

对一起风机喘振故障的分析及处理

钟立青 张少波 杨永芳
宁波健益检测科技有限公司

摘要: 针对某住宅小区热力站在试运行中发生的风机喘振故障, 通过烟风阻力计算, 结合相关风机的特性曲线, 分析喘振发生的机理和过程, 并通过管道改造, 改变烟风阻力曲线等措施, 对分析结论进行了验证了; 最后, 提出了处理风机喘振故障的方案, 且通过实际改造验证了方案的可行性。对处理风机喘振故障及风机正确选型均有一定的参考意义。

关键词: 风机; 喘振; 特性曲线; 故障分析

一、背景情况

某市住宅小区, 其中一至三号楼(417户, 共约6.5万平方米), 采用中央空调集中制冷和采暖: 夏季以蒸汽溴化锂吸收式制冷的的方式制冷, 冬季则以蒸汽-热水二级换热的方式供暖。目前, 蒸汽由天然气蒸汽发生器提供, 并建有热力站一座。

热力站由三台1T/H的蒸汽发生器及相应的附属设施组成, 提供蒸汽的参数为: 压力0.7MPa(a), 温度为饱和温度(额定压力下165℃), 燃料为市政管网供应的天然气。

热力站于2017年12月26日投入试运行, 在试运行中发生故障, 当送风机挡板开度调至70%以上时(此时天然气进气量约65m³/h, 发生器出力约0.7t/H), 蒸汽发生器即发生猛烈振动, 设备底座震动明显, 烟囱防雨帽脱落。振动发生时, 排烟含氧量急剧下降, 一氧化碳含量快速上升, 风机入口可以发现空气倒流。

二、原因分析

(一) 设备配置情况

蒸汽发生器系省内某锅炉厂的产品, 型号为ZFSQ1000-0.7-Q, 设计出力1t/h, 燃烧器为中心供气轴向叶片燃烧器, 设计燃料为液化天然气(低位热值8900kcal/m³), 锅炉设计效率约90%, 排烟温度130℃。送风机特性如下表:

表1 送风机特性

流量	4568	4032	3251	2736	2296	2094	1859	1612
压力	3386	3594	3698	3640	3525	3442	3377	2906
叶轮功率	9.49	8.07	6.28	5.24	4.46	4.11	3.73	3.38
风机效率	0.453	0.499	0.532	0.528	0.504	0.487	0.468	0.385

注: 配电机5.5kw

根据蒸汽发生器热力计算书, 燃烧器额定燃气量为75m³/h, 设计过量空气系数1.05, 空燃比(空气与燃气体积比)约为9.5, 计算可得发生气所需额定流量为748m³/h, 显然, 所配风机的风量远远超过需求量。

经调查询问锅炉生产方得知, 初期产品配置的风机并非这一型号, 而是功率较小的一款风机, 但因调试过程中发现风量不足, 对风机进行重新选型, 选用了目前所配的这款风机。原风机特性如下表:

表2 原送风机特性

流量	1500	1324	1068	898	754	688	610	529
压力	2709	2875	2959	2912	2820	2754	2702	2325
叶轮功率	2.77	2.36	1.83	1.53	1.30	1.20	1.09	0.99
风机效率	0.407	0.449	0.479	0.475	0.454	0.438	0.421	0.346

注: 配电机3kw

从二型风机的特性上看, 改用现有型号的风机后, 在工况点附近, 风机出口压头(全压)并无明显提高, 且风机严重偏离设

计工况运行, 存在喘振的可能。为进一步分析, 对该型发生器进行烟风阻力计算, 结果如下表:

表3 烟风阻力计算汇总

1T/H蒸汽发生器烟风阻力计算汇总		
烟道总压降	Pa	638.52
风道总压降	Pa	3237.45
烟风道总压降	Pa	3875.97

从计算结果可以发现, 发生器额定工况下所需的风压为3876Pa, 而原配风机在额定风量下只能提供2820Pa的压头, 所以会出现供风不足的情况, 事实上, 原配风机主要问题是风压不足, 而不是风量不足, 锅炉厂重新选型时, 只考虑风量而未考虑风压, 更未从风机特性曲线与发生器烟风阻力曲线的匹配上进行分析。新配风机尽管设计流量远高于原配风机, 但与发生器烟风阻力特性曲线的交点处(实际工作点)的压头仍无明显提高, 所以风量不足的问题无法解决。同时, 由于新配风机的特性曲线呈驼峰型, 且工作点在曲线的上升段, 极易引发风机的喘振。

(二) 喘振成因分析

根据风机厂提供的风机特性数据(表1)可以绘制出风机特性曲线, 根据烟风阻力计算结果, 可以判定系统处于阻力平方区, 故可以绘出烟风阻力曲线, 两曲线如下图:

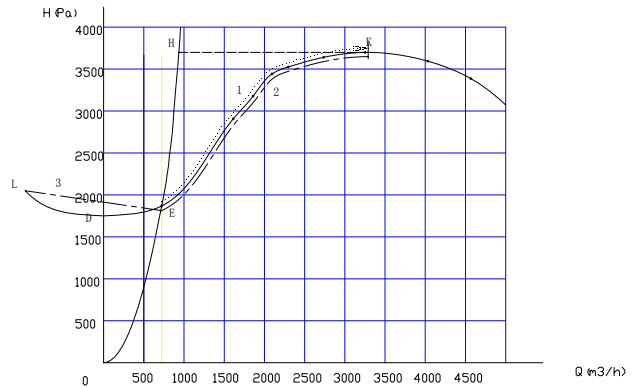


图1 风机/烟风特性曲线图

从图中可以发现, 风机的稳定工作点(K点)位于流量3291m³/H点附近, 对应的全压为3698.3Pa, 风机工况点若在K点右侧, 则风机可以稳定运行, 而若位于K点左侧时, 则可能会发生喘振。而现在发生器的实际工况点是风机特性曲线与烟风阻力特性曲线的交点(E点), 位于K点的左侧且离K点有较大的距离, 发生喘振成为必然。

结合图1所示的曲线, 可以分析出喘振发生的过程: 如果启动阶段风机工作在两曲线的交点E点, 偶然的干扰因素使风量稍有增加, 因工作点处于风机特性曲线的上升段(即风量越大, 压头越高), 风机出口压头增高, 但炉膛有一定的容积, 并不立即上升到风压风量可以平衡的位置, 而是有滞后性, 于是风机流量、压头持续上升, 直到K点附近(流量3291m³/H, 压头3698.3Pa), 其过程如图中的点状线1, 而相对于K点的压力, 系统的风量平衡点H点所对应的风量约为980m³/h, 则风机出风量大于排放量, 炉膛内压力上升, 而风机出口压力已经升到最

大值，故风机流量迅速减小，同样，在此曲线上，流量越小，压头越低，风机工况迅速沿特性曲线滑向E点，其过程如图1中的点划线2，此时，炉膛压力大于曲机特性曲线对应的压力（约1800Pa），此时风机会突然跳跃到工况L，在图1中用点划线3表示，此时实质上是炉膛内的烟气倒灌入风机，故流量为负，与现场发现的风机进口有气流流出，风机出口温度上升（高温烟气倒流所致）的情况相吻合，随后，随着烟气的排出炉膛（净排出），风机出口压力降到D点以下（1800Pa），风机重新出风，其工况沿着特性曲线迅速回到K点。如此循环往复，系统压力在1800Pa~3698.3Pa附近快速波动，引起系统剧烈振动。

(三) 对分析的验证

为了验证以上分析，征得锅炉厂同意，在送风管路调节风门前增设了旁路风门（详见图2），经计算，旁路风门全开时，通风量约2000m³/H，加上蒸汽发生器自用风量约750m³/H，总风量约2800m³/H。查风机特性曲线可知，此时风机出口全压约3650Pa，工况点接近稳定工况点K点，但仍在K点左侧，存在喘振的可能，但若再扩大旁路风门的通流面积，把工况点移至K点的右侧，风机轴功超过电机额定功率5.5KW，将引起电机过载。

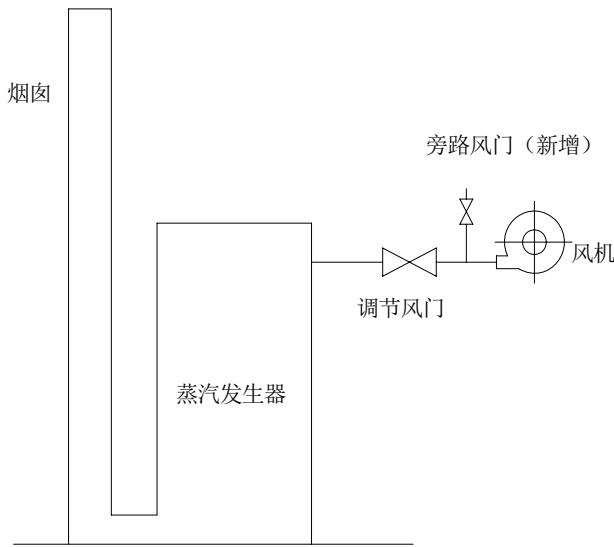


图2 验证用烟风系统

改造后调试发现：

- 1) 天然气进气量65m³/H时，旁路风门关闭的状况下，风机发生喘振，此时，开启旁路风门，30~60秒后，喘振现象消失。
- 2) 调节风门开度不变的情况下，打开旁路风门，发生器进风量不但没有减少，反而增加（排烟含氧量增加），说明风机出口风压随着流量的增加而升高，风机的确工作在上升段。
- 3) 旁路风门全开的情况下，天然气进气量增大到70m³/H以后，排氧量急剧下降，且一氧化碳浓度急剧上升，再加大进气量，风机再次出现喘振现象，说明工作点仍在K点左侧，无法避免喘振。

由此可以得出：

- 1) 上述喘振的原因分析是正确的。
- 2) 总体而言，风机的压头不足，致使蒸汽发生器的燃烧器进风量无法达到设计值（75m³/H）。

三、风机喘振故障处理

(一) 处理方案的选择

针对上述情况，解决的办法有以下几种：

- 1) 更换风机，在额定流量1000m³/H左右的情况下，相应的全压应在4500Pa左右。

- 2) 使用原风机，采用变频（或其他）方式提高转速，从而提高出口风压，调节风门开度不超过60%，使炉膛与风机之间存在一定的阻尼，防止喘振发生。

经过技术经济比较，各方认为第一方案较为可行。

(二) 新风机的选型

经过查阅文献资料，并调查市场中供应方情况，用户决定采用CY-7.5型离心风机替代现有风机。CY-7.5型风机的特性/烟风阻力特性曲线如图3：

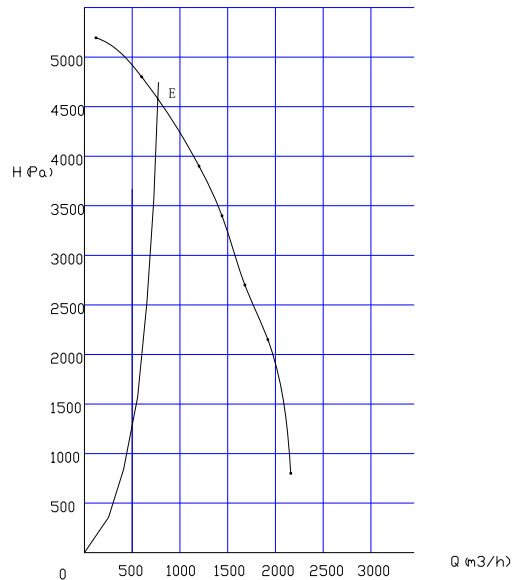


图3 CY-7.5风机特性/烟风阻力特性曲线

从图3可见：

- 1) 因为CY-7.5风机特性曲线是单调下降的（即流量越大，压头越低），不存在上升段，故全程可以稳定工作。
- 2) 在燃烧器额定进风量附近，风机的全压超过4500Pa，可以满足燃烧器、烟风系统对压头的需求。

(三) 改造后试运行的情况

风机改造于2018年10月6日完成，并投入试运行。试运4个月内未发生风机喘振，蒸汽发生器最大进气量为80m³/H，为确保安全，最终调整为78m³/H，风机运行正常，排烟含氧量、一氧化碳浓度、氮氧化物浓度均达到设计标准，风机的安全性能有了显著提高，改造处理收到良好的效果。

若要使整套设备达到设计要求的最佳效果，还需增加燃料的热值，用高热值的LNG，或重新设计燃烧器。蒸汽发生器的设计出力为1T/H，更换风机后实际出力为0.9T/H，经测试分析，出力不足的主要原因是蒸汽发生器燃烧器的燃料是按液化天然气（LNG）设计的，设计低位热值8900~9000KCAL/M³，而实际使用的是市政管道天然气，低位热值一般在8500KCAL/M³以下（一般为8200~8300KCAL/M³），发生器的耗气量相应由设计值75m³/T增加到85m³/T以上，导致蒸汽发生器出力不足。若要使蒸汽发生器达到设计出力，必须燃用高热值的LNG，或重新设计燃烧器。

四、结语

(一) 风机喘振

风机喘振现象是风机运行中的一种常见故障，通过分析风机、烟风系统的特性，采取针对性的有效措施，使风机工作区稳定，这一问题可以彻底解除。

(二) 风机选型

应根据系统的特性曲线、风机的流量、压头特点综合考虑，

（下转第300页）

区段与下行区段分开的方式来处理。因此楼梯尽量布置于核心筒中部位置,避免核心筒在高层收进时楼梯的连续性。楼梯方向需结合避难层楼梯分开时疏散路径来确定,楼梯短向垂直于核心筒外壁时对楼梯避难层分设出口较为有利,此种布置方式也有利于充分利用核心筒深处空间,将更多的外壁空间让与需要管线进出的空间。疏散楼梯在避难层处上下行分开,需经由避难区空间保持疏散路径的连续,当楼梯位置远离避难区时需要设置专门的通道连通至避难区,对于机房众多的避难层而言会造成一定程度上的空间浪费,因此在多部楼梯共存时尽量将大部分楼梯直接靠近避难区设置。

(三) 防排烟措施

超高层建筑楼梯及前室位于核心筒内部,主要的防排烟措施为采用机械加压系统,以避难层为区段分别设置正压送风机房,通过正压送风井给楼梯间送风以保障楼梯间及前室不受烟气干扰。因此正压送风井的位置需充分考虑开设百叶以及避难层出线的需求。另外根据《建筑防烟排烟系统技术标准》GB51251-2017中3.3.11条规定需在楼梯顶部设置不小于1平米的固定窗,以保证正压失效后烟气能否排出,但是对于超高层而言,楼梯在避难层已经分开,无法实现顶部固定窗的要求,此条确实有一定的争议性,可考虑在避难层采用防火包覆的铁皮风道自楼梯间接至外窗的方式来替代。

三、管井

核心筒内的各种机电管井相当于整栋建筑的血管,将日常使用所需的电力、空调、水等条件源源不断运送到各个功能空间之中。

(一) 管井位置

核心筒内寸土寸金,布置管井时需遵循减少转换的原则根据不同管井的需求进行排布。首先贯穿全楼并且出线较少的管井优先布置于核心筒的中部,如雨水井、电缆井等,保证核心筒随高度缩小时管井无须转换。其次,对于进出线频繁的管井尽量利用四边空间,并注意避开结构暗柱的位置,并且管井布置尽量均匀分布,减少管线交叉对保证走廊净高有很大帮助(图3-1)。另外,对于直接服务于办公区的管井来说,尽量正对所服务办公区隔墙设置,最大限度减少管线长度及交叉。

(二) 管井与避难层

一般来说,各种机电系统以避难层为区段划分,并在避难层设有相关机房。因此核心筒内管井位置需就近结合相关机房位置设置,减少管线敷设距离。若遇到含有变配电室这种电气大量出线的位置,需将电气与设备管线尽量分开不同路由,避免交叉造成净高不够的情况。

管井如需转换位置,尽量利用避难层进行转换,以减少对普通标准层净高的影响。

四、公共服务空间

核心筒内除竖向交通空间以及管井之外,还包含一些设备机房、卫生间、茶水间、清洁间等公共服务空间。

(一) 设备机房

设备机房主要是空调机房,对于是否每层设置,需根据整体空调系统确定。一般而言,空调机房集中设置于避难层较为节省核心筒内空间。但是为便于分层控制也会选择将空调机房设置于各层,此种方式空调机房出线处管线较为集中,需注意管综避让。

(二) 卫生间等

服务于标准层的卫生间、茶水间、清洁间、母婴室等空间往往利用本层不停站电梯厅设置。这种方式能充分利用核心筒空余空间,但是随着电梯停站的转换,这些空间需要随之移位,移位时管线转换需纳入管综考虑。核心筒尺度较大时,为便于日常使用,减少行走路径,可考虑采用贯通门式卫生间。

五、总结

超高层建筑核心筒设计是一项复杂的课题,在有限集约的空间之内满足各项功能的需求不是一招一式就能解决的,需要反复比对调整。随着人们办公、生活方式的改变以及信息技术的不断更迭对超高层建筑提出了新的要求,希望以上总结的经验能成为建筑设计进步道路上的一块基石。

参考文献

- [1] 超高层办公建筑电梯系统课题研究[J]. 张洪. 建材与装饰. 2019(18).
- [2] 试析超高层办公建筑核心筒设计[J]. 揭英撰. 江西建材. 2017(19).

(上接第256页)

在兼顾安全、可靠、节能、环保的前提下,选用匹配的型号。有条件时,应尽量避免选用驼峰曲线的风机。

参考文献

- [1] 王森. 风机运行中常见故障原因分析及其处理[J]. 黑龙江科技信息, 2009(15):17.
- [2] 许岩松. 风机运行中常见故障原因及其处理措施探析[J]. 科技创新与应用, 2015(13):125.
- [3] 赵玉峰, 关学忠, 姚建红, 王金玉. 离心式压缩机操作曲线及防喘振控制系统[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2006(01):31-33.

[4] 王福宝, 刘利宁. 浅析轴流式吸风机旋转脱流和喘振[J]. 宁夏电力, 2005(S1):216-219.

[5] 杨飞. 火电厂轴流风机典型故障原因及应急处置方法[J]. 神华科技, 2017, 15(12):62-66.

[6] 李海涛, 张登耀. 轴流式风机喘振逆流的控制及故障分析[J]. 设备管理与维修, 2017(05):61-63.

[7] 吴秉礼. 对旋式轴流通风机性能的分析研究[J]. 通用机械, 2010(02):29-34.

[8] 蔡娜, 钟芳源. 轴流式弯掠动叶变工况气动——声学性能的实验研究[J]. 工程热物理学报, 1996(03):280-285.