

引增合一风机对炉膛及烟风系统的影响与对策

唐国瑞,尤良洲,李壮
(华电电力科学研究院有限公司,杭州 310030)

摘 要:随着烟气超低排放改造的开展,引增合一风机广泛应用于火力发电厂。基于 DL/T 5240—2010《火电发电厂燃烧系统设计计算技术规程》,对某 330 MW 机组引增合一改造后的炉膛及烟风系统进行安全评估,发现高压头大流量风机造成炉膛及烟风系统内爆的可能性增大。建议通过优化风机设计及选型、优化烟风系统阻力及完善热控压力保护系统等方式,降低炉膛及烟风系统发生内爆的几率。

关键词:引增合一;锅炉防爆;烟风系统;防范对策

中图分类号:TM 621 **文献标志码:**B **文章编号:**1674 - 1951(2018)08 - 0023 - 03

0 引言

面对日益严格的环保排放指标,火电机组不断新增或改造环保设施以满足排放要求,但同时也造成烟风系统阻力增加。炉膛及烟风系统防爆设计压力的取值标准,对于编制火电厂设计中的锅炉技术规范书、风机选型及烟风系统的设计都有直接影响,而这些问题在国内外防爆规范中的规定及表述上均存在着差异或疑点。本文基于 DL/T 5240—2010《火电发电厂燃烧系统设计计算技术规程》,对某 330 MW 机组采用引风机与增压风机合并改造(引增合一改造)后的锅炉炉膛及烟风进行安全评价。

1 工程概况

某电厂 330 MW 机组配套“2 + 2”型电袋复合除尘器,脱硫装置配置 1 层合金托盘、3 层喷淋层。应烟气超低排放改造方案要求,新增吸收塔喷淋层、余热利用装置。原有风机系统压头无法满足改造后机组运行要求,需进行引增合一改造,改造后拟定参数见表 1。

2 防爆安全性评估

2.1 炉膛安全性分析

针对该 330 MW 机组引增合一改造工程,拟定引风机 BMCR 工况下全压为 9 230 Pa, TB 工况下全压为 11.076 kPa。初步核算引风机在环境温度下 TB 点压头为 16.56 kPa(图 1 中点 1),大于引风机在环境温度下 TB 工况点风安全下限值(炉膛瞬时承压为 9.8 kPa,对应的安全下限值为 -14 kPa)。需结合

表 1 引风机改造参数			
单台风机参数	单位	TB	BMCR
风机运行点		1	2
风机入口容积流量	m ³ /s	291.58	256.22
当地平均大气压	Pa	93 300	93 300
风机入口温度	℃	165	155
风机入口标态密度	kg/m ³	1.33	1.33
风机入口密度	kg/m ³	0.707 4	0.733 4
风机入口压力	Pa	-6 840	-5 700
风机出口压力	Pa	4 236	3 530
风机全压	Pa	11 076	9 230
压缩性修正系数		0.957 3	0.964 5
风机效率	%	85.2	86.6
风机轴功率	kW	3 665	2 660
风机工作转速	r/min	990	990
所需电机功率	kW	4 000	
电机额定转速	r/min	990	

注:TB 为风机性能考核点工况;BMCR 为锅炉最大连续蒸发量工况。

引风机在不利工况下压头等因素对炉膛进行安全评估。

2.1.1 BMCR 失速点核算

按 BMCR 工况的开度失速点核算炉膛侧最大负压,初步拟定性能曲线如图 1 所示。BMCR 工况叶边开度为 2°,沿等开度线的失速点 S_0 (图 1 中点 3),计算失速点环境温度下风机最大压头

$$p_{S_0} = Y_{p_0} \times \rho_B \times (273 + t_b) / \varphi_B \times (273 + t_{20}), (1)$$

式中: Y_{p_0} 为 BMCR 沿等开度线失速点比压能,查图 1 取值 14 248 N · m/kg; ρ_B 为 BMCR 工况风机入口密度,查表 1 取值 0.733 4 kg/m³, (图 1 中点 2); φ_B 为 BMCR 工况风机压缩修正系数,查表 1 取值 0.964 5; t_b 为引风机入口设计烟温,查表 1 取值 155 ℃; t_{20} 为

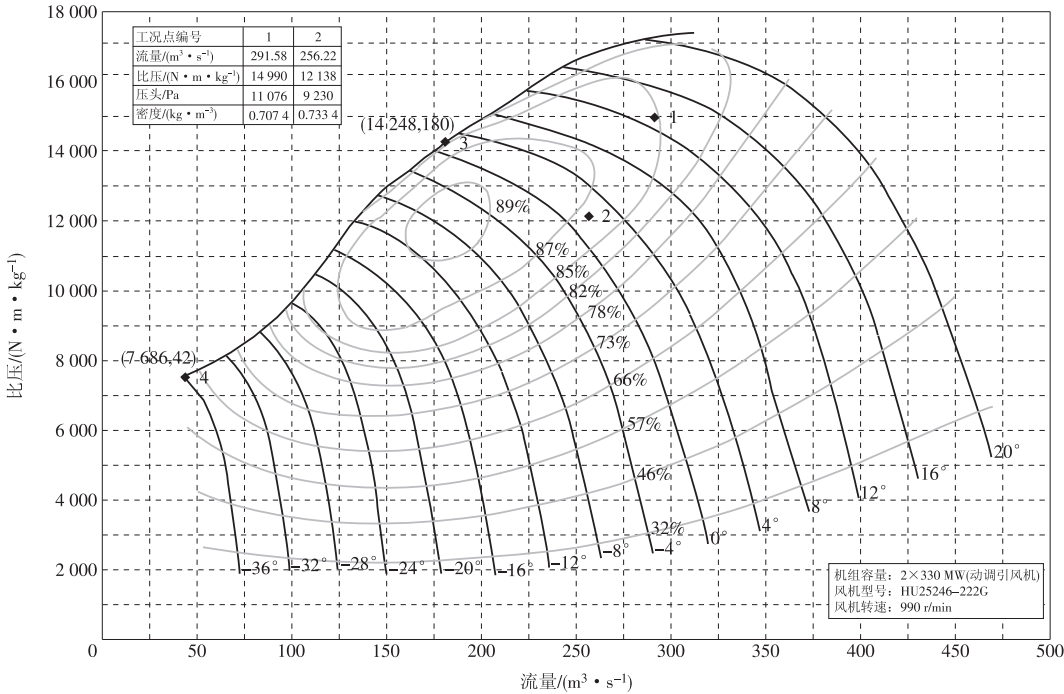


图 1 引风机性能曲线

环境温度, 取 20 ℃。以上各值代入式(1), $p_{s_0} = 15\,826\text{ Pa}$ 。

S_0 点系统阻力最小值

$$H_{S_0} = p_{\text{BMCR}} \times (Q_{S_0}/Q_{\text{BMCR}})^2, \tag{2}$$

式中: p_{BMCR} 为合并后引风机 BMCR 工况压头,查表 1 取值 9 230 Pa; Q_{S_0} 为 BMCR 工况沿等开度失速点流量,查图 1(点 3)取值 648 000 m³/h; Q_{BMCR} 为合并后引风机 BMCR 工况流量,查图 1(点 2)取值 922 392 m³/h。以上各值代入式(2), $H_{S_0} = 4\,555\text{ Pa}$ 。

风机最大余压即炉膛最大负压

$$(-)p = p_{s_0} - H_{S_0}, \tag{3}$$

计算可得 $(-)p = -11\,271\text{ Pa}$ 。

2.1.2 风机零流量点核算

按风机零流量点核算炉膛侧最大负压,即环境温度下风机零流量点最大负压

$$p_0 = p_{s_0} \times \frac{Y_0}{Y_{p_0}}, \tag{4}$$

式中: Y_0 为零流量失速点比压能(图 1 中点 4),查图 2 取值 7 586 N·m/kg。以上各值代入式(4), $p_0 = 8\,426\text{ Pa}$ 。

因零流量时系统流动阻力为零,炉膛最大负压等于引风机最大入口负压(引风机最大全压),即 $(-)p_{\text{Fum}} = -8\,426\text{ Pa}$ 。

2.2 尾部烟道安全性分析

按照相关标准对锅炉尾部烟道设计压力进行核算。内爆工况下与稳压工况下引风机入口负压比值

$$K_t = p_{\text{id,en}}/p_{\text{id,en,o}}, \tag{5}$$

式中: $p_{\text{id,en}}$ 为内爆工况下引风机入口负压,根据其他

相关公式计算得 $-9\,092\text{ Pa}$; $p_{\text{id,en,o}}$ 为稳态工况下引风机入口负压,查表 1 取值 $-5\,700\text{ Pa}$ 。各值代入式(5), $K_t = 1.6$ 。

炉膛内爆时烟道设计负压的增压系数

$$K_{\text{f,des}} = K_t - p_{\text{Fds}} \div p_{\text{id,en,o}}, \tag{6}$$

式中: p_{Fds} 为炉膛设计压力,原设计值 $-5\,800\text{ Pa}$ 。各值代入式(6), $K_{\text{f,des}} = 0.58$ 。

基于上述增压系数及原设计压力值,得出炉膛尾部烟道承压核算值,见表 2。

表 2 炉膛尾部烟道承压核算值与原设计压力值

位置	原设计压 力/kPa	本次核算 压力/kPa
空预器出口至除尘器入口烟道	-4.7	-8.752
除尘器本体(瞬时承压)	9.8	14.08
除尘器出口至引风机入口烟道	-4.7	-9.092
		3.74
引风机后烟道	4.0	(不利工况, 环境温度)

2.3 评估小结

炉膛瞬间设计压力为 $\pm 9.8\text{ kPa}$,炉膛设计压力为 $\pm 5.8\text{ kPa}$,安全系数为 1.72。经核算,引风机在环境温度下 TB 点压头为 16.56 kPa, BMCR 工况等开度失速点炉膛最大负压为 -11.27 kPa ,风机零流量点炉膛最大负压为 -8.426 kPa 。环境温度下,引风机选型点达 -11.27 kPa ,超过了安全要求。

现有的刚性梁设计无法保证锅炉相关受压部件(如水冷壁、包墙、顶棚受热面管等)的安全性,同时锅炉烟道等相关受压件也因负压超出原设计要求而

存在安全隐患。若考虑加固方案,将涉及炉膛和包墙几乎全部管刚性梁,加固范围过大、难度较高。

根据静电除尘器技术协议及电袋复合除尘器技术协议,除尘器本体设计压力为 ± 8.7 kPa,瞬时承压为 ± 9.8 kPa。设计值能够满足改造后日常的运行承压要求,但不满足 BMCR 工况引风机等开度失速点入口最大压力。除尘器本体防爆等级已处于较高水平,加固工程量巨大。

原锅炉尾部烟道防爆等级较低,不能满足内爆工况下及稳压工况下系统承压要求,应通过加固或更换原有烟道等方式提高烟道防爆等级,但防爆等级不宜提高过多。

通过核算可知,对于炉膛及尾部烟道的防爆设计,稳态工况下设计压力应满足引风机压头的要求,但遇到各种恶劣工况(如炉膛熄火、送风机跳机、引风机挡板门关闭等)组合所发生的炉膛及烟道爆炸,防爆要求无法得到满足。

3 防范对策

3.1 引风机和增压风机并联方式

从降低炉膛内爆风险角度分析,分设引风机和增压风机的方案能够降低单台风机参数及规格,有利于降低风险及引风机及增压风机同时跳机的可能性。但该方案有 3 个前提条件:脱硫吸收塔或增压风机设有烟道旁路及相应保护装置^[1-2];热控设计中,在炉膛 MFT(主燃料跳闸)时增压风机联跳;当增压风机联跳,旁路烟道挡板打开,引风机仍有失速裕量克服烟气阻力^[3]。分设引风机和增压风机可降低风机跳机所带来的冲击,前提条件许可,可优先考虑保留增压风机方案。

3.2 风机型式

对比轴流式引风机及离心式引风机性能曲线特点:当风机流量减少接近零流量点时,离心式风机压头升高并逐渐达到最大值;轴流式风机因风机叶片角度不同而具有不同压头及流量,每一个角度都会产生一个最大压头^[4],压头增大到一定值,风机将发生喘振和失速,使风机压力迅速减小^[5]。从降低锅炉内爆风险角度,采用轴流式风机更为有利^[6]。

3.3 优化系统阻力

烟风系统阻力高,必然需配备高压头大流量风机以克服系统阻力。但风机参数越高,异常工况下炉膛负压波动越大^[7]。可通过优化烟风系统中单个设备阻力,减少烟道布置中的弯管,降低烟道阻力,从而降低整体系统阻力。该方法一定程度上可降低风险发生的概率^[8-9]。

3.4 炉膛控制保护

一味追求设备加固无法解决内爆带来的风险^[8]。通过寻求控制系统以及联锁保护系统限值之间的平衡,实现炉膛内爆发生可能性及危险性的最小化。许多研究表明^[10],根据炉膛结构、炉型、设计参数的不同,炉膛保护压力设计情况亦不同。多数设计值已考虑设置主燃料跳闸值和报警值,但未考虑风机联跳值或过长的延迟时间。当机组进行选择性催化还原(SCR)脱硝、烟气降温装置、脱硫系统串塔及湿式除尘器改造后,炉膛压力变化速率增大,应充分考虑风机至炉膛之间压力变化的延迟值,重新核算风机联跳的延时时间。

4 结论

单纯从增强炉膛结构及承受压力来解决锅炉内爆,从经济性角度来讲不可取。尤其在极端恶劣工况(如炉膛熄火、送风机跳机、引风机挡板门关闭等),即使炉膛结构合理,也难以保证万无一失。从预防锅炉内爆的角度出发,合理风机运行方式、降低系统阻力、优化风机选型及采用适合的炉膛保护控制系统,可减少了内爆产生的可能性。

参考文献:

[1] 蔡晓云. 700 MW 机组引风机与增压风机改造方案分析与实施[J]. 东北电力技术, 2014, 35(9): 41-44.

[2] 刘家钰. 1000 MW 机组引风机与脱硫增压风机合并改造研究[J]. 热力发电, 2014, 39(8): 45-50.

[3] 张建中. 锅炉炉膛及烟气系统防爆设计压力取值标准的分析[J]. 电力建设, 2012, 33(10): 13-18.

[4] 赵振宙, 金保升, 熊源泉, 等. FGD 系统对锅炉内爆的影响的研究[J]. 锅炉技术, 2007, 38(4): 50-52.

[5] 程星星, 金保升, 王赐鹏, 等. 基于锅炉压力平衡理论的炉膛内爆分析及防范[J]. 华东电力, 2008, 36(10): 111-113.

[6] 汤晓舒, 彭红文, 谈琪英. 引进型煤粉锅炉炉膛防内爆设计压力研究[J]. 电力建设, 2010, 31(2): 81-85.

[7] 赵振宙, 金保升, 熊源泉, 等. 风机对“锅炉内爆”影响的基础理论分析[J]. 锅炉技术, 2006, 37(6): 31-35, 47.

[8] 叶勇健. 引风机和增压风机二为一模式的探讨[J]. 华东电力, 2007, 35(11): 107-109.

[9] 王贺岑, 白红涛, 徐明峰, 等. 锅炉引风机选型改造的可靠性分析[J]. 中国电力, 2010, 43(1): 51-55.

[10] 赵军, 张晓波, 叶云云, 等. 燃煤机组炉膛压力越限联跳风机方案的应用研究[J]. 自动化博览, 2016(1): 90-93.

(本文责编:陆华)

作者简介:

唐国瑞(1983—),男,内蒙古通辽人,工程师,从事火电厂化水及环保方面的研究(E-mail:120878611@qq.com)。