

文章编号 :1671 - 683X(2002)03 - 0013 - 06

大型纵流壳程换热器三维流动与传热数值模拟

王定标, 胡祥报, 郭茶秀, 董其伍, 刘敏珊

(郑州大学化工学院, 河南 郑州 450002)

摘 要: 针对目前弓形折流板管壳式换热器采用分布阻力、容积多孔度等概念来计算壳程流体流动的方法, 根据纵流壳程换热器的结构特点和流动特点, 探讨了大型纵流壳程换热器数值模拟的简化计算问题, 提出了几何原型周期段模型简化算法和四管模型简化算法, 以解决大型纵流壳程换热器数值模拟问题. 并应用本文提出的简化算法, 应用通用 CFD 软件 FLUENT 对纵流壳程换热器不同结构参数时的流动与传热进行了数值模拟, 得到了换热器流场与温度场的细观信息, 为纵流壳程换热器的结构优化设计和开发新颖换热器提供了依据.

关键词: 纵流壳程换热器; 几何原型周期段; 四管模型; 计算流体动力学

中图分类号: TG 172.5 **文献标识码:** A

换热器是一种通用的工艺设备, 在化工、化肥、炼油、电力、轻工等行业中得到了广泛的应用. 纵流壳程换热器是指由于换热器壳程新型列管支承结构(如杆、圈等) 的作用, 使壳程中流体基本呈纵向流动状态的管壳式换热器. 与传统的折流板管壳式换热器相比, 纵流壳程换热器具有优良的防流体诱导振动性能、传热性能好、流体流动阻力小、抗结垢能力强、使用寿命长、重量轻、节材等显著优点, 目前已得到了广泛的应用.

由于换热器内流体流动和传热是相当复杂的, 长期以来, 管壳式换热器的流动设计与热设计都是采用实验的方法. 即在相似理论上, 制作实验模型, 测量实验数据, 进行实验数据处理后回归出换热器的传热与流动阻力准数关联式基础上进行的. 实验方法具有直观、真实、可靠的特点, 但也存在着很大的不足和弊端, 如实验耗资大、周期长等. 1974 年英国学者 S. V. Patankar 和 D. B. Spalding^[1]把换热器壳侧作为一种多孔介质, 引入分布阻力的概念, 实现了对管壳式换热器壳侧流场的数值模拟. 以后在文献[2~6]中又进一步发展了应用这一思想进行换热器壳侧流体流动与传热的数值模拟.

采用分布阻力、容积多孔度的概念来计算壳程流体流动的方法使复杂几何结构、复杂的流动

过程得以大大简化, 同时又保留了用微分方程来描述壳程流体流动与换热的特点, 是一种较为有效的研究方法, 但是这种方法由于分布阻力、分布热源等多个重要输入参数与换热器的结构形式、大小、流经的介质有关, 只能通过实验确定, 同样存在实验耗资大、周期长的问题, 若根据经验来确定这些参数, 则不易把握数值计算的准确性. 因此, 对纵流壳程换热器进行数值模拟, 按理应当取整个换热器的实际结构以及对流体流动的全过程状态进行模拟, 但是对于大型纵流壳程换热器, 其壳体直径可达几米, 换热管长度可达十几米, 换热器内换热管根数成百上千, 管束支撑件数目众多, 这样的复杂结构, 数值模拟计算整个换热器在目前的条件下是十分困难的, 首先是计算机的内外存很难满足, 计算时间很长, 特别是当要求网格划分很细密时, 更为困难. 因此对于大型纵流壳程换热器的数值模拟计算, 应作适当的简化. 本文根据纵流壳程换热器的结构特点和流动特点, 探讨了大型纵流壳程换热器三维数值模拟技术问题, 提出了几何原型周期段简化算法和四管模型简化计算方法, 并对纵流壳程换热器不同结构形式的流动与传热进行了数值模拟.

1 换热器数学模型

管程、壳程内流体满足的控制守恒方程如下:

收稿日期: 2002 - 05 - 05; 修订日期: 2002 - 07 - 02

基金项目: 河南省高校青年骨干教师基金资助项目

作者简介: 王定标(1967 -) 男, 浙江省杭州市人, 郑州大学副教授, 博士, 主要从事高效能过程装备及其 CAD/CAE 的研究与开发.

连续方程：

$$\frac{\alpha(\beta\rho)}{\partial t} + \frac{\alpha(\beta\rho\mu_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (i = 1 \sim 3); \tag{1}$$

动量方程：

$$\frac{\alpha(\beta\rho\mu_i)}{\partial t} + \frac{\alpha(\beta\rho\mu_i\mu_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\beta\mu \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i} - f_i X \quad (j = 1 \sim 3); \tag{2}$$

能量方程：

$$\rho \left(C_V^s \frac{\partial T^s}{\partial t} + C_{\mu}^s \frac{\partial T^s}{\partial x} + v \frac{\partial T^s}{\partial y} + w \frac{\partial T^s}{\partial z} \right) = \alpha_s (T^w - T^s). \tag{3}$$

当管、壳程流体流动为湍流时，还应加上湍流模型方程，如 $k-\epsilon$ 方程。

换热管满足热传导方程：

$$\rho_w C_V^w \frac{\partial T^w}{\partial t} = \alpha_s (T^s - T^w) + \alpha_l (T^s - T^w). \tag{4}$$

2 几何原型周期段模型简化算法

如图 1 所示为纵流壳程换热器的结构和流动示意图。从几何学上看，纵流壳程换热器是由换热管束以及一系列新型列管支承结构（如杆、圈）组成的管壳式换热器。图中表示出流体流动基本上处于纵向流动状态。每一个折流栅都由一组折流杆和一个折流圈构成，折流栅按一定方式等间距交替排列，形成列管支承结构。从图 1 可见，对于一般的纵流壳程换热器，其壳程几何结构呈周期性变化规律，换热管束的布置方式，采取对称的管束布置方式。因此，纵流壳程换热器壳程的流动通道呈周期性变化，且流动通道具有对称性。

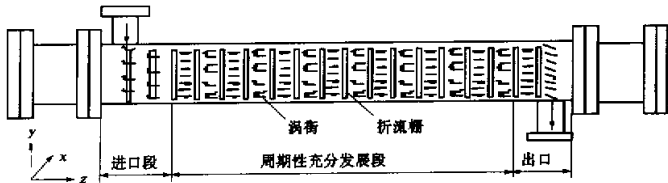


图 1 纵流壳程换热器的结构示意图

Fig.1 The structure of heat exchanger with longitudinal flow of shellside

壳程流体由进口管流入，进口处流体流动呈横向冲刷管束状态，流体沿壳程通道向前流动，在周期性几何结构内流动一段距离之后，流动和换热达到了充分发展状态，当流体到达壳程出口处附近时，由于受流体出口处几何结构的影响，流体流动状态发生了变化，最后流体由出口管流出换热器。

本文根据纵流壳程换热器的结构特点和流体流动特点，将壳程流体流动和换热过程分为三段：进口段、周期性充分发展段、出口段，如图 1 所示。在进口段和出口段，流体的流动方向变化很大。在周期性充分发展段，流体流动和换热达到了充分发展。所谓周期性充分发展的流动和换热是指一切流动和换热特性都以流动通道的几何周期为周期的流动和换热，流体流动和换热过程中的各物理量沿流动方向上呈现出周期性的特性，其周期长度为 s 。

对于周期性充分发展流动，如果温度变化有限，物性参数不变时，则有周期性的流动特性^[7,8]：

$$u(x,y,z) = u(x,y,z+s) = u(x,y,z+2s) = \dots; \tag{5}$$

万方数据

$$P(x,y,z) = P(x,y,z+s) = P(x,y,z+2s) = \dots$$

$$p(x,y,z+s) - p(x,y,z+2s). \tag{6}$$

式中： u 为流体的速度矢量 (u,v,w) 。其中， u 为 x 方向的速度； v 为 y 方向的速度； w 为 z 方向的速度； p 为流体的压力。

令

$$\beta = \frac{p(x,y,z) - p(x,y,z+s)}{s}. \tag{7}$$

则任一点的压力可表示为

$$p(x,y,z) = -\beta z + \hat{p}(x,y,z). \tag{8}$$

式中： β 为一个周期内的平均压力梯度； $\hat{p}(x,y,z)$ 为局部压力偏离平均压力的差值，则有

$$\hat{p}(x,y,z) = \hat{p}(x,y,z+s) = \hat{p}(x,y,z+2s) = \dots, \tag{9}$$

对 u, \hat{p} 的周期性特性可写成统一格式：

$$\phi(x,y,z) = \phi(x,y,z+s) = \phi(x,y,z+2s) = \dots \tag{10}$$

充分发展的换热，取流动方向的坐标为 z ，任一截面 z 上任一点流体的无因次温度分布与坐标 z 无关，则充分发展的换热有^[7]

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{T_{w,m} - T}{T_{w,m} - T_b} \right) = 0. \tag{11}$$

式中： $T_{w,m}$ 为 z 截面上的换热管平均壁温； T_b 为 z 截面流体的平均温度； T 为 z 截面上任一点 (x,y) 的流体温度。

对于周期性充分发展的换热,有周期性的换热特性^[7]:

(1) 当管壁是恒热流量时,任一点温度 T 有

$$T(x,y,z+s)-T(x,y,z)=T(x,y,z+2s)-T(x,y,z+s)=\dots=\Delta T=\frac{Q}{Gc_p} \quad (12)$$

式中: Q 为单位时间内外界流进计算域的热量; ΔT 为沿流动方向一个几何周期的流体温差; G 为流体的质量流量; c_p 为流体比热。

(2) 当管壁是恒壁温时,设壁温为 T_w ,定义无因次温度 $\Theta=\frac{T-T_w}{T_b-T_w}$,有

$$\Theta(x,y,z)=\Theta(x,y,z+s)=\Theta(x,y,z+2s)=\dots \quad (13)$$

由于周期性充分发展段流体流动和换热的这种特性,因此对于周期性充分发展段,可通过反复迭代计算一个几何周期内的流体流动和换热来得到。

本文将纵流壳程换热器分成进口段、周期性充分发展段、出口段的几何原型的简化计算方法,可有效地简化纵流壳程换热器的计算模型,使得在计算周期性充分发展段时,只需要划分一个几何周期段的网格,先计算一个几何周期段的流体流动和传热,通过迭代计算,完成整个周期性充分发展段的流体流动和传热,这样将大大缩小计算机的内外存容量要求,在一般计算机上有可能实现纵流壳程换热器的数值模拟。

当纵流壳程换热器长径比较大时,周期段长度与进口段、出口段相比,占绝对主要地位,此时可不考虑进口段、出口段的影响,只要划分一个几何周期段的网格,所占内存有限,进行迭代计算,求出所有几何周期段的流体流动和传热,即可获得整个纵流壳程换热器的流动和传热的信息。

3 四管模型简化算法

直径很大的纵流壳程换热器,换热管布管区面积占壳体截面积的绝大部分,壳程流体的流动和传热主要在布管区进行,流体在布管区外面的流动和传热的特殊性对整个截面的流动和传热的影响可忽略不计。因此,可根据此特点,取四根换热管所占区域作为计算模型,如图 2 所示,四管模型的正方形边界长宽均等于管间距,边界条件为 $u=0$ 及 $v=0$,这将大大减少计算机内存要求及缩短运算时间。进一步对于较长的换热器还可以简化为只计算几个几何周期长度,在计算模型入口处流体流速 w 纵向流动取换热器壳程流体的

平均流速,通过几何周期内折流杆(相邻折流栅上的折流杆交错排列)的扰流,在截面 I-I 至 II-II 的周期段已基本稳定,消除了计算模型入口处流体纵向流速均布假设的影响,因而应用程序计算可获得该周期(即 I-I 和截面 II-II 之间)的流动和传热信息,从而可以计算出传热与流动阻力的准数关系的近似表达式,推断出整个换热器的传热效果和流动阻力降,以在微机上实现大型纵流壳程换热器的数值模拟计算。并且,这样做有利于能够更细的划分网格,以反映扰流元件形状对传热和流动的影响及获得细观流动场和温度场的认识。

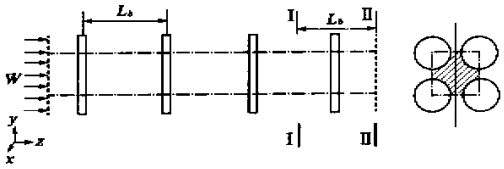


图 2 四管简化计算模型
Fig.2 Four-tube model

4 数值模拟结果

应用上述简化计算法对一纵流壳程换热器进行数值模拟,采用大型通用 CFD(计算流体动力学)软件 FLUENT 研究纵流壳程换热器在各结构参数(例如:单排管间布杆或双排管间布杆、折流栅间距、管束长径比等)变化下流体流动和传热的流动场、温度场分布。本文仅对不同折流栅间距进行数值模拟。

例 按简化计算法,将纵流壳程换热器简化为如图 2 所示四根换热管管间 A 区域的流体流动,考虑折流栅间距分别为 $L_b=100\text{ mm}$ 和 $L_b=50\text{ mm}$,计算模型取 $L_b=100\text{ mm}$ 的一个几何周期段。换热管为 $\Phi 25\times 2.5\text{ mm}$,管间距为 32 mm 。壳程流体为空气,其进口温度为 $20\text{ }^\circ\text{C}$,壳程流体 $Re=2000$ (流体质量流率为 0.001776 kg/s)。换热管内通入 $105\text{ }^\circ\text{C}$ 的饱和水蒸气加热(因水蒸气冷凝,管壁恒温)。应用 FLUENT 软件分析该几何段当折流栅间距分别为 100 mm 和 50 mm 时的流动传热情况。

采用 GAMBIT 软件进行前处理,首先建立几何模型,其次划分网格,最后添加边界条件,进行完前处理后,应用 FLUENT 软件导入 GAMBIT 的前处理结果,湍流模型方程取用 $k-\epsilon$ 方程,进行数值计算,可得到几何段内流体流场与温度场分布。

选取 I-I 截面显示其流动状况,如图 3(a), (b)所示分别为 $L_b=50, 100\text{ mm}$ 时 I-I 截面沿 z 方

向的速度分布图,如图 4(a)(b)所示分别为 $L_b = 50, 100\text{ mm}$ 时 I-I 截面沿 z 方向的速度分布图.图 5 所示分别为 $L_b = 50, 100\text{ mm}$ 时几何段出口处截面温度场分布细观信息.

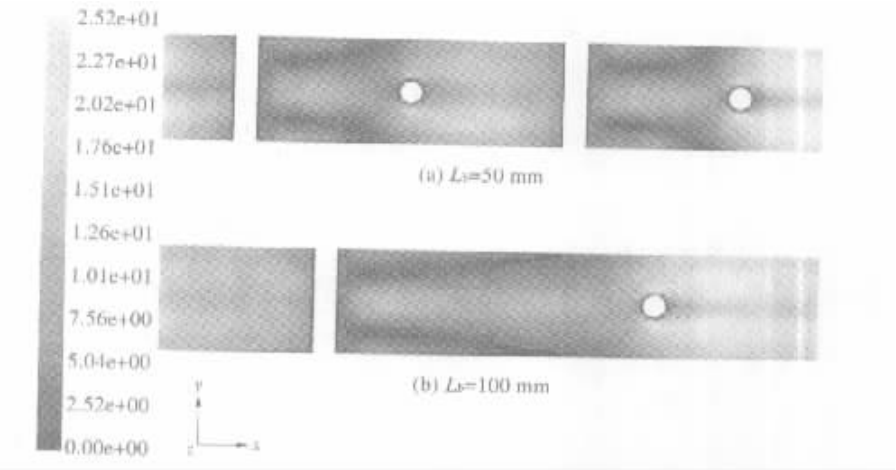


图 3 1-1 截面各点的速度等直线图
Fig.3 Velocity contours of 1-1 section

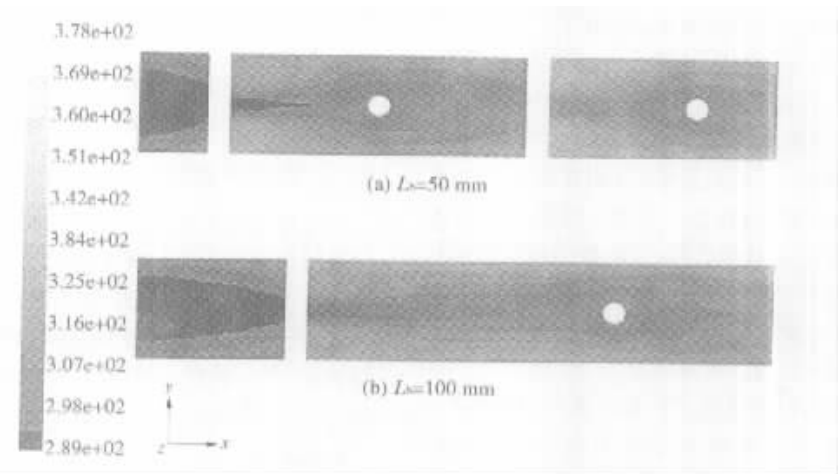


图 4 1-1 截面各点的温度分布等值线图
Fig.4 Temperature contours of 1-1 section

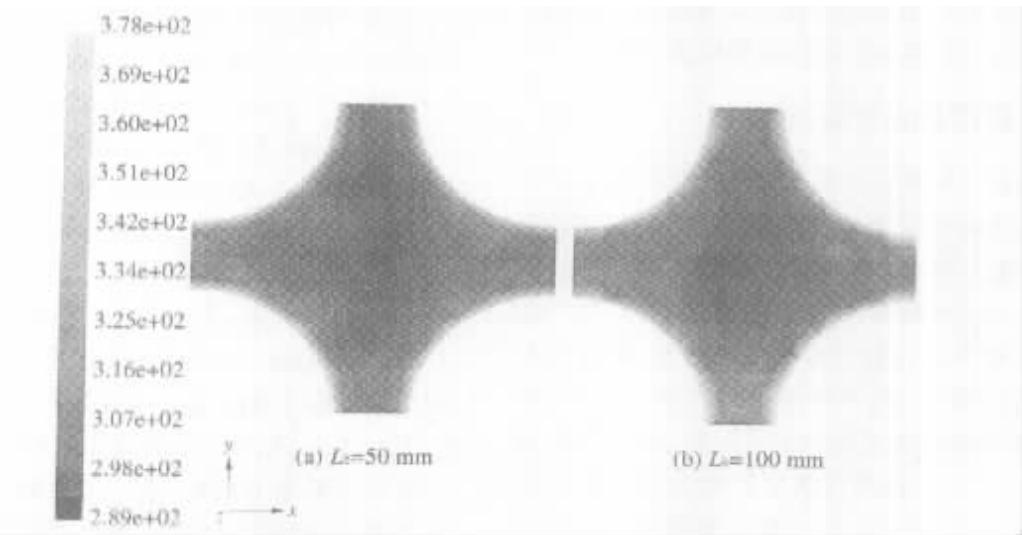


图 5 几何周期段出口处 $L = 200\text{ mm}$ 截面温度等直线图
Fig.5 Temperature contours of outlet in geometry period region

从图2中I-I截面流场显示的图3(a)(b)中可以看出,流体从左到右基本上呈纵向流动状态;当流体流经折流杆时,由于折流杆的阻挡,在折流杆的前后区域,流速较低,流体向折流杆的两侧扰流,流动方向发生变化,使四管中心处的流体向靠近管壁处流动,由于折流杆处的截面面积减小,流体流动速度增大;在无折流杆流动区域内,流体的流速大小和方向基本相同,折流栅间距减小,折流杆数增多,对流体的扰动影响更大,折流杆十字交错排列,使得流体流动方向不断变化,同时折流栅间距减小,增大了其流动的阻力。

从图2中I-I截面温度场显示的图4(a)(b)中可以看出,流体在流经折流杆后,由于折流杆对流体的扰动,流体在流经折流杆后的部分区域内,图上颜色变化明显,说明在该区域内传热效果好,随着流体流动位置的前移,折流杆对流体的扰动影响逐渐消失,图上颜色变化不明显,传热效果差。从图4(a)(b)中还可见,折流栅间距 $L_b = 50\text{ mm}$ 的传热比流经折流栅间距 $L_b = 100\text{ mm}$ 的传热效果要好,由于折流栅间距减小,折流杆数增多,对流体的扰动更大,使得流体流动方向变化更大,因而不断减薄了流体在管壁处形成的边界层厚度,从而更有利于传热。

经数值模拟计算,几何周期 $L_b = 50\text{ mm}$ 的200 mm长几何段,其流体压降为11.31 Pa,温升为16.64 °C;几何周期 $L_b = 100\text{ mm}$ 的200 mm长几何段,其流体压降为5.57 Pa,温升为12.23 °C。从中可看出,折流栅间距从100 mm减至50 mm时,其流体压降增大了一倍,而温升仅增大了4 °C。

因此,通过FLUENT软件可以直观显示纵流壳程换热器各结构参数的变化对流体流动和传热的影响,从而可以快速改进换热器的结构设计,提高换热器的性能。

5 结论

(1) 本文根据纵流壳程换热器的结构特点和流动特点,提出了几何原型周期段模型和四管模型简

化计算方法,以对大型纵流壳程换热器进行数值模拟计算。

(2) 采用该方法不仅可用于对大型纵流壳程换热器进行有效的数值模拟,而且可用于研究纵流壳程换热器不同结构形式的流动与传热情况,获得不同结构支撑形式的流动与传热的细观信息,为改进换热器的结构设计和开发新颖换热器提供了依据。

(3) 本文采用所提简化算法对纵流壳程换热器折流栅间距分别为100 mm和50 mm进行了数值模拟,从数值模拟结果中可得出,折流栅间距不同对换热器流动与传热的影响较大,较小的折流栅间距有利于传热。

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 exchangers[A]. AFGAN N, SCHLUNDER E U. Heat Exchanger Design and Theory Sourcebook[C]. Washington DC: Scripta book Company, 1974. 155 - 176.
- [2] SHA W T, YANG C I. Multidimensional numerical modeling of heat exchangers[J]. Journal of Heat Transfer: Trans the ASME, 1982, 104: 417 - 425.
- [3] PRITHIVIRAJ M, ANDREWS M J. Three dimensional numerical simulation of shell and tube heat exchangers[J]. Numerical Heat Transfer: Part A, 1998, 33: 799 - 828.
- [4] PATANKAR S V. Recent development in computational heat transfer[J]. Journal of Heat Transfer, 1998, 110: 1037 - 1045.
- [5] 王定标. 纵流壳程换热器数值模拟技术与应用[D]. 上海: 华东理工大学, 1999.
- [6] 黄兴华. 管壳式换热器壳程流动的三维数值模拟[J]. 化工学报, 2000, 51(3): 297 - 302.
- [7] PATANKAR S V, LIU C H, SPARROW E M. Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise periodic variations of cross sectional area[J]. ASME: J Heat Transfer, 1977, 99: 180 - 186.
- [8] AMANO R S. A numerical study of laminar and turbulent heat transfer in a periodically corrugated wall channel[J]. ASME: J Heat Transfer, 1985, 107: 564 - 569.

Simulation Technology of Fluid Flow And Heat Transfer in Large Heat Exchanger with Longitudinal Flow of Shellside

WANG Ding - biao, HU Xiang - bao, GUO Cha - xiu, DONG Qi - wu, LIU Min - shan

(College of Chemical Engineering Zhengzhou University Zhengzhou 450002, China)

Abstract : Applied by distribution resistance and volume porous for calculation of fluid flow and heat transfer of the shell-and-tube heat exchanger based on the floating characteristic and the structural characteristic of heat exchanger with longitudinal flow of shellside(HELFS), this paper discusses simplification method problem for numerical simulation of large HELFS , and pus forward the geometry prototype period region model and four tube model calculation method , to solve simulation problem of large HELFS. Further ,by using those simplification method and FLUENT program ,discussed the influence of various structure parameters on the behavior of heat transfer and fluid flow in HELFS , the characteristics of fluid flow and heat transfer , the distribution of fluid flow fields and temperature fields , and the details information of fluid flow and heat transfer in HELFS are obtained. All of them provide the required information for knowing condition of fluid flow and heat transfer and the foundation to improve design of HELFS.

Key words : heat exchanger with longitudinal flow of shellside ; geometry prototype period region model ; four-tube model ; CFD



(上接第 9 页)

**Measurement of the Infinite Dilution Activity Coefficient for
Some Quinolone Compounds in Water**

REN Bao – zeng , LI Wei – ran , LI Chen , LUO Ting – liang , WANG Fu – an

(College of Chemical Engineering , Zhengzhou University , Zhengzhou 450002 , China)

Abstract : Quinolone compounds are rapidly developed and widely applied , which are high active , widely antibacterial and low poisonous. Based on the solid – liquid phase equilibrium theory of chemical engineering thermodynamics and combined with the characteristics of reversed-phase liquid chromatography , an infinite dilution activity coefficient model directly measured by the liquid chromatography is established. The infinite dilution activity coefficient has not been reported yet. Based on the infinite dilution activity coefficient model in this paper , the infinite dilution activity coefficient of some quinolone compounds such as OFLX and others at different temperatures are measured by liquid chromatography with ion suppression. These results for quinolone compounds not only offer some key basic data for the environmental behavior assessment of quinolone compounds , but also play an important role in the exploration of the biological activity mechanism , the prediction of the pharmacology for this type of medicine.

Key words : infinite dilution activity coefficient ;quinolone ;water ;liquid chromatography