

微型燃机一次表面回热器全程通道三维数值模拟

王巍*, 余红英, 黄钟岳, 宋勇

(大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 基于层流假设,对微型燃机一次表面回热器 (PSR) 波纹状全程通道的换热特性和压力损失进行了三维数值模拟计算,并将模拟结果与经验公式计算结果进行了比较. 数值模拟结果表明,一次表面回热器的换热特性和压力损失值与雷诺数及波纹的结构尺寸有关. 换热特性随着雷诺数的增加、通道宽高比的减小而逐渐增强,阻力损失则随着雷诺数、通道宽高比的增加而明显增大. 当回热器部分流量工作时,回热度升高.

关键词: 三维数值模拟; 一次表面回热器; 换热特性; 压力损失
中图分类号: TK472 **文献标识码:** A

0 引言

燃气轮机分布式发电装置简便、机动灵活,不仅可提供不同档次的电源,不用担心统一电网故障、远距离输送带来的损失,而且还是很好的应急发电设备;通过燃气余热利用,还可进一步提高燃料综合利用率,其综合效益不低于甚至高于统一电网用电^[1]. 微型燃气轮机的出现,为避免统一电网的缺陷,适应当今电力工业深化变革的需要,为办公分散化、生产规模小型化提供了安全可靠的动力和能源,有人称它为 21 世纪的动力幻想,市场前景广阔.

微型燃气轮机主要由离心压气机、向心透平、燃烧室、回热器等组成. 为了使微型燃机效率达到 30%,采用回热循环是关键所在. 然而,气体与固体壁面的对流换热系数较低,为了保证回热器的换热效率,常规回热器的体积必然庞大,与微型燃机的比例无法匹配. 从微型燃机紧凑性要求出发,设计者必须设计出体积和质量小、回热度高、成本低、易于实现自动化批量生产的紧凑式回热器.

国外近年来对紧凑式回热器作了不少研发工作^[2-3],其中一次表面回热器 (PSR) 特别引起人们关注,PSR 进一步又可分为 CW (cross wave) 型、CC (cross corrugated) 型、CU (corrugated

undulated) 型等. 文献 [2] 对 PSR 进行了一些实验研究,只是多数结果在湍流范围内. 文献 [3] 利用 FLOW 3D 软件对 CC 型 PSR 通道内流体的流动与换热进行了数值模拟,但提供的具体数值结果很少,且主要是比较各种计算模型以及适应性. 国内对 PSR 的研究刚刚起步^[4-5].

有关 PSR 的数值模拟文献逐渐增多,但介绍的一般都是关于 PSR 内一种流体的微小单元在给定的常壁温或常热流边界条件下的流动与换热过程. 而对于整体回热器通道,温度和热流是不断变化的,加上结构的复杂性,使得整体 PSR 传热和流动的数值分析更有意义,而涉及这方面的文献很少. 因此,有必要在数值计算中不仅考虑微小单元还应考虑回热器全程通道的计算,同时考虑物性参数及流动参数的沿程变化.

本文以一种特殊的,即交错角 $\theta = 0^\circ$ 的类似 CC 型一次表面回热器为例,考虑物性参数随温度的变化,利用数值模拟方法进行全程通道回热器的流动与换热研究,以期对今后其他相似类型回热器设计提供一种参考.

1 物理问题与网格划分

本文研究的 PSR 几何结构采用文献 [5] 的参数,如图 1 所示,其通道由椭圆形波纹板形成,厚

收稿日期: 2005-07-10; 修回日期: 2007-01-05.
作者简介: 王巍* (1967-), 女, 副教授.

度为 0.1 mm. 模拟计算的是两相邻通道内流体逆向流动以及通过波纹板的耦合换热过程.

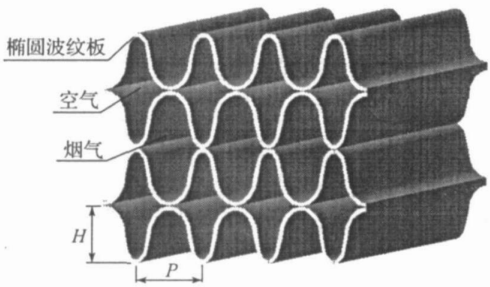


图 1 波纹板一次表面回热器示意图
Fig. 1 Primary surface recuperator of wavy plate

利用三维建模工具,考虑几何形状、流动和换热的对称性,各取冷、热流体通道的四分之一建立计算单元,可以获得整个通道的计算结果. 回热器的空气、烟气流道当量直径分别为 1.02 mm 和 1.28 mm,计算模型单元总宽度为 0.8 mm 高度为 1.4 mm 长度为 110 mm,参见图 2 和图 3.

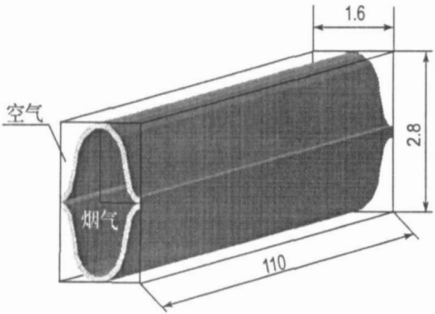


图 2 PSR模型单元
Fig. 2 Model cell of PSR

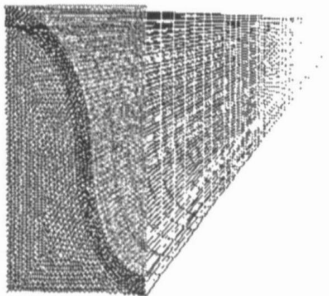


图 3 PSR计算单元网格
Fig. 3 Computed grid of PSR

由于模型的长宽比很大,为了减少网格数量,同时保证网格质量,采用在不同方向网格划分密度不同的方法,见图 3. 图中右边小通道为冷空气,左边大通道为热烟气,中间是固体不锈钢波纹板. 热烟气通过对流换热在流固壁面处把热量传给波纹板,波纹板通过导热把热量传到另一侧,在

另一侧流固壁面处又通过对流换热传出热量给冷空气. 流固壁面处的换热问题不能用常规的第一、二、三类边界条件来解决,而要受到流体与壁面之间相互作用的制约,无论壁面上的温度还是热流密度都是不断变化的,不能作为给定条件,此类问题称为耦合换热问题.

2 数值模拟

2.1 计算模型

冷、热气体的流动雷诺数均在 1 000 以下,且流道平直,因此在流动方向上,两流体的流动没有太大湍流,层流模型在此雷诺数范围内是适用的,故本文选择层流模型计算.

两流体在回热器通道中逆向流动和换热时,温度沿程变化,因此流场内各物性参数随温度也发生变化. 为了使模拟计算更接近真实的流动和换热工况,本文考虑了气体密度、导热系数、动力粘度、定压比热容随温度的真实变化关系.

2.2 控制方程

质量守恒方程:

$$\frac{\partial d}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(d u_i) = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(d u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(d u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial f_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(d E) + \nabla \cdot (v(d E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \tag{3}$$

在固体区域的能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(d h) = \nabla \cdot (k \nabla T) \tag{4}$$

其中 d 是密度, k 是导热率, T 是温度, p 是静压, f_{ij} 是应力张量分量, k_{eff} 是有效导热率.

$$E = h - \frac{p}{d} + \frac{v^2}{2}$$
$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \tag{5}$$

其中 T_{ref} 为 298.15 K.

2.3 边界条件

对于本文的回热器模拟计算,输入两流体的入口流速、温度以及出口压力边界条件. 在冷空气和热烟气之间的不锈钢板部分,是耦合的流固换热边界,由软件自动迭代计算. 考虑到模型单元几何形状以及流动和换热的对称性,计算单元的四周壁面给出对称边界条件.

3 数值模拟结果与分析

3.1 模拟结果比较

建立与文献 [5] 相同的回热器模型, 输入高温工况: 175℃ 冷空气、430℃ 热烟气和低温工况: 20℃ 冷空气、100℃ 热烟气, 保持两工况的入口雷诺数一致, 进行数值模拟计算. 由图 4 可见明显的层流流动, 图 5 可见流动方向中间截面处的典型温度分布.

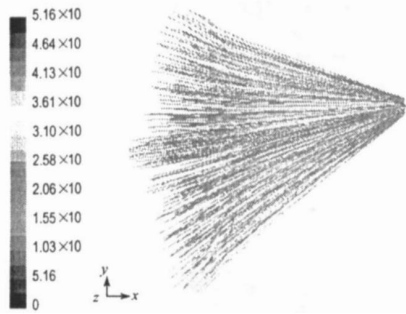


图 4 空气通道流线图

Fig. 4 Stream line of air channel

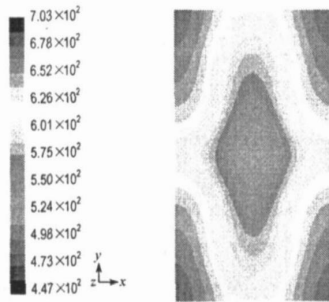


图 5 在 $z = 55\text{ mm}$ 处的截面温度分布图

Fig. 5 Temperature distribution on cross section $z = 55\text{ mm}$

根据两流体的进、出口温度、压力以及波纹板壁面热流率的加权平均值即可求出回热器波纹板通道的总传热系数、表面努塞尔数和压力损失以及回热度.

计算公式分别如下:

$$\begin{aligned} K &= \frac{\bar{q}}{\Delta t_m}, \quad T = \frac{\bar{q}}{t_w - t_f}, \\ Nu &= \frac{T d_e}{\lambda}, \quad d_e = \frac{4S}{U}, \\ \Delta p &= p_{in} - p_{out}, \quad X = \frac{t_{c,out} - t_{c,in}}{t_{h,in} - t_{c,in}} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: K 为总传热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$); $\bar{q}$ 为穿过壁面的平均热流率, 由局部热流率在壁面的积分所得; Δt_m 为对数平均温差; Nu 为努塞尔数; T 为表面换热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$); t_w 为壁面温度; t_f 为流体平均温度; d_e 为通道当量直径 (m); S 为通道截面积; U 为

通道截面湿周长; Δp 为压力损失 (Pa); p_{in} 、 p_{out} 分别为流体进、出口压力; X 为回热度; $t_{c,in}$ 、 $t_{c,out}$ 、 $t_{h,in}$ 分别为冷气体的进、出口温度和热气体的进口温度.

数值模拟的表面努塞尔数和压力损失结果和文献 [5] 采用经验公式计算结果的比较见图 6~ 9.

在分析表征整体回热器通道的传热特性和压力损失时, 采用进口雷诺数为参考.

文献 [5] 回归得到的表面努塞尔数经验关系式:

$$\begin{aligned} Nu &= 0.0031 Re^{1.18} Pr^{0.4} (h/W_c)^{0.19}, \\ T &= \frac{Nu \lambda}{d_e} \end{aligned} \quad (7)$$

适用范围: $Re < 1000$, $h/W_c = 1 \sim 9$. 对于温度范围没有规定, 温度的影响主要体现在不同定性温度的物性参数上. 式中 h 、 W_c 分别为微矩形槽道的高度和宽度, 此处则分别取椭圆状通道的高 2.8 mm 和宽 1.6 mm, 见图 2.

气体流过换热器的总压降, 理论上由入口损失、沿程阻力损失及出口损失 3 部分组成, 因空气的入口压力降低和出口压力升高的绝对值只占总压降的极小部分 (1% ~ 2%), 因此在计算中忽略此两项压力损失, 近似按总压降约等于沿程阻力损失处理数据. 取流体进、出口平均温度为定性温度.

微矩形槽道内的阻力系数关系式 [5]:

$$f = 112/Re \quad (8)$$

流道内压力损失定义为

$$\Delta p_m = \frac{1}{2} f d_e^2 \frac{L}{d_e} \quad (9)$$

式中: Δp_m 为流体在换热器流道内的压力损失; L 为流道的有效长度; u 为流体在通道内的平均流速; d 为空气在定性温度下的密度.

分析图 6~ 7 可见, 数值模拟的表面努塞尔数随雷诺数的变化缓慢, 趋向于常规尺寸通道的层流换热特性, 与文献 [6] 是相符的. 可见, 努塞尔数与雷诺数的关系不像经验公式法给出的那样变化剧烈. 从图中还可看出, 在雷诺数 600~ 800, 由经验公式和数值模拟两种方法得出的表面努塞尔数比较接近, 而在这一特定雷诺数范围之外, 两种分析方法有较大偏差, 也表明了在此范围内用经验公式法计算完全可以满足工程需要. 产生误差的原因是由于两流体的温度沿程变化导致物性随之改变, 以致雷诺数也不断变化, 影响了流动和换热特性; 而经验公式法以流体的进、出口温度平均值为定性温度, 假定物性参数, 雷诺数在整个流

动方向上都不变.

由图 7 可看出,对于压力损失,两种计算方法所得结果趋势一致,低温工况误差小,高温工况误差大一些.该误差是由于经验公式法采用流体的进、出口平均温度为定性温度,从而得到定性温度

下的平均流速简化计算而引起的.而实际上,如该高温算例,冷空气由入口到出口的密度变化使出口速度提高了 30% 左右,而压力损失与流速成正比,所以高温工况的压力损失模拟和经验计算结果偏差就大一些.

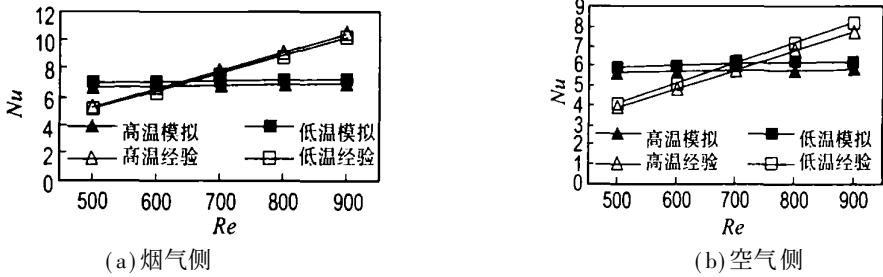


图 6 努塞尔数随雷诺数的变化
Fig. 6 Changing of Nusselt number with Reynolds number

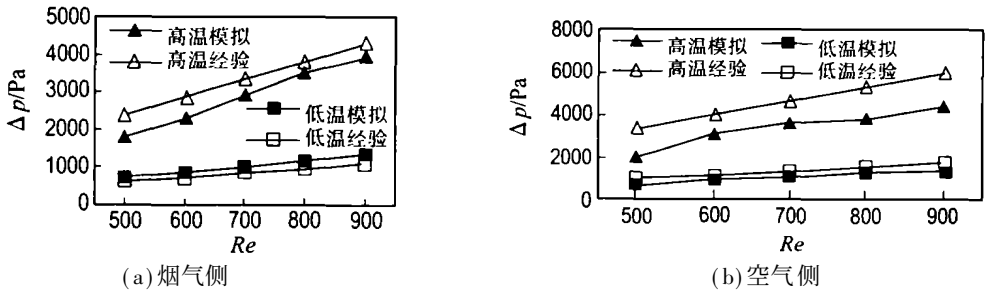


图 7 压力损失随雷诺数的变化
Fig. 7 Changing of pressure drop with Reynolds number

3.2 不同结构回热器的换热特性分析

对于同一种几何结构,给定不同雷诺数的模拟分析如前所述,总传热系数随雷诺数增加而增加,但总传热系数增加的幅度并不大.这说明对于此种结构的回热器,仅依靠提高雷诺数来增加传热效果不明显.

下面建立不同宽高比的几何模型,来讨论提高换热的方法.输入相同的入口雷诺数和温度边界条件进行数值模拟,得到如图 8 的关系曲线.

可见,总传热系数 K 随 P/H 的增加略有减小.这是由于在此范围内,当 P/H 增加时,流道截面由椭圆形向圆形发展,导致单位流量的流体和波纹板接触面减小而影响了换热效果.

3.3 不同结构回热器的压力损失分析

图 9 是在雷诺数为 700 时回热器单元通道压力损失随宽高比变化曲线.由图可知,压力损失在 P/H 较小时,随 P/H 的增加而缓慢增加,在 $P/H = 1.45$ 之后随雷诺数增加而快速增加.分析原因是由于换热通道随 P/H 的增加,流道截面

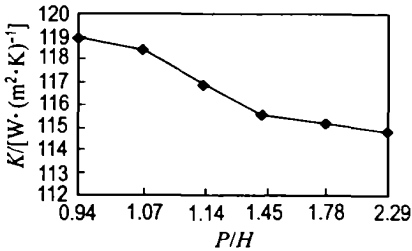


图 8 总传热系数随宽高比的变化 ($Re = 700$)
Fig. 8 Changing of overall heat transfer coefficient with pitch-to-height ratio ($Re = 700$)

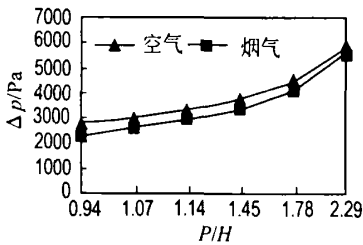


图 9 压力损失随宽高比的变化 ($Re = 700$)
Fig. 9 Changing of pressure drop with pitch-to-height ratio ($Re = 700$)

由椭圆形向圆形发展,当量直径减小,使相同雷诺数下的流体流速提高,尤其 $P/H = 1.45$ 之后流速增加更显著,因而压力损失大幅提高.

3.4 回热器不同流量下的效率

当回热器工作在不同流量下,例如,两流体流量均为额定流量的 90%、80%、70% 时,保持入口温度不变,分别进行数值模拟,回热度变化曲线见图 10.

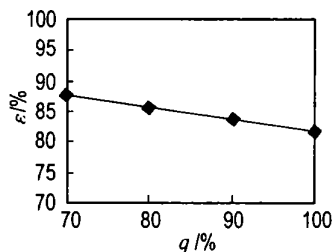


图 10 回热度随流量变化

Fig. 10 Changing of heat transfer efficiency with flow rate

由图 10 知,回热度随着气体流量减小而提高,当流量降低了 30% 以后,回热度的绝对值提高了 6% 左右,与回热器性能测试实验结果相符^[7]. 这对于燃机运行在部分负荷下,回热器性能校核很有意义.

4 结 论

(1) 对于当量直径在 1 mm 以上的非矩形截面小通道换热,表面努塞尔数随雷诺数增加而缓

慢增加,压力损失随雷诺数增加而显著增加,表面努塞尔数和压力损失均与流体的温度相关.

(2) 总传热系数随换热通道宽高比的升高而略有下降. 压力损失在一定范围内随着宽高比增加而缓慢增加,当宽高比超过 1.45 以后,压力损失显著增加.

(3) 回热度随着流量的降低而升高.

参考文献:

- [1] 张昊志,李 政,孙 昕,等. 正在兴起的微透平技术 [J]. 动力工程, 2001, 21(6): 1532-1538
- [2] STASIEK J A. Experimental studies of heat transfer and fluid flow across corrugated- undulated heat exchanger surfaces [J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 1998, 41: 899-914
- [3] CIO FALO M, STASIEK J, COLLINS M W. Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages-II. Numerical simulations [J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 1996, 39(1): 165-192
- [4] 聂 嵩,曲 伟. CC 型原表面回热器传热与流动数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2004, 25(6): 989-991
- [5] 杨 静,程惠尔,闻雪友,等. 船用燃气轮机 一次表面回热器的设计分析 [J]. 热能动力工程, 2003, 7: 365-368
- [6] 辛明道,张培杰,杨 军. 空气在微矩形槽道内的对流换热 [J]. 工程热物理学报, 1995, 16(1): 86-90
- [7] MCDONALD C F. Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines [J]. *Appl Therm Eng*, 2000, 20: 471-497

Three-dimensional numerical simulation of primary surface recuperator entire duct for microturbine

WANG Wei*, YU Hongying, HUANG Zhongyue, SONG Yong

(School of Energy and Power Eng., Dalian Univ. of Technol., Dalian 116024, China)

Abstract A numerical simulation of flow and heat transfer was conducted for a wavy entire duct of primary surface recuperator (PSR). The results of three-dimensional numerical predictions were obtained based on the laminar flow assumptions and compared with the literature data by empirical calculations. The systematical numerical simulation research showed that the heat transfer characteristics and pressure drop were related to Reynolds number and various geometries. The heat transfer was slightly enhanced as increasing the Reynolds number and/or decreasing pitch-to-height ratio, while the pressure drop was obviously enlarged as increasing the Reynolds number and/or pitch-to-height ratio. Moreover, the efficiency of recuperator was improved with the flow rate decreasing.

Key words three-dimensional numerical simulation; primary surface recuperator; heat transfer; pressure drop