

某核电厂风冷器对称排列子风机共振特性

杨 璋, 王合旭, 蒋彦龙

(南京航空航天大学 航空宇航学院 江苏 南京 210016)

摘 要: 针对某在建核电厂 6 000 kW 级大型柴油发电机组风冷器的轴流风机振动超标缺陷, 研究并治理风机振动故障。通过振动测量与频谱分析, 发现子风机体的主要振动频谱成分为 12.5 Hz, 对应风机的旋转频率 12.33 Hz。对风机-支承系统进行模态测量与模态分析可知, 12.5 Hz 的振动分量接近风机-支承系统的第二阶固有频率 13.6 Hz。研究认为导致风机振动超标的主要原因是支承刚度偏低, 且风机旋转频率附近存在结构性共振。风机运行过程中振动剧烈并出现周期性振动波动现象, 当风机由单机运行工况切换至风机组整体运行工况后, 振动频谱中 12.5 Hz 分量的幅值显著增大。采取简单加固措施提高支承刚度后, 风机的振动水平降至标准限值内。

关 键 词: 对称排列; 轴流风机; 振动; 结构性共振

中图分类号: TK414.2⁺2 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2016.08.011

引 言

机械系统由不同子结构体组成, 研究子结构体单独运行及随系统整体运行时的振动特性, 有助于解决由对称排列子结构体组成的大型机械系统的振动问题。

许多学者已就对称结构的振动特性进行了大量研究工作: 胡家忻等人研究了具有对称面结构的固有频率和振型, 指出总体结构的固有频率和振型等价于剖分整体结构的固有频率和振型^[1]; 赵宁等人研究了通过扇区结点循环对称条件和位移复约束条件计算循环对称结构的振动特性^[2]; 王雪仁等人针对大型复杂结构, 应用子结构方法并借助试验模态和理论模态混合计算求解整体结构的振动特性等等^[3]。本研究结合某在建核电厂 6 000 kW 级大型应急柴油发电机组风冷器的子轴流风机振动超标缺陷治理案例, 研究由对称排列轴流风机组成的大型

风冷器振动特性, 为类似工程技术问题的处理提供参考。

1 风冷器参数及振动故障简介

某在建核电厂采用 6 000 kW 级大型柴油发电机组作为后备应急电源确保核安全, 柴油机组的冷却水系统用于带走运行过程产生的热量, 具有重要作用。系统由风冷散热器组件、冷却水管及有关控制部分组成。其中, 散热器组件属管翅式热交换器, 由安装在风冷器外侧对称排列的 8 台轴流风机驱动空气略过管外翅片, 高温冷却水和低温冷却水在管内流动, 热量被空气带走。

轴流风机电机功率为 30 kW, 额定转速为 740 r/min, 工频为 12.33 Hz, 静压力为 685 Pa。空气冷却器风扇主要由 8 片叶片、8 根接头以及一个轮盘部件构成。图 1 为风冷器轴流风机组现场布置图, 下排从左到右分别是 1~4 号风机, 上排从左到右分别是 5~8 号风机。



图 1 柴油机风冷器现场照片

Fig. 1 Picture of wind-cooler for diesel in field

收稿日期: 2015-07-17; 修订日期: 2015-12-16

作者简介: 杨 璋(1981-), 男, 湖南常德人, 福建宁德核电有限公司高级工程师。

通讯作者: 蒋彦龙(1977-), 男, 南京航空航天大学教授。

同期在建核电厂的该型柴油发电机组风冷器调试过程中曾发生轴流风机风筒紧固件松动、连接头与轮盘的连接螺栓断裂、叶轴根部断裂和扇叶严重受损等事故。事故调查报告分析认为风机振动超标是主要原因之一,引起了各方高度重视。

2 风机振动影响因素分析与测试

某在建核电厂对该型柴油发电机组风冷器振动情况进行了详细测试与分析,排查导致风机振动超标的可能原因。

首先 核查风机的出厂动平衡情况。根据制造厂提交的出厂完工报告及监造报告,每台风机出厂前均按《恒态(刚性)转子平衡品质要求》(ISO 1940: 2003) 实施平衡,满足 G2.5 平衡品质等级要求;其次 模拟仿真风冷器运行时各轴流风机入口、出口处的风压分布,表明各风机的运行工况基本相似,如表 1 所示。现场实测值也与之相近。

表 1 风冷器各轴流风机分压分布值(Pa)

Tab. 1 Differential pressure of 8 fans (Pa)

	1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号	8号
入口	-127	-129	-129	-129	-128	-131	-133	-131
出口	483	496	495	489	480	496	491	478
压差	610	625	624	618	609	627	624	609

最后,根据《通风机振动检测及限值》(JB/T 8689-2014) 规定要求^[4],在现场详细测试风冷器各风机在单独运行(工况 1)与所有风机同时运行(工况 2)两种不同工况下电动机定子两端轴承部位垂直、水平和轴向的振动值(由于空间受限及安全因素考虑,只测试了电动机非驱动端水平和垂直方向的振动值)。振动采集频率范围是 10~1 000 Hz,测量参数为振动速度均方根值,测点位置见图 2 箭头所指处。振动测试发现:各风机运行时电机振动呈现缓慢周期性波动现象;各风机工况 2 时的振动波动幅度要高于工况 1 时;风机水平方向的振幅普遍高于垂直方向的;各子风机在工况 2 时的振动幅值普遍高于工况 1 时,且安装在中间位置的 2、3、6 和 7 号风机振幅增长幅度明显高于安装在周边位置的风机,约为后者的两倍;不同工况下各风机的振动

频谱成分基本保持一致,振动数据如表 2 所示(取水平向数据进行比较研究)。

为评价风机振动水平及诊断振动故障,对风机-支承系统进行了详细试验模态测量与分析。

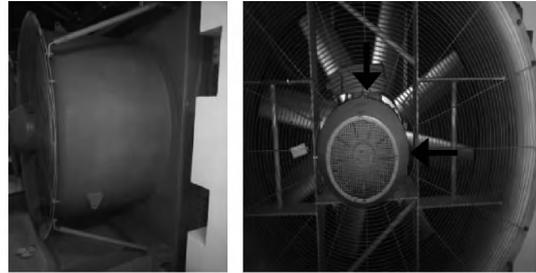


图 2 轴流风机外观及振动测点图

Fig. 2 View of axial flow fan and vibration measurement point

表 2 风机在不同工况下的振动数据(mm/s)

Tab. 2 Vibration data under different running conditions (mm/s)

	1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号	8号
工况 1	5.17	4.36	5.57	4.77	4.67	3.05	8.49	6.17
工况 2	6.45	6.22	6.95	5.42	6.61	5.74	13.8	5.02
增量/%	25	43	25	14	41	88	63	3

3 子风机-支承系统试验模态测量与分析

3.1 人工可控激励试验模态分析理论

将结构物在静止状态下进行主动激励,通过测量激振力与振动响应并进行双通道快速傅立叶变化计算,可以得到任意两点之间的机械导纳函数。通过模态分析理论对试验导纳函数进行曲线拟合,可以识别出结构物的模态参数,从而建立结构物的模态模型。每阶模态参数包含振动固有频率、阻尼比及整个结构在此模态下作纯模态振动的振型^[5]。

N 自由度运动系统的试验动力学模型如式(1)所示:

$$M\{\ddot{x}\} + C\{\dot{x}\} + K\{x\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

式中: M 、 C 、 K —结构的质量、阻尼和刚度 [$N \times N$] 矩阵; $\{\ddot{x}\}$ 、 $\{\dot{x}\}$ 、 $\{x\}$ —结构的加速度、速度和位移 [N] 列向量; $\{f(t)\}$ —激振力 [N] 列向量。

式(1)经过傅里叶变换微分方程得到代数方程(2):

$$\begin{bmatrix} X_1(\omega) \\ \vdots \\ X_i(\omega) \\ \vdots \\ X_n(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}(\omega) & \cdots & H_{1j}(\omega) & \cdots & H_{1n}(\omega) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{i1}(\omega) & \cdots & H_{ij}(\omega) & \cdots & H_{in}(\omega) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{n1}(\omega) & \cdots & H_{nj}(\omega) & \cdots & H_{nn}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ \vdots \\ F_i(\omega) \\ \vdots \\ F_n(\omega) \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $H_{ij}(\omega)$ —第 i 坐标点施加单位激励在第 j 坐标点引起的位移响应; $X_i(\omega)$ —第 i 坐标点振动位移的傅里叶变换; $F_i(\omega)$ —第 i 坐标点激振力的傅里叶变换。

3.2 现场模态试验

风冷器上 8 台对称排列的轴流子风机在结构上是一致的。由文献 [1] 得知, 测量任意一台子风机 - 支承系统的振型、固有频率等同于 8 台对称排列风机总体结构的振型、固有频率。本研究任意选择 1 号子风机进行现场模态试验。

试验时采用南京安正软件公司的机械及结构模态分析专用软件 MaCras。首先在 16 分柱坐标系下建立子风机 - 支承系统的简易模型, 设置为单测量方向、60 个几何节点、20 个约束节点共 40 个测量自由度, 如图 3 所示。设置 2 路采集器通道, 通道 1 用于采集固定力脉冲锤激振器在激励点的激振力, 通道 2 用于采集移动测点的响应并通过传感器等设备收集数据。根据自由度索引表将加速度传感器放置在标识的测点位置, 通过力锤敲击激励点, 同一测点敲击 2 次(每次敲击后判断信号相干程度, 不理想则重新进行敲击测量)。完成所有标识测点的拾振后, MaCras 软件根据全部频响函数集总平均法(人工激励)进行子风机 - 支承系统固有频率初始估计, 然后通过测量方向处理、约束方程处理、模态振型归一化处理 and 模态振型正交性检验等后处理, 最终得到该子轴流风机 - 支承系统的前 8 阶模态图, 如图 4 所示。

3.3 模态结果分析

分析图 4 中各阶模态参数, 1 ~ 4 阶共振时风筒及井支架几乎没有变形, 主要是风机电机在水平方向上的偏移; 5 ~ 8 阶共振时风筒及井支架变形明显; 轴流风机 - 支承系统的一阶固有频率为 11.0 Hz, 低于风机的旋转频率 12.33 Hz, 因此轴流风机 - 支承系统为挠性支承, 风机的振动速度均方根值不应超过 7.1

mm/s^[4], 所以评价 7 号风机振动超标。

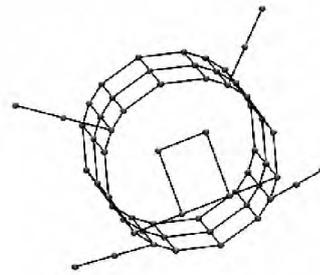


图 3 子轴流风机 - 支承系统简易模型
Fig. 3 Simple model for sub - axial flow fan-supporting system

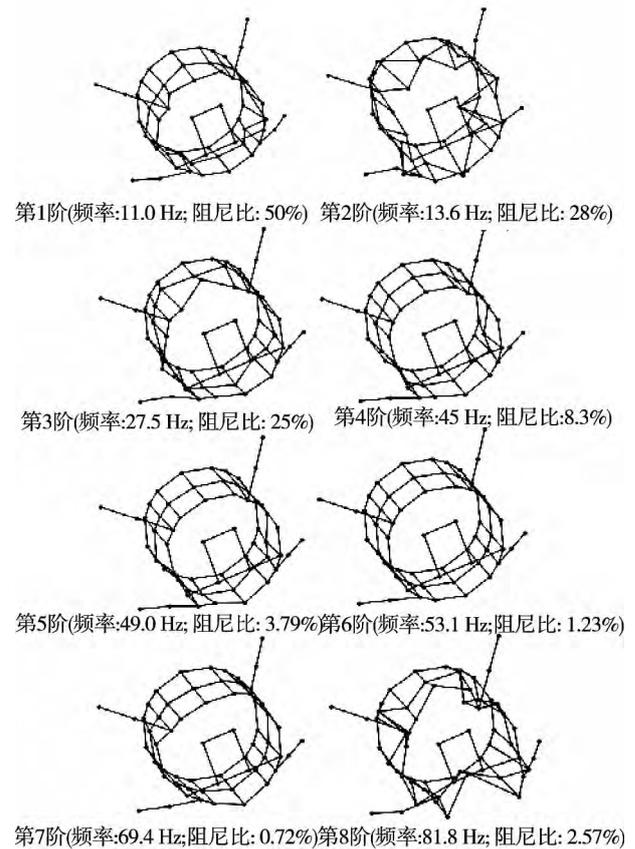


图 4 子轴流风机 - 支承系统前 8 阶模态图
Fig. 4 First 8 order modals for sub-axial flow fan-supporting system

由于风冷器各风机呈现对称布置, 1 号风机的模态数据也适用于 7 号风机。为诊断 7 号风机振动超标原因, 参考图 4 所示模态图并对 7 号风机进行详细振动测试与频谱分析。工况 1 时其振幅为 8.49 mm/s, 频谱以 12.5 Hz 分量为主(10.46 mm/

s),含少量 70.63 Hz 分量(1.0 mm/s) 振动频谱图如图 5 所示。工况 2 时该风机的振幅为 13.84 mm/s,频谱 12.5 Hz 分量为主(16.36 mm/s),含少量 70.63 Hz 分量(1.44 mm/s),振动频谱图如图 6 所示。

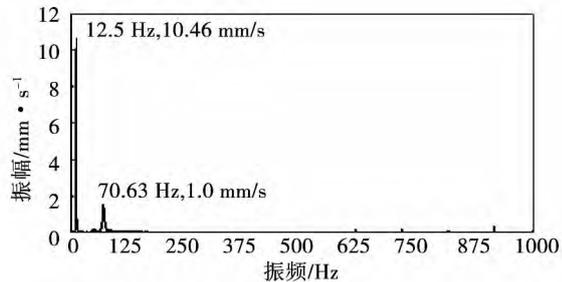


图 5 7 号风机水平方向振动频谱图(工况 1)

Fig. 5 Vibration spectrum for no. 7 axial flow fan in horizontal direction(Working condition #1)

比较图 5、图 6 可知,7 号风机在工况 1、工况 2 时振动频谱成分不变,但工况 2 时风机 12.5 Hz 的振动分量显著增加,70.63 Hz 的分量微弱增加。考虑到采样频率的分辨率误差,判断 12.5 Hz 分量对应风机的工频 12.33 Hz。

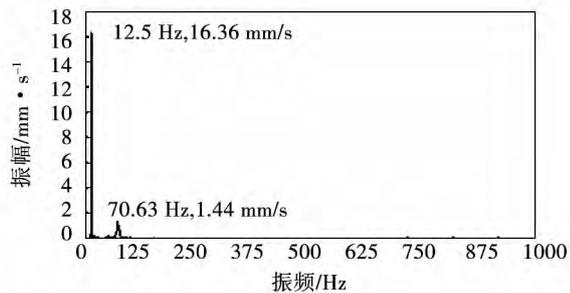


图 6 7 号风机水平方向振动频谱图(工况 2)

Fig. 6 Vibration spectrum for no. 7 axial flow fan in horizontal direction(Working condition #2)

4 风冷器风机振动故障诊断

风机运行过程中,主要受离心力、气动力、重力等影响产生振动。

7 号风机出厂前已实施 G2.5 级平衡,但安装在现场后仍出现剧烈振动,且主要频谱成分为工频,有

可能是由于现场支承刚度不足所致。同时比较图 4~图 6,发现风机的工频 12.33 Hz 与风机-支承系统的第二阶固有频率 13.6 Hz 接近,在不平衡离心力影响下,容易激发水平方向的结构性共振,导致振动响应放大。

风机 6 倍转速频率 74 Hz 与风机-支承系统的第七阶固有频率 69.4 Hz 分量接近,在 6 倍谐波激振力作用下,也能激发风筒和井支架基础的共振响应并传递给风机。

风机运行过程中,振动频谱成分主要由 12.5 及 70.63 Hz 组成,12.5 Hz 分量占主导。这可能和激振力大小不同有关,风机不平衡离心力对应的激振力大,而 6 倍谐波分量对应的激振力小。

结合以上分析以及风机运行过程中出现周期性振动波动,风机在工况 2 时的振幅普遍高于工况 1 时等现象,综合诊断风机振动超标是由于现场支承刚度不足且水平方向激发结构性共振所致。

5 风冷器风机振动故障治理

现场对所有风机的连接螺栓重新进行了检查,对部分存在松动的螺栓重新紧固,降低了部分风机的振动水平,但 7 号风机的振动仍然超标。

要进一步降低 7 号风机的振动水平,可以通过减小激振力或者提高风机-支承系统的刚度降低共振响应等方式实现。受现场条件所限,首先尝试简易加固手段。在 7 号风机上方的吊耳和芯组横梁处增加 80 号角钢焊接连接,连接部位焊缝长度为 50 mm;风机侧面的 2 个吊耳增加 80 号角钢和风机面板焊接连接,连接部位焊缝长度为 50 mm。图 7 为风机左侧吊耳处的现场加固图。



图 7 风机左边吊耳处现场加固图

Fig. 7 Reinforcement of fan by left lifting lug in field

加固方案现场实施后,测试 7 号风机-支承系统的模态,前 8 阶固有频率及阻尼比如表 3 所示,原有 1 阶、2 阶固有频率已大幅提升并避开了 12.33 Hz。

表 3 加固前后 8 阶固有频率值列表(Hz)

Tab.3 First 8 order natural frequencies after reinforce(Hz)

	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶	7 阶	8 阶
频率	20.74	33.76	60.09	69.98	78.14	85.63	116.7	121.9
阻尼比/%	14	27	1.0	0.3	1.5	8.3	0.5	1.2

7 号风机加固后重新进行振动测量,相同测点处 12.5 Hz 的振动分量已由 16.36 mm/s 降至 1.74 mm/s,振幅通频值由 13.8 mm/s 降至 4.15 mm/s,如图 8 所示。风机加固后振动已满足限值要求,加固效果明显。

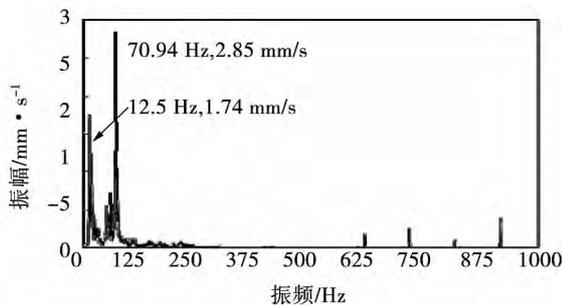


图 8 7 号风机加固后水平方向振动频谱图 (工况 2)

Fig. 8 Vibration spectrum for no. 7 axial flow fan in horizontal direction after reinforce (Working condition #2)

6 结 论

本研究通过分析某核电厂大型柴油发电机组风冷器对称排列的轴流风机的振动频谱及振动模态等,形成如下结论:

(1) 由多台对称排列轴流风机组成的大型风冷器,中间布置的子风机由于支承刚度弱于两侧的风机,同比振动更剧烈。相比于单台风机单独运行工况,在风冷器整体运行时,安装在中间位置的风机振

动幅值增长幅度约为四周布置风机的 2 倍;

(2) 由多台对称排列轴流风机组成的大型风冷器,任意测试其中一台轴流风机-支承系统的模态参数,适用于分析、治理风冷器中其他轴流风机的振动故障;

(3) 风冷器轴流风机振动超标主要原因是支承刚度不足,且在风机工频附近产生水平方向的结构共振。现场通过采取简易加固措施处理,减振效果良好。

同时,该风冷器中轴流风机发生共振时,对其余对称排列的轴流风机的振动传递影响与耦合关系等,有待进一步深入研究,以便更好地摸索与总结这类由多台对称排列子结构体组成的大型机械设备的振动特性。

参考文献:

[1] 胡家忻,罗孟杰,杨德军. 计算大型对称结构的固有频率和振型[J]. 沈阳工业大学学报. 1994 年 02 期.
HU Jia-xin, LUO Meng-Jie, YANG De-jun. Computation of natural frequencies and modes of vibration of large symmetrical structures [J]. Journal of Shenyang Polytechnic University. 1994 (2): 12-17.

[2] 赵宁,刘更高,平等. 计算循环对称结构振动特性的新方法[J]. 机械科学与技术. 1996 年 05 期.
ZHAO Ning, LIU Geng, GAO Ping, et al. A new method for calculating the vibration characteristics of the cyclic symmetric structures [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 1996 (5): 706-710.

[3] 王雪仁,贾地,缪旭弘. 大型复杂结构振动特性分析方法研究[J]. 船舶力学. 2012 年 04 期.
WANG Xue-ren, JIA Di, MIAO Xu-hong. Study on the method for predicting vibration characteristics of large and complex structures [J]. Journal of Ship Mechanics. 2012 (04): 390-398.

[4] JB/T 8689-2014 通风机振动检测及其限值[S],北京,中国标准出版社,1998.
JB/T 8689-2014. Fan vibration detection and its limited value [S]. Beijing: China Standard Press 2014.

[5] 傅志方,华宏星. 模态分析理论及应用[M]. 上海:上海交通大学出版社,2000.
FU Zhi-fang, HUA Hong-xing. Modal analysis theory and application [M]. Shanghai: Shanghai Jiaoda Press. 2000.

(姜雪梅 编辑)

Swirling Counter-flow Combustion [刊, 汉] LI Jin-jing, ZHAO zhen-ning, ZHANG Qing-feng, LI Yuan-yuan (North China Electric Power Research Institute Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100045) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(8). -59~63

The reform of pulverized coal fired boiler with low- NO_x combustion technology causes a series of shortages, such as increase in carbon content in fly ash, rise in spraying water flow rate in steam heater, and frequent overheating of steam heater. In this paper, the total air flow rate, separated overfire air flow rate, and difference of separated overfire air between front and rear walls, were investigated on a 2 070 t/h pulverized coal fired boiler with swirling counter-flow combustion, and the optimized air supplication was obtained. Results showed that with the optimized air supplication, the boiler efficiency increases by 1.38% point, NO_x formation in furnace decreases by 15 mg/m^3 , and the spraying water in super heater and reheater also reduces by 95.2 t/h and 10.6 t/h, respectively. **Key words:** Swirling combustion, counter-flow combustion, low- NO_x combustion, air supplication adjustment, operation optimization

某核电厂风冷器对称排列子风机共振特性 = Resonance Character of Wind-cooler's Sub-Fans Symmetrically Arranged in a Nuclear Power Station [刊, 汉] YANG Zhang, WANG He-xu, JIANG Yan-long (Department of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, China, Post Code: 210016) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(8). -64~68

In this paper, the wind-cooler vibration beyond its limitation in a large-size diesel genset of a nuclear power station was investigated and resolved. The genset is mainly composed of 8 axial-flow fans in symmetry arranged. It was found that the main vibration spectrum component was 12.5 Hz, as wind-fan's rotation frequency through vibration measurement and spectrum analysis was 12.33 Hz. It was also found that the 12.5 Hz is near to the second-order resonance frequency of axial flow fan-supporting system which was 13.6 Hz. The main cause of fan vibration beyond the limitation was too low rigidity of the axial flow fan-supporting system, and structural resonance happened near the rotation frequency of fans, leading to severe and periodic fluctuation in vibration. When the sub-axial flow fan was switched from signal-running mode to all 8 fans running mode in synchronism, the spectrum component of 12.5 Hz increased sharply. With some reinforced measures added in field, the fan vibration drops back to the allowable range. **Key words:** symmetry, axial flow fan, vibration, structural resonance

添加剂对五彩湾煤中钠在燃烧过程中析出的影响 = The Influence of Additive on the Emission of the Sodium Contained in Wucaiwan Coal During Combustion [刊, 汉] TU Sheng-kang, ZHANG Shou-yu (Department of Thermal Engineering, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), SHI Deng-yu (Shanghai J. E Power Plant Equipment Co., LTD, Shanghai, China, Post Code: 200437), PEI Yu-feng (Northeast Electric Power Design Institute of China Power Engineering Consulting Group, Changchun, China, Post Code: 130021) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(8). -69~74