

# 高温取热炉水动力特性研究

唐 强, 张 力

(重庆大学动力工程学院, 重庆 400044)

**摘要:** 水循环回路的合理设计和布置对高温取热炉的安全运行具有重要意义。高温取热炉传热计算和水动力计算结果表明热负荷较低时, 水循环容易发生停滞。水循环回路结构复杂容易导致并联管内的流量分配不均匀性较大。热负荷较高时, 汽塞和流量脉动也会导致高温取热炉水循环可靠性下降。合理的运行可以防止高温取热炉水循环停滞。优化并联管组结构设计, 并消除水循环回路中的可压缩容积, 能够减少并联管组流量分配不均匀性, 避免发生流量脉动, 提高水循环的可靠性。

**关键词:** 高温取热炉; 水循环; 水动力特性

中图分类号: TK224

文献标识码: A

文章编号: 0253-4320(2006)S1-0284-05

## Hydrodynamic characteristic research of water in waste heat boiler

TANG Qiang, ZHANG Li

(Power Engineering College, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** The optimal design and arrangement of water circulation system is important to the safe operation of the waste heat boiler. The heat transfer and hydrodynamic calculation results of the waste heat boiler show that water circulation is stagnant when the thermal load is very low. The flow distribution in the parallel tubes is very uneven when the water circulation loop is too complex. When the thermal load is high, steam lock in the collecting header and fluctuating flow in the parallel tubes make the water circulation safety of the waste heat boiler decrease. Optimal operation of the waste heat boiler is effective to prevent water circulation from stagnation. Favorable design of the water circulation system and eliminating compressible volume in it are useful to avoid unevenness of the flow distribution, steam lock and fluctuating flow in the parallel tubes, and it is effective to improve the water circulation safety of the waste heat boiler.

**Key words:** waste heat boiler; water circulation; water hydrodynamic characteristics

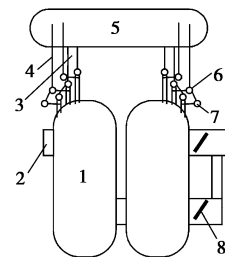
高温取热炉是石油、化工、冶金和建材等行业回收高温烟气热量典型的节能设备, 对企业降低生产成本、节能降耗有重要作用。高温取热炉的传热管直接与高温烟气接触, 如果水循环的流动工况不好, 汽水介质流动不稳定, 则其不能有效地冷却传热管, 管壁温度将很快升高, 容易造成爆管事故<sup>[1-3]</sup>。因此水循环的可靠性对高温取热炉的安全运行、稳定操作、延长使用寿命等有着重要的意义, 必须合理设计高温取热炉的水循环回路。

## 1 高温取热炉简介

### 1.1 工艺流程

重油催化裂化装置中常用的高温取热炉结构如图 1 所示。额定工况时, 1 100℃ 的高温烟气从烟气入口进入高温取热炉, 向下流动, 纵向冲刷第 1 蒸发管束(图 1 中蒸发管束对称布置, 另一半未表示出), 然后经连接烟道进入第 2 蒸发管束, 向上流动, 纵向冲刷第 2 蒸发管束。出口烟气温度降低到 710℃, 进入下 1 个工艺流程。由于进口烟气温度和流量波动

较大, 为了保证下 1 个工艺流程的需要, 高温取热炉出口烟气温度需控制在 680 ~ 730℃, 因此第 2 蒸发管束设有旁路烟道, 调节烟道内上、下蝶阀的开度, 使高温取热炉出口烟气温度达到工艺要求。



1—第 1 蒸发管束; 2—烟气入口; 3—集中下降管; 4—集中上升管; 5—汽包; 6—集箱; 7—分集箱; 8—烟气旁通蝶阀

图 1 系统总图

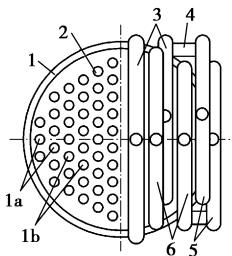
### 1.2 运行参数

该高温取热炉属于中压锅炉, 实际运行参数由生产需要确定。锅炉给水压力 5.6 MPa, 给水温度 175℃, 汽包压力 4.2 MPa, 蒸发量 35 ~ 60 t/h, 连续排污率 1%。高温取热炉进口烟气温度 950 ~

1 200℃, 烟气流量 $(170 \sim 207) \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$ , 烟气压力 0.23 MPa, 沿程流动阻力 0.03 MPa。

### 1.3 水循环回路结构

高温取热炉的第1蒸发管束和第2蒸发管束结构完全相同。蒸发管束对称布置, 每个管束有86根刺刀管, 包括4个并联管组, 每2个并联管组用集中下降管和集中上升管与汽包连接。管子错列布置, 如图2所示。第1并联管组包括前4排管子, 共24根, 分为a、b 2组。1b组包括第3、4排管子共15根; 1a组包括第1、2排管子共9根。1a、1b组管子的进出口集箱端部用 $\Phi 219 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ 管子连接。第2并联管组包括第5、6排管子, 共19根; 第3、4并联管组结构和第2、1并联管组结构完全相同。



1—炉墙; 2—刺刀管; 3—下降集箱; 4—连接管; 5—分集箱;  
6—上升集箱

图2 集箱和管子布置图

### 1.4 刺刀管的结构

高温烟气压力较高, 炉墙筒体密封难度较大, 故蒸发管束全部采用刺刀管。内管 $\Phi 760.0 \text{ mm} \times 4.5 \text{ mm}$ 从下降分配集箱引出, 是分散下降管, 外管 $\Phi 133 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 是受热的上升管, 引入上升汇集箱, 即对于每一根受热管子, 均有1个单独的下降管。刺刀管内水沿内管向下流动, 然后经外管向上流动, 同时受热蒸发。刺刀管内工质呈U型流动, 总重位压差为负值, 运动压头较大, 设计合理时刺刀管可以承受很高的热负荷<sup>[1]</sup>。

### 1.5 存在的问题

实际运行时, 平均每3~6个月该高温取热炉会发生一次爆管事故。管子爆管处有的是局部过热、过烧鼓包, 呈橘皮状; 有的是产生纵向裂纹, 破口较大。第1和第2蒸发管束均有爆管, 主要集中在1、4、5、8组并联管组, 2、3、6、7组并联管组爆管相对较少。

受热管理论计算壁厚约5 mm, 管子实际壁厚10 mm, 管子材料为12Cr1MoV。锅炉给水水质较好, 受热管内水垢较少。高温烟气的主要成分是 $\text{N}_2$ 、

$\text{CO}_2$ 、 $\text{O}_2$ 、CO及少量灰分, 可以排除管子外部腐蚀引起的氢脆、氮化、脱炭等问题, 排除由于强度不足、管内结垢和外部腐蚀引起的爆管。值得注意的是: 锅炉给水欠焓较大, 上升管直接引入汽包的水空间, 汽包内凝汽率较大; 低负荷运行时, 第2蒸发管束旁通烟气流较大, 管束内烟气流速较低, 蒸发管束受热很弱, 容易导致管内水循环停滞; 第1、4、5、8组并联管组水循环回路结构比较复杂, 受热管出口2个集箱串联布置, 容易导致循环回路水动力特性偏离理论计算工况, 并且在实际运行时, 第1、4、5、8组并联管组爆管较多, 因此其水动力特性应该给予足够的重视。

## 2 高温取热炉水动力特性

### 2.1 传热计算结果

高温取热炉进口烟气流量和温度波动较大。最高负荷时, 烟气温度1 200℃, 流量 $207 \text{ km}^3/\text{h}$ ; 而最低负荷时, 烟气温度只有950℃, 流量仅 $170 \text{ km}^3/\text{h}$ 。低负荷时, 水循环可能发生停滞, 故对最高负荷和最低负荷都进行校核计算。进口烟气性质如表1所示。

表1 烟气成分和流量

$\text{N}_2$ 体积 分数/%	$\text{CO}_2$ 体积 分数/%	CO 体积 分数/%	$\text{O}_2$ 体积 分数/%	流量/ $\text{km}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	温度/℃
78.22	18.01	3.22	0.55	170~207	950~1200

表2 热力计算汇总表

计算项目	第1管束		第2管束	
	高负荷	低负荷	高负荷	低负荷
进口烟温/℃	1200	950	934	761
烟气流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	25.7	17.8	21.5	5.8
传热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{℃})^{-1}$	53.3	42.1	46.4	27.0
烟气焓降/kJ	23173	13679	15059	6054
平均壁面热负荷/ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$	45.6	26.9	29.6	11.9
旁通烟气流/%			0	$\geq 60$

传热计算结果如表2所示。管子平均壁面热负荷最高仅为 $45.6 \text{ kW}/\text{m}^2$ , 远低于发生传热危机的壁面热负荷 $400 \sim 500 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。低负荷时, 为了保证出口烟气温度不低于 $680 \text{ ℃}$ , 最低旁路烟气流量为总气量的60%, 第2蒸发管束的受热较弱, 平均壁面热负荷仅为 $27.0 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。低负荷时, 第2管束进口烟温只有 $761 \text{ ℃}$ , 仅比工艺要求的高温取热炉出口烟温高 $31 \text{ ℃}$ , 为了维持高温取热炉出口烟气温度较

高,最大旁路烟气流甚至达到 90%,此时第 2 管束内烟气流很小,管子壁面热负荷也很小,第 2 管束管内水循环更容易发生循环停滞<sup>[1,4-5]</sup>。

## 2.2 水循环计算结果

锅炉汽包下降管布置合理,欠焓较大,且仅与外管内的饱和汽水混合物之间有热量交换,故可不考虑下降管带汽和汽化。并联管组进口集箱稍高于出口集箱,外管与烟人间换热较强,不存在发生倒流的条件,因此水循环计算主要检验并联管组内是否发生循环停滞。按照锅炉水动力计算标准,工作压差安全余量取 5%。第 2 蒸发管束的热负荷随旁通烟气流增加而减小。假定低负荷时的旁路烟气流为总气流的 60%,即维持第 2 蒸发管束的热负荷较大,最高热负荷和最热低负荷水循环校核计算结果列于表 3。因管束布置是完全对称的,表 3 只列出了第 1、2、5、6 组并联管组的计算值,其余 4 组管子水循环工况与此类似。

表 3 水循环计算汇总表

蒸发管束	热负荷	并联管组	循环流速/ m·s <sup>-1</sup>	质量含气 率/%	循环 倍率	停滞压 差比
第 1 蒸发管束	高负荷	1a	0.61	0.0583	17	1.91
		1b	0.61	0.0588	17	2.07
		2	0.69	0.0524	19	1.68
	低负荷	1a	0.62	0.0343	29	1.60
		1b	0.63	0.0339	30	1.73
		2	0.68	0.0315	32	1.40
第 2 蒸发管束	高负荷	5a	0.63	0.0370	27	1.65
		5b	0.63	0.0371	27	1.78
		6	0.68	0.0341	29	1.61
	低负荷	5a	0.58	0.0163	61	1.28
		5b	0.58	0.0161	62	1.39
		6	0.61	0.0155	65	1.24

由表 3 可知,高负荷时,管内循环流速较大,循环倍率大于 17,循环停滞的压差比很大,水循环是相对安全的。低负荷时,管内循环流速稍有下降,循环倍率大于 27,循环停滞的压差比下降较快。集箱和汽包的距离较远,集中上升管和下降管都较长,约 20 m,而垂直高度仅 6 m,刺刀管长度只有 15 m,因此集中上升管的流动阻力约占总流动阻力的 70%。当第 1 管束的平均壁面热负荷增加时,两相流体的密度差稍有增加,但是流动阻力增加的更快,因此第 1 管束的循环流速随着热负荷的增加反而下降。

低负荷运行时,部分烟气流经旁通烟道流出,第 2 管束的平均壁面热负荷较小,两相流体的密度差减

小,因此第 2 管束的循环流速随着热负荷的减小而下降。当旁通烟气流较大时,第 2 管束的平均壁面热负荷很小,水循环流速更低,更容易发生水循环停滞,水循环的安全性相对较小。从平均特性而言,旁通烟气流较小时该高温取热炉的水循环是安全可靠的。

表 3 所示的水循环计算只代表水循环的平均特性,而并联管中工质流量分配以及各管出口工质的焓值是不同的,有些管子的工作参数和平均工作参数相差较大,水循环的安全性较小,因此有必要进一步分析偏差管中的流动工况。

## 2.3 讨论

### 2.3.1 循环停滞

由表 2、3 数据可知,高温取热炉在高负荷运行时,旁通烟道关闭,蒸发管束的壁面热负荷较大,受热强,有效压头较大,自然循环的自补偿能力大,循环停滞压差比均较大,蒸发管束内不会发生循环停滞。但是在低负荷运行时,第 2 管束进口烟气温只有 761℃,仅比工艺要求的高温取热炉出口烟温高 31℃。当旁通烟气流为 60%时,高温取热炉出口烟温才能达到工艺要求的最低温度 680℃,此时第 2 管束的循环停滞压差比为 1.2~1.4,水循环的安全系数较小。当旁通烟气流为 85%时,出口烟温为 705℃,此时第 2 管束的循环停滞压差比为 1.1~1.2,水循环的安全系数进一步减小。如果为了保证下一级工艺的需要,使高温取热炉出口烟温维持在 730℃,此时旁通烟气流几乎达到 100%,即第 2 蒸发管束的烟气流和传热量都非常小,循环停滞压差比接近 1,特别容易发生水循环停滞现象。实际运行时,烟气流的不均匀性也会引起热偏差,并联上升管结构不同也会引起管内流量不同,因此对于偏差管,其水循环停滞压差比将比计算的平均值更低,更容易发生循环停滞。在一定程度上,第 2 管束都有发生循环停滞的可能性。

高温取热炉发生水循环停滞时,受热管内循环水速度很低,气泡主要依靠自身的浮力在近似于静止的水中向上运动。当管壁上产生的气泡不能及时脱离管壁时,气泡附着在管子内壁,形成较大的汽膜,水不能接触到管壁,使管壁得不到及时冷却。由于烟温较高,汽膜区域的管壁温度将升高,管子的承压能力下降。当管壁温度升高幅度较大时,管壁局部出现过热过烧现象,发生鼓包,甚至破裂。从爆管处的破口形状分析,理论计算结果和实际运行情况一致,第 2 管束的水循环在热负荷较低时不可

靠,容易发生循环停滞。第5和8管组水循环流速最低,停滞压差比较小,故发生爆管的频率比第6和7管组高。

### 2.3.2 并联管组流量分配均匀性

集箱的布置方式对气液两相流体在并联上升管中的流量分配的影响很大。工业设备中管子布置的几何结构非常多,目前有关的气液两相流体流量分配的实验研究和理论较少<sup>[4-6]</sup>,因而通常只能用半经验的相似理论求解并联管组的流量分配。对于高温取热炉第1并联管组的结构,1a管组出口集箱布置是多点引入、端侧引出,并联管组内的气液两相流体分配的不均匀性较大。1b管组出口集箱布置是多点引入、中部引出。1a管组出口集箱的引出管引入1b集箱的端部,因此1b集箱两端汽水混合物的流量不同,一端包括8根上升管的流量,而另一端包括16根上升管的流量,因此并联管组流量分配不均匀性较大。

1a集箱为端侧引出,因此愈靠近集箱引出端,流速愈大。沿1a集箱长度上存在压力降,使并联管组中流量分配不均匀。位于集箱出口处的管子1的出口压力 $P_1$ 最小,而在汇合集箱封闭端的最后一根管子 $n$ 的出口压力 $P_n$ 最大。设管子进口处的压力 $P_d$ 和管子的壁面热负荷 $q$ 相同,令第 $i$ 根管子出口压力为 $P_i$ ,第 $i$ 根管子的压力降 $\Delta P_i$ 按式(1)计算:

$$\Delta P_i = P_d - P_i = R_i \gamma_i u_i^2 / 2g \quad (1)$$

$R_i$ 为第 $i$ 根管子的压力降修正系数,它是阻力系数、管长、直径和质量流量的函数。

$P_i$ 和 $P_1$ 是关联的,可按式(2)计算:

$$P_i = P_1 + \phi_i \frac{1}{2g} (\gamma_{hi} u_{hi}^2 - \gamma_{hn} u_{hn}^2) \quad (2)$$

第 $i$ 根管子中的质量流量按式(3)计算:

$$W_i^2 = \frac{2g\gamma_i a^2}{R_i} \Delta P_i \quad (3)$$

因此管1和管 $n$ 的质量流量之比为:

$$\left( \frac{W_1}{W_n} \right)^2 = \frac{\gamma_1 R_n}{\gamma_n R_1} \frac{P_d - P_1}{P_d - P_1 - \Phi_n (\gamma_{hi} u_{hi}^2 - \gamma_{hn} u_{hn}^2) / 2g} \quad (4)$$

式中: $\gamma_i$ 为第 $i$ 根管子出口处的汽水混合物重度(重度=密度 $\times g$ ); $\gamma_{hi}$ 为管 $i$ 汇合集箱中的汽水混合物重度; $u_{hi}$ 为管 $i$ 汇合集箱的汽水混合物轴向流速; $\phi_i$ 为管 $i$ 处的集箱压力降校正系数。由式(4)可知,因为 $R_i$ 是 $W_i$ 的函数,所以流量之比 $W_1/W_n$ 的值需要迭代求解。而压力 $P_d$ 、 $P_1$ 受并联管组1b集箱影响, $P_d$ 、 $P_1$ 必须由整个循环回路确定,因此计算流量之比 $W_1/W_n$ 工作量较大。由于1a组并联管组

的进出口集箱在同一高度,集箱间的重位压头为负值,使管子的流动阻力减小,即 $(P_d - P_1)$ 的值减小。由式(4)可知,流动阻力越小,流量之比 $W_1/W_n$ 越大,流量分配越不均匀。

1a管组结构复杂,需校核偏差管工作参数。偏差管的工作参数偏离平均工作参数的主要影响因素包括:流量不均匀、结构不均匀和热负荷不均匀。计算结果表明,1b集箱的不对称性会引起1a根管子的流量比平均流量小,不均匀系数为0.9;1a管组的集箱布置是Z型结构,流量不均匀系数为0.95;按标准规定,1a组管子结构不均匀系数取0.95,热负荷不均匀系数取0.9。总的不均匀系数是各不均匀系数的乘积,为0.73,偏差管中的流量只有平均流量的73%,水循环流速0.44 m/s,循环倍率为12。因此,高温取热炉偏差管中循环流速低,含汽率高,循环倍率接近蒸发管束的界限循环倍率为10~12,水循环安全性相对较小。

1a出口集箱内水速小于0.5 m/s,汽水混合物轴向流速较低,集箱内是气塞状流动。水速较低时,气泡不容易被水带走,附着在集箱壁面,合并成为较大的气泡,形成气塞。气塞的形成具有较大的不确定性,对比研究较少。集箱内的大气泡会阻塞集箱内汽水混合物轴向流动,使上升管出口压力增高,管内水循环流速降低。另一方面,水速降低后,受热管内含气率升高,循环压差增加,受热管出口汽水混合物压力和流速增加,使集箱内的大气泡破裂并被带走,上升管出口压力减小,管内水循环流速上升,因此水平集箱内的气塞状流动是不稳定流动,它使受热管内的水流量发生周期性波动。气塞和集箱的轴向流速、倾斜度、受热管出口流速等有关。当气塞严重时,受热管内水速很低,含气率很大,受热产生的蒸汽不能及时被水带走,管壁温度升高幅度较大,管子承压能力下降,局部容易出现管壁过热、过烧和鼓包现象。

### 2.3.3 压力降型脉动

1a集箱中汽水混合物是气塞状流动,气泡较大。由于气体是可压缩的,1a出口集箱是一个可压缩空间,并联管组的工作点在管路的压力降-流量特性曲线的负斜率区,会发生压力降型脉动<sup>[5]</sup>。当热流密度增大时,发生脉动的区域扩大。热流密度不变,而质量流量减少时,在管路的压力降-流量特性曲线的负斜率区先发生压力降型脉动,随着流量的进一步减少,还会发生和密度波型脉动叠加的压力降型脉动。持续的气液两相流体脉动危害很大,

它会引起管组的强制机械振动、管壁温度脉动甚至发生传热恶化。发生脉动时,由于管壁温度的波动和机械振动,管壁会产生交变应力。在交变应力的反复作用下,尽管应力较低,最大应力低于材料的屈服强度,仍然会出现高周疲劳现象,材料强度不断下降。在应力循环次数超过 $10^6$ 后,材料达到疲劳极限,强度不再下降。脉动循环的高周疲劳极限 $\sigma_{-1p}$ 和静强度 $\sigma_{0p}$ 存在如下关系:

$$\sigma_{0p} = 1.42\sigma_{-1p} \quad (5)$$

对于运行稳定的锅炉,我国锅炉强度计算标准主要是考虑应力集中对材料强度的影响,安全系数为1.5。对于运行不稳定的锅炉,管子承受交变载荷,考虑脉动应力的影响,由式(5)可知,安全系数仅比1.42稍大。由于脉动的频率很高,脉动周期约10 s,即120天就达到 $10^6$ 次应力循环,材料强度下降到高周疲劳极限。应力幅、应力集中、材料强度、材料塑性、工作温度、腐蚀介质都会影响材料的高周疲劳极限。对较高温度下材料的高周疲劳极限研究很少,计算脉动状态下管子的理论厚度还存在一定困难,我国锅炉强度计算标准对高周疲劳极限还没有详细的规定。

压力降型脉动对高压以上锅炉的流动影响较大,对于中压锅炉,锅炉的压力较低,脉动幅度相对较小。当发生脉动时,并联管组中的流量以及其他参数会发生周期性变化。在相同的热流密度下,如发生脉动,则在流量较低时,管中发生沸腾处的沸点将向管子进口处移动,在流量增大时,沸点将向管子出口处移动,这样由于沸点周期性的随流量脉动而移动,会使管子金属壁面交变地与不同状态工质接触,管壁温度周期性波动,会导致疲劳损坏。另一方面,当并联管组发生脉动时,偏差管内流量也会发生脉动,偏差管内的最小流量还会进一步降低,对蒸发管束的传热是不利的。

综上所述,当并联管组发生脉动时,管内流量和管子温度也会发生波动,管内的沸腾点周期性移动,管子的强度将下降,容易造成疲劳损坏。实际运行时,1、4组并联管组爆管较多,破口形状是纵向裂纹,管子周长无明显变化,属于强度不足引起爆管的范畴,和理论分析结果相同。为了保证锅炉的安全运行,必须消除并联管组的脉动。

综上所述,高温取热炉蒸发管束爆管原因主要是:热负荷较高时,1a管组布置较复杂,管内的流量分配存在较大的不均匀性,偏差管内的流速较低;1a集箱容易引起气塞和脉动;在这些因素的共同作用

下,1a组并联管组容易发生爆管。热负荷较低时,尤其是旁通烟气流很大时,第2管束的热负荷很低,容易发生水循环停滞而引起爆管。

### 3 提高水循环安全性的措施与实践

#### 3.1 锅炉热负荷

低负荷时,能保证高温取热炉的合理运行,防止水循环发生停滞,有利于减少第2管束发生爆管。因此,当高温取热炉进口烟气温较低,烟气流较小时,在保持高温取热炉出口烟气温 $680^{\circ}\text{C}$ 的条件下,应尽量减小旁通烟气流,使第2管束的热负荷较高,越不容易发生水循环停滞。

#### 3.2 集箱布置

高温取热炉的1、4、5、8组并联管组出口中间集箱是不对称布置,且中间集箱是1个可压缩空间,使并联管组内流量的分配不均匀,容易发生汽塞和压力降型脉动。管壁热负荷越大,危害越大,最终导致管子损坏。为避免并联管组内的流量不均匀、汽塞和脉动,应去掉中间集箱,a组和b组管子从同一个进口分配集箱引出,直接引入同一个出口汇集集箱。汇集集箱采用多点引入,中间引出的对称布置,可以有效地减小并联管组流量分配的不均匀性,防止汽塞,消除流量脉动。计算表明,去掉中间集箱,1a组管子流量不均匀系数为0.98,管子结构不均匀系数为0.95,热负荷不均匀系数取0.90。即最大不均匀系数为0.84,远大于改造前的最大不均匀系数0.73。偏差管中的流量是平均流量的84%,循环流速较高约0.52 m/s,水循环更安全。去掉中间集箱后,并联管组内无可压缩空间,从而消除压力降型脉动对高温取热炉安全运行的影响。

#### 3.3 改造与实践

高温取热炉的水循环对锅炉的热效率没有直接的影响,但是水循环直接关系到锅炉安全运行。在工业应用中,去掉1a并联管组中间集箱,低负荷时尽量减少旁通烟气流,消除了流量分配不均匀性、流量脉动、汽塞和循环停滞等水循环不利因素,提高了水循环的安全性,显著降低了爆管事故频率。

### 4 结语

(1)高温取热炉热负荷很低时,第2蒸发管束容易发生水循环停滞。满足生产工艺要求的前提下,应减少旁通烟气流,使第2蒸发管束热负荷较高。

(2)并联管组和集箱应合理布置,避免几何结构

(下转第294页)

2 个改造方案的比较如表 2 所示:

表 2 2 个改造方案的比较

	节约加热公用 工程量/ $\text{kW}\cdot\text{h}^{-1}$	节约空气冷却器耗 电量/ $\text{万 kWh}\cdot\text{a}^{-1}$	增加高压换热 面积/ $\text{m}^2$
方案 I	19499	196	6622
方案 II	24282	244	13917.4

	增加低压换 热面积/ $\text{m}^2$	节省操作费用/ 万元 $\cdot\text{a}^{-1}$	改造投资/ 万元	回收期/ a
方案 I	4508	2174.4	1122.7	0.52
方案 II	4369	2707.8	1707.4	0.63

#### 4 结语

(1) 从某芳烃厂加氢裂化装置现行换热网络入手,运用夹点技术分析发现该装置节能潜力高达 31 323 kW/h,占现行加热公用工程量的 59.7%。

(2) 在夹点分析的基础上,根据夹点换热原则并充分考虑换热网络的现行结构,对该装置进行了节能改造,提出 2 种改造方案。经比较,方案 I 的设备

改动较小,投资较少,回收期比方案 II 短 2 个多月,在改造时间和资金有限的情况下可以考虑;方案 II 的节能效果显著,每年节省操作费用 2 707.8 万元,改造投资回收期不超过 8 个月,在条件允许的前提下应予以优先考虑。

#### 参考文献

- [1] 冯霄,李勤凌.化工节能原理与技术[M].北京:化学工业出版社,1998:169-174.
- [2] 蒋立本,冯霄,丁升华,等.受网络夹点控制的装置的改造分析[J].高校化学工程学报,2001,12(4):161-166.
- [3] 郭文豪.用窄点技术挖掘催化裂化装置的节能潜力[J].炼油技术与工程,2004,33(3):1-4.
- [4] 汪寿建.化工厂公用设施设计手册[M].北京:化学工业出版社,2000:397-398.
- [5] Nicholas P.化工过程设备手册[M].师树才,乔学福,杨盛,译.北京:中国石化出版社,2004:7-15.
- [6] 王家璇,张恒良.动力工程热经济学[M].北京:水利电力出版社,1995.
- [7] 倪进芳.化工设计[M].上海:华东理工大学出版社,1994:74-75. ■

(上接第 288 页)

因素引起并联管组内流量分配不均匀。

(3) 消除并联管组中的可压缩容积,可避免并联管组发生汽塞和压力降型脉动,提高水循环的安全性。

#### 参考文献

- [1] 曹子栋,庄正宁,章燕燕.刺刀管式换热元件的传热恶化与临界热负荷的试验研究[J].西安交通大学学报,1988,22(4):51-59.
- [2] 程光旭,杨永,支红利,等.催化裂化烟气能量回收机组失效模式和危害度分析[J].化学工程,2005,33(1):65-70.
- [3] 刘凤立,郭毅葳.烟气高温取热炉在重油催化裂化装置上的应用[J].石油炼制与化工,2000,31(2):65-66.
- [4] 朱玉琴,曹子栋.周期性热负荷作用下垂直自然循环流动特性的试验研究[J].锅炉技术,2002,33(4):9-12.
- [5] 林宗虎.气液两相流和沸腾传热[M].西安:西安交通大学出版社,1987.
- [6] 何利民,郭烈锦,陈学俊.水平管道段塞流特征参数试验研究[J].化学工程,2003,31(4):37-41. ■

### 美国天然气库存增加 590 亿立方英尺

美国能源信息署于当地时间周四上午公布了美国天然气库存周报。该报告显示,截止 7 月 14 日当周,美国天然气库存量 27 630 亿立方英尺,比前一周增加 590 亿立方英尺;库存量比去年同期高 4 270 亿立方英尺,比 5 年平均高 5 620 亿立方英尺。天然气库存量在 5 年平均范围内。

美国能源信息署报告还显示,上周美国东部地区天然气增加了 450 亿立方英尺,产气区天然气库存增加了

60 亿立方英尺,西部地区库存量增加了 80 亿  $\text{m}^3$ 。美国天然气地区库存量,东部地区为 15 090 亿立方英尺,去年同期库存 12 440 亿立方英尺;西部地区为 3 840 亿立方英尺,去年同期库存 3 630 亿立方英尺,产气区为 8 700 亿立方英尺,去年同期库存 7 310 亿立方英尺。

5 年均值 22 010 亿立方英尺,其中东部地区库存量比 5 年均值高 3 130 亿立方英尺;西部地区高 210 亿立方英尺;产气区高 1 840 亿立方英尺。