

文章编号: 0258-1825(2010)06-0696-07

# 连续式跨超声速风洞热交换器设计技术初步研究

赵波<sup>1,2</sup>, 廖达雄<sup>1,2</sup>, 陈吉明<sup>1,2</sup>, 符澄<sup>1,2</sup>

(1. 空气动力学国家重点实验室, 四川 绵阳 621000;

2. 中国空气动力研究与发展中心设备设计及测试技术研究所, 四川 绵阳 621000)

**摘要:**以0.6m连续式跨超声速风洞为应用背景,通过工程计算得出椭圆翅片管式热交换器的初步结构,并利用数值模拟手段详细研究了结构参数、管束材料以及流动条件对热交换器性能的影响。结果显示:换热管束的排列方式和尺寸对热交换器性能影响很大;选用高导热率的材料制作翅片,会在基本不改变压损性能的情况下大幅提高热交换器的换热系数。建立了一组方便简洁的理论公式计算热交换器出口气流温度分布,且理论计算和数值模拟结果符合良好。发现通过合理布置冷却水的流动路线,可以使热交换器出口气流具有较好的温度均匀性。

**关键词:**连续式风洞;热交换器;换热效率;压力损失;流场品质

**中图分类号:**V211.74<sup>+</sup>1;TB657.5 **文献标识码:**A

## 0 引言

为了满足新世纪我国航天航空事业对空气动力试验设备的需求,建设具有强大模拟能力的连续式跨超声速风洞已经迫在眉睫<sup>[1]</sup>。在连续式跨超声速风洞中,需要高功率压缩机为气流提供压升以维持风洞稳定运行。压缩机的输入能量转化成热能,使得风洞内气流温度会逐渐升高,因此压缩机下游的气流必须经过冷却处理以带走产生的热量,这需要在风洞管路的适当位置布置热交换器进行热量交换。

热交换器的研究见诸于很多科研文献及传热学著作,如在强化传热方面的研究<sup>[2-5]</sup>、降低压损方面的研究<sup>[6-7]</sup>、管材选取及先进制造技术方面的研究<sup>[8-9]</sup>。这些研究侧重于采用试验方法,并得到许多不同的热交换器试验数据和经验公式以指导热交换器设计<sup>[10]</sup>。随着计算机技术及数值模拟技术的发展,现在已能采用数值模拟方法来研究热交换器内部的流动状态。有试验数据支撑的工程计算方法,优点在于对指定适用范围内的热交换器计算结果比较可靠,但因为它们对各个参数的变化范围通常都限制得比较小,不适合用来研究各个参数变化对热交换器性能的影响。而数值模拟对各个参数的变化范围没有特殊限制,因此很适合用来研究结构、流动参数等复杂因

素对热交换器性能的影响<sup>[11-13]</sup>,由内部流动现象分析传热、压损机理。

国外在风洞中应用热交换器起步较早,已经有了比较成熟的设计技术<sup>[14]</sup>。国内目前在西工大的NF-6风洞、627所低速增压风洞、同济大学汽车声学风洞以及CARDIC的结冰和声学两座引导风洞已使用了翅片管式热交换器,但对热交换器在风洞中应用的系统研究还不多。李启良曾对热交换器在声学风洞中的性能开展了试验和数值模拟研究<sup>[15]</sup>,着重分析了热交换器的振动和气动噪声,对热交换器在风洞中的位置、传热性能也进行了探索。本文利用数值模拟的方法,以即将建设的0.6m连续式跨超声速风洞为应用背景,详细研究了风洞中椭圆翅片管式热交换器的传热压损性能和热交换器出口流场品质,通过比较不同因素对热交换器性能的影响,结合风洞设备的特点,给出了设计意见,为确保设计方案可以获得符合设计指标的流动力学和热力学性能提供依据。

## 1 模型及计算条件

### 1.1 模型

采用黄素逸等人<sup>[16]</sup>总结的试验关联式试算,初步确定出换热管尺寸和翅片尺寸、管束排列方式等相关参数。图1给出了两种管排方式的模型图及计算区域示意图,图中阴影部分表示截出的一个周期单

\* 收稿日期:2009-06-11; 修订日期:2010-02-02

作者简介:赵波(1983-),男,四川绵阳人,助理研究员,硕士,主要从事风洞气动设计及传热传质研究. E-mail:zbugo@163.com

元,箭头表示来流方向。采用 FLUENT 软件进行数值模拟。由于热交换器结构及其间流动具有周期性,用 FLUENT 提供的周期性边界条件模拟方法,只需模拟周期单元内的流动。据文献记载<sup>[17]</sup>,管排数在 3 排以上时,管排数目的增减对热交换器总传热系数的影响就比较小了。再考虑到所研究热交换器内温度场的分布,以及通过冷却剂流动方向的改变来研究热交换器管后气流温度场的均匀性,建立起 4 列 6 排管束的相邻管排交错热交换器模型,2 列 6 排的相邻管列交错热交换器模型,计算区域中只包含一层翅片,翅片厚 0.5mm,翅距 6mm。

为了使出入口的边界条件得到更好满足,翅片管区域外,分别设置了入口发展段和出口发展段。文献<sup>[18]</sup>建议出口发展段为椭圆管当量直径的 15 倍。考虑到模型的网格量较大,该模型取入口发展段为 50mm,出口发展段取椭圆管当量直径的 10 倍,为 200mm。模型如图 2 所示。

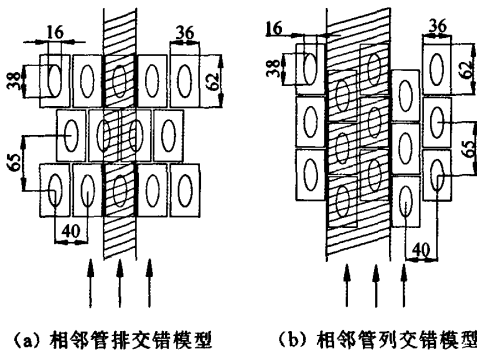


图 1 两种叉排模型示意图

Fig. 1 Schematic of tube bundles of two staggered models

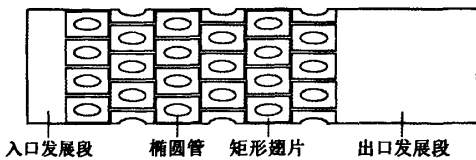


图 2 数值模拟模型示意图

Fig. 2 Schematic of numerical simulation model

1.2 计算条件

热交换器入口气流速度在 5m/s 至 10m/s 间,采用不可压缩流动分离求解器求解。由于 Wilcox  $k-\omega$  模型的 SST 模型对剪切湍流、附着边界层湍流和适度分离湍流都有较高的计算精度<sup>[19]</sup>,因此本文模拟过程中采用 SST 湍流模型。热交换器入口为速度入口,出口为压力出口。热交换器管外侧工况如表 1 所示,气流温度变化较大,此时应考虑空气热物性随温度的改

变,密度采用 FLUENT 提供的不可压理想气体模型计算。热交换器采用水作冷却剂,在 1m 长的管内,水流最大温度变化约为 2K,单层翅片的小段管壁温度可以设为定壁温。热交换器材料采用铸铁。

表 1 不同气动状态点下热交换器的工况条件

Table 1 Heat exchanger working condition under different aerodynamic state

试验段马赫数	总压 (Pa)	流量 (kg/s)	入口气流温度 (K)	入口气流密度 (kg/m <sup>3</sup> )	入口气流速度 (m/s)
0.9	4.0×10 <sup>5</sup>	330	354	3.93	6.85
1.6	2.0×10 <sup>5</sup>	115	384	1.81	5.18
2.0	1.0×10 <sup>5</sup>	50	444	0.78	5.21

2 热交换器性能影响因素分析

2.1 风洞不同状态点模拟对比

利用相邻管排交错模型,对风洞的三个典型工作状态下热交换器性能做了对比模拟。结果显示,试验段马赫数增加,传热系数随之大幅减小, $M=0.9$  时传热系数为 99.9 W/(m<sup>2</sup>·K), $M=2.0$  时传热系数只有 51.4 W/(m<sup>2</sup>·K)。这是因为设计总压和总流量随马赫数增大而减小,热交换器内的气流密度减小,气流的密度从一定程度上可以反应气体分子与换热管的接触量,密度越低,相同条件下单位时间与换热管的能量传递就减少,单位热交换面积的换热功率会随之减小。表现在该算例中即是传热系数随试验段马赫数增大而减小。由于入口风速和气流密度变化,同样 6 排管下,马赫数越高的状态总压损失越小, $M=0.9$  时总压损失为 338.6Pa, $M=2.0$  时总压损失为 65.79Pa。

2.2 管排方式影响

以  $M=0.9$  时的工况为例,对两种不同的管排方式进行了对比模拟,图 3 给出了热交换器内部的流线图及局部放大图。

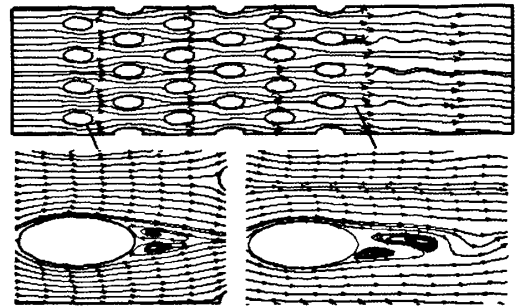
由图 3 可见,相比相邻管列交错管束,相邻管排交错管束的后排管束可有效抑制前排管后的分离涡,并对来流有较大的交叉扰动效果,有助于管束与气流间的传热,故其传热系数相对较大些。而相邻管列交错管束流道面积相比而言更为均匀,流道扩张损失较小,管子迎风面的驻点压力损失也相对较小,总的压力损失相比相邻管排交错方式的要小些。模拟具体结果如表 2 所示。

2.3 结构及流动条件影响

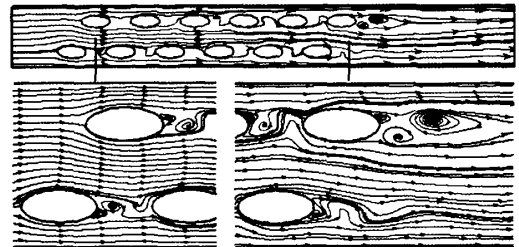
以  $M=0.9$  工况为例,保持其它条件不变时依次改变热交换器的一种结构参数,得出如表 3 所示的模

拟结果。其中,灰底色的行为同一个算例,其它的算例仅有一个参数条件与它不同。

从模拟结果得到如下结论:①翅距的减小,增大了换热器的换热面积,出口气流温度因此降低;但换热器的传热系数有所降低,气流的总压损失也由于流通截面的减小而出现较大的上升。因此设计时要仔细权衡,以便选择合适的翅片距离。②从翅片结构上来看,整体翅片的传热和压损效能均较矩形翅片要差;这是因为矩形翅片间的间断,有效地破坏了气流边界层,从而提升了换热器的性能。③改变翅片材料为铝,换热器的换热性能得到很大提高,由于气流的平均温度的降低,总压损失也出现小幅下降,可见选择导热率良好的翅片材料,可以较大地提升热交换器换热性能;进一步的研究表明,基管用材改成高导热率材料,换热器的传热系数变化不大,这两种不同结果是由于翅片和换热管对传热的影响机制不同造成的。④热交换器入口风速增大,换热系数会随着增长,而总压损失则随之出现很大的增加,因此设计时应尽可能增大风洞热交换器段的尺寸,以降低系统在热交换器段的功耗。



(a) 相邻管排交错模型



(b) 和相邻管列交错模型

图 3 热交换器管束间流线图

Fig. 3 Streamlines in heat exchanger

表 2 不同管排方式热交换器模拟结果

Table 2 Simulation results of heat exchanger with different tube arrangements

管排方式	速度 (m/s)		温度 (K)		密度 (kg/m <sup>3</sup> )		传热系数 (W/(m <sup>2</sup> ·K))	总压损失 (Pa)	压损系数
	入口	出口	入口	出口	入口	出口			
相邻管排交错	7	6.72	354	338.4	3.94	4.12	99.9	338.6	3.51
相邻管列交错	7	6.75	354	339.9	3.94	4.10	94.5	308.0	3.19

表 3 不同结构热交换器模拟结果

Table 3 Simulation results of heat exchanger with different structure

管排方式	速度 (m/s)		温度 (K)		密度 (kg/m <sup>3</sup> )		传热系数 (W/(m <sup>2</sup> ·K))	总压损失 (Pa)	压损系数
	入口	出口	入口	出口	入口	出口			
翅片 6mm	7	6.72	354	338.4	3.94	4.12	99.9	338.6	3.51
距离 4mm	7	6.68	354	336.7	3.94	4.14	78.3	407.2	4.22
翅片 矩形	7	6.72	354	338.4	3.94	4.12	99.9	338.6	3.51
型式 整体	7	6.69	354	337.9	3.94	4.12	89.7	378.3	3.92
翅片 铸铁	7	6.72	354	338.4	3.94	4.12	99.9	338.6	3.51
材料 铝	7	6.62	354	334.7	3.94	4.16	129.9	333.3	3.45
入口 5m/s	5	4.76	354	335.9	3.94	4.15	85.2	184.1	3.74
7m/s	7	6.72	354	338.4	3.94	4.12	99.9	338.6	3.51
风速 10m/s	10	9.64	354	340.7	3.94	4.09	118.4	652.3	3.31

### 3 流场均匀性分析

风洞对流场品质有严格的要求,因此有必要对热交换器后流场温度和速度均匀性进行分析,以便确定加入热交换器后管道气流均匀性的变化,确保不会影响风洞的流场品质指标。首先建立热交换器后气流温度管向分布的理论计算模型,然后采用数值模拟的

方法进行对比分析,验证理论模型的可靠性。

#### 3.1 理论计算

先考虑单排换热管,由于各管排列、物理条件完全一样,可视为一根管,考虑其总换热效果,建立如图 4 所示模型。气流走管外,冷却水走管内,设定管子的下端坐标为 0,上端为 L。气流和水流均视为一维传热,由热平衡方程和传热方程,对微元管段 dx 有

如下关系式:

$$C_{pg}m_g \frac{dx}{L}(T_{g0} - T_g(x)) = C_{pw}m_w dT_w(x) \quad (1)$$

$$C_{pg} = m_g \frac{dx}{L}(T_{g0} - T_g(x)) = KS_0 \frac{dx}{L} \Delta T_m \quad (2)$$

其中:  $T_{g0}$  为气流入口温度,  $T_g(x)$  为气流出口温度,  $T_w(x)$  为水流沿管温度,  $K$  为总传热系数,  $S_0$  为单管总传热面积,  $\Delta T_m$  为传热平均温差,  $m_g$  为流过单管区域的气流流量,  $m_w$  为单管水流量, 单位均为国际单位。

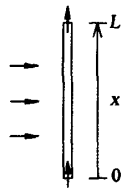
在式(1)和式(2)中, 应用了如下假设: ①流体热物理性质为常数; ②换热面积沿管均匀分布(把翅片管的情况也包括进去); ③总传热系数为常数; ④每排管的进气、进水条件完全相同; ⑤忽略气流和水流在管向的内部导热。

由于在  $dx$  微元段中, 管壁温度可视为常数, 而且出入口的温度差别较小, 故计算平均传热温差时采用算术平均温差。积分结果如下:

$$T_w(x) = T_{g0} - (T_{g0} - T_{w0})e^{ax} \quad (3)$$

$$T_g(x) = \frac{1}{a+0.5}[(a-0.5)T_{g0} + T_w(x)] \quad (4)$$

其中:  $a = C_{pg}m_g/(KS_0)$ ,  $b = C_{pg}m_g/(C_{pw}m_w)$ ,  $c = (-2b)/(2aL+L)$ 。



交错进水管束  
图 4 单排管示意图

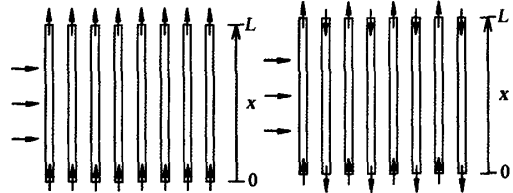
Fig. 4 Schematic of one row tubes

对多排换热管束, 同样把一排管看成一个整体, 每排管的换热系数设为热交换器的总传热系数, 气流和水流传热均作一维处理, 前排管的气流出口温度为后排管的气流入口温度, 进行逐排的单管积分, 由此可以推导出每排管内水流温度分布和管后的气流温度分布。

采用表 1 给出的状态条件, 利用数值模拟得出的总传热系数, 对同方向进水管束和交错进水管束分别作了计算。进水方式如图 5 所示, 管外箭头表示气流方向, 管内箭头表示水流方向。

图 6、图 7 分别给出了  $M=2.0$  时管排的水流、气流温度分布。热交换器段入口为  $3.5\text{m} \times 3.5\text{m}$  的正

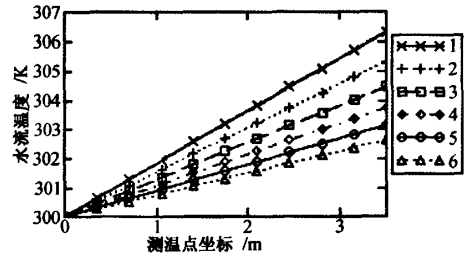
方形, 水流速度取  $1.5\text{m/s}$ 。计算表明, 长度在  $10\text{m}$  以内换热管, 其内水流温度很接近线性变化; 随着气流温度的降低, 水出口温度减小较快; 同方向进水方式会使得管后气流不均匀性累积放大, 而交错方向进水方式可以有效改善气流的温度均匀性。



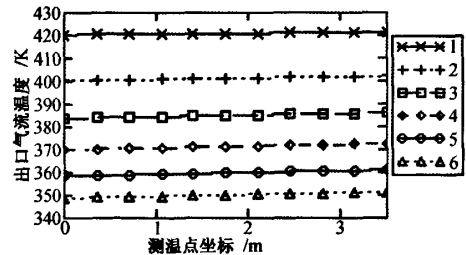
(a) 同方向进水管束 (b) 交错进水管束

图 5 两种进水方式理论计算模型

Fig. 5 Theoretic calculation model of tube bundles with different infall design



(a) 水流温度



(b) 出口气流温度

图 6 同方向进水多排管温度分布曲线

Fig. 6 Temperature distribution of tube bundles with same infall direction

图 8 给出了  $M=2.0$  时两种进水方式每排管后的最大温差。同方向进水时第 6 排管后气流温差达到  $2.56\text{K}$ 。交错进水时, 气流的最大温差出现在第一排管管端和中间管段后的温度差, 为  $1.04\text{K}$ , 第 5 排管后温差在  $0.5\text{K}$  以内, 可以看出, 奇数排温差逐次减小, 偶数排的温差均在  $0.02\text{K}$  以内, 这主要是由于前排气流温度梯度和偶数排水流温度梯度刚好方向相反造成的, 利用这一个特点可以很好控制热交换器出口气流温度均匀性。

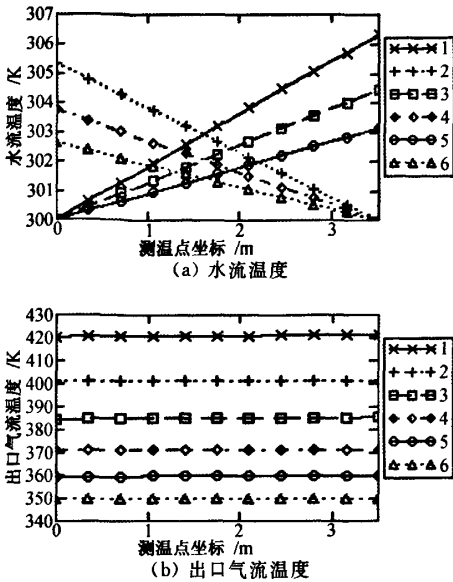


图 7 交错方向进水多排管温度分布曲线  
Fig. 7 Temperature distribution of tube bundles with stagger infall direction

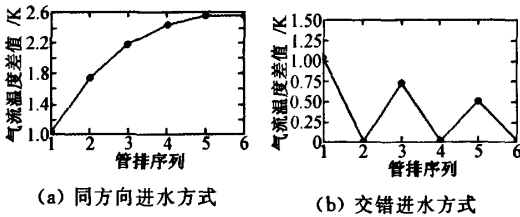


图 8 不同进水方式各排管后气流温差  
Fig. 8 Air temperature difference behind every tube-row of different infall designs

比较三个状态下两种不同进水方式气流的最大温差以及第 6 排管温差数据,发现由于  $M=2.0$  状态的热交换器气流入口温度最高(高达 444K)故其温度不均匀性最大,同方向进水时最大温差为 2.56K,为  $M=0.9$  状态 1.25K 的 2 倍。但改用交错进水方式,可以很好地提高气流温度均匀性。

3.2 数值模拟

为了验证理论模型的可靠性,对温度均匀性最差的状态下的风洞热交换器出口气流温度分布进行了数值模拟。表 4 给出了理论计算和数值模拟出口温度。其中:A1、A2 分别表示同方向进水管束出口气流的最高温度和最低温度,B1、B2 分别表示交错方向进水管束出口气流的最高温度和最低温度。对同方向进水管束,数值模拟出口温差和理论计算出口温差分别为 2.38K、2.56K;对交错方向进水管束,

数值模拟出口温差和理论计算出口温差分别为 0.07K、0.02K。理论计算和数值模拟结果符合得很好,说明理论计算公式的假设合理,可以用来计算热交换器出口的管向温度不均匀性。

表 4 热交换器出口温度均匀性的数值模拟和理论计算结果  
Table 4 Temperature uniformity compare after heat exchanger between numerical simulation and theoretic calculation

	数值模拟				理论计算			
	A1	A2	B1	B2	A1	A2	B1	B2
出口温度(K)	351.29	348.91	350.12	350.05	351.44	348.88	350.17	350.15

除了管向的不均匀性外,热交换器出口流场还存在横向不均匀性。管向的温度均匀性有随管排增多而叠加的可能,而横向的温度不会随管排增多而叠加,且速度不均匀性只存在于横向。为了分析横向流场不均匀性及其在气流方向上的变化情况,把原模型出口发展段长度加长 2 倍,如图 9 所示,各个截面相距为 200mm。图 10 给出了出口发展段不同截面的横向温度和速度分布。



图 9 出口发展段加长后的模型  
Fig. 9 Numerical simulation model with longer exit duct

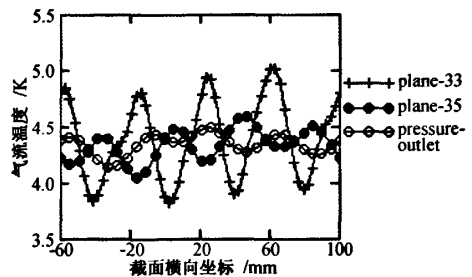
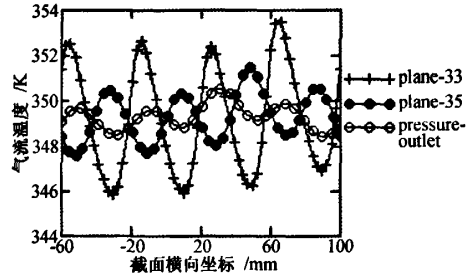


图 10 不同出口截面的温度、速度分布比较  
Fig. 10 Temperature and velocity landscape orientation contribution in different exit section

可见由于热交换器低温换热管和流通截面积变化的影响,出口温度场和速度场产生横向波动。出口200mm处温度波幅为7.61K,速度波幅为1.20m/s;出口400mm处温度波幅为3.86K,速度波幅为0.55m/s;出口600mm处温度波幅为2.12K,速度波幅为0.36m/s。由此可见,气流的横向扰动使得温度场和速度场的波动在热交换器下游很快衰减,因此横向上的不均匀性不会给风洞流场品质带来显著影响。

## 4 结论

利用数值模拟手段,以0.6m连续式跨超声速风洞为应用背景,对热交换器的性能做了较为全面的研究和分析。同时,为了对热交换器对风洞流场品质的影响进行评估,建立了计算热交换器管向温度分布的理论公式。并通过理论计算和数值模拟的对比,验证了理论公式的合理性。主要结论有如下几点:

(1) 管排方式对热交换器性能有一定影响,相邻管列交错方式布置的热交换器比相邻管排热交换器布置的热交换器在有效降低压力损失性能上效果更优,但传热系数较后者差。

(2) 翅片参数是影响热交换器性能的重要因素,包括翅距、翅片的型式、翅片的尺寸以及翅片材料的选用,设计时需要仔细综合权衡。

(3) 热交换器的压力损失随来流速度增大很快上升,而换热效率的提高要小得多,因此热交换器段的设计在满足基本风洞指标后应该尽可能地采用大的尺寸以降低其间的风速。

(4) 通过合理布置热交换器冷却水进水方式,能够有效控制出口管向温度分布的不均匀性,本文建立的理论计算公式,可以对此进行较好的计算。气流横向的流场不均匀性会随气流横向扰动在热交换器下游得到很快改善,不会对风洞流场品质产生明显影响。

## 参考文献:

- [1] 陈德华,李建强. 先进飞行器研制对空气动力学发展之需求[R]. 空气动力学研究文集[C]. 2006, 16: 221-229.
- [2] NAPHON P, WONGWISES S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2006, 10: 463-490.
- [3] 方书起,祝春进,吴勇,等. 强化传热技术与新型高效换热器研究进展[J]. 化工机械, 2004, 31(4): 249-253.
- [4] SAHITI N, DURST F, DEWAN A. Heat transfer enhancement by pin elements[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48: 4738-4747.
- [5] SAHITI N, DURST F, DEWAN A. Strategy for selection of elements for heat transfer enhancement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49: 3392-3400.
- [6] 刘建,魏文建,丁国良,等. 翅片管式换热器换热与压降特性的实验研究进展-实验研究[J]. 制冷学报, 2003, 3: 25-30.
- [7] JACIMOVIC B M, GENIC S B, LATINOVIC B R. Research on the air pressure drop in plate finned tube heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29: 1138-1143.
- [8] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [9] MAZIASZ P J, PINT B A, SHINGLEDECKER J P, EVANS N D, et al. Advanced alloys for compact, high-efficiency, high-temperature heat-exchangers[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, 8: 1-9.
- [10] 刘建,魏文建,丁国良,等. 翅片管式换热器换热与压降特性的实验研究进展-关联式[J]. 制冷学报, 2003, 4: 21-27.
- [11] 李惠珍,屈治国,程永攀,等. 开缝翅片流动和传热性能的实验研究及数值模拟[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(3): 229-232.
- [12] BOURIS D, PAPADAKIS G, BERGELES G. Numerical evaluation of alternate tube configurations for particle deposition rate reduction in heat exchanger tube bundles[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2001, 22: 525-536.
- [13] BUTTERWORTH D. Process heat transfer 2010[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24: 1395-1407.
- [14] DUNCAN J C. Heat exchanger design considerations for transonic wind tunnels[R]. AIAA Paper, 98-2617.
- [15] 李启良. 气动-声学风洞换热器的数值模拟与试验研究[D]. [硕士学位论文], 同济大学, 2007.
- [16] 黄素逸,杨金宝. 横掠椭圆矩形翅片管束的放热[R]. 工程热物理论文集[C]. 科学出版社, 1988: 249-252.
- [17] 张春雨,李妮. 排数对矩形翅片椭圆管束换热的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 1995, 23(10): 117-122.
- [18] 张和平,裴威,刘洁. 流体绕椭圆管束流阻特性的数值模拟[J]. 淮海工学院学报(自然科学版), 2004, 13(4): 14-16.
- [19] WILCOX D C. Turbulence modeling: an overview[R]. AIAA Paper, 01-16558.

## Investigation of heat exchanger design for continuous transonic and supersonic wind tunnel

ZHAO Bo<sup>1,2</sup>, LIAO Da-xiong<sup>1,2</sup>, CHEN Ji-ming<sup>1,2</sup>, FU Cheng<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Aerodynamics, Mianyang 621000, China;

2. Facility Design and Instrumentation Institute of China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** The research work is focused on performance of finned elliptic tube heat exchanger used in wind tunnel. These jobs include engineering calculation and numerical simulation of air flow and heat transfer. The major influence factors, such as structural parameters, heat transfer tube material, flow condition, are discussed in detail by numerical simulation. The results indicate that structure parameters of heat transfer tube bundles have significant impact on heat exchanger performance. And heat exchanger performance will be improved greatly without increasing pressure drop by using metal with high thermoconductivity coefficient to produce heat transfer tube bundles. A group of theoretic formulae are established to calculate temperature distribution of airflow out from heat exchanger, and the results accord well with that of numerical simulation. It indicates that temperature grads augments along with the increase of tube row number, but the temperature uniformity will be improved greatly by designing the entrance of cooling water properly.

**Key words:** continuous wind tunnel; heat exchanger; heat transfer efficiency; pressure drop; quality of flow field