

综合性能优化在板翅式换热器设计中的应用

李 超* 张芸豫 罗 辉

(兰州理工大学)

摘 要 采用综合性能优化设计方法,运用计算机语言编制程序,以单位传热量的可用能损失率最小为目标函数,寻求流动参数的最佳值,利用换热器两侧流动换热过程的流动与换热的准则关系式,在设定换热热流密度和选定换热器某个结构尺寸的基础上,采用迭代的方式完成燃气-空气单侧翅片的板翅式换热单元的结构参数、流动参数与换热性能的优化设计。

关键词 板翅式换热器 综合性能 优化设计 可用能分析

中图分类号 TQ052.5 **文献标识码** A **文章编号** 0254-6094(2009)05-0430-05

早在 1930 年英国马尔斯顿·艾克歇尔瑟公司就用铜合金浸渍钎焊方法制成航空发动机散热用板翅式换热器。经过 70 多年的发展,目前板翅式换热器已在石油化工、航空航天、电子、原子能、冶金、动力工程以及机械等领域得到广泛应用,而且板翅式换热器的应用已在利用热能、回收余热、节约原料以及降低成本等特殊方面取得了显著的经济效益。它具有体积小、重量轻、换热效率高、结构紧凑、坚固耐用、适应性强以及能设计成多股流体同时换热的优点。可以用于各种介质的热交换(气与气、气与液、液与液)以及有相变的冷凝和蒸发^[1]。

板翅式换热器的热设计是一项十分重要的工作,它涉及到换热设备的投资成本、运行状态及性能状况。传统的设计方法是以不超过允许的阻力损失为最后标准来选取流动参数,采用该方法所设计的换热器的性能好坏一般取决于设计者的经验,工作量较大,且所得的解仅是可行方案之一,并非最优解。而本文所提到的这种综合性能优化设计方法是以换热器的结构优化和过程可用能分析为基础,应用在给定投资费用的前提下两侧换热表面的最佳匹配关系式,分析传热过程就能达到单位传热量的投资成本最低,从而实现换热器传热过程的结构优化。以单位传热量的可用能损

失率最小为目标来寻求流动参数的最佳值,从而使流动参数的设计得以优化。同时,运用在给定材料的情况下获得换热性能最佳的结构参数关系式实现自身的结构优化。在设定换热热流密度和选定板翅式换热器翅片高度的基础上,采用迭代的方式完成对单侧翅片的板翅式换热单元的结构参数、流动参数与换热性能的优化设计。

1 换热器传热过程综合性能优化设计方法

1.1 传热过程的换热表面最佳匹配准则^[2]

对于充分简化换热器的传热过程(图 1),从换热器传热过程的传热方程和投资费用方程着手,导出换热器换热表面与换热性能之间的最佳匹配关系式。

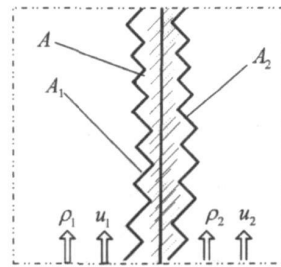


图 1 换热器传热过程

换热器传热过程的传热方程可用该过程总热阻 R 的计算式来表达:

* 李超,男,1958年3月生,教授,甘肃省兰州市,730050。

$$R = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \quad (1)$$

式中 A_1, A_2 —— 分别为换热器两侧的换热表面积;

α_1, α_2 —— 分别为换热器两侧的换热系数。

而换热表面的投资费用 P_i 可表示为:

$$P_i = \beta_1 A_1 + \beta_2 A_2 \quad (2)$$

式中 β_1, β_2 —— 分别为换热器两侧的单位表面的费用。

利用以上两个关系式就可得出在给定投资费用下获得最大传热量的最佳换热面积比:

$$A_1 / A_2 = (\alpha_1 / \alpha_2) (\beta_1 / \beta_2)^{-1/2} \quad (3)$$

式 (3) 又被称为传热过程的换热表面最佳匹配准则。

1.2 流动换热过程的可用能损失率方程^[3]

对于一般的流动换热过程 (图 2), 可视之为一个稳定的流动换热系统, 其包含流体沿固体壁面的流动过程和流体与壁面间的换热过程。笔者在流场中取一包含微元面积 dA_i 的微元控制体, 将其视为一个稳定流动系统, 分析其热平衡和熵平衡情况。

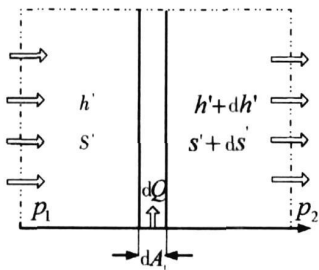


图 2 一般的流动换热过程

由热力学第一定律和第二定律, 同时认为热力学关系式 $dh' = TdS' + dp/\rho$ 成立, 就可整理得出在整个换热面上的熵产率方程:

$$S' = \frac{\Delta T^2}{T_m^2} \alpha A_i + \frac{m \Delta p}{\rho T_f} \quad (4)$$

$$\Delta T = T_w - T_f \quad T_m = \sqrt{T_w T_f} \quad \Delta p = p_1 - p_2$$

式中 h' —— 流体的比焓;

S' —— 系统的熵产率;

ρ —— 流体的密度;

α —— 流体流过壁面的换热系数;

m —— 质量流量;

T_f —— 流体温度;

T_m —— 平均温度;

T_w —— 壁面温度;

p_1, p_2 —— 流体进、出系统的压力。

从式 (4) 中可看出, 过程的熵产率由两个部分构成, 即由换热温差引起的熵产率和由流动压差引起的熵产率, 它们反映出流动换热过程的不可逆性。

按照可用能损失率的定义 $E = T_0 S$ 同时将式 (4) 无量纲化后得出流动换热过程的可用能损失率方程:

$$N_e = \frac{qL}{\lambda T_m} Nu^{-1} F_m + \frac{\rho v^3}{qL} \frac{C_D}{2} Re^3 F_r F_s \quad (5)$$

式中 T_0 —— 环境参考温度;

q —— 流体与壁面间的换热热流密度;

L —— 流场特征尺寸;

λ —— 流体导热系数;

F_m, F_r —— 温度因子;

F_s —— 面积因子;

C_D —— 流动阻力系数;

ν —— 流体运动黏度。

通过上述关系式就可以找出各种流动换热过程的可用能损失率随着过程特征参数的变化关系。在给定换热热流密度和换热结构尺寸条件下, 无量纲可用能损失率 N_e 随流动准则 Re 的变化关系式为:

$$N_e = \frac{qL}{\lambda T_m} a^{-1} Re^{-n} Pr^{-k} F_m + \frac{\rho v^3}{qL} \frac{b}{2} Re^{3-m} F_r F_s \quad (6)$$

令 $\partial N_e / \partial Re = 0$, 就可以得出无量纲可用能损失率最小时对应的最佳雷诺数 Re_{opt} , 也就是最佳的过程运行参数:

$$Re_{opt} = \left[\frac{2nq^2 L^4 F_m}{\lambda T_m \rho v^3 ab F_r F_s (3-m) P^k} \right]^{1/(3+n-m)} \quad (7)$$

将其代入换热准则关系式, 则可得到最佳的努塞尔特数 Nu_{opt} , 进而计算出过程最佳的换热系数 α_{opt} 。

1.3 换热过程最佳结构尺寸与流动换热的关系式

板翅式换热器的传热面形式很多, 其中常用的有平直翅片、锯齿翅片和百叶窗翅片。笔者以平直矩形翅片为例进行分析, 当翅片宽度 l 和翅

片厚度 δ 的关系为 $\delta \gg \delta$ 时, $m = \sqrt{2\alpha / (\lambda_s \delta)}$, 对于给定翅片体积 $V = \delta h l$ 有翅片高度 $h = V / (\delta l)$, 其换热过程最佳结构尺寸与流动换热关系式的推导详见文献 [4], 可以得出如果满足 $mh = 1.42$, 就表明其几何结构尺寸是最经济的。由 $m = \sqrt{2\alpha / (\lambda_s \delta)}$ 可得到最佳翅片高度的关系式为:

$$h = 1.004 \left[\frac{\lambda_s \delta}{\alpha} \right]^{1/2} \quad (8)$$

2 板翅式换热器传热单元的结构特征^[4]

板翅式换热器的一般结构特征如图 3 所示。在由平板平行组成的两侧流体流动空间中, 一侧用折叠的金属片嵌入而形成翅片侧, 从而构成一个板翅式换热器的基本单元。设定翅片厚度为 δ 翅片间距为 s 翅片高度为翅片侧通道宽度 $2h_1$ 的 $1/2$, 即为 h_1 , 无翅片侧的通道宽度为 $2h_2$ 。分析换热器的一个最小单元, 即一个翅片间距 s 所对应的两侧几何结构与流动传热性能。不难看出, 两侧单位深度的换热面积分别为 $A_1 = s + 2h_1$ (忽略翅片厚度 δ) 和 $A_2 = s$ 无翅片侧流体通过面 A_2 传递的热流量会再通过翅片侧面 A_1 传给翅片侧流体, 在这里热量的传递是经过翅片面积 $2h_1$ 和肋基面积 S 与流体换热而实现的。由于板翅式换热器单元的结构, 其两侧流体的流动只能是管槽内流动的模式, 相应的流动换热计算的特征尺寸应为当量直径。按照当量直径的定义, 对于无翅片侧 $d_{e2} = 4h_2$, 而对于翅片侧 $d_{e1} = (4h_1 s) / (2h_1 + s) = 4h_1 / \epsilon$, 式中 $\epsilon = A_1 / A_2$, 从中也可得出 $s = 2h_1 / (\epsilon - 1)$ 。

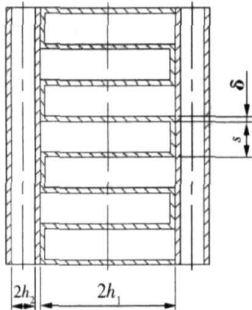


图 3 板翅式换热器基本单元结构

3 综合性能优化设计方法应用

笔者应用综合性能优化设计方法, 为某燃气增压系统设计一燃气-空气的简化板翅式换热器传热单元。设定空气在无翅片侧流动, 燃气在翅

片侧流动, 采用平直矩形翅片, 结构特征如图 3 所示。已知空气的物性参数为 $T_0 = 293\text{K}$, $T_{2m} = 293\text{K}$, $\rho_2 = 1.205\text{kg/m}^3$, $c_{p2} = 1.005\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\lambda_2 = 0.0259\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\nu_2 = 15.06 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$, $Pr_2 = 0.703$ 。燃气的物性参数为 $T_{1m} = 353\text{K}$, $\rho_1 = 1.000\text{kg/m}^3$, $c_{p1} = 1.009\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\lambda_1 = 0.0305\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\nu_1 = 21.09 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$, $Pr_1 = 0.692$ ^[5]。设空气侧通道宽 $2h_2 = 5\text{mm}$, 则当量直径为 $d_{e2} = 4h_2 = 10\text{mm}$, 对于紊流管槽内的流动换热过程, 其准则关系式分别为:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$C_D = 0.046 Re^{-0.2}$$

因而得出 $a_2 = 0.023$, $n_2 = 0.8$, $k_2 = 0.4$, $b_2 = 0.046$, $m_2 = 0.2$ 。利用式 (8) 可以计算出空气侧通道的最佳雷诺数为:

$$Re_{opt} = \left[\frac{2n_2 q^2 d_{e2}^4 F_{2m}}{\lambda_2 T_{2m} \rho_2^3 \nu_2^3 a_2 b_2 F_{2f} F_{2s} (2 - m_2) Pr_2^k} \right]^{1/(3+n_2-m_2)}$$

$$= 146.0429018 q^{1/1.8}$$

当设定 $q = 5000\text{W/m}^2$ 时, 按照图 4 所示的优化设计流程图, 用 Visual Studio 2005 编制程序, 就可计算出板翅式换热器各参数, 完成对单侧翅

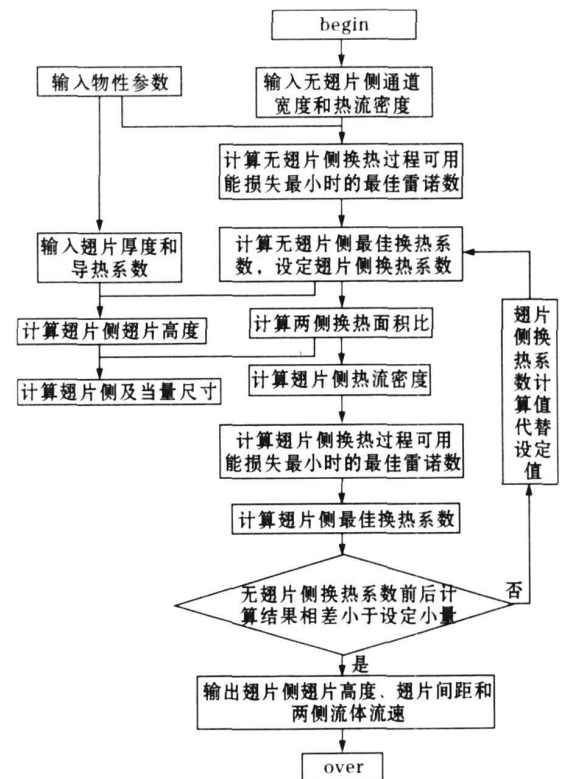


图 4 板翅式换热器综合性能优化设计流程图

片的板翅式换热单元的结构参数、流动参数与换热性能的优化设计。

将优化设计的具体数据整理,并与常规设计^[6]进行比较,结果列于表 1。

表 1 优化设计结果与常规设计结果比较

设计方法	空气侧 $2h_2$	空气侧 d_{e2}	空气侧 φ_2	空气侧 Re_2	空气侧 α_2
	mm	mm	$W \cdot m^{-2}$		$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
优化设计	5	10	5000	16575.39	143.76
常规设计	5	10	5000	13257.96	95.63
设计方法	燃气侧 $2h_1$	燃气侧 d_{e1}	燃气侧 φ_1	燃气侧 α_1	燃气侧 Re_1
	mm	mm	$W \cdot m^{-2}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	
优化设计	15.94	62.43	4897.21	138.04	180371.8
常规设计	27.50	32.50	3008.54	80.44	14600.9
设计方法	燃气流速 u_1	空气流速 u_2	翅片厚度 δ	换热面积比 ϵ	翅片间距 s
	$m \cdot s^{-1}$	$m \cdot s^{-1}$	mm		mm
优化设计	4.3602	3.4958	0.2	1.2056	5.506
常规设计	3.7124	2.9664	0.2	1.6621	9.500

由表 1 可见,在给出相同的热流密度和翅片几何尺寸的条件下,综合性能优化设计所得的换热面积比和结构尺寸都较常规设计小,且换热系数较常规设计大,可明显降低投资,获得显著的经济效益。用综合性能方法代替试凑法设计,可提高设计质量,缩短设计周期。因此,这种优化设计方法要远远优于常规的设计方法。

4 结束语

板翅式换热器的一般性能评价与优化方法只是侧重于换热器的传热与流动过程,对于结构特征和投资费用等因素的影响考虑较少,至于像这种综合分析流动传热及结构尺寸并进行参数优化的就更为少见了。能使板翅式换热器的设计达到实现单位传热量的投资费用最低,运行费用最少,结构合理的优化目的,且能优化在设计阶段实现。这种设计方法在进行计算的过程中仅仅采用了两项人为设定参数,即热流密度和翅片的几何尺

寸,而这类数据易于改变可得出多种选择进行比较,且获得的重要设计参数是有其理论根据。

参 考 文 献

- 汪艳萍,路智敏,刘晓霞等.板翅式换热器优化设计.内蒙古工业大学学报(自然科学版),2004,34(4):261~264
- 陈维汉.换热器两侧表面最佳匹配的一般化推导.华中理工大学学报,1999,27(增刊):35~37
- 陈维汉.板翅式换热器综合考虑传热、流动与结构的优化设计.化工装备技术,2004,25(1):27~32
- 陈维汉.一种考虑综合性能优化的换热器热设计方法.化工装备技术,2006,27(4):35~43
- 凯斯 W M,伦敦 A L 著,宣益民,张后雷译.紧凑式热交换器(第一版).北京:科学出版社,1997.296~303
- 余建祖.换热器原理与设计(第一版).北京:北京航空航天大学出版社,2006.43~82

(收稿日期:2008-12-08,修回日期:2009-01-05)

Applications of the Comprehensive Performance Optimum in the Design of Plate-Fin Heat Exchangers

LICHAO, ZHANG Yunyu, LUO Hui

(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, Gansu, China)

Abstract The optimum design method of comprehensive performance and the compiled program of computer

(Continued on Page 497)

靠叶轮压紧轴套内的轴套垫来实现的。造成轴套密封垫泄漏的原因主要有:

- a. 叶轮发生反转或泵体预热温度过快造成叶轮锁紧螺母松动,使得密封垫无法压紧而泄漏;
- b. 在安装过程中,轴套密封垫内进入杂质,使其密封性能失效而泄漏。

2 解决措施

2.1 金属波纹管作为旋转动环

原来所用的机械密封为静止式结构,油浆极易在波纹管缝隙沉积、结焦、积碳。为了防止机械密封波纹管缝隙结焦、积碳,笔者将金属波纹管设计成旋转型结构。旋转式波纹管密封在旋转离心力作用下可以自身清洗波纹管,减少波纹管外围沉积和内侧结焦^[3],并能防止因急冷造成的波纹管变形。

2.2 开槽斜面挤紧轴套式密封结构

针对密封轴套垫的泄漏,采取了开槽斜面挤紧轴套式密封结构。这种定位传动可靠,安装、拆卸方便且不伤轴。另外,还设置了限位板,便于泵外调整密封的压缩量。波纹管内径一处设一 45° 斜角,以分散应力,延长波纹管寿命。辅助密封采用柔性石墨替代其他密封材料,可以承受高达 425°C 的高温。

2.3 采用耐磨摩擦副材料

由于油浆泵介质含有固体颗粒,所以在摩擦副动环表面喷涂了氧化铬(Cr_2O_3),静环材料选用 YG6,该配合属于“硬质合金-硬质合金”形式^[3]。由于二者硬度不同,既可防止动静环密封面同时损伤,又避免了产生热裂现象。针对高温环境下密封环镶嵌结构容易脱落的现象,改用整体结构密封环。密封压缩量定为 3.5mm ,有效降

低了密封面过多的摩擦热。

2.4 改善密封的冷却、冲洗效果

高温油浆泵由于介质温度高,加之短时间的机械负荷或热负荷的作用,使得密封面间稳定液膜转变为蒸汽状态,这转变过程中的温差产生了辐射状径向小裂纹。为了改善密封摩擦副的冷却效果,将原来密封压盖的进、出冷却水孔直径增加 2mm ,使得冷却水量增加一倍,大大改善了冷却效果。为了避免催化剂颗粒粘结,堵塞冲洗管通道,将冲洗孔直径由 5mm 增大到 8mm ,冲洗压力控制在 0.3MPa 。通过自冲洗的改进,有效地控制了密封端面温升,增大液相面积,改善了摩擦状态。

3 结束语

通过对油浆泵机械密封的失效原因分析,从其材料及结构等方面进行了有效改进。目前,改造后的油浆泵已应用于工业生产中。改造前该泵有效运行时间平均为 3 个月左右,改造后,该泵连续运行最长可达 $8\,000\text{h}$,期间经过长周期高负荷运行和频繁的切换运行而无泄漏故障。通过对油浆泵机械密封的改造及应用,不仅解决了影响装置稳定运行的难题,而且还产生了较大的经济效益。由此可见,催化装置油浆泵机械密封的改造是成功的。

参 考 文 献

- 1 顾永泉.机械密封实用技术.北京:机械工业出版社,2005.348~395
- 2 李进春,李双跃,任朝富.SLK型涡流空气分级机动态气流密封装置设计.煤矿机械,2007,10(28):5~8
- 3 王汝美.使用机械密封技术问答.北京:中国石化出版社,2002.62~117

(收稿日期:2009-01-22)

(Continued from Page 433)

languages were used to seek an optimal value of flow parameters with the minimum loss rate of usable energy of unit heat transfer amount as objective function. Based on setting the heat current density of heat exchange and selecting a structure size of heat exchangers, the criterion relation of the flow and heat exchange of the flow heat exchange process at the two sides of heat exchangers and the iterative mode were used to complete the optimum designs of structure parameters, flow parameters, and heat exchange performance of the plate-fin heat exchange unit of a fuel gas-air single side fin.

Keywords: Plate-Fin Heat Exchanger; Comprehensive Performance; Optimum Design; Analysis of Usable Energy