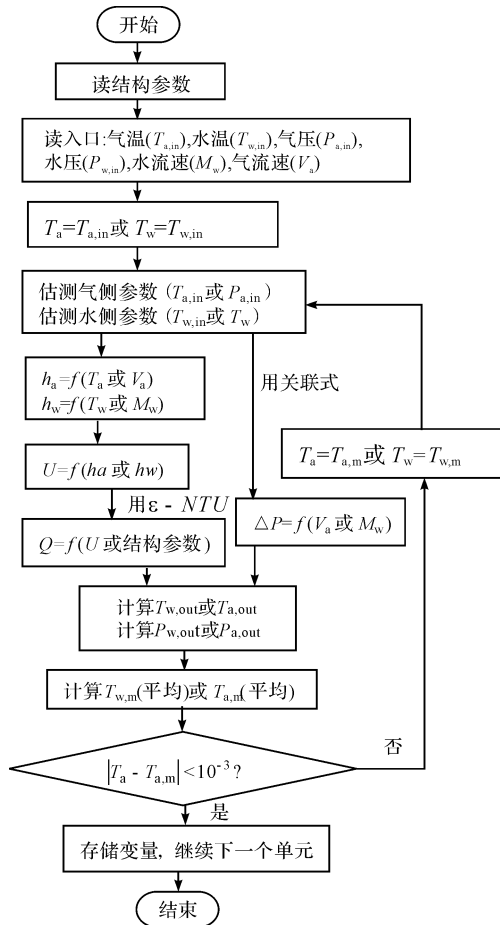


图 3 数值方法框图

式风洞试验台上进行了试验,风量调节是由变频风机实现的,风量的测量是由标准的喷嘴组合完成。试验装置如图 4 所示。

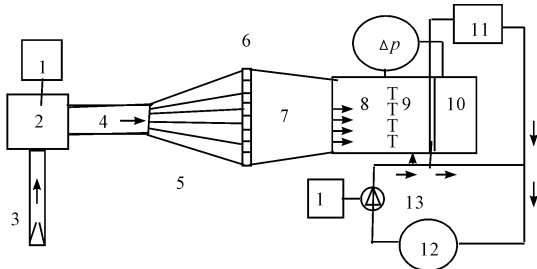


图 4 试验装置

1—可控变频风机;2—径向风扇;3—标准喷嘴;4—多孔板;5,7—压降室;6—分流器;8—压降通道;9—热交换器;10—测量部分;11—电子流量计;12—气压锅炉;13—水泵

空气的进口温度采用 4 个 K 型热电偶进行测定,如图 4 中 T 所示。出口温度的测量是 20 个 K 型热电偶安装在可移动横杆上,通过测量每个管子的温度(垂直上下移动横杆),以得到整体的平均温度。这种测量方法的构想,是为了获得非匀流的影响。当空气质量流量保持不变时,匀流和非匀流的分布从管的出口温度就可看出;其中在均匀来流时,各管出口温度差

别较小,而在非均匀来流时,各管出口温度差别较大。热电偶标定后的精度为 ± 0.1 K。测量在稳态条件下进行,测量中,进水温度的变化为 ± 1 °C。水路温度由同一个 PID 控制器进行设定和控制。水流量采用流量计测量,流量计的精度为 0.25%。空气的流量采用标准喷嘴测量,试验试件前后压差的测量采用精度为 0.4% 差压变送器测量。为了确定来流的分布,局部流速采用热球式的气体流速仪测量。平均流速采用标准的机械测量装置测量,周期设为 1 min。

2.2 试验结果与分析

2.2.1 换热效率

试验数据的采集是在工况稳定后进行的,在水侧(通道内),可测出进口和出口温度及质量流速。空气侧,可用平均进口温度、质量流速、平均出口温度等参数确定传热性能。大多数传热率低于 3%,测量的传热率平均不确定性为 2.5%,测量差值大于 3% 则被舍去。换热器的换热效率采用下式:

$$\varepsilon = \frac{Q_w}{Q_{\max}} = \frac{Q_w}{C_{\min}(T_{w,\text{in}} - T_{a,\text{in}})} \quad (1)$$

式中: ε —换热效率, Q_w —水侧换热量, Q_{\max} —最大换热量, $T_{w,\text{in}}$ —水侧进口温度, $T_{a,\text{in}}$ —气侧进口温度, C_{\min} —最小热容。

2.2.2 传热系数

对于叉流与非混合流动的热换热器(单排管或三排管),本研究使用 ε -NTU 法,就可计算出 NTU 的值。由此导出总传热系数 U ,如下:

$$U = (NTU \cdot C_{\min}) / A_{\text{ext}} \quad (2)$$

式中: U —总热传导系数, NTU —微元数, A_{ext} —管外面积(气侧)。

当忽略了污垢和翅管间接触热阻的影响,总传热系数 U 可以表示为:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_o \cdot h_o} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{A_o}{h_i^* \cdot A_i^*} \quad (3)$$

式中: η_o —表面效率, h_i, h_o —入、出口对流换热系数, λ —管壁材料导热系数, A_i, A_o —管内、外壁总表面积, d_o —管外径, d_i —管内径, L —管壁长。管内对流换热系数 h_i 的计算采用 Gnielinki 关联式。

为确定式中的表面效率,翅片效率采用如下公式:

$$\eta_o = 1 - (1 - \xi)(A_f/A_o) \quad (4)$$

式中: A_f —翅片表面积, ξ —翅片效率(在本研究中,使用 Hong 和 Webb^[5] 提出的近似值)。

为了使用这些近似值确定翅片的效率,翅片的半径必须是已知的。当管子叉排时,连续翅周边可看成六边形微元。对于单排测量时,主排管通道接收热水。由于翅片为固定的长方形(3.6 cm 宽,2.1 cm 高),翅片高度与翅片宽度之比小于 1,可用 Zeller 和 Grewe 的

方法^[6]确定其等效范围。对于三排管测量,可用施密特的方法(2.1 cm 高 1.2 cm 宽翅片)进行计算。对于百叶窗翅片,Perrotin 和 Clodic^[7]认为施密特分析的近似圆形翅片的翅片效率高估出近 5%。这是因为波纹可以通过翅片改变传导路径。不过,现有文献中还没有更有效的翅片效率逼近法,因此,Zeller、Grewe 和施密特的关联式还被广泛使用。

不同管之间,在低雷诺数时,由供水线路引起的水的温差更大(高达 7.5 ℃)。在目前的文献中,对于翅化效率的计算大都没有考虑这些差异,因此没能很好地解决此类问题。本研究用式(3)翅片效率计算空气侧的对流换热系数,采用无量纲传热因子 j 和 Re (雷诺数) 表示:

$$R_e = \frac{V_a \cdot D_c \cdot \rho_a}{\mu_a} \quad (5)$$

$$j = \frac{h_a \cdot D_c}{\lambda_a \cdot Re_a (Pr_a)^{1/3}} \quad (6)$$

式中: V_a —空气流速, ρ_a —空气密度, μ_a —空气粘度, D_c —翅片外沿外径(等于管子外径与二倍翅片厚度之和), h_a —换热系数, Pr_a —气体普朗特数。所有的物质特性是在平均温度下给出的。

如上所述,本研究实现了两种不同的测量,其结果将单独说明。首先,在非匀流条件下,对空气侧进口的质量流速进行了大量测量,以确定空气侧的传热表达式。其次,构建了三排管的非均匀流情况,并进行了传热性能的测量,对测出的迎面空气流速和仿真结果进行了比较,从而验证了仿真程序的正确性。

2.2.3 单排管和三排管的测试结果与数值仿真结果比较

在测量中,气侧的雷诺数值 Re 在 330 ~ 1 350 之间(实际工况的雷诺数范围为 450 ~ 900),对于单排管共设置了 50 个数据采集点。其结果表明:水侧、气侧预测的平均值与测量值的最大相对误差是 1.6%。同时热导率的实测值与仿真值的误差,水侧是 3.6%,气侧是 5.3%,气侧大的测量误差主要由测量技术引起,其中横杆移动的错误定位是主要原因。另外当 $Re < 1\ 000$ 时,第 1 排管的换热性能大于其他管子;当 $Re > 1\ 000$ 时,由于漩涡的脱落,第 1 排管的换热性能略低于其他管子,管排数对传热因子 j 等影响较小。所以将关联式分为雷诺数 Re 低于 1 000 和高于 1 000 两种情况, Re 大于 1 000,则由关联式预测的单排管和三排管情况基本相同。三排管在非匀流情况下,共设置了 21 个数据采集点,其预测关联式同单排管。其结果表明热导率的实测值与仿真值的相对误差为:水侧 3.6%、气侧 6.4%。

2.2.4 气流非均匀分布时换热器实验结果与仿真结

果对比实例

为了验证仿真程序的有效性,本研究对三排管气流非均匀分布情况进行测试。在测量中,为了得到非均匀来流,本研究将多孔板(孔径为 1 mm)放在风扇和沉降室中间,因为通道是矩形的,引入 5 个分流器放在沉降室(图 4 的第 5 部分)前面,以防止流体分离;然后,通过关闭一个或多个这样分离的通道,就可以得到非均匀来流。其中,风速是沿 X 轴截面方向从左到右分布的,在与均匀来流分布相同质量流的情况下,通过关闭沉降室 6 个进气道的其中两个(图 4 的第 5 部分顶部两个通道),通道内就会有气流的线形分布情况出现;本研究以同样的方式,关闭顶部和底部各一个通道,就可得到抛物线气流分布情况;测量结果如图 5 所示,图中线性来流分布的雷诺数 Re 为 825。

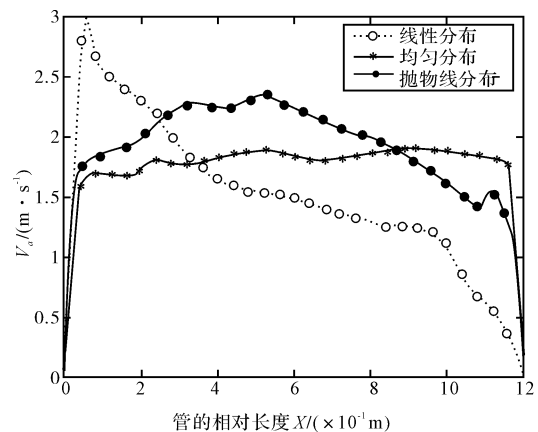


图 5 不同气流分布的实测值

换热器换热性能实测与仿真值的比较结果如图 6 所示。曲线显示了不同气流分布时温度的变化情况(曲线从顶部开始)。图 6 中,笔者选定管内热水流向自右至左,而空气非均匀性是从左到右的,因此最高质量流量和传热会出现在左边。本仿真使用的网格法如 Chwalowski 的方法一样可对气流速度进行准确的预测。边界层模型对近壁温度的影响,也可以在图 6 中看出。两种情况下,气侧气温的平均值几乎是相同的。所以,如果只利用平均值,非匀流情况就可能漏测。这再次强调实际的温度测量必须要检测进口流量非均匀性。其中,非均匀的气流分布会影响传热系数 U ,相对于均匀的气流分布情况,非均匀气流时线形的气流分布换热系数会下降 8.2%,抛物线的气流分布换热系数会下降 3.6%。这说明在气流偏差(偏离平均风速)相同的条件下,气流线性分布较抛物线分布换热量降低更多。另外,由于热电偶准确定位的困难,造成图中两相邻点的温度差值较大,所以测量技术还需改进。

最后,将实测温度分布与仿真结果比较后,笔者发现误差较小。水侧和空气侧在气流不均匀情况下,用仿真预测的热导率比实测值稍高一些,原因是测量的空气

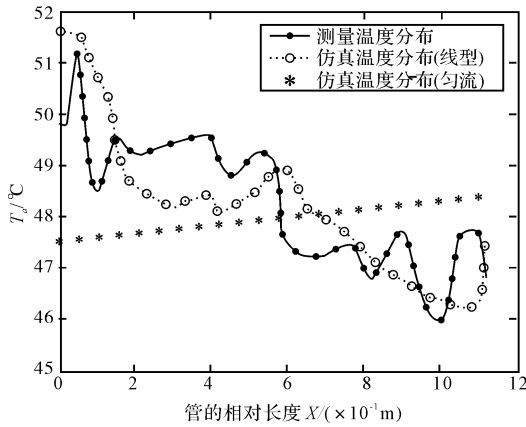


图 6 仿真值(匀流、线性流)与实测值(线性分布)的比较

流速变化无常。所以此部分的研究有待进一步的完善。

3 结束语

本研究介绍了试验装置,并测量验证了气流非均匀分布对换热效率的影响情况。结果表明,非匀流时总的换热系数 U 会下降 8.2%,并强调在风洞中测量翅片管换热器的相关性能参数时,需要有均匀的来流做保证。其次确定了百叶窗翅片管的热传导关联式。为了优化换热器的设计,基于分布参数模型,开发了非匀流情况下的仿真程序,并利用相应的试验数据进行了验证。考虑到管壁细纹沟的存在,仿真程序采用了

边界层模型。仿真结果表明,仿真与试验数据的最大相对误差为 5.15%,说明仿真与试验值基本一致。

参考文献 (References) :

[1] 陶文铨. 传热与流动问题的多尺度数值模拟: 方法与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2008.

[2] DOMANSKI P A, Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution [J]. **ASHRAE Transactions**, 1991, 97(1) : 793-802.

[3] CHWALOWSKI M, DIDION D A, DOMANSKI P A. Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil [J]. **ASHRAE Transactions**, 1989, 95(1) : 1229-1236.

[4] 陶于兵, 何雅玲. 管翅式换热器管路布置优化设计的数值研究 [J]. 化工进展, 2007, 26(6) : 893-898.

[5] HONG K T, WEBB R L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins [J]. **HVAC&R Research**, 1996, 2(1) : 27-41.

[6] ZELLER M, GREWE M A. Generalized approximation equation for the efficiency of fins on circular and elliptic Tubes [J]. **Warme Und Stoffubertragung-Thermo and Fluid Dynamics**, 1994, 29(6) : 379-382.

[7] PERROTIN T, CLODIC D. Fin efficiency calculation in enhanced fin-and-tube heat exchangers in dry conditions [C] // ICR0026, IR 21st Int. Congress of Refrigeration, Washington; [s. n.], 2003: 210-216. [编辑: 张翔]

(上接第 1055 页)

在优化设计之前,笔者先进行了适当的灵敏度分析,找出对目标函数影响最大的参数,将其作为设计变量,不仅可以减少优化的工作量,而且可以去除那些对于优化起干扰作用的参数,使优化结果更加准确。优化后的连杆满足强度要求,而连杆质量有较大降低,减小了连杆工作过程中的惯性力,应力分布更加合理。

基于灵敏度的连杆优化方法对其他形状的优化具有参考意义,有一定的工程实用价值。

参考文献 (References) :

[1] 陈家瑞. 汽车构造 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2005.

[2] 戚刚, 吴昌华, 张南林. 发动机连杆精细有限元分析模型和算法的研究 [J]. 中国机械工程, 2001(12) : 282-284.

[3] 张继春, 李兴虎, 孙刚. 基于有限元的连杆优化设计 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2006, 33(1) : 27-30.

[4] DETWILER D. Computer Aided Structural Optimization of Automotive Body Structure [R]. SAE Technical Papers, 960523, 1996.

[5] 骆敬辉. 基于 Pro/M 下的连杆结构分析及其性能优化设计 [D]. 兰州: 兰州理工大学机电工程学院, 2007.

[6] 代伟峰, 樊文欣, 程志军. 基于 ANSYS 的连杆模态分析 [J]. 机械工程与自动化, 2007(4) : 39-41.

[7] YADAV V, LONDHE A. Finite Element Analysis of Connecting Rod and Correlation with Test [N]. SAE Paper, 2009-01-08(16).

[8] 宋晋宇, 梁莎莉, 曲晓萍. 柴油机连杆有限元接触分析算法的探讨 [J]. 柴油机, 2005, 27(5) : 26-30.

[9] PRAVARDHA S. SHENOY, ALI FATEMI. Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction [N]. SAE Paper, 2005-01-09(87).

[10] 张军, 樊文欣. 柴油机连杆有限元分析 [J]. 车用发动机, 2002(2) : 35-37.

[11] 方丹. LJ276M 电控汽油机连杆有限元分析及优化 [D]. 武汉: 武汉理工大学汽车工程学院, 2009.

[编辑: 张翔]