

螺旋盘管换热器的设计

K. Patil 等

在某些场合中，螺旋盘管换热器提供的好处大于套管式换热器。本文是在某些情况下需采用这种换热器时的简明的设计程序。

套管式换热器通常多用于对介质有少量至中等加热的连续系统。但有的情况下，选用螺旋盘管换热器会更好一些，如：

① 由于空间受到限制，不够放置直管换热器。

② 介质处于层流状态或低流率，使管壳式换热器传热系数低而变得不经济。

③ 一种流体的压降受到限制(例如由于流过其他的工艺设备)。而将螺旋盘管换热器中环形区的流体速度定为 1m/s ，其压降将是很低的。

一台螺旋盘管换热器，是由一根金属管制成的螺旋盘管，安装在两个同心圆筒的环形区域内组成，见图1。两种流体分别在盘管内和环形区内流动，通过盘管管壁发生传热。两个圆筒的尺寸，由环形流道中流体的速度来决定，这个速度应满足传热的需要。

图2为一个螺旋盘管换热器的剖面示意

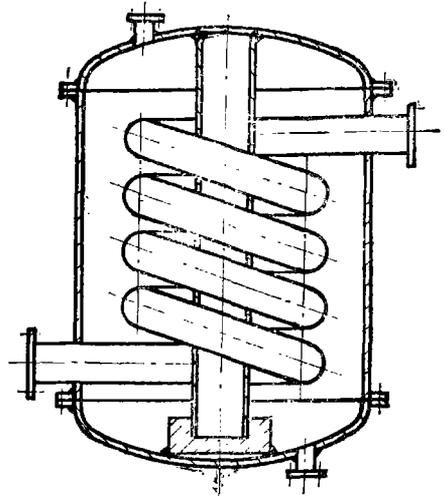


图1 螺旋盘管换热器

图。在环形区筒壁和盘管之间的最小间隙和盘管相邻两圈之间的最小间隙应相等。此时，这两个间隙均取 $d_0/2$ 。相邻两圈盘管间的管心距 p (由管子中心到相邻管子的中心测量)取 $1.5d_0$ 。假设流体的平均速度是均匀的，则流体的质量流速 G ，可根据螺旋盘管和圆筒壁之间的最小净空来计算。

sel Code”, «Pressure Vessels», Proceedings of the Second Annual Technical Symposium, The Idaho-Montana Section of ASME, April, 1965, 16 pp.

[3] Anon., “What does Div. 2 of the ASME Vessel Code Mean?” Hydrocarbon Proc., 48(1), 147 (1969),

[4] Lecoff, J., “Safer Pressure Vessels using the New ASME Code”, Inst. Ch. E. 67th National Meeting, Feb. 15-18, 1976, Paper 58 d, 6 pp.

[5] Cooper, Wm. E., “Development and Operation of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code”, «U. S. Japan Joint Symposium, Pressure Vessel Technology and Pressure Component Codes, March 13-15, 1973, Tokyo, Japan», P. 1-21 (1973).

[6] “Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Section III and VIII, Division 2”, American Society of Mechanical Engineering, New York, 1969.

[7] A. L. Gaines, L. Forse, “Problems in the

Design and Construction of Large Reactor Vessels”, Presented at 1964 Winter Annual Meeting, American Society of Mechanical Engineers, New York, N. Y., Nov. 29-Dec. 4, 1964.

[8] Latzko, G. H., “Reliable Economic Heavy Duty Pressure Components: the next 20 years”, 4th International Conference on Pressure Vessel Technology, Special Pamphlet, 13 pp. May 19, 1980, London.

[9] ASME 锅炉及压力容器规范第 VIII 篇 «压力容器», 第二分篇——另一规程, 1971 年版, 通用机械研究所等译, 1973.

[10] ASME 锅炉和压力容器规范——美国国家标准, ANSI/ASME, BPV-III-1-NB, 核动力装置部件, 1977 年版, 白济, 侯忠松等译, 1980.

[11] 英国标准, BS 5500, 1978, 非直接火压力容器, 化工部化工设计公司标准组译, 1981.

[12] D. R. Miller, “Thermal-Stress Ratchet Mechanism in Pressure Vessels”, Journal of Basic Engineering, ASME Transactions, Vol. 81, Ser. D, No. 2, 1959.

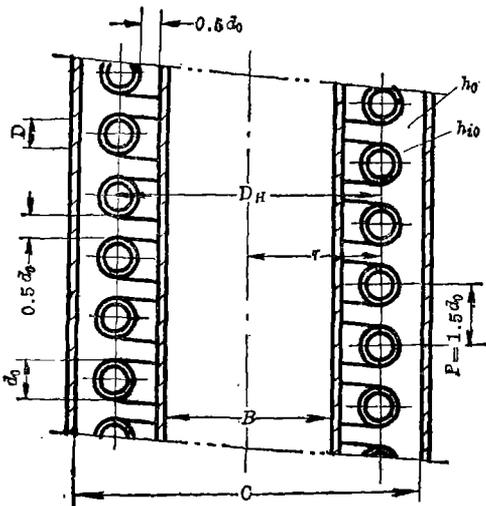


图2 螺旋盘管换热器剖面示意图

设计程序

以下是设计一台螺旋盘管换热器的简单程序：

确定传热系数

计算盘管内和环形区的传热系数，必需知道下列各参数：

1. N 圈盘管所需的长度 L ：

$$L = N \sqrt{(2\pi r)^2 + p^2} \quad (1)$$

2. 盘管所占的体积 V_c ：

$$V_c = (\pi/4) d_o^2 L \quad (2)$$

3. 环形区的体积 V_a ：

$$V_a = (\pi/4) (C^2 - B^2) p N \quad (3)$$

4. 在环形区内可供流体流动的空间 V_f ：

$$V_f = V_a - V_c \quad (4)$$

5. 盘形管的壳程当量直径 D_e 。

$$D_e = 4V_f / \pi d_o L \quad (5)$$

环形区的传热系数 h_o 可用下面两个公式中的一个来计算。

雷诺数 N_{Re} 在 50~10000 范围内，推荐用式(6)^[3]

$$h_o D_e / K = 0.6 N_{Re}^{0.5} N_{Pr}^{0.31} \quad (6)$$

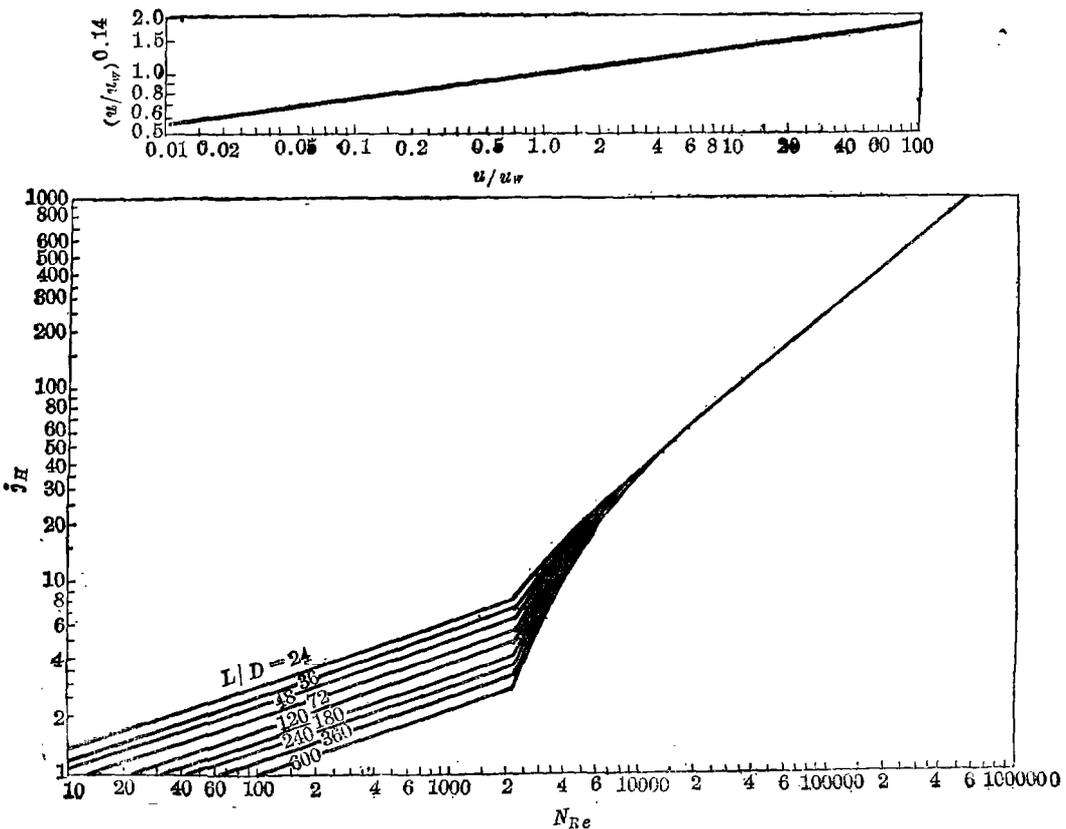


图3 用于管程传热的 Colburn 因数与雷诺数的关系曲线

雷诺数 N_{Re} 大于 10000 时用式(7)^[4]

$$h_0 D_0 / K = 0.36 N_{Re}^{0.55} N_{Pr}^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (7)$$

流体在盘管内流动的传热系数 h_{i0} 用文献[4]中所叙述的常规方法计算。基于盘管内径的传热系数 h_i 是用对于直管的方法得到的——即用 Sieder-Tate 关联式或用图 3 所示的雷诺数 N_{Re} 与 Colburn 因数 j_H 的关系曲线图查得, 然后必须用 $[1 + 3.5(D/D_H)]$ 乘以 h_i 进行修正而得到盘形管的传热系数 h_{i0} 。再用下式得到基于盘管外径的传热系数 h_o

$$h_{i0} = h_{i0}(D/d_0) \quad (8)$$

总传热系数 U 由下式给出

$$1/U = 1/h_o + 1/h_{i0} + x/K_o + R_t + R_o \quad (9)$$

确定所需的面积

传热所需面积由下式确定

$$A = Q/U \Delta t_c \quad (10)$$

考虑到流体为互相垂直交叉流动这一事实, 必须对对数平均温差 Δt_m 进行修正。这可用垂直交叉流动的标准校正系数来完成[4]。

确定盘管的圈数

由于 $A = \pi d_0 L$, 且 L 用盘管需要的圈数 N 来表示, N 可用下式计算

$$N = A/[\pi d_0 (L/N)] \quad (11)$$

盘管所需的实际圈数 n , 是将 N 圆整为一个整数而得。

实 例

实例的物理性质和其他数据

	液体 A	液体 B
质量流率, M , kg/h	1350	2141
入口温度, $^{\circ}\text{C}$	127	30
出口温度, $^{\circ}\text{C}$	100	47
热容量, C_p , kcal/kg $\cdot^{\circ}\text{C}$	1.00	1.00
导热率, K , kcal/h $\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	0.419	0.4075
粘度, μ , kg/m $\cdot\text{h}$	1.89	5.76
密度, ρ , kg/m 3	870.0	935.0

液体 A 在一根 316 不锈钢盘管内流动, 液

体 B 在环形区流动。流率、进出口温度、流体的物理性质列于表内。此螺旋盘管换热器的几何形状如图 2。图中 $B = 0.34 \text{ m}$; $C = 0.46 \text{ m}$; $D = 0.025 \text{ m}$; $D_H = 0.4 \text{ m}$; $d_0 = 0.03 \text{ m}$; $p = 0.045 \text{ m}$ 。

A. 计算壳程传热系数 h_o

由式(1), 盘管所需长度为:

$$L = N \sqrt{2\pi(0.2)^2 + (0.045)^2} = 1.257 N$$

用式(2~4), 在环形区内可供流体流动的空间 V_f 为:

$$\begin{aligned} V_f &= [(\pi/4)(0.46^2 - 0.34^2)(0.045)N] \\ &\quad - [(\pi/4)(0.03)^2(1.257N)] \\ &= 0.254 \times 10^{-3} N \end{aligned}$$

壳程当量直径为:

$$\begin{aligned} D_e &= 4(2.504 \times 10^{-3} N) / (\pi \times 0.03 \\ &\quad \times 1.257 N) = 0.0845 \text{ m} \end{aligned}$$

流体的质量流速

$$\begin{aligned} G_s &= 2141 / \{(\pi/4)[0.46^2 - 0.34^2] \\ &\quad - (0.43^2 - 0.37^2)\} \\ &= 56792 \text{ kg/m}^2\text{h} \end{aligned}$$

雷诺数

$$N_{Re} = (0.0845 \times 56792) / 5.76 = 833$$

用式(6), 可得:

$$\begin{aligned} h_o &= 0.6 \times (0.4075 / 0.0845) \times 833^{0.5} \\ &\quad \times [(1 \times 5.76) / (0.4075)]^{0.31} = 190 \end{aligned}$$

B. 计算盘管内的传热系数 h_{i0}

流体流速 $u = q/A_f$

式中:

$$\begin{aligned} A_f &= \pi D^2 / 4 = 4.909 \times 10^{-4} \text{ m}^2, \\ q &= M/p = 1.552 \text{ m}^3/\text{h}_o \end{aligned}$$

故

$$\begin{aligned} u &= 1.552 / (4.909 \times 10^{-4}) \\ &= 3161.5 \text{ m/h} \end{aligned}$$

然后可得管内雷诺数

$$\begin{aligned} N_{Re} &= (0.025 \times 3161.5 \times 870) / 1.89 \\ &= 36383 \end{aligned}$$

由图 3 查得, 当 $N_{Re} = 36383$ 时, $j_H = 110$,

由此

$$h_i = j_H (K/D) N_{Pr}^{1/3}$$

$$= 3046 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

修正为盘形管的传热系数, 则

$$h_{ic} = 3046 \times [1 + 3.5 \times (0.025/0.4)] \\ = 3712 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

以盘管外径为基础的传热系数为

$$h_{io} = 3712 \times (0.025/0.03) \\ = 3093 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

C. 计算总传热系数 U

盘管壁厚 x 为

$$x = (d_o - D)/2 = 0.0025 \text{ m}$$

污垢系数 R_i 及 R_o 取决于流体的特性, 即流体中存在的悬浮物质、操作温度、流速等。此处 R_o 及 R_i 均取为 $8.2 \times 10^{-4} \text{ h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{kcal}$ 。不锈钢的导热率 $K_o = 14 \text{ kcal/h} \cdot \text{m} \cdot \text{°C}$

用式(9)

$$1/U = 1/190 + 1/3093 + 0.0025/14 \\ + 0.00082 + 0.00082$$

$$U = 135 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

D. 确定所需面积

对数平均温差为

$$\Delta t_{lm} = \frac{[(127 - 30) - (100 - 47)]}{\ln[(127 - 30)/(100 - 47)]} \\ = 72.8 \text{ °C}$$

因为两种流体是垂直交叉流动, 校正系数取 0.99^[6], 则

$$\Delta t_c = 0.99 \times 72.8 = 72.1 \text{ °C}$$

热负荷

$$Q = 1350 \times 1.0 \times (127 - 100) \\ = 36450 \text{ kcal/h}$$

用式(10), 所需面积为

$$A = 36450 / (135 \times 72.1) = 3.745 \text{ m}^2$$

E. 计算盘管所需圈数:

用式(11)

$$N = 3.745 / (\pi \times 0.03 \times 1.257) = 31.6$$

取 $n = 32$ 圈

适应 32 圈盘管所需的圆筒高度

$$H = 32 \times 0.045 + 0.03 = 1.47 \text{ m}$$

(参考文献 4 篇略)

符 号

A ——传热面积, m^2

A_o ——流体在环形区的流动面积,

$$\pi/4[(C^2 - B^2) - (D_{H2}^2 - D_{H1}^2)], \text{m}^2$$

A_f ——盘管的横截面积, $\pi D^2/4, \text{m}^2$

B ——内筒外径, m

C ——外筒内径, m

C_p ——流体热容量, $\text{kcal/kg} \cdot \text{°C}$

D ——盘管内径, m

D_o ——盘管的壳程当量直径, m

D_H ——螺旋管的平均直径, m

D_{H1} ——螺旋管的内径, m

D_{H2} ——螺旋管的外径, m

d_o ——盘管外径, m

G_s ——流体质量流速,

$$M / \left\{ \frac{\pi}{4} [(C^2 - B^2) - (D_{H2}^2 - D_{H1}^2)] \right\}, \text{kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

H ——圆筒高度, m

h_i ——直管内部以内径为基准的传热系数, $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$

h_{ic} ——盘形管内部以内径为基准的传热系数, (盘管由直管的 h_i 修正而得), $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$

h_{io} ——盘管外侧传热系数, $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$

j_H ——传热的 Colburn 因数,

$$(h_i D / K) (N_{pr})^{-1/3} (\mu / \mu_w)^{-0.14},$$

无因次

K ——流体的导热率, $\text{kcal/h} \cdot \text{m} \cdot \text{°C}$

K_o ——盘管管壁的导热率, $\text{kcal/h} \cdot \text{m} \cdot \text{°C}$

L ——盘成 N 圈所需的螺旋盘管长度, m

M ——流体质量流率, kg/h

n ——给定的工艺过程加热量所需的实际盘管圈数 (由 N 圆整到下一个整数而得)

N_{pr} ——普兰得数, $C_p \mu / K$, 无因次

搅拌轴强度计算

上海医药设计院 吴无恙 王裕刚 竺苾梅

前 言

随着石油化工装置向大型化发展,聚合釜等带搅拌的反应设备容积亦日趋增大,日本法武都拉公司制造的聚合釜规格已达 250 m³ (直径 6.7 m、高 30 m、壁厚 100 mm、重 100 tf)。对于大型搅拌轴如何才能保证搅拌效果,提高密封寿命,提出了新的要求。

大庆、南京引进的 140 kt/y 低压聚乙烯装置中有几十台大容积无底轴承的搅拌设备。该装置承包单位为日本三井造船工程公司,他们提供了一组计算公式。这组公式在计算中考虑了强度(包括扭转和弯曲强度)、刚度、轴密封处挠度和临界转速等要求,它与《化工设备设计手册》“材料与零部件(下)”第十九章轴的计算和搅拌器设计中所列公式比较,考虑比较全面,

但也存在不足之处。我们经过分析并为扩大应用范围进行了部分修正和补充,成为“三井”修正公式。为了验证“三井”修正公式的可靠性我们将此组公式编制了电算程序(另行发表),并以 90 m³ 聚合釜以及该装置中廿多台设备中八类设备作实例进行了验算。通过以上工作我们认为“三井”修正公式可适用于下列情况的立式刚性搅拌轴强度计算。

1. 实心搅拌轴,有内外径比值的空心搅拌轴。
2. 不同桨叶直径和不同桨叶倾角的搅拌轴。
3. 有底轴承支承或无底轴承支承的搅拌轴。
4. 采用滑动轴承或滚动轴承作轴承的搅拌轴。
5. 采用填料密封或机械密封的搅拌轴。

N_{Re} ——雷诺数, $Du\rho/\mu$ 或 DG/μ , 无因次

Q ——热负荷, kcal/h

q ——流体的体积流率, m³/h

r ——螺旋盘管的平均半径, 取螺旋中心线到盘管中心线的距离, m

R_o ——壳程污垢系数, h·m²·℃/kcal

R_r ——管程污垢系数, h·m²·℃/kcal

Δt_o ——校正的对数平均温差, ℃

Δt_{lm} ——对数平均温差, ℃

u ——流体流速, m/h

U ——总传热系数, kcal/h·m²·℃

V_a ——环形区体积, m³

V_c —— N 圈盘管所占有的体积, m³

V_r ——在环形区可供流体流动的体积, m³

x ——盘管管壁厚度, m

μ ——在全容积流体平均温度下的流体粘度, kg/m·h

μ_w ——在管壁温度下的流体粘度, kg/m·h

ρ ——流体密度, kg/m³。

周体伟译自《CHEMICAL ENGINEERING》DECEMBER 13, 1982