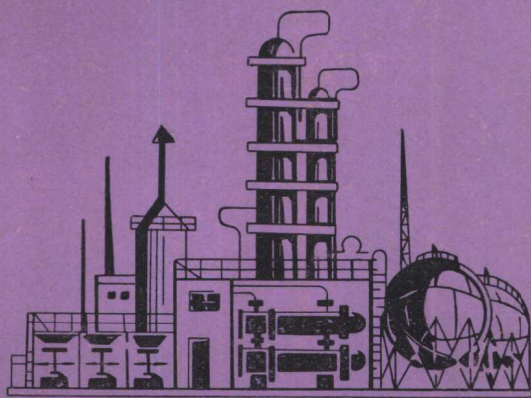


螺纹管的传热设计及其应用



兰州石油机械研究所

沃尔费林 TRUFIN S/T型
螺纹管的传热设计及其应用

THERMAL DESIGN AND APPLICATION OF
WOLVERINE TRUFIN TYPE S/T

根据卡尔梅特和赫克拉公司沃尔费林管子工厂
工程资料手册（第二部分）翻译

*

兰州石油机械研究所出版
（兰州市七里河区敦煌路）
兰州人民印刷厂印刷
（兰州市西固城）

*

开本787×1092毫米1/16·印张11⁷/₈·插页5·字数148千字

印数：2000

定价：0.50元

前 言

整体滚压的低翅片管，国内一般称作螺纹管。它在换热器制造中已普遍应用。虽然螺纹管最初是专为管壳式换热器而设计的，但目前在冷却盘管、蒸发器和冷凝器中使用也较广泛。

螺纹管换热器在化工、炼油和动力等部门中有广泛的应用。在合适的条件下，能达到较高的传热效率，获得较好的技术经济效益。

对于螺纹管换热器，如何正确设计和选择其使用条件是十分重要的，否则，将达不到预期的效果。而目前有关这方面的参考资料尚感缺乏。

美国卡尔梅特和赫克拉 (Calumet & Hecla) 公司沃尔费林制管厂 (Wolverine Tube Division) 是国外研制螺纹管较早的厂家之一，对螺纹管的制造工艺及其发展进行了许多研究。该厂的工程资料手册 (第二部分) 比较详细地叙述了螺纹管的传热设计及其应用准则，这对国内从事有关工作的同志或许是一个有用的参考，这正是翻译这本手册的主要目的。

限于水平，错误之处实所难免，请读者批评指正。

一九七三年十月 兰州

序 言

在传热问题中具有延伸表面管子的应用机理业已建立多年。在翅管工艺的研究及发展方面，卡尔梅特和赫克拉（Calumet & Hecla）公司的沃尔费林（Wolverine）制管厂是最早的厂家之一。Wolverine TRUFIN*，即‘整体’翅片管，很久以来就作为常用的管子之一而被广泛地使用着。自从整体翅片管开始供应以来，已经产生了很多型号和各种规格的管子，在不同的领域中成功地获得应用。有如下文将要说明的，正确地采用了整体翅片管，常常很容易达到降低管壳式换热器成本的目的。

在炼油、化工、动力以及很多其他工业中；换热器的工艺条件是各不相同的，因此要制订一种简明的选型表格资料是不可能的。换热器的精确设计是一个专业化较强的领域，只能根据研究的结果，复杂的数学关系的推导以及积累许多不同工业装置的操作数据来实现。

对整体翅片管进行了研究，测定了操作特性，建立了可以预示实际使用性能的关联式，并在许多工业装置中进行了研究和试验。

这本手册的目的就是要把这些资料系统而简明地表示出来。可能的话，将尽量保留已经建立的概念和常用的设计方法。只在必要时，才根据“整体”翅片管的特殊性能和优点进行了调整。

不能认为沃尔费林制管厂将参与采用“整体”翅片管换热器的设计和操作，或者保证这类设备的运转。我们的恳切希望是，这里提供的资料和技术情报，能够帮助已经熟悉一般传热工艺的设计工作者，根据他的特殊需要进行“整体”翅片管的设计。我们也希望这本手册值得保存在他的参考图书中。

* 注册商标。

目 录

志 谢 (略)

序 言

整体翅片冷凝管	(1)
设计资料	(2)
管子的几何参数	(2)
传热设计	(3)
翅片效率	(3)
积垢因数	(6)
对数平均温度差 (L M T D) 和校正因数	(7)
定性温度	(8)
管壁温度	(8)
粘度校正因数	(9)
价格比较数据	(10)
管程给热的计算	(17)
薄膜给热系数 (强制对流时的流体)	(18)
压 力 降	(19)
整体翅片管管程压力降	(19)
壳程给热的计算	(20)
薄膜给热系数 (强制对流时的流体)	(20)
冷凝理论	(23)
壳程冷凝系数	(24)
强制对流时壳程压力降	(27)
蒸汽冷凝时壳程压力降	(27)
重沸器和蒸发器	(28)
总 论	(28)
强制循环的重沸器	(29)
自然循环的重沸器	(30)
设计计算实例	(31)
显热传热举例	(31)
冷凝器设计举例	(39)
附 录	(48)
设计资料图表	(48)
换算因数	(76)

符 号.....	(86)
参考文献.....	(89)

注意：文中图号罗马数字是指正文中的图号，阿拉伯数字是指设计资料图表中的图号。

——译 者。

整体翅片冷凝管

Wolverine 制管厂生产的“整体”翅片管* (Integral Finned Tube), 它的翅片实际上是由管壁挤压成型的, 在管子制造工艺上是一个重要的进展。

整体翅片管的进一步发展, 使增大表面的优越性有可能开始应用到常用的管壳式换热器——它同普通光管一样地好用。

翅片是由厚壁管子径向地滚压而成, 翅高 $1/16''$, 因而使管子外表面积增大, 约为同样公称外径的光管的 $2^{1/2}$ 倍, 这种挤出方法产生的光滑翅片, 没有任何棱角或裂纹。管子两端没有翅片, 其外径稍大于翅片的外径。这就使管子能插入一个常用的管束中, 而且可用通常的方法和管板胀接。也可以根据要求, 供应其他形式的管子两端。

进一步的改进, 可沿着管子长度按折流板间距留有若干没有翅片的部分, 或称平直段 (Land)**, 由于翅片是管子本身的一部分, 使管子能够承受操作中的温度变化, 热冲击或振动等, 并消除了翅片的接触热阻损失。

不轧齿片的管端较厚的管壁与翅片管的公称管壁之间, 形成了一短段内部呈圆锥形的厚壁过渡段, 此处管子与管板胀接。这个厚壁端在管板上呈现出最大的刚度, 在使用中这一部分有应力集中的趋向。逐渐变小的光滑内径还可进一步减少涡流, 延长管子的使用寿命。因为在最需要的地方有多余的金属。可以认为翅片管抗腐蚀的能力超过光滑冷凝管, 这将在本书中另一部分中讨论到。

在管壳式换热器中应用整体翅片管的优越性是多方面的。最主要的优点通常认为是降低成本和解决生产中的关键问题。除了这两点之外, 这种管子因为它有独特的几何形状, 使它还具有其它的优点。

已经确认的是整体翅片管可以成功地应用于严重积垢的场合, 因为一般的积垢决不会遮盖住翅片全部。当有硬而脆的积垢发生时, 往往是沿着翅片边缘形成平行的垢片。在运转时, 由于温度变化, 管子就会膨胀和收缩。这种“手风琴”式的胀缩作用, 使垢片自行脱落, 重新暴露了翅片金属, 就延缓了积垢作用的影响。

对于一根光管, 污垢物质将在管子壁面形成一层圆柱体, 没有任何自然机理使之能自行脱落。

如果积垢是呈软泥状的, 整体翅片管仍能保持其优越性。增大了的表面可降低一定薄膜厚度的热流强度, 并使通过薄膜的温度降变小了。

此外, 已经确认积垢将沿翅片的外形生成, 而不是首先填充翅片间的谷槽。因此, 采用整体翅片管后, 可以延长持续运行的时间。不少用户曾经多次地向 Wolverine 制管厂

* 译注: 国内一般称作螺旋管。英国产品商用名称 “Integron”。

** 译注: 也有称为 “Skipped portion” 的。

指出这些优点。Wolverine的工作人员也曾对此进行观察，加以核实，并且已经认为是真实的。

虽然Wolverine制管厂对于在化学工业中推广使用整体翅片管始终保持着谨慎的态度，但是既然有足够数量的成功装置已在运行，那么，对于这种管子的工程使用价值也就可以不用置疑的了。

整体翅片管的普遍应用受到系统中给热系数大小的限制。因此，这种管子广泛地应用于冷凝器、分凝器、冷却器、卧式重沸器、加热器以及产品与产品间的换热器。给热系数和积垢热阻起着控制作用*的流体应该安排在壳程。只有当管程与壳程计入积垢热阻后的给热系数的比值约为2:1时，整体翅片管的经济效果才能体现出来。

整体翅片管供应的规格比较广泛，可用大部分冷凝管所用的金属材料制造。对于U-形管，可以按照用户指定的规格供应，管子标准尺寸参阅附录中的表I。

设计资料

管子几何参数

在设计采用整体翅片管的管壳式换热器时，必须考虑到管子规格相同时，翅片管较光管具有较大的有效管间间隙。产品目录中整体翅片管的公称外径是指两端光管外径而言。在翅片部分，管子的根部直径约小1/8吋，这样就使相邻的管子之间具有较大的流道面积。为了能获得与用光管时相同的壳程横流面积，就必须在整体翅片管换热器中，相应地减小折流板间距。

第二个设计因素是关于翅片对按壳程光管设计曲线计算而得的给热系数数值的影响，由于翅片增强了流体主流中横向流动，可能以为系数之值将有某些降低。由已发表的数据来看，在壳程重量流速相同时，对于内径为6吋和8吋的壳体，当雷诺数在低值范围内，翅管和光管的影响有明显的不同。壳体内径为15 1/4吋以及更大时，这种影响就不显著。如用工业上大规模装置的实际试验数值来判别，就很难看出由于翅片而使壳程给热系数降低的情况**。

第三，由于翅片的外径和不轧齿片的管端的外径是相等的***，并且管子的根部直径要较公称外径小1/8吋，因此管子的内径就比同一尺寸同一壁厚的光管内径要缩小1/8吋以上。（表I中列出了这些减小的内径和流通截面）。截面积的减小导致了管程流速的增高，结果就

*译注：所谓“起控制作用”，是指该程流体之给热系数较小（或热阻较大），它的大小对总传热系数K值，起着决定作用，即“控制作用”。

**译注：实际上，由设计计算所得的壳程给热系数，翅片管的要较光管的小一些。这在后文“壳程给热计算”一节中还要谈到。

***译注：实质上，翅片外径略小于光管部分外径，所以，这应该说“几乎相等”。

有两个显著的优点。一个是给热系数 h_1 的增加,另一个是管内积垢的减少。从而可以选用较小的而且更为经济的设备;从工厂连续操作的观点来说,也是一个更为满意的设备。这种优点是整体翅片管的几何形状所固有的。较小的直径通常要引起管程压力降的增大,可以用减少管程数或提高许用压头的办法来克服。

传热设计

为了设计整体翅片管的换热器,有关关联式和计算方法的推导都尽力沿用了习惯的概念,只在必要时,才做一些修正。

确定换热器规格的基本关系,同样适用于翅片管和光管。

整体翅片管的传热面积是根据翅片管的外表面总面积计算的。总传热系数 U_d 由各个给热系数和热阻推导出下述通式:

$$Q = U_d \cdot A_o \Delta t \quad (1)$$

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + r_{do} + r_{mo} + r_{di} \left(\frac{a_o}{a_i} \right) + \frac{1}{h_i \left(\frac{a_i}{a_o} \right)}} \quad (2)$$

式中 Q = 热量总负荷, 英热单位/小时
 U_d = 设计总传热系数, 英热单位/小时·呎²·°F
 A_o = 总外表面积, 呎²
 Δt = 校正了的对数平均温度差, °F
 h_o = 壳程给热系数, 未经校正, 英热单位/小时·呎²·°F
 r_{do} = 壳程积垢热阻, 小时·呎²·°F/英热单位
 r_{mo} = 管壁金属热阻, 小时·呎²·°F/英热单位
 r_{di} = 管程积垢热阻, 小时·呎²·°F/英热单位
 h_i = 管程给热系数, 未经校正, 英热单位/小时·呎²·°F
 a_o = 单位管长外表面积, 呎²/呎
 a_i = 单位管长内表面积, 呎²/呎

用来计算整体翅片管薄膜给热系数的方法是将设计光管时公认的方法加以修改而得。这些修改将在后面逐步说明。

翅片效率

整体翅片管和光管的几何形状既然不同, 在实际使用中其性能必然有所差别。因为本手册所用的方法是遵循惯用的设计程序, 就有必要了解整体翅片管性能的差异以及怎样从这些差异中获得好处。

图 I 表示了在换热器中两根相邻的管子通过中心轴的平面剖视图。翅片是用来增大外壁面传热面积的, 它们也就补偿了壳程给热系数较低的影响。

如图 I 所示, 一个翅片所获得的热量, 要通过翅片的根部, 然后汇集这些热量, 把热量传递到与翅片根部相联的管

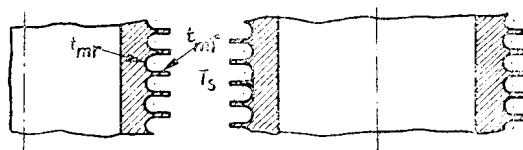
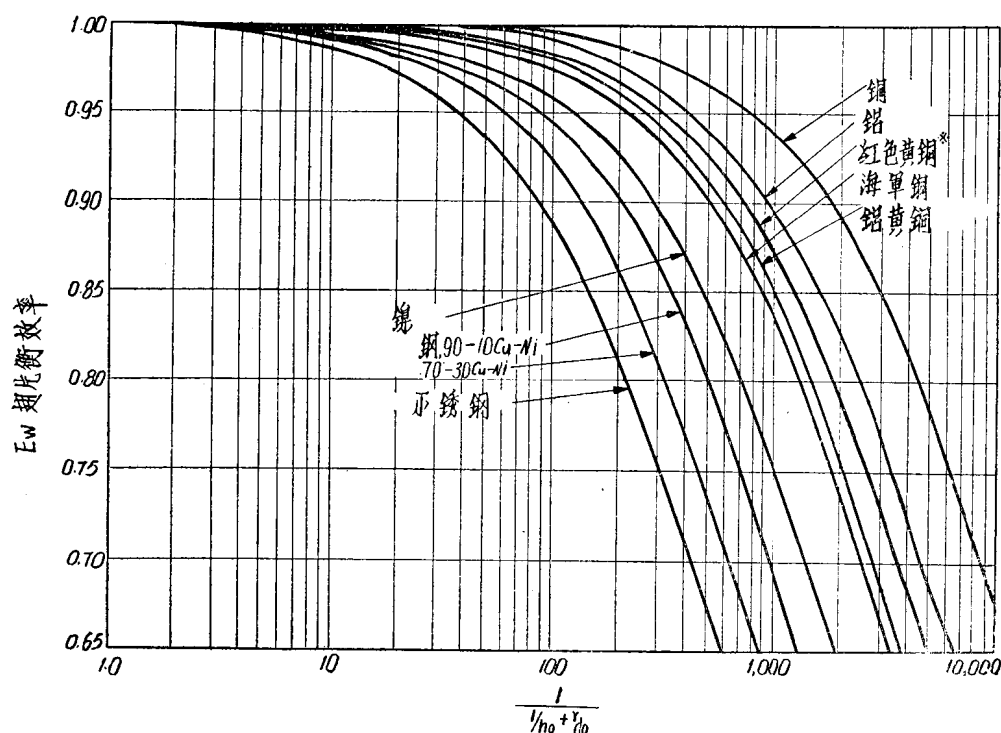


图 I 整体翅片管的平面剖视图

壁。为了使热量能流过翅片的根部，在翅片内必须有一个温度差，也就是翅片的表面温度 t_{mf} 要大于与之相联的管壁的表面温度 t_{mr} 。假设 T_s 是在任意一点处与整体翅片管相接触的流体的主体温度，那末，温度差 $T_s - t_{mf}$ 将小于温度差 $T_s - t_{mr}$ 。这样，在给定的一组冷热流体的主体温度下，每一平方呎的翅片表面获得的热量将较一平方呎的与翅根相联的管壁表面为少。这就引进了“翅片效率”* 的概念。也就是说，为了使热量能在翅片内流动，必须要有温度差，这就减少了在翅片侧表面积吸收或放出热量的有效程度。翅片效率就是反映了这种影响的程度。虽然它被包括在后面的计算中，不过对低翅片管而言，每平方呎翅片与翅根管壁两种不同型式的表面所产生的性能差别是非常微小的。

翅片效率受下列因素的影响：翅片外表面综合给热系数的大小，即 $\frac{1}{h_o} + r_{a_o}$ 之值，翅片金属的导热系数 K_m ，以及翅片表面积对于翅片根部表面积之比。

一个更为有用的表示翅片效率的形式是采用衡效率 E_{wo} ，衡效率综合了翅片表面积和翅片根部表面积的作用，后者在传热中是作为100%有效的。对所有各种直径的整体翅片管而言，翅片部分和翅片根部面积的分配是80%：20%。整体翅片管的衡效率数值列于图II中。根据特殊要求，TRUFIN管可用除了表II中所列外其它金属制成。



图II 整体翅片管的衡效率

译注：Redbrdss红色黄铜为一种含有铜 78—83%，锌 7—9%，铝 6—10%，锡 4—2% 的铜合金。

* 译注：翅片效率
$$e_f = \frac{T_s - t_{mf}}{T_s - t_{mr}}$$

整体翅片管上的翅片是这样分配的, 使其在大多数实际应用的场合下, 衡效率达到90%或者更高。采用了导热系数较高的金属, 如铜、铝、海军红色黄铜、铝黄铜等, 衡效率之值往往超过95%。

采用翅片衡效率时,

$$h_o'' = E_w \cdot h_o'$$

式中 E_w = 翅片衡效率。

用不同金属制造的整体翅片管的衡效率绘示于图 II 中, 它和翅片效率的关系如下式所示:

$$E_w = \frac{e_f a_{ft} + a_{rt}}{a_o} \quad (3)$$

式中 e_f = 翅片效率。

另一个设计方法〔1〕不用翅片衡效率而用翅片热阻的方法:

$$r_f = \left[\frac{1}{h_o} + r_{do} \right] \left[\frac{1 - e_f}{\frac{a_{rt}}{a_{ft}} + e_f} \right] \quad (4)$$

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_o} + r_{do} + r_f + r_{mo} + r_{di} \left(\frac{a_o}{a_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{a_o}{a_i} \right)$$

由翅片效率计算而得的翅片热阻已由Keller与Somers〔2〕绘示于图 III 中。

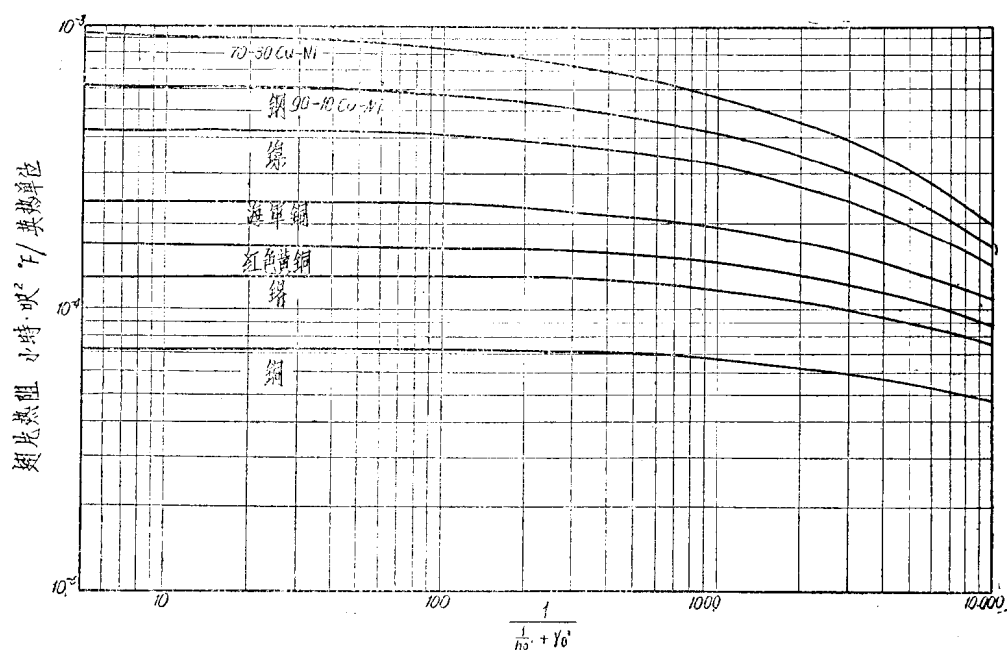


图 III 整体翅片管的翅片热阻

积 垢 因 数

将污浊的流体流过翅片表面时，整体翅片管的优越性最为明显。通常的情况下是污浊的流体在壳程流动时，壳程的热阻之和在系统中起着控制作用。

当冷热流体之间可利用的温度差大部分已经用以驱使热量通过管内或管外的积垢时，一个换热器就不能继续操作。为了补偿换热器在使用中性能的降低，经常采用较管子清洁时所需最小面积为多的传热面积。这就是在传热设计公式中引入了积垢或污垢因数。它们表示一种阻力，只是大致地反映了流体介质的清洁程度或者操作条件。当积垢热阻增大到一定程度，超过了在原来设计中所用的数值，换热器就不能再继续传递设计时所规定的传热量。

如果积垢热阻是由导热系数较高的物质堆积一定厚度所产生，很有可能在换热器的传热能力受到影响之前，就已产生了一个过大的压力降。假设一个换热器的管子是光管，外径为 $3/4$ 吋，正方形排列，管中心距为 1 吋，设计时采用的壳程最大容许压力降为 10 磅/吋²。还假设管子的外壁面上已经生成了一层厚 $1/16$ 吋的垢层，如图IV中所示。

这样，管间间隙将从 $1/4$ 吋减少为 $1/8$ 吋，流体横流的自由截面将减少 50% ，重量流速将增加为 2 倍。由于流体压力降与重量流速的平方成正比，所以原来设计的 10 磅/吋²的压力降就增加为 40 磅/吋²。很明显，在不少实例中，一个换热器之所以停工清洗，不是因为它不能传送规定的热负荷，而是由于压力降的限制。设 r_{do} 是壳程积垢热阻， Δt_{do} 是通过管外垢层的温度降。换热器的总传热方程式是：

$$Q = U_d \cdot A \cdot \Delta t$$

$\frac{1}{r_{do}}$ 代替 U_d ， Δt_{do} 代替 Δt ，上式变为

$$Q = \frac{1}{r_{do}} \cdot A \cdot \Delta t_{do}$$

此处仅考虑管外垢层。

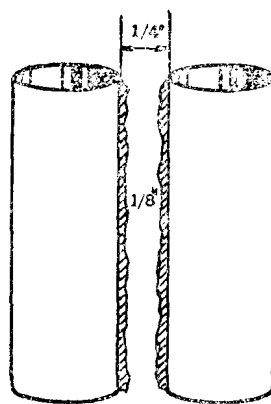
重新排列

$$\Delta t_{do} = r_{do} \left(\frac{Q}{A} \right) \quad (\text{光管}) \quad (5)$$

因为整体翅片的外表面积 A_o 永远大于对等设计中的光管外表面积 A ，对于同一个积垢因数 r_{do} 而言，

$$\Delta t_{do} = r_{do} \left(\frac{Q}{A_o} \right) \quad (\text{翅管}) \quad (6)$$

很明显， Q/A_o 小于 Q/A ，所以在整体翅片管管壳式换热器中，通过给定的积垢因数的温度降 Δt_{do} 将成比例地减小。这个较小的温度降就使在必要清洗之前有较长的操作周期，



图IV 积垢的形成减少了管间间隙

从而使停工时间减少，也就节省了维修费用。又因整体翅片管单位表面积的价格远较光管的为小，因而也就可能比光管换热器提供更多的过量表面积。

在一个换热器中将热流体和冷流体的传热阻力相加的时候，必须把阻力换算到同一个基准表面。

通过上式(5)和(6)，可以看到，同样的积垢因数换热器使用周期并不一样。使用周期同样地和热流强度 Q/A 有关。在工业设计中，习惯地采用管子外表面作为基准表面，这里也保留了这种习惯做法。

在和壳程热阻相加时，必须把管程的积垢因数乘以管子的外表面与内表面之比。由于在光管中，单位管长的外表面和内表面相差不多，所以有许多设计工作者为了计算简捷，就简单地把两个积垢热阻相加，不因内外表面面积不同而加以校正。这样做的结果，误差极微。但是，对于整体翅片管，单位管长的内外表面面积相差甚大，所以管程积垢因数必须乘以外表面与内表面的比值。

也许没有一个因素像采用过大的积垢因数那样，导致了换热器的设计和操作更多的浪费。不必要的过大的积垢因数就会产生过大的换热器。在这里，要想获得像用小的积垢因数和小的换热器那样的较高的流体线速度，通常就很困难，而大家都知道，垢层的沉积随着流速降低而增加。其结果将因低流速而使换热器很快地积垢。

应该试着把具有较大的 $1/h + r_o$ 总值的流体放在壳程。多年来在化工厂中建立的非常完整而又广泛的生产记录证实了整体翅片管完全可以胜任这类污浊物体的处理。

近年来，不少炼油厂和化工厂已经使原先粗估的积垢因数趋向于符合实际的数值。特别是在冷凝器和冷却器中，冷水在管内流动时，没有必要在一个正确设计的换热器中采用一个大于0.001或0.002的积垢因数。可以采用某一个水的流速，从而限制具有一定污染特殊性的水在管内沉积污垢的可能性。这样，不论采用何种管子，都可使操作者在工厂操作中获得更大的经济收益。

循此，我们可以定义两项新的热阻，其中包括了给热系数和积垢因数：

$$R_o' = \frac{1}{h_o'} = \frac{1}{h_o} + r_{do}$$

$$R_i' = \frac{1}{h_i'} = \frac{1}{h_i} + r_{di}$$

对数平均温度差 (LMTD) 和校正因数

在一个典型的1-2换热器内，一个管程是与壳程成逆流而另一管程则成顺流。已经知道，逆流可较顺流得到较大的温度差。所以不论任何一种流程(顺流或逆流)其对数平均温度差均不能认为是顺流-逆流时的真正温度差。为了使设计工作者能够得到各种顺-逆流的组合情况下的真正温度差，应对对数平均温度差进行校正。图15至图17给出了校正因数 F 和参数 S 及 R 的关系。

真正的温度差 Δt 应该按下列程序计算：

$$\text{对数平均温度差 LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\text{Log}_e \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2, \quad \Delta t_1 = T_2 - t_1$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$\Delta t = F_t \cdot \text{LMTD} \quad (7)$$

在 1-2 换热器中, 校正因数 F 的应用受到一个重要限制。理论上讲, 任何换热器只要 F_t 值大于零, 都能操作。实际上, 这不完全正确。如果温差比较接近而且温度有交叉时, 建议有必要采用另外的布置, 如 2-4 或 3-6 换热器。当校正因数 F_t 之值小于 0.75 时, 选用 1-2 换热器是不合适的, 也是不切实际的。

定性温度

在液-液换热器中, 热流体的进口粘度将因流体的被冷却而不断增加。相反, 冷流体的粘度将因其受热而不断降低。这种粘度的变化使在热端较之冷端有一个较大的传热总系数。Colburn^[3]假设 U 是随温度直线地变化的, 从而导出了下列关系:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (\text{冷流体}) \quad (8)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (\text{热流体}) \quad (9)$$

$$\text{式中} \quad F_c = \frac{\left(\frac{1}{K_c}\right) + \left(\frac{r}{r-1}\right)}{1 + \frac{\text{Log}_e(K_c + 1)}{\text{Log}_e r}} - \frac{1}{K_c} \quad (10)$$

式 (10) 已绘示于图 3 中 (附录), 图中以 K_c 作为参数:

$$K_c = \frac{U_h - U_c}{U_c} \quad (\text{定性因数, 无因次})$$

下标 “c” 和 “h” 分别代表冷端和热端。从 U_h 和 U_c 算出 K_c , 从工艺条件算出 $r = \Delta t_c / \Delta t_h$ 之值, 然后从图 3 中读出定性分数 F_c 之值。

在图 3 的插图中, Colburn 已经关联了当石油馏份是起控制作用的薄膜时的 K_c 值。假如某一设备是为两种石油馏份换热用的, 那一方出较大的 K_c 值的那一方是起控制作用, 即可据其值来确定两个流路的 F_c 值。

确立定性温度 T_c 和 t_c 之后, 就可据此决定两种流体的性质, 由此而进行传热计算。

在水平管上冷凝时, 沿着管子周边的流体薄膜厚度是不相同的, 不过为了计算的目的, 可用平均温度来选定薄膜性质。

$$T_{av} = T_{sv} - 0.50 (T_{sv} - t_w) \quad (11)$$

式中 T_{sv} = 冷凝蒸汽的饱和温度

t_w = 管壁温度

管壁温度

当 h_i 和 h_o 两者均为已知值时, 整体翅片管的管壁温度可由定性温度计算而得。参阅图 V。通常可略去通过管壁的温度降 ($t_w - t_p$) 不计, 而以管子外表面温度 t_w 作为整个管子的

温度。管外的定性温度是 T_c ，管内的定性温度是 t_c ， $R_{i0}' = \frac{1}{h_{i0}'}$ ， $\frac{1}{h_{i1}'} (\frac{a_0}{a_1})$ ，此处下标“ i_0 ”是指以管外表面积为基准的管内给热系数之值。

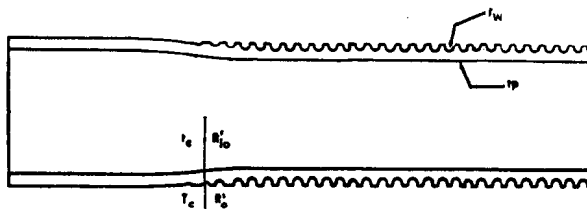


图 V 管壁温度

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R_o'} = \frac{T_c - t_c}{R_{i0}' + R_o'} = \frac{t_w - t_c}{R_{i0}'}$$

求解 t_w ：当壳程是热流体时，

$$t_w = t_c + \frac{R_{i0}'}{R_o' + R_{i0}'} (T_c - t_c) \quad (12)$$

及
$$t_w = T_c - \frac{R_o'}{R_o' + R_{i0}'} (T_c - t_c) \quad (13)$$

当管程是热流体时，

$$t_w = t_c + \frac{R_o'}{R_o' + R_{i0}'} (T_c - t_c) \quad (14)$$

$$t_w = T_c - \frac{R_o'}{R_o' + R_{i0}'} (T_c - t_c) \quad (15)$$

当将一种流体冷却至某一温度接近于其凝固温度时，建议要用更为细致的方法以计算具有增大表面的管壁温度，如Kern的“工业传热”（Process Heat Transfer）书中第527—530页中所示。在某些问题中，如果设计工作者认为金属管壁的热阻较大时，可以采用通常的方法把它加入到热阻的总和中。

粘度校正因数

在层流状态下，当流体作等温流动时，管内的速度分布呈抛物线状。当一定量的液体流经一根管子时是在受热，则靠近管壁的粘度就将小于流体主体中的粘度。靠近管壁的流体将以比之等温流动时较快的速度流动，因而改变了抛物线状速度分布曲线。

如果液体是被冷却的，情况就相反：靠近管壁的流体流速要较等温流动时为慢。为了使加热时靠近管壁的液流流速增大，靠近管中心轴的一些液体就将朝向管壁向外流动，以维持这个增大的流速。这是一种径向分速度，势将改变层流的性质。若将在某一温度范围内加热一种油所得的数据和在同一温度范围内冷却一种油所得的数据同时绘示在图上，就得到两组的点子。加热的数据给出了较高的传热总系数。

Colburn^[4]曾设法将加热和冷却两组数据换算成为单一的等温线。他采用了基本公式：

$$\frac{h_i D}{K} = \alpha \left[\left(\frac{D_i G_t}{\mu} \right) \left(\frac{C \mu}{K} \right) \left(\frac{D_i}{L} \right) \right]^{d+1} \quad (16)$$

而将右边各项乘以无因次比值 $(\frac{\mu}{\mu_f})^{r'}$ ，此处 μ 是在定性温度时的粘度， μ_f 是在任一薄膜温度时的粘度。层流时的薄膜温度定义如下：

$$t_f = t_{a,i} + \frac{1}{4} (t_w - t_{a,i})$$

紊流时的薄膜温度定义为

$$t_f = t_{a,i} + \frac{1}{2} (t_w - t_{a,i})$$

Sieder与Tate^[5]根据小口径管子中所得的大量数据建立了关联式, 引入了一个无因次因数, $(\mu/\mu_w)^{1/4}$, 此处 μ 是流体在管壁温度 t_w 时的粘度。若引用Sieder-Tate的校正值, 层流时的计算式变为:

$$\frac{h_i D_i}{K} = \alpha' \left[\left(\frac{D_i G_i}{\mu} \right) \left(\frac{C \mu}{K} \right) \left(\frac{D_i}{L} \right) \right]^{d+1} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4} \quad (17)^*$$

紊流时的计算式为:

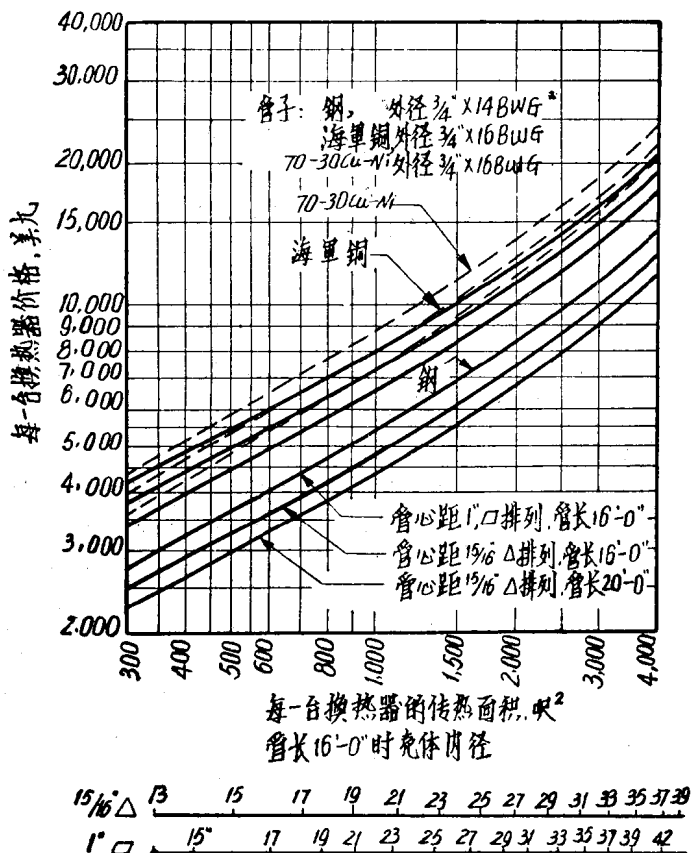
$$\frac{h_i D_i}{K} = \alpha \left(\frac{D_i G_i}{\mu} \right)^p \left(\frac{C \mu}{K} \right)^q \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4} \quad (18)$$

式中 α 、 α' 以及指数都是常数。

引入了这样一个校正因数后, 不论加热或者冷却, 就将得到单一的一根曲线。液体加热时, μ/μ_w 之值大于1; 冷却时, 其值小于1。由于气体的粘度是随温度升高而增大的, 对于等温时流速分布的偏差正好与液体的相反。

价格比较资料

图VI、VII、VIII和IX列出了钢、海军铜和铜镍合金的光管和整体翅片管的换热器价格曲线。这使用户能估算在某一特定情况下采用整体翅片管之后所节省的费用。这些曲线只能作为粗略估计之用, 而不能视为定价。图VI和VIII中所示的光管换热器的价格数据, 来源于最近发表的文献中, 并按1958年年



图VI 3/4"外径的光管浮头式换热器的价格, 150磅/吋²

*13WG—伯明翰线规

*译注: 原文中式(17)右项中漏列常数 α' , 兹补入。

中的情况进行了校正，此价格是平均值，因此较最低的供应价格高出约 5 %。在价格分析中，3/4" 外径 16BWG 壁厚的海军铜光管在 20,000 呎的批量中，取为每呎 0.3323 美元。各图中的换热器均依据 ASME 59 年规范和 TEMA 标准（第四版）中 R 类进行设计，其结构形式为带有钩圈法兰的浮头式换热器。

标明“海军铜”的设备，只是管子本身用这种金属制成，管板和折流板用的是海军黄铜，而壳体、盖板以及管箱等都是用钢做的。安全的工作温度是 300°F，每个设备都假定为 4 个管程，折流板间距离为壳体内径的 1/3。

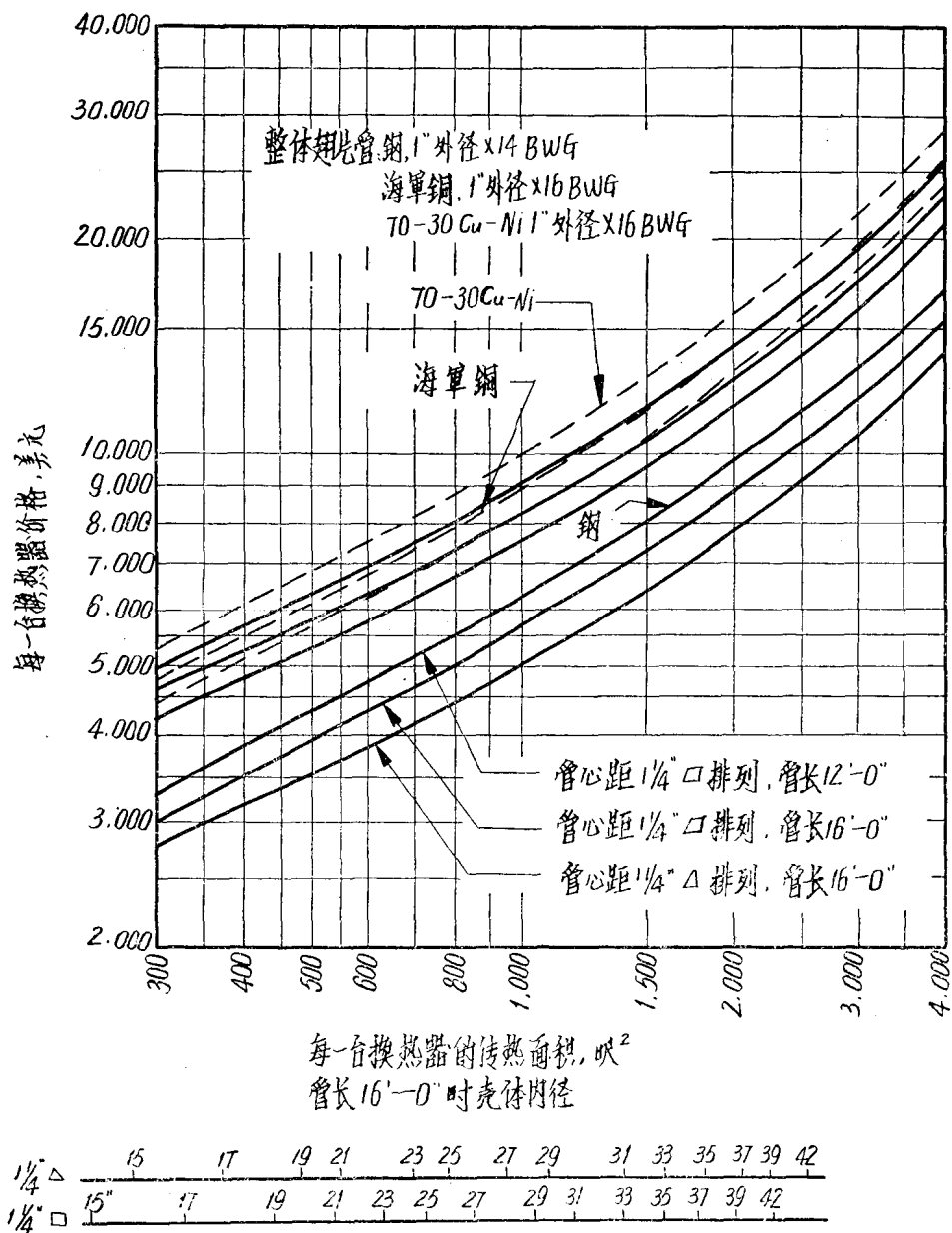


图 VII 1" 外径的光管浮头式换热器的价格, 150 磅/吋²