

文章编号:1671-6833(2010)03-0020-05

管壳式换热器模块综合模拟方法研究

王丹, 董其伍, 刘敏珊

(郑州大学 河南省过程传热与节能重点实验室, 河南 郑州 450002)

摘要:通过对折流板管壳式换热器壳程流体流动和传热特性分析,提出了1种模块综合模拟方法.该方法将折流板管壳式换热器壳程分为进口段、周期段和出口段,并分别进行模拟计算,而后将各部分模拟结果进行综合得到整个壳程的温差和压力降.并通过管壳式换热器传热性能实验和数值模拟结果进行对比,两者吻合较好,证明了该数值模拟方法的正确性.模块综合法可以减少计算模型的网格数量,提高计算速度,而且具有较高的精确性,可以用于较大型管壳式换热器的模拟计算,弥补了传统模拟方法的不足.

关键词:管壳式换热器;数值模拟;进口段;周期段;出口段

中图分类号:TK172 **文献标识码:**A

0 引言

管壳式换热器具有制造简单、维护方便、适应性强、处理量大、工作可靠、能适应高温高压等优点,是目前国内外许多工业部门换热设备的主要结构形式.由于实验研究方法具有很大的局限性,同时计算机技术得到了飞速发展,因此以计算机仿真模拟技术、先进流体测量技术等为代表的现代研究设计方法,已经成为传热研究中观察显示物理特性的强有力工具,极大地促进了换热器技术的深入研究和新型换热设备的开发应用.

管壳式换热器分为管程和壳程,对于管壳式换热器壳程特性的研究,最早出现的数值模拟模型为英国学者 S. V. Patankar 和 D. B. Spalding 提出的多孔介质模型^[1],随后又出现了周期性模型^[2-5]、实体模型^[6-7]等模拟方法,但是这些方法都有其自身的局限性.多孔介质模型方法虽然能够减少计算网格数目,但是过于简化了换热器的内部结构,所得的模拟结果具有某种平均意义,并不能准确反映换热器局部区域的真实流动和传热状况等细观信息.周期性模型方法即取换热器充分发展段的一个周期为计算区域,而此区域仅仅反映了流体充分发展段的性能,并不能完全代表反映整台换热器的特性.实体模型方法是根据换

热器的整体结构建立模型,模型网格数量往往巨大,对计算机性能要求较高,对于较大型的换热器有时甚至无法进行建模计算.

笔者通过分析折流板管壳式换热器壳程流体的流动和传热特点,提出了一种模块综合模拟方法.此方法不但可以表现换热器整体和局部细观的特性,而且可以大大减少一次计算模型的网格数量,提高计算速度,可以用于较大型管壳式换热器的模拟计算,弥补了诸如多孔介质模型等其他方法的不足.进行管壳式换热器的传热性能实验,将此模拟方法的计算结果与实验结果进行比较,以此验证了该方法的精确性.

1 数值模拟研究

1.1 理论基础

传统的管壳式换热器壳程多为弓形折流板支撑,其内部流动情况如图1所示^[8].在此换热器壳程中,由于主体几何结构呈周期性变化,当流体

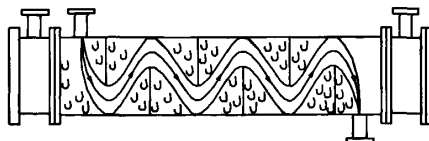


图1 折流板换热器结构示意图

Fig.1 Sketch of shell-and-tube heat exchanger

收稿日期:2009-12-16;修订日期:2010-02-01

基金项目:河南省杰出人才创新基金资助项目(0621001600)

作者简介:王丹(1983-),女,河南安阳人,郑州大学博士研究生,主要从事换热设备数值模拟及强化传热研究, E-mail: wangdan309@foxmail.com.

进入充分发展段后,流动与传热都以一个几何周期为周期在主流方向重复地变化。其中流体的速度、压降以及温度具有以下特点^[9-10]。

设 \mathbf{r} 为流体质点位置矢量, \mathbf{L} 为所考虑区域的周期段长度矢量, 流体速度具有以下特征:

$$\mathbf{u}(\mathbf{r}) = \mathbf{u}(\mathbf{r} + \mathbf{L}) = \mathbf{u}(\mathbf{r} + 2\mathbf{L}) = \dots \quad (1)$$

$$\mathbf{v}(\mathbf{r}) = \mathbf{v}(\mathbf{r} + \mathbf{L}) = \mathbf{v}(\mathbf{r} + 2\mathbf{L}) = \dots \quad (2)$$

$$\mathbf{w}(\mathbf{r}) = \mathbf{w}(\mathbf{r} + \mathbf{L}) = \mathbf{w}(\mathbf{r} + 2\mathbf{L}) = \dots \quad (3)$$

式中: u, v, w 分别是流体在 x, y, z 3 个方向上的速度。

对于黏性流体, 压力 p 沿流体流动方向不具有周期性, 但沿流动方向一个周期内的流体压力降 Δp 具有周期性特征, 即

$$\Delta p = p(\mathbf{r}) - p(\mathbf{r} + \mathbf{L}) = p(\mathbf{r} + \mathbf{L}) - p(\mathbf{r} + 2\mathbf{L}) = \dots \quad (4)$$

当管壁为恒温时, 设壁温为 T_w , 每一个几何周期的进、出口面的平均温度为 T_i, T_o 。因为流场的周期性与壁面边界条件的一致性, 因此每一个几何周期的努塞尔数 Nu 都相等, 即

$$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda} = \text{const} \quad (5)$$

$$\alpha = \frac{Q}{A \Delta T_m} = \frac{c_p m (T_i - T_o)}{A \ln \frac{T_i - T_w}{T_o - T_w}} = \frac{c_p m}{A} \ln \frac{T_i - T_w}{T_o - T_w} = \text{const} \quad (6)$$

式中: α 为换热系数; d_e 为当量直径; λ 为流体导热系数; Q 为总换热量; A 为换热面积; ΔT_m 为对数平均温差; c_p 为定压比热容; m 为流体质量流量。定义无因次温度

$$\Theta = \frac{T_i - T_w}{T_o - T_w} \quad (7)$$

流体进入周期性充分发展段后, 每一个几何周期的 Θ 值相等。

1.2 几何模型的建立

以 2.1 节中的实验换热器模型为例, 如图 2 所示。换热器管内为过量饱和蒸汽冷凝换热, 故换热管管壁设为恒定壁温 T_w 。由于折流板管壳式换热器是对称结构, 将模型在轴对称面处剖开, 取一半的模型进行模拟计算, 截面采用对称面边界条件即可。

模块综合模拟方法是将折流板换热器整个壳程分成进口段、周期段和出口段 3 部分, 对此 3 部分分别进行模拟计算, 最后将 3 部分的模拟结果综合相加得到整台换热器的整体性能结果。

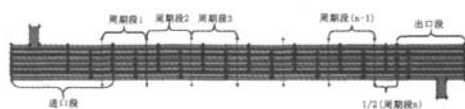


图2 换热器整体示意图

Fig.2 Sketch of whole heat exchanger

进口段、周期段和出口段的主要边界条件分别设定如下: ①进口段(图3)的流体进口为换热器的进口接管面, 设为质量流量进口或者换算成相应的速度进口。通过研究发现^[11], 在折流板管壳式换热器壳程中, 当流体从进口翻过第二块折流板后进入周期性充分发展段。为此进口段的出口截面取在第三块折流板的后截面, 流体到此出口截面已经达到充分发展状态, 并且在此出口截面上无回流现象, 出口面边界设为压力出口。进口段的左截面为换热器的左侧管板面, 此面设为绝热面。②取模型的一个几何周期作为周期段(图4), 此周期段的左右截面取在相邻两块折流板的正中间, 此两面设为周期面边界条件。③出口段(图5)进口面为换热器最后两块折流板的中间截面, 此面设为速度进口, 出口为换热器的出口接管面, 此面设为压力出口。出口段的右截面为换热器的右管板面, 此面设为绝热面。

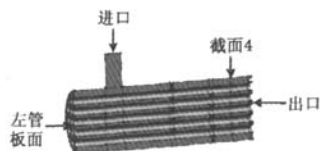


图3 进口段示意图

Fig.3 Sketch of inlet section

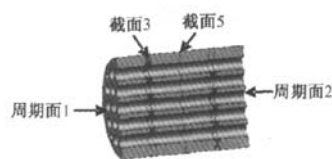


图4 周期段示意图

Fig.4 Sketch of periodical section

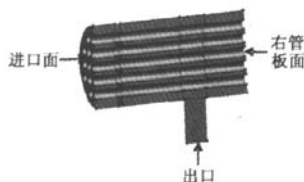


图5 出口段示意图

Fig.5 Sketch of outlet section

1.3 模拟计算步骤

模块综合模拟方法的具体计算步骤如下:

(1) 首先在 CFD 软件 Fluent 的前处理软件 Gambit 中建立周期段模型(图 3),模拟计算此周期段的流场,得出周期段的压力梯度值 Δp_p 以及截面 3 和中间截面 5 的流场信息,截面 3 对应为进口段的出口面。

(2) 建立进口段模型(图 2),将步骤 1 中得到的截面 3 的流场信息赋予进口段的出口面,然后对进口段进行模拟计算,得出截面 4 处的温度 $T_{p_{1-i}}$ (截面 4 即为第一个周期段的周期面 1)以及进口段中流体进口和截面 4 处的温差 ΔT_{in} 和压力降 Δp_{in} 。

(3) 将步骤 2 中得到的截面 4 的温度 $T_{p_{1-i}}$ 作为周期段的周期面 1 的进口温度,对周期段的温度场进行计算,得到第一个周期段的出口温度 $T_{p_{1-o}}$ 。

(4) 由于充分发展的每一个周期段的 Θ 值相等,即

$$\Theta = \frac{T_{p_{1-i}} - T_w}{T_{p_{1-o}} - T_w} = \frac{T_{p_{2-i}} - T_w}{T_{p_{2-o}} - T_w} = \dots = \frac{T_{p_{n-i}} - T_w}{T_{p_{n-o}} - T_w} \quad (n \geq 1) \quad (8)$$

相邻两周期段的前一个周期段的出口面为后一个周期段的进口面,即

$$T_{p_{n-1-o}} = T_{p_{n-i}} \quad (9)$$

所以由步骤 3 中得到的第一个周期段的进出口温度 $T_{p_{1-i}}$ 和 $T_{p_{1-o}}$ 及已知条件 T_w ,推算出第 n 个周期段的进出口温度 $T_{p_{n-i}}$ 和 $T_{p_{n-o}}$,以及各个几周周期段的温度差 ΔT_{p_n} 。

(5) 由于周期段的流体速度具有周期性,将步骤 1 中得到的截面 5 的流场信息作为出口段的进口面速度,并利用算术平均算得第 n 个周期段中间截面的温度 $T_{p_{n-m}}$,即

$$T_{p_{n-m}} = \frac{T_{p_{n-i}} + T_{p_{n-o}}}{2} \quad (10)$$

将此温度作为出口段的进口面温度,然后对出口段进行模拟计算,得到出口段流体的温度差 ΔT_{out} 和压力降 Δp_{out} 。

(6) 将以上得到的进口段、周期段、出口段的流体温度差和压力降综合相加,得出整个换热器模型的温度差和压力降,即

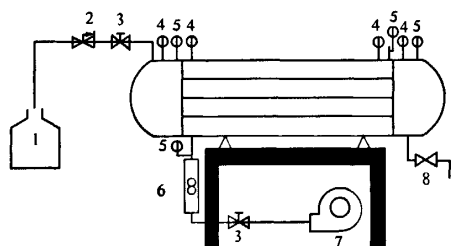
$$\Delta T = \Delta T_{in} + \Delta T_{p_1} + \dots + \Delta T_{p_{n-1}} + \frac{1}{2} \Delta T_{p_n} + \Delta T_{out} \quad (11)$$

$$\Delta p = \Delta p_{in} + \left(n - \frac{1}{2}\right) \times \Delta p_p + \Delta p_{out} \quad (12)$$

2 实验验证

2.1 实验研究

根据实验室现有的换热器模型进行管壳式换热器的传热性能实验,实验流程以及实验主要仪器如图 6 所示。燃油锅炉产生的过量饱和蒸汽经分汽缸和阀门调节流量,送入实验模型换热器的管程,蒸汽释放气化潜热加热换热器壳程的空气,换热后的冷凝水经疏水器从换热器管程排出;离心风机将室外空气经过阀门调节送入换热器壳程,壳程空气与管程蒸汽交换热量后经输送管路排出室外。壳程空气的流量由转子流量计测量,管程蒸汽和壳程空气的进、出口压差由压力表测量,进、出口温度由热电阻温度传感器测量并通过数字显示系统自动显示。折流板管壳式换热器的具体几何参数如表 1 所示。



1—锅炉;2—减压阀;3—调节阀;4—压力表;5—温度表;
6—流量计;7—风机;8—输水阀

图 6 实验流程图

Fig. 6 Sketch of experimental procedure

2.2 数值模拟结果与实验结果对比

根据实验换热器的具体几何尺寸,按照与实验模型尺寸 1:1 的比例,采用模块综合模拟方法分别建立实验模型的进口段、周期段和出口段,将实验具体的操作条件作为数值模拟模型的边界条件,由于实验换热器管程为过量饱和蒸汽冷凝换热,换热管壁温设为恒定壁温,换热器壳程筒体和两端管板面设为绝热壁面。根据上文介绍的数值模拟方法步骤进行模拟计算,所得结果与实验结果对比如表 2 所示。

由表 2 可以看出,在 5 种不同的流体流量下,采用该数值模拟方法所得结果与实验结果吻合程度较好,出口温度最大误差为 2.58%,压降最大误差为 -18.10%,并且随着流体流量的增加两者的误差均减小。

由于实验模型加工精度有限,数值模拟的网格大小,数学模型的假设等方面与实际存在误差

等,导致数值模拟结果与实验结果存在一定的误差,但是所有误差都在工程允许的范围之内.由此可以看出此模块综合模拟方法的计算结果是合理可信的.

表 1 折流板管壳式换热器几何尺寸
Tab. 1 Geometrical parameters of shell - and - tube heat exchanger

筒径直径 /mm	筒体长度 /mm	换热管 直径/mm	换热管 /根	换热管排 列方式	折流板厚 度/mm	折流板高 度/mm	折流板间 距/mm	折流板 /个
Φ159 × 4	1 940	Φ19 × 2	21	正方形	3	110	100	16

表 2 数值模拟结果与实验结果比较
Tab. 2 Comparison results between numerical simulation and experiment

序号	流体流量 /(m ³ · h ⁻¹)	换热管 壁温/℃	流体进口 温度/℃	实验出口 温度/℃	模拟出口 温度/℃	出口温度相 对误差/%	实验压 降/Pa	模拟压 降/Pa	压力降相 对误差/%
1	80	119.3	32.4	112.5	115.4	2.58	342	280	- 18.10
2	90	119.5	32.8	112.6	115.0	2.09	421	347	- 17.58
3	100	119.5	33.4	113.0	114.1	0.97	518	431	- 16.80
4	110	119.4	34.2	112.9	113.6	0.62	617	519	- 15.88
5	120	119.3	34.8	113.1	113.2	0.07	705	610	- 13.48

3 模块综合法与实体模型法比较

由于本实验模型筒体直径为 159 mm,换热管为 21 根,属于小型管壳式换热器,在满足精度要求的条件下可以采用实体模型方法进行建模计算.而工业用管壳式换热器筒体直径较大,一般为 300 mm 以上,换热管数量较多,如果采用实体模型方法进行建模可能会由于网格数量巨大而在一般的计算机上无法进行模拟计算.针对实验用管壳式换热器,采用边长 2 mm 的四面体和六面体网格相结合的划分方法建立模型,分别采用模块综合法和实体模型法进行模拟计算,以此来说明两种方法的优缺点.

模块综合法和实体模型法的计算结果比较如图 7 所示,由图 7 可见两种方法结果符合较好,进出口温差最大误差为 1.4%,进出口压降最大误差为 4.48%.由于模块综合法只是对于进口段、出口段和一个周期段的流体特性采用有限体积法进行模拟计算,对于充分发展段的其他部分流体采用理论公式计算而得,而实体模型法对于整个换热器部分全部采用有限体积法进行模拟计算,两种模拟方法存在一定的误差,但是其结果总体趋势一样,然而采用实体模型方法的网格数量约为 131.6 万,计算一次花费时间较长,而采用模块综合方法,进口段、周期段和出口段三部分网格数量分别约为 25.1 万、12.9 万和 15.0 万,计算周期较短.由此可见,综合模块模拟方法不但具有较高的精确性,同时具有能够大大减少一次计算

网格数量,提高计算速度的优点,弥补了实体模型方法网格数量巨大,不能模拟较大型换热器的缺点.

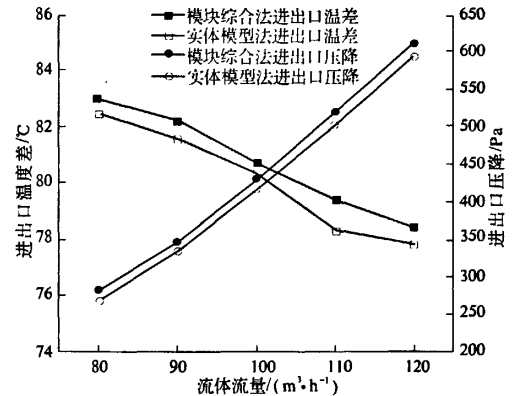


图 7 模块综合法和实体模型法比较
Fig.7 Comparison results of module synthesis method and whole entity model method

4 结论

笔者提出了一种针对管壳式换热器的数值模拟方法——模块综合法,该方法将折流板管壳式换热器壳程分为进口段、周期段和出口段,首先对此 3 部分分别进行模拟计算,而后将各部分模拟结果进行综合相加得到整台换热器壳程的温度差和压力降.进行管壳式换热器的传热性能实验,根据实验模型的具体几何尺寸建立数值模拟模型,将实验具体的操作条件作为数值模拟模型的边界条件,采用模块综合模拟方法进行模拟计算,将数

值模拟计算结果与实验结果进行对比,结果发现两者吻合较好,以此证明了该数值模拟方法的正确性。

将模块综合法与实体模型法进行比较,此方法不但具有较高的精确性,而且可以减少一次计算模型的网格数量,提高计算速度,可以用于较大型管壳式换热器的模拟计算,具有实体模型法无可比拟的优点。

模块综合方法弥补了传统模拟方法的不足,是对现有管壳式换热器数值模拟方法的有益补充,在一定程度上推动了计算流体力学在研究流体流动与传热性能方面的发展。

参考文献:

- [1] PATANKAR S V, SPALDING D B. A calculation procedure for the transient and steady state behavior of shell - and - tube heat exchanger [M]. New York: McGraw - Hill, 1974.
- [2] DONG Q W, WANG Y Q, LIU M S. Numerical and experimental investigation of shellside characteristics for RODbaffle heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(7): 651 - 660.
- [3] LI L, YANG M, ZHANG Y. Numerical study of periodically fully - developed convection in channels with periodically grooved parts [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(11/12): 3057 - 3065.
- [4] GUPTA R, GEYER P E, FLETCHER D F, et al. Thermohydraulic performance of a periodic trapezoidal channel with a triangular cross - section [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(11/12): 2925 - 2929.
- [5] 戴玉龙,李志安,王翠华,等. 梅花形孔板支撑换热器壳程流场的数值分析 [J]. 沈阳化工学院学报, 2007, 21(1): 25 - 28.
- [6] 汪健生,崔凯. 纵流式换热器流动与传热的数值研究 [J]. 河北工业科技, 2005, 22(2): 55 - 59.
- [7] 董其伍,林苏奔,刘敏珊,等. 间隙漏流对换热器壳侧流场的影响研究 [J]. 郑州大学学报:工学版, 2009, 30(3): 97 - 100.
- [8] 陈敏恒,丛德滋,方图南,等. 化工原理 [M]. 2 版,北京:化学工业出版社,1999:300 - 305.
- [9] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2 版,西安:西安交通大学出版社,2001:488 - 490.
- [10] 古新. 管壳式换热器数值模拟与斜向流换热器研究 [D]. 郑州:郑州大学化工与能源学院,2006: 37 - 39.
- [11] 王丹. 管壳式换热器进出口段对壳程流体流动与传热性能影响的研究 [D]. 郑州:郑州大学化工与能源学院,2008:46 - 47.

Study on Module Synthesis Simulation Method for Shell - and - Tube Heat Exchanger

WANG Dan, DONG Qi - wu, LIU Min - shan

(Key Laboratory of Process Heat Transfer and Energy Saving of Henan Province, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: The characteristics of fluid flow and heat transfer of shell - and - tube heat exchanger were analyzed, and a numerical simulation method named as module synthesis method was exploited. For this method, the shell - and - tube heat exchanger was divided into three sections: inlet section, periodical section, and outlet section. The three sections were computed separately and then each section results were synthesized together to obtain the whole temperature difference and pressure drop of the shell - and - tube heat exchanger. Experiment for the characteristics of fluid flow and heat transfer of shell - and - tube heat exchanger was carried out, and the numerical simulation results were compared with experimental results. It can be concluded that the results of numerical simulation are in accordance with the results of experiment and the results are accurate. For the module synthesis method, the grid quantity is reduced and the calculational speed is improved and this method has higher accuracy. The module synthesis method can be used to simulate large industrial heat exchanger, and these defects of traditional numerical methods can be remedy with this method.

Key words: shell - and - tube heat exchanger; numerical simulation; inlet section; periodical section; outlet section