

烟气轮机新型轴毂联接计算及工艺实现

贾汝民*

(兰州石化职业技术学院)

方文

(兰州石化公司机械厂)

丁雪兴

(兰州理工大学)

摘要 介绍了进口烟气轮机轮盘与主轴间新型轴毂联接技术的结构与特点,分别计算了中心杆螺栓在高温工作时所需的剩余预紧力和伸长量以及常温下应有的预紧伸长量;论述了中心杆螺栓内置热源加热预紧的工艺控制过程。

关键词 烟气轮机 轴毂联接 计算 工艺控制

中图分类号 TK14 **文献标识码** A **文章编号** 0254-6094(2010)03-0292-04

烟气轮机是石油化工有限公司中能量回收系统中的关键设备,烟气轮机的轮盘和主轴是其结构组成中的核心组件,它们之间联接的安全性和可靠性是十分重要的。90年代中后期我国部分石化企业引进的国外烟气轮机,改变了传统国产烟气轮机轮盘与主轴轴毂联接的基本方法,其轴毂采用了台阶销联接并通过中心杆螺栓预紧的技术。目前,国内烟气轮机生产企业正在逐步实现进口机型的国产化,但是国内对这种新型的轴毂联接技术和工艺还缺乏充分的计算认知及数据的积累。对这一新型的联接技术进一步研究,并进行必要的计算论证,使联接工艺得到准确的实现,对设备安全运行是十分必要的。

1 烟机新型轴毂联接技术的结构及特点

如图1所示,国产传统烟气轮机轮盘与主轴的轴毂联接均采用空心拉杆螺栓沿主轴法兰盘圆周分布的紧固方法。烟气轮机新型轴毂联接是将6个直径为13mm、高度为23mm的台阶销均布于轮盘与主轴端面之间,如图2和图3所示。烟气轮机是通过中心杆螺栓的预紧将轮盘与主轴间的台阶销沿主轴方向两侧面对压,并利用台阶销轴面的抗剪力和圆柱面的挤压力来传递转矩的。这种方法大大简化了轮盘与主轴的联接结构,沿轮盘圆周紧固的均衡性得到了优化。同时,将紧固件移至烟机高温环境区域之外,避免了螺栓因高

温蠕变造成的联接失效。然而,中心杆螺栓的常温预紧状态受工作时高温膨胀预紧力损失的影响

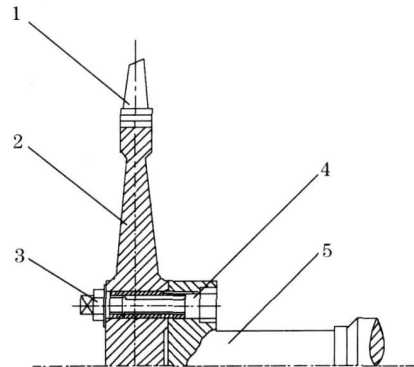


图1 国产烟机轮盘主轴轴毂联接结构图

1——叶片； 2——轮盘； 3——螺母；
4——拉杆； 5——主轴

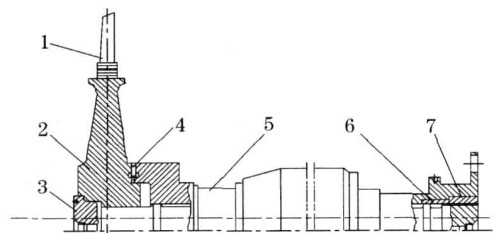


图2 新型轮盘主轴轴毂联接结构图

1——叶片； 2——轮盘； 3——中心杆螺栓；
4——台阶销； 5——主轴； 6——衬套； 7——螺母

* 贾汝民,男,1953年3月生,副教授。甘肃省兰州市,730060。

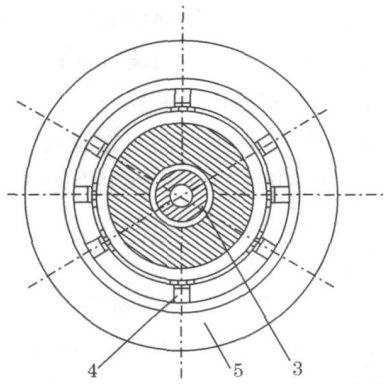


图 3 主轴台阶销分布图

响,若高温下剩余预紧力不足以及预紧工艺控制不当,将导致以高转速、大功率、高温环境为工作特征的燃气轮机轮盘与主轴联接的失败,从而造成事故。

2 中心杆螺栓高温剩余预紧力及伸长量的计算

2.1 高温工作时中心杆螺栓所需剩余预紧力的最小值计算

如上所述,燃气轮机是利用台阶销轴面的抗剪力和挤压力来传递扭矩的。当中心杆螺栓常温下预紧后,进入高温工作状态时,随着材料的热膨胀预紧力产生损失。如图 4 所示,中心杆螺栓的剩余预紧力不足将使轮盘和主轴因机器运转振动等因素发生反向位移,使台阶销的受剪面和挤压面减少,导致台阶销的剪切强度和挤压强度受到威胁。

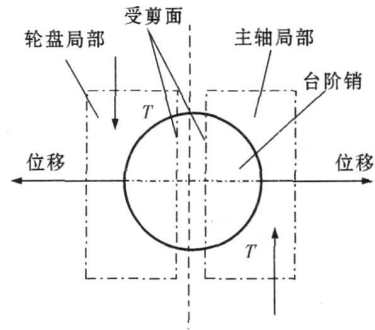


图 4 台阶销受剪面变化示意图

当燃气轮机处于高温工作状态时,中心杆螺栓的剩余预紧力使得每个台阶销沿主轴方向的两个圆柱面受到如图 5a 分布特点的预紧力 F_a 。随着烟机运行后沿圆周方向扭矩 T 传递的作用以及受材料弹性变形的影响,轮盘与台阶销以及主轴与台阶销间的挤压面分别出现微量间隙,台阶销两个圆柱面上受到圆周力 F 和预紧力 F_a 的合力作用,其大小为 F_t ,分布规律如图 5b 所示,当中心杆螺栓紧固后,力的分布规律将视预紧程度的影响而变化。为了防止轮盘和主轴间发生反向位移,通常应使每个台阶销受到的螺栓剩余预紧力 F_a 不小于每个台阶销所受的圆周力 F_t ,为了便于计算台阶销两个圆柱面上的受力分布,可以简化成如图 5c 所示的形式。即:

$$F_a \geq F_t$$

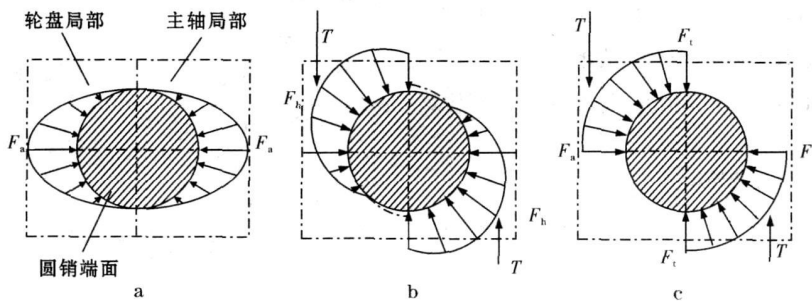


图 5 台阶圆销圆柱面受力分布图

为使联接安全可靠,建议两个力的关系为:

$$F_a = 1.3F_t$$

故高温下轴毂联接工作时中心杆螺栓所需的总剩余预紧力的最小值 $F_{Am\min}$ 应为:

$$F_{Am\min} = 6F_a = 6 \times (1.3F_t) = \frac{1.3 \times 9.55 \times 10^6 N}{nr}, N$$

式中 N —— 燃气轮机的传递功率, kW;

n —— 燃气轮机的转速, r/min;

r —— 台阶销分布圆半径, mm。

2.2 中心杆螺栓高温剩余预紧力下的伸长量计算

由螺栓受力与变形关系而推演的预紧伸长量法^[1],可计算出高温工作环境下中心杆螺栓在剩余预紧力下的伸长量 ΔL_g 为:

$$\Delta L_g \approx \frac{F_{Am \min}}{E} \left(\frac{L_d}{A_1} + \frac{L_2 + L_F}{A_2} \right), \text{ mm}$$

式中 $F_{Am \min}$ ——中心杆螺栓高温总剩余预紧力的最小值, N;

E ——中心杆螺栓材料的弹性模量, MPa;

L_d ——中心杆螺栓光杆长度, mm;

L_2 ——中心杆螺栓螺纹部分的长度, mm;

L_F ——螺纹旋合段等效弹性变形长度(近似取螺母高度的1/3), mm;

A_1 ——中心杆螺栓光杆段的最小横截面积, mm^2 ;

A_2 ——中心杆螺栓螺纹根径的横截面积, mm^2 。

3 中心杆螺栓常温预紧量确定

3.1 中心杆螺栓常温预紧伸长量的计算

为了保证高温工作时中心杆螺栓具有总剩余预紧力的最小值,常温预紧需考虑到高温膨胀下预紧力损失的影响,其常温预紧后的伸长量 ΔL_c 应在高温剩余预紧伸长量 ΔL_g 的基础上,在中心杆螺栓工作温度递降区内,按不同的温度段补偿热膨胀量。图6所示为烟气轮机中心杆螺栓工作时的温度分段示意图^[2],其中, S_1 为轮盘中心段, S_2 为前轴承支承段, S_3 为后轴承支承段, S_4 为中心杆螺母段。

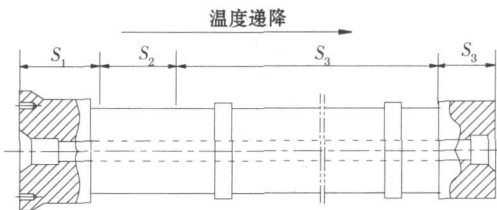


图6 中心杆螺栓工作温度分段示意图

即 $\Delta L_c = \Delta L_g + \sum_{i=1}^n \Delta L_{\alpha i}, \text{ mm}$

各温度段热膨胀量 $\Delta L_{\alpha i}$ 的计算约为:

$$\Delta L_{\alpha i} \approx (\mathfrak{t} - \mathfrak{t}_i) S_i \alpha, \text{ mm}$$

式中 $\Delta L_{\alpha i}$ ——各温度段热膨胀量, mm;

S_i ——各温度段长度, mm;

\mathfrak{t} ——室温(取 20°C);

\mathfrak{t}_i ——各温度段的工作温度, $^\circ\text{C}$;

α ——钢在 $20 \sim 400^\circ\text{C}$ 内的线膨胀系数, $\approx 0.00013^\circ\text{C}^{-1}$ 。

3.2 示例计算

LLE-140 烟气轮机的参数如下:功率 $N = 7\,000\text{kW}$, 转速 $n = 5\,500\text{ r/min}$, 联接材料高温合金钢 GH4169 的弹性模量^[3] $E = 210\text{GPa}$ 使用台阶销为 6 个, 台阶销分布圆半径 $r = 120\text{mm}$, 中心杆螺栓的光杆长度 $L_d = 1\,530\text{mm}$, 螺纹长度 $L_2 = 70\text{mm}$, 经查中心杆螺栓的光杆最小横截面积 $A_1 = 2\,396.6\text{mm}^2$, 标准为 2.5-8UN-2A 螺纹根径的横截面积 $A_2 = 2\,743.4\text{mm}^2$, 螺母高度 $H = 55\text{mm}$, 中心杆螺栓温度递降段长度及工作温度分别为 $S_1 = 230\text{mm}$ (450°C)、 $S_2 = 200\text{mm}$ (300°C)、 $S_3 = 1\,120\text{mm}$ (70°C)、 $S_4 = 100\text{mm}$ (50°C)。试确定轮盘与主轴可靠联接安全运行时,中心杆螺栓常温下的预紧伸长量 ΔL_c 。

中心杆螺栓高温下所需的总剩余预紧力的最小值 $F_{Am \min}$ 为:

$$F_{Am \min} = \frac{1.3 \times 9.55 \times 10^6 \text{ N}}{nr} = \frac{1.3 \times 9.55 \times 10^6 \times 7000}{5500 \times 120} \approx 132\text{kN}$$

则中心杆螺栓高温剩余预紧力下的伸长量 ΔL_g 约为:

$$\Delta L_g = \frac{F_{Am \min}}{E} \left(\frac{L_d}{A_1} + \frac{L_2 + L_F}{A_2} \right) = \frac{F_{Am \min}}{E} \left(\frac{L_d}{A_1} + \frac{L_2 + 0.33H}{A_2} \right) = \frac{132 \times 10^3}{210 \times 10^3} \left(\frac{1530}{2396.6} + \frac{70}{2743.4} + \frac{0.33 \times 55}{2743.4} \right) = 0.42\text{mm}$$

中心杆螺栓高温工作时各温度递降段的热膨胀量 $\Delta L_{\alpha i}$ 为:

$$\Delta L_{\alpha 1} = (\mathfrak{t} - \mathfrak{t}_1) S_1 \alpha = (450 - 20) \times 230 \times 1.3 \times 10^{-5} = 1.29\text{mm}$$

$$\Delta L_{\alpha 2} = (\mathfrak{t} - \mathfrak{t}_2) S_2 \alpha = (300 - 20) \times 150 \times 1.3 \times 10^{-5} = 0.55\text{mm}$$

$$\Delta L_{\alpha 3} = (\mathfrak{t} - \mathfrak{t}_3) S_3 \alpha = (70 - 20) \times 1120 \times 1.3 \times 10^{-5} = 0.73\text{mm}$$

$$\Delta L_{\alpha 4} = (\mathfrak{t} - \mathfrak{t}_4) S_4 \alpha = (50 - 20) \times 100 \times$$

$$1.3 \times 10^{-5} = 0.04 \text{ mm}$$

则中心杆螺栓常温预紧下的伸长量 ΔL_t 至少应控制在:

$$\Delta L_t = \Delta L_g + \sum_{i=1}^n \Delta L_{e_i} = 0.42 + (1.29 + 0.55 + 0.73 + 0.04) = 3.03 \text{ mm}$$

4 中心杆螺栓内置热源加热预紧的工艺及控制

大功率烟气轮机的中心杆螺栓的尺寸通常较大,约为 $\phi 50 \sim 70 \text{ mm} \times 1\,500 \sim 1\,700 \text{ mm}$ 之间。为了保证高温工作时的中心杆螺栓剩余预紧程度足够,常温下中心杆螺栓通常具有较大的预紧伸长量,在常温下需实施超常态预紧来加大预紧程度。然而,这种过度的预紧所带来的危害是,螺纹体易产生塑性变形而强度受损,螺纹根部应力幅度加大易产生裂纹,形成疲劳源危及机器的安全。目前,所采用的拉杆螺栓热装工艺^[4]或中心杆螺栓空心内置热源加热预紧的工艺^[5],可以消除上述影响。其工艺方法综合如下:将热电阻棒贯穿于中心杆螺栓通孔内,用自偶变压器经 3~4h 逐级缓慢将其加热至 200~300℃ 左右,保证中心杆螺栓通体由内到外均匀加热;将螺母适量拧紧后让其缓慢冷却,并要求温度回落至室温后,用长度测微仪或大尺寸弓形测长尺精确测定出中心杆螺栓常温下的伸长量 ΔL_t , 保证高温工作时中心杆螺栓具有必要的剩余预紧力。若长度不符合要求,上述工艺可重复进行。

5 结束语

国外烟气轮机轮盘与主轴的新型轴毂联接技

术具有结构简单、联接可靠、紧固均衡以及螺纹体不易产生高温蠕变等优点,烟气轮机生产企业在工艺实现及控制上应注意以下环节:

- a 根据烟气轮机功率和转速准确计算高温下所需要的剩余预紧力及伸长量;
- b 准确测定中心杆螺栓工作时温度递减区的区间长度、温度及热膨胀量;
- c 利用中心杆螺栓空心内置热源进行加热预紧时,应注意控制加热温度和时间,其标准是材料组织不发生大的变化,螺纹体具有最小的变形量;
- d 中心杆螺栓加热预紧冷却至室温时的伸长量,应使用精确的长度测微仪进行测量,以保证预紧程度足够安全。

参 考 文 献

- 1 陈榕林. 机械设计应用手册. 北京: 科学技术文献出版社, 1995
- 2 白云, 任旭阳, 卢纲等. YL型烟气轮机安装运行中动静部件间隙分析. 中外能源, 2008, 13(增 1): 67~71
- 3 韦家虎, 张麦仓. 烟气轮机涡轮盘高温合金剩余寿命预测. 失效分析与预防, 2008, 3(3): 65~68
- 4 马小成, 邱艳芳. 大型烟气轮机拉杆螺栓热装工艺探讨. 通用机械, 2008(6): 81~82
- 5 贾汝民, 方文. 空心螺栓内置加热预紧法的应用. 机械工程师, 2008(5): 91~92

(收稿日期: 2009-10-29, 修回日期: 2009-11-21)

Calculation and Process Realization of the New Type Hub Connection of the Flue Gas Turbine Expanders

JIA Run¹, FANG Wen², DING Xuexing³

¹Lanzhou Petrochemical College of Vocational Technology, Lanzhou, 730060, Gansu, China;

²Machinery Plant, CNPC Lanzhou Petrochemical Company, Lanzhou, 730060, Gansu, China;

³Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050, Gansu, China)

Abstract The structure and characteristics of the technology of the new type hub connection between the wheel trays and the principal axles of the imported flue gas turbine expanders were presented. The necessary residual pre-tightening force and the elongation of the bolts of the central pole in high temperature conditions and the necessary pre-tightening elongation of the bolts of the central pole in room temperatures were respectively calculated. The technical control process of the heating and pre-tightening of the built-in heat supply was described.

Keywords Flue Gas Turbine Expander Hub Connection Calculation Technology Control