

文章编号:1673-5005(2007)03-0114-05

油田水套炉的结构优化

李清方^{1,2}, 张国忠¹, 张 建², 赵守明²

(1. 中国石油大学 储运与建筑工程学院, 山东 东营 257061; 2. 胜利工程设计咨询公司, 山东 东营 257026)

摘要:油田水套炉是油气生产、输送中的主要耗能设备,国内水套炉整体技术装备水平不高。分析了油田水套炉传热的薄弱环节及其强化措施,在应用三维内肋管强化换热技术的基础上,设计了裙式火筒烟管结构,并对水套炉的结构形式进行了整体优化。设计开发的油田水套炉实现了高效化和小型化,水套炉热效率超过 90%,而金属耗量降低到 5.17 t/MW。

关键词:水套炉; 三维内肋管; 热效率; 金属耗量; 结构优化

中图分类号:TE 963 **文献标识码:**A

Optimal structural design of oilfield water bathed heater

LI Qing-fang^{1,2}, ZHANG Guo-zhong¹, ZHANG Jian², ZHAO Shou-ming²

(1. College of Transport & Storage and Civil Engineering in China University of Petroleum, Dongying 257061, Shandong Province, China;

2. Shengli Engineering Consult Corporation, Dongying 257026, Shandong Province, China)

Abstract: During the process of oil-gas production and transportation, the main energy consumption comes from water bathed heater. Generally speaking, the whole technology level of domestic water bathed heater is not high. The weak section and strengthen measure for oilfield water bathed heater's thermal transmission were thoroughly discussed. On the basis of 3-D inner gilled tube strengthening heat transfer technology application, the skirt firetube structure was designed and optimized integrally. The designed oilfield water bathed heater has the characters of high efficiency and miniaturization. The thermal efficiency of water bathed heater can be improved above 90% and the metal consumption can be reduced to 5.17 t/MW.

Key words: water bathed heater; 3-D inner gilled tube; thermal efficiency; metal consumption; optimal structural design

油田水套炉是油田油气生产和输送中的主要耗能设备,目前国内各油田在用的水套炉约 20 000 多台。近年来,油田水套炉的设计在应用小烟管强化换热及微正压燃烧通风技术、螺旋管式加热盘管及波形火筒和螺纹烟管强化传热技术、热管传热技术、相变传热技术、水套炉控制技术等方面取得了较大的进步,水套炉的设计热效率达到 83%~90%,但在金属耗量、设备小型化等方面并没有突破性的进展,甚至向相反的方向发展。从传热的角度来看,目前制约水套炉技术发展的瓶颈问题主要在于烟气与烟管的对流换热和被加热介质原油与加热盘管的换热,特别是前者。笔者从强化火筒和烟管传热的角度出发,在研究应用三维内肋管强化传热技术优化加热系统的基础上,对水套炉的结构进行整体优化,

并将研究开发的 1 750 kW 油田新型高效水套炉与相同型号的真空加热炉^[1]在热效率和金属耗量方面进行对比。

1 水套炉的优化设计

水套炉主体结构包括壳体、加热盘管和加热系统 3 部分,其中加热系统主要由以辐射换热为主的火筒、以对流换热为主的烟管和烟囱 3 部分组成,影响水套炉热效率和结构尺寸的因素包括加热系统的结构形式、加热盘管的结构及其被加热介质的性质、水套炉内部结构布置方式等。

炉体结构优化的目的—是强化火筒的辐射换热和烟管对流换热,降低排烟温度,提高水套炉热效率;二是改善炉体结构和整体配置性,降低水套炉设

收稿日期:2006-11-08

作者简介:李清方(1971-),男(汉族),河南濮阳人,高级工程师,博士研究生,从事油田地面工艺技术及设备的研究开发工作。

计压力和金属耗量;三是简化制造工艺。

油田高效水套炉性能结构的优化主要从研制新型的火筒烟管结构、改进换热盘管结构和布置方式、优选热媒添加剂和整体结构优化等方面进行考虑,使水套炉的技术性能指标达到新水平。

1.1 火筒烟管结构的优化

加热系统优化设计主要在研究火筒烟管传热特性、火筒烟管热负荷分配关系对加热系统结构的影响规律的基础上,应用三维内肋管强化传热技术优化加热系统结构,达到小型化、高效化的目的。

1.1.1 火筒受热面积与其负荷率的关系

水套炉火筒辐射传热计算一般采用以下公式:

$$Q_{\text{Rr}} = \frac{A_{\text{fi}}}{B_{\text{c}}} \left\{ C \left[\left(\frac{T_{\text{g}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{w}}}{100} \right)^4 \right] - h_{\text{rc}} (T_{\text{g}} - T_{\text{w}}) \right\} \quad (1)$$

式中, Q_{Rr} 为烟气以辐射方式直接或间接对火筒辐射的传热量, J/kg (燃油) 或 J/m^3 (燃气); T_{g} 为辐射方式中烟气的平均温度, 一般取火筒出口烟气的温度, K ; T_{w} 为火筒壁平均温度, 可以取火筒外侧的介质温度, K ; A_{fi} 为火筒受热面积, m^2 ; B_{c} 为计算燃料消耗量, kg/s (燃油) 或 m^3/s (燃气); C 为火筒辐射系数, 一般取 $4.4 \sim 4.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$, 燃油时取较大值, 燃气时取较小值; h_{rc} 为火筒内烟气对火筒壁的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

从式(1)可以看出, 在水套炉热负荷一定的情

况下, 火筒部分的辐射热负荷除受火筒换热面积影响外, 还受火筒出口烟气温度的影响。如何合理地设计火筒换热面积、分配水套炉辐射段的热负荷比例, 是水套炉设计的一个关键点。从设计实践经验来看, 传统水套炉多采用两回程结构, 火筒和烟管热负荷的比例为 $6:4$ 左右, 火筒长度在 9 m 以上。火筒负荷率偏大, 导致火筒结构不合理, 是造成水套炉结构庞大、金属耗量高的一个重要原因。

以 1750 kW 的燃气水套炉为例, 根据火焰的直径及相关要求, 火筒直径确定为 800 mm , 火筒长度不小于 3.5 m 。经计算后得到火筒长度与其出口排烟温度及火筒负荷率的关系如图1所示。

从式(1)还可以看出, 烟气出口温度对水套炉辐射段火筒热负荷的影响占主导地位。而从图1可以看出, 火筒长度对火筒热负荷的影响较小, 火筒长度由 4 m 增大到 9 m , 火筒总长度增大了 1.25 倍, 而热负荷的比例仅仅增加 10% 。因此, 传统水套炉通过增大火筒换热面积来提高热效率的方法, 从传热角度和经济效益角度来看不是很合理; 另外, 采用该方法还会降低炉膛温度, 从而影响燃料的燃烧效果。因此, 考虑到燃料燃烧对火筒结构的要求, 1750 kW 型燃气水套炉的火筒长度不宜超过 5 m , 火筒长度减小后, 应考虑增大烟管的换热面积或强化烟管的换热效果。

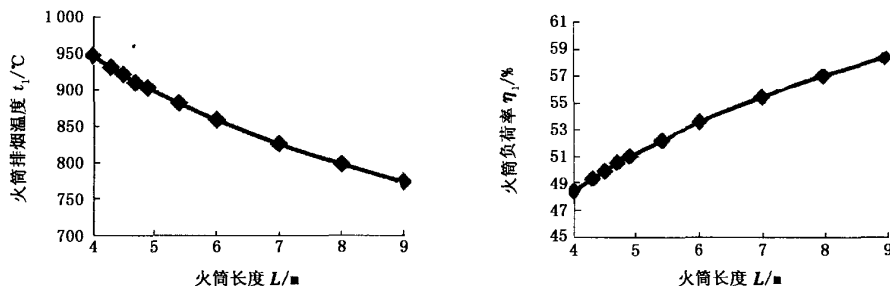


图1 火筒长度与其出口排烟温度及火筒负荷率的关系

1.1.2 烟管换热面积与水套炉效率的关系

在水套炉设计中, 烟气与烟管的对流换热量一般采用以下公式计算:

$$Q_{\text{hr}} = \frac{\alpha F \Delta T}{B_{\text{c}}} \quad (2)$$

式中, Q_{hr} 为烟气对流换热量, J/kg (燃油) 或 J/m^3 (燃气); α 为烟气对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; F 为烟气对流换热面积, m^2 ; ΔT 为对数平均温差, K 。

由式(2)可以看出, 在水套炉燃料消耗量一定的情况下, 烟气与烟管的对流换热量主要与对流换

热系数、换热面积和对数平均温差有关。以 1750 kW 水套炉为例, 分析在烟气流通面积一定的情况下, 烟管管束长度的变化对水套炉排烟温度和水套炉热效率的影响。

假定烟管管束为 26 根 $\Phi 89 \text{ mm} \times 4.5 \text{ mm}$ 的小烟管, 在额定热负荷下, 烟管进口的温度假定为 921.5°C , 对流换热面积与烟管管束的长度成正比。烟管管束长度与水套炉排烟温度及水套炉热效率的关系如图2所示。

由图2可以看出, 增加烟管管束长度(即增大

对流换热面积),可以有效地降低水套炉的排烟温度、增大水套炉的热效率。因此,采用三回程的加热结构代替目前的两回程结构,增加烟管管束的长度(即增大换热面积),可以大幅度提高水套炉的设计热效率。但随着烟管管束长度的增加,图中曲线斜

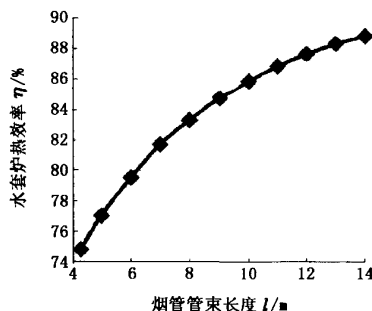
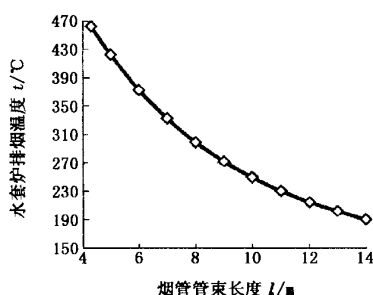


图2 烟管长度与水套炉排烟温度及水套炉效率的关系

1.1.3 三维内肋管强化传热技术的应用

在水套炉的烟气受热面中,对流受热面积一般要占 60%~70%,对流传热在很大程度上影响到水套炉的热效率、钢耗量和外形尺寸,如何提高对流段的换热系数,减少对流受热面的面积,在提高水套炉热效率的同时,降低水套炉的金属耗量和水套炉的造价,是水套炉优化设计面临的基本问题。近年来,有采用螺纹管作为小烟管的,其换热系数能够达到光管的 1.5 倍左右,应用后水套炉的效率有所提高;三维内肋管是一种新式高效强化传热元件,近几年来逐渐成为研究应用的热点,目前,三维肋管的热力、阻力计算依赖于实验资料^[2-5]。

研究表明,烟气与三维内肋管的对流换热系数可以达到光管的 3.2 倍,三维内肋管的范宁摩擦因子则是光管的 4.6 倍^[6]。因此,应用三维内肋管作为高效水套炉的烟管,可以有效地提高水套炉的热效率,同时可以减小水套炉的火筒烟管长度,有利于降低水套炉的金属耗量,但需要合理地控制烟气阻力。

1.1.4 火筒烟管结构的优化设计

火筒烟管的结构形式决定了水套炉的空间利用率,优化水套炉结构形式是降低水套炉金属耗量的一个重要途径。总体上讲,水套炉的火筒烟管结构包括火筒、烟管和烟囱 3 部分,常见的结构形式主要是“U”形管结构,由于受结构特性的限制,一般布置在水套炉壳体的中部,造成设备的空间利用率较低,约为 40%,因此,优化火筒烟管的结构将使降低水套炉的金属耗量存在较大的潜力。

采用三维内肋管强化传热技术,通过增大火筒辐射换热强度和烟管对流换热强度,重新分配水套

率的绝对值逐步减小,也就是说,通过增加烟管长度来降低排烟温度、增大水套炉热效率的方法,其成本是逐步增大的,而且会给水套炉结构的布置带来困难。因此,强化烟管对流换热强度是优化水套炉结构的一个重点。

炉辐射段和对流换热段热负荷的比例,优化设计了新型的裙式火筒烟管结构,三维内肋管式烟管设置在火筒周侧,一端与设在烟囱下端的烟箱连通焊接,另一端与火筒连通焊接。

新型的裙式烟管火筒结构长度仅为常规结构的一半,体积仅为原来的 1/3 左右,而热效率能够达到 90% 以上。

1.2 换热盘管的结构优化

水套炉换热盘管主要用于原油的加热,其管外换热系数很高,换热阻力主要来自管内,是强化换热的重点。目前,主要通过控制流体的流态或采用高效传热元件来强化传热,采用螺旋槽管,换热系数一般可以提高 50% 左右,但盘管阻力约增大一倍,另外,由于螺旋槽管的造价较高,一般根据被加热介质的性质,经过综合评价后决定是否采用。

流体流态的控制需要根据原油的特性,综合考虑系统阻力和传热系数。传统形式的换热盘管管束流通面积是不变的,进口被加热原油的温度低、粘度大,换热和流动的阻力都很大,起始段盘管成为整个系统的瓶颈;而原油升温后粘度迅速降低,此时流动速度不变,尽管流动阻力迅速减小,而换热系数却变化不大,没有充分发挥加热盘管的作用。因此,整个系统的流通阻力偏高,而换热系数却偏小。

考虑原油的粘温关系,采用一维耦合流动计算模型优化调整换热盘管管束的流通面积(在低温段通过增大流通面积减少原油流动阻力,在高温段通过逐步增大原油流速强化换热),避免了整个系统出现瓶颈问题,同时又提高了原油的整体流动速度,达到了降低流动阻力和强化换热的双重目的,从而

实现加热盘管的整体优化。优化设计后的1750 kW水套炉的加热盘管换热面积减少25%左右,而流动阻力减少了30%左右。

1.3 热媒介质的优选

热媒介质在水套炉内是传热的中间环节,热媒与火筒间的换热为沸腾换热,与换热盘管间为凝结换热,换热系数都很高,是换热盘管和烟管的几十倍甚至上百倍。热媒介质优选的目的不是强化换热,而是降低热媒介质的启动温度与饱和蒸汽压。

热媒介质的饱和蒸汽压是决定水套炉运行压力和壳体设计壁厚的重要参数。用水作热媒时,热媒设计温度为120~150℃,对应的饱和蒸汽压为0.1~0.4 MPa(表压);而采用GPT工质,对应的绝对饱和蒸汽压为0~0.1 MPa(表压);采用ZGM工质,其对应饱和蒸汽压更低,但造价会大幅度上升。

采用GPT工质作为热媒后,水套炉的设计压力可以由0.45 MPa(表压)降低到0.1 MPa(表压)。一般情况下,水套炉在微正压或负压状态下运行,大幅度提高了水套炉的安全性,并降低了水套炉的造价。

1.4 整体结构的优化

油田水套炉的整体优化是在火筒烟管结构的优化、换热盘管结构形式的优化以及热媒介质优选的

基础上进行的。

首先,将裙式结构的新型高效火筒烟管布置在壳体的内下部,不但大幅度减少了水套炉结构尺寸,提高了壳体的空间利用率,而且大幅度减少了中间传热介质的添加量,从而使水套炉的热容量减小,缩短起炉时间,达到高效节能的目的;其次,采用多管程变径管束作为换热盘管,在降低流通阻力的同时,提高了换热系数,并增加了单位筒体体积内换热盘管的面积。采用热媒添加剂降低热媒的饱和蒸汽压,将水套炉的设计压力由0.45 MPa降低到0.1 MPa,筒体和火筒的厚度降低40%左右;最后,优化了水套炉的整体结构,筒体直径减少21.4%,同时筒体长度减少一半左右。

通过水套炉性能结构的优化配置,1750 kW油田新型水套炉设计热效率由83%提高到90%以上,同时,水套炉的钢材耗量降低到5.17 t/MW。对于大型水套炉,仍有潜力可挖。

2 新型水套炉的性能

新型高效水套炉采用两回程的裙式火筒烟管结构形式,见图3。

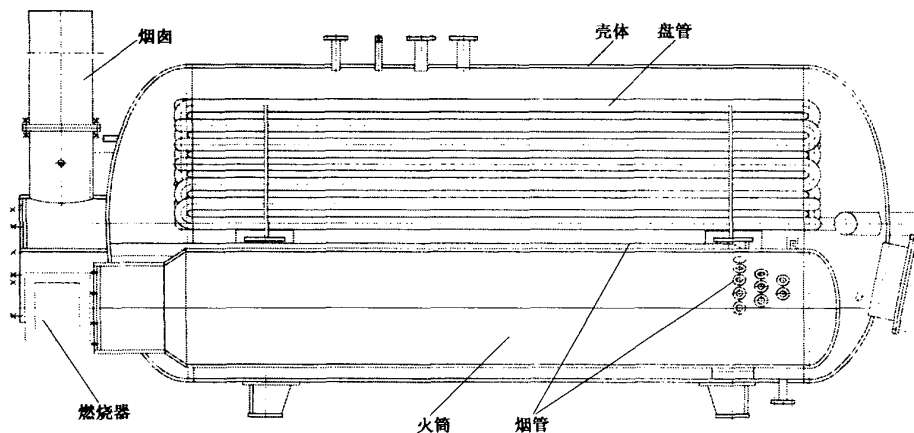


图3 新型高效水套炉结构简图

该结构的优点在于:设备结构紧凑、空间有效利用率高,炉内需要填充的中间传热介质少、加热炉启动速度快。与传统水套炉的不同之处在于:

(1)新型高效水套炉的烟管一端直接与火筒连接,另一端直接与壳体连接,火筒尾部不设烟箱或孔板,烟管一般不高于火筒顶面,结构紧凑、可以打开人孔或堵板在壳体内部进行检修;

(2)采用三维内管作为烟管,传热能力显著高

于光管或波纹管,火筒烟管的热负荷强度大,炉膛温度高,燃料燃烧也更为完全;

(3)设备整体结构尺寸小、钢材耗量低,实现了小型化、高效化;

(4)烟气冲刷烟管时,存在肋间加速,烟气流动扰动大,冲灰能力强;

(5)新型水套炉的炉膛阻力高于普通正压炉,需对燃烧器作特殊设计。

3 现场应用

3.1 设计参数

优化设计的 1750 kW 新型水套炉,在胜利油田进行了现场试验,其主要技术参数如下:额定热负荷 1750 kW,壳体工作压力 $-0.005 \sim 0.1$ MPa,工作温度 $90 \sim 110$ °C,盘管的设计压力 1.6 MPa,进口温度 40 °C,出口温度 80 °C,排烟温度 168 °C,燃料为天然气,设计热效率为 90%,外形尺寸为 $\Phi 2200\text{mm} \times$

5500 mm,单位金属耗量为 5.17 t/MW。

3.2 数据测试及现场应用情况

1750 kW 新型水套炉投用后,邀请中国石化加热炉检测评定中心洛阳中心站对该水套炉进行了测试,部分测试数据见表 1。

从表 1 的数据可以看出,1750 kW 新型水套炉在高负荷下运行,实际热负荷和运行热效率都高于设计值;在低负荷下运行,运行热效率也在 90% 以上,高于设计值,这说明该设备具有较强的适应性。

表 1 运行测试数据

测试状态	测试时间	原油进口温度 $t_{in}/^{\circ}\text{C}$	原油出口温度 $t_{out}/^{\circ}\text{C}$	烟气 O_2 含量 $V/\%$	排烟温度 $t/^{\circ}\text{C}$	天然气流量 $B_g/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	热媒压力 p/MPa	平均运行热效率 $\eta/\%$	平均热负荷 Q/kW
高负荷 (两段火)	16:00	40	92	0.7	138	189	0.02	93.35	1831
	16:30	40	94	0.4	145	191	0.02		
	17:00	40	93	0.4	143	190	0.02		
低负荷 (一段火)	14:30	40	99.1	1.5	128	97	0.04	93.31	946
	15:00	42	99.5	1.5	134	98	0.06		
	15:30	44	99.5	1.2	132	99	0.05		

注:燃料低位发热量是根据实测组分计算的,计算值为 37093 kJ/m^3 (标准状况下)。

4 结束语

根据三维内肋管的高效传热特性和数控加工方便的特点,通过变密度设计能够有效地匹配烟管内外烟气和水的传热量,从而解决水套炉技术发展的瓶颈问题;在水套炉上应用三维内肋管是实现水套炉火筒烟管高效化、小型化的有效途径;在优化火筒烟管结构和换热盘管结构形式,优选热媒介质的基础上,开发的 1750 kW 高效水套炉具有大幅度节约钢材耗量和提高能源利用率的双重特点。

参考文献:

- [1] 钱家麟. 管式加热炉[M]. 2 版. 北京:中国石化出版社,2003: 359-367.
- [2] 肖家治,刘为清,王兰娟,等. 遮蔽段总传热系数的计算[J]. 石油大学学报:自然科学版,2004,28(1): 85-86.
XIAO JIA-zhi, LIU Wei-qing, WANG Lan-juan, et al. A new method for calculating total heat transfer coefficient of shield section in convective chamber[J]. Journal of the University of Petroleum, China (Edition of National Science), 2004, 28(1): 85-86.
- [3] 李隆键,辛明道,崔文智. 三维内肋螺旋管内强化换热实验[J]. 热能动力工程,2004,19(3): 270-273.

LI Long-jian, XIN Ming-dao, CUI Wen-zhi. Experimental research on intensified heat exchange in a three-dimensional internally finned helical pipe[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2004, 19(3): 270-273.

- [4] 周杰,辛明道. 三维微肋管内沸腾两相流型及其换热[J]. 重庆大学学报,2003,26(8): 109-112.
ZHOU Jie, XIN Ming-dao. Boiling two-phase flow patterns and boiling heat transfer in three-dimensional micro fin tube for R134a[J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2003, 26(8): 109-112.
- [5] 刘红,廖光亚,高川云. 三维内肋管内流态的划分及过渡流判断依据的实验研究[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(5): 620-623.
LIU Hong, LIAO Guang-ya, GAO Chuan-yun. Experimental investigation of division for flow patterns and Reynolds criterion for transitional flow in 3-D internally finned tubes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(5): 620-623.
- [6] 李清方. 三维内肋管在水套炉上的应用[J]. 石油规划设计,2004,15(6): 38-39.
LI Qing-fang. 3-D inner gilled tube applied in water jacket heater[J]. Petroleum Planning & Engineering, 2004, 15(6): 38-39.

(编辑 沈玉英)