

## 大型汽轮机组汽流激振及配汽优化研究

李刚<sup>1</sup>, 胥建群<sup>1</sup>, 李玲<sup>1</sup>, 石永锋<sup>2</sup>

(1.东南大学能源与环境学院, 江苏南京 210096; 2.华电电力科学研究院, 浙江杭州 310030)

**摘要:**针对某电厂 600 MW 亚临界汽轮机通流部分改造后, 在单阀切换多阀运行时出现的汽流激振问题, 重点分析喷嘴配汽引起汽流激振的机理, 并结合机组实际情况进行顺序阀试验与轴承载荷的理论计算, 得出配汽优化方案并成功应用于该机组配汽改造。

**关键词:**汽轮机组; 汽流激振; 配汽优化; 顺序阀试验; 轴承载荷

**中图分类号:** T263.4

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1009-0665(2010)05-0011-05

汽流激振(或蒸汽激振、蒸汽涡动)是汽轮发电机组运行中轴系最可能产生的不稳定自激振动, 是由汽轮机内部汽流激振力激励下引起的转子超常振动, 通常与机组所带负荷有关, 主要产生于大容量、高参数机组的高压或高中压转子上。目前, 喷嘴配汽机组采用顺序阀运行, 即只有一个调节阀进行开度调节, 其余的调节阀保持全开或全关, 处于非对称性的部分进汽状态, 调门的动作又会使部分进汽的方式发生变化, 容易引发汽流激振。国内外众多学者对喷嘴配汽引起的汽流激振问题进行了大量的研究和分析。如文献[1]介绍了配汽方式对机组轴系的影响及配汽优化思想; 文献[2, 3]介绍了不平衡汽流力的产生机理; 文献[4]通过仿真研究了配汽对轴系稳定性的影响; 文献[5-7]介绍了配汽不平衡汽流力对轴振及瓦温的影响; 另外, 还有大量的文献对各电厂因汽流激振进行的汽轮机配汽优化改造进行了报道。

某电厂 600 MW 亚临界汽轮机组在通流改造后, 投顺序阀时出现了汽流激振问题。针对此现象, 文中重点分析由喷嘴配汽引起汽流激振的机理, 并介绍相应的解决思路; 同时, 对该机组进行顺序阀试验与轴承载荷计算, 得出配汽优化方案。

## 1 喷嘴配汽引起汽流激振的机理

### 1.1 配汽过程中的不平衡汽流力

蒸汽在调节级中流动时, 对调节级动叶片产生汽流力的作用。当调节级均匀进汽时, 对角的 2 个喷嘴组所产生的汽流力方向相反, 若喷嘴组面积相等, 调节级汽流力除产生驱动转子旋转的扭矩外, 切向汽流力所产生的通过转轴中心的力和轴向汽流力对转轴的翻转力矩均匀地分布于整个圆周, 能够完全自平衡。但当调节级部分进汽时, 没有流过蒸汽的喷嘴组不产生汽流力, 若进汽是非对角的, 则它们

不能够自平衡, 或者对称的 2 个阀门开度不同时产生的汽流力也不能自平衡, 表现出调节级配汽不平衡出现汽流力的作用(又称配汽剩余汽流力)。此力在机组的各轴承处产生附加载荷。当不平衡的汽流力足够大时, 将破坏转子-轴系稳定性, 激发转子的振动。

部分进汽横向汽流力  $F_B$  与轴向汽流力  $F_Z$  计算公式如下:

$$F_B = G(w_2 \cos \beta_2 + w_1 \cos \beta_1) \quad (1)$$

$$F_Z = G(w_2 \sin \beta_2 - w_1 \sin \beta_1) \quad (2)$$

式中:  $G$  为机组流量;  $w_1$  为动叶进口相对速度;  $w_2$  为动叶出口相对速度;  $\beta_1$  为动叶进口汽流方向角;  $\beta_2$  为动叶出口汽流方向。

图 1 与图 2 为单个喷嘴组进汽时调节级转子的受力情况。仅 I 阀进汽时, 其余喷嘴组对应的动叶弧段几乎没有汽流流过, 因此汽流对转子的作用力合成弯矩  $T$  和一个横向力  $F_B$ 。该横向力  $F_B$  的存在使原有轴承载荷发生了变化, 轴承特性也随之变化, 最终导致转子-轴承系统稳定性的改变。

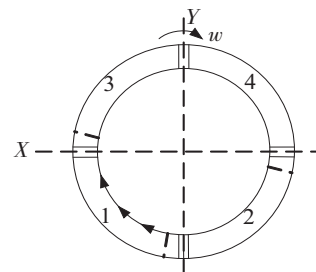


图 1 仅 I 阀进汽情况下不平衡汽流力

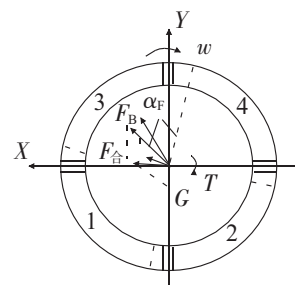


图 2 仅 I 阀进汽情况下调节级转子受力

## 1.2 汽流激振的产生

由配汽不平衡汽流力的产生机理可知,主汽压力变化对调节级配汽不平衡汽流力的大小会有直接影响。当主汽压力升高时,调节级配汽不平衡汽流力将增大,故汽流激振多发生于较高负荷。随着机组容量的增大,主汽参数向着超临界、超超临界发展,不平衡汽流力的影响将更加显著。由于不平衡汽流力产生于调节级,所以只会对靠近调节级的各瓦轴心偏移产生影响,即对高(中)压轴瓦影响最为严重,而对远离调节级的各瓦轴心位置影响不大。

轴承稳定性降低及转子在汽缸中的位置不对中是产生汽流激振的根本原因。调节级配汽不平衡汽流力的存在会导致较明显的轴心偏移,并且有时也会抬升转子,降低轴承稳定性。

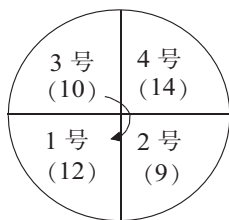
## 2 配汽优化思想

### 2.1 对称进汽

配汽优化的基本思想是采用完全对称进汽的配汽方式,消除配汽过程中的不平衡汽流力。

#### 2.1.1 阀门重组消除汽流力

为提高运行经济性和安全性,实现不同的阀门组合是满足机组特定需求的方法。机组喷嘴的布置如图3所示。例如,机组的喷嘴数,3号为10只喷嘴,4号为14只喷嘴,2号为9只喷嘴,1号为12只喷嘴。为了能使机组在更大的负荷范围内保持对角进汽状态,保持较小的不平衡汽流力,采用先1号和4号对角同步开启;但由于4号、1号喷嘴面积大,这使得在较低负荷区4号、1号阀开度相对较小,节流损失大,效率偏低,而在高负荷区由于不必开启第三个阀门,效率较高。由于机组很少运行在较低负荷区,低负荷区效率偏低的矛盾不是很明显。如果想提高低负荷区的效率,可以先2号、3号对角同步开启。



从机头向机尾看

图3 机组喷嘴布置及个数

对称对角进汽能完全消除配汽不平衡汽流力,当负荷继续升高时,为了进一步降低节流损失,提高机组在高负荷区的调节级效率,可以采用对称对角进汽与顺序进汽相结合的配汽方案(如:4+1→2→3),即最先开两对角进汽阀,在高负荷区再顺序开启

其余两阀。在高负荷区域,此方案虽然不能将调节级配汽不平衡汽流力完全抵消,但由于最先开启的4号阀能够提供机组总汽流量70%左右,当2号、3号阀顺序开启时,配汽不平衡汽流力已不大。

#### 2.1.2 利用配汽方式调整高压转子轴承载荷

额定工作外载荷是轴承正常工作的根本保证。在某些情况下,由于机组安装上的问题,致使轴承外载荷与额定载荷偏离,从而影响机组正常工作。通过改变调门开启顺序及开启程度,可以控制配汽不平衡汽流力的大小和方向,使其成为所需要的力,以达到调整轴承外载荷的目的。当轴承载荷偏低时,轴承无法提供足够的阻尼抑制机组出现自激振动,此时通过改变配汽方式,产生一个向下的、大小合适的不平衡汽流力,增加轴承载荷,可以在很大程度上抑制故障的发生。这样就可不停机的情况下,达到临时消除故障的目的。

### 2.2 降参数或者单阀运行

电厂根据实际运行经验,在变负荷时采用降参数运行,使故障得到缓解。这是因为降参数运行时,半开阀门的开度可以大些,且运行参数较低,从配汽不平衡汽流力的产生机理可知,配汽不平衡汽流力会较正常负荷运行时小。所以,机组的轴心位置的偏移在负荷变化过程中也会减小,能够使故障得到缓解。单阀运行时,由于几乎不存在不平衡汽流力,轴振明显低于顺序阀运行。但此法以牺牲机组经济性来保证安全性。

## 3 汽轮机配汽优化实例

### 3.1 国内部分汽轮机配汽改进

国内大量亚临界、超临界机组在单阀切换成顺序阀运行时,出现了汽流激振问题。故障多发生在高中压转子处,以调节级附近最为严重。实际运行中无法进行正常的喷嘴调节,只能采用节流调节,从而导致调节级节流损失大,严重影响机组经济性。

各电厂对投顺序阀引起汽流激振问题的解决方案基本上都是优化顺序阀,采用对角进汽,并降低节流损失,提高机组效率。优化顺序阀投运后瓦温、瓦振和轴振都有了很好改善,达到了比较理想的水平。对图4所示的阀门配置,在所调查的电厂中采用对角进汽与顺序进汽相结合的配汽方案。国内部分600 MW(含300 MW)机组顺序阀优化方案如表1所示(从机头向发电机看)。

### 3.2 600 MW 汽轮机配汽优化

#### 3.2.1 机组概况

某电厂600 MW汽轮机为哈尔滨汽轮机厂引进美国西屋技术生产,型号N600-170/535/537,亚

表 1 国内部分 600 MW 汽轮机组配汽改进方案

| 生产厂家     | 汽轮机型号                  | 原顺序阀    | 改进顺序阀                | 改进顺序阀图示 |
|----------|------------------------|---------|----------------------|---------|
| 上汽引进西屋技术 | N600-16.7/538/538      | 3+4→1→2 | 1+4→2→3              |         |
| 上汽引进西屋技术 | C600-16.7/0.75/538/538 | 3+4→1→2 | 2+3→1→4              |         |
| 哈汽引进西屋技术 | N600-16.7/537/537      | 3+4→1→2 | 2+3→4→1              |         |
| 西屋       | TC4F2980 亚临界 600 MW    | 3+4→1→2 | 1+4→2→3<br>或 2+3→4→1 |         |
| 东汽       | N300-16.7/537/537-3    | 2+3→1→4 | 2+3→4→1              |         |
| 上汽       | N600-24.2/566/566      | 3+4→1→2 | 3+4→2→1              |         |

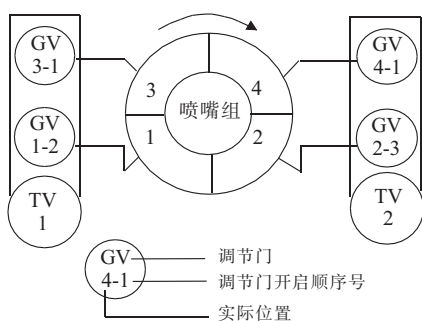


图 4 阀门配置和开启顺序

临界,中间再热、四缸四排汽凝汽式汽轮机。机组设计的阀门配置见图 4,顺序阀为 3+4→1→2,配汽机构数据见表 2,机组轴系见图 5。

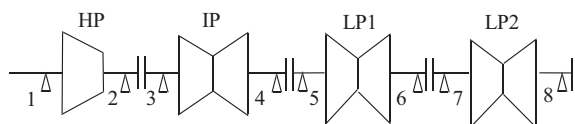


图 5 600 MW 汽轮机轴系示意简图

在机组通流部分改造后,汽机单阀切换多阀运行时,引起 1 号、2 号瓦温度急骤升高,短时最高达 105℃,后下降,稳定在 91℃;且振动异常变化,振动最大达 108 μm,变化非常敏感。分析表明,喷嘴配汽引起的汽流激振是产生轴系振动和轴瓦温度升高的根本原因。借鉴国内部分 600 MW 汽轮机组配汽改进方案,文中对该机组进行顺序阀试验与轴承载荷的理论计算,以寻找合理配汽方案。

### 3.2.2 顺序阀试验

根据顺序阀试验,采取 1+4→3→2 方式,负荷 560 MW,当 2 号阀关闭时,1 号轴承 1 号瓦温偏高、瓦振上升;采取 1+4→2→3 方式,负荷 630 MW,关 3 号阀至 20%时,1 号轴承 2 号瓦温度偏高;又进行了

表 2 配汽机构数据表

| 阀号 | 阀门公称内径/mm | 阀门公称面积/mm <sup>2</sup> | 每阀控制喷嘴数/只 | 每阀控制面积/mm <sup>2</sup> | 累计喷嘴数/只 |
|----|-----------|------------------------|-----------|------------------------|---------|
| 1  | 196.85    | 30 434                 | 34        | 11 105.7               | 34      |
| 2  | 196.85    | 30 434                 | 34        | 11 105.7               | 68      |
| 3  | 196.85    | 30 434                 | 34        | 11 105.7               | 102     |
| 4  | 196.85    | 30 434                 | 34        | 11 105.7               | 136     |

1+4→3+2 方式下试验,结果表明,由于对称配汽,瓦温和振动明显好转,但 2 号阀和 3 号阀需同时参与节流调节,节流损失有所增加,降低了机组效率。另外,1+4→3+2 运行方式不能单独关闭 2 号阀或者 3 号阀,只能同时关闭或关小 2 号阀和 3 号阀,如此则不能在三阀运行。

### 3.2.3 轴承载荷计算分析

针对不同的阀门开启顺序,分别计算轴承载荷  $F$ (载荷规定向下)。

$$F = \sum_{a=1}^s F_{ra} \cos \Phi_{ka} \quad (3)$$

式中: $F_{ra}$  为第  $a$  瓦所受径向力; $\Phi_{ka}$  为第  $a$  瓦支点位置角。计算结果如图 6—11 所示。

(1) 原设计: 3+4→1→2。

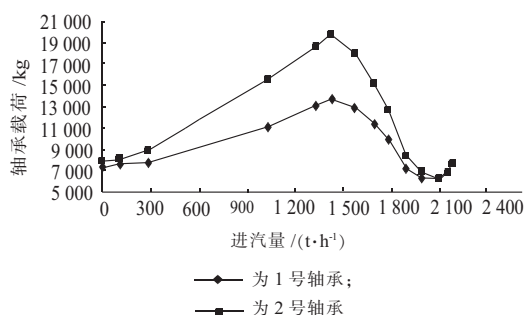


图 6 原设计轴承载荷与进汽量关系

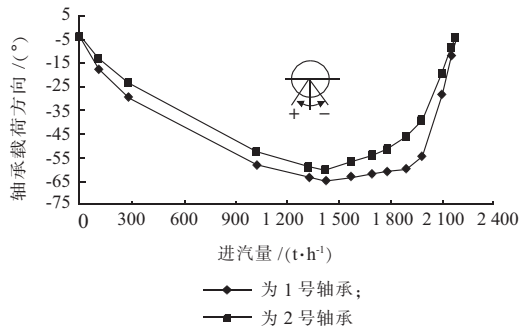


图 7 原设计轴承载荷方向与进汽量关系

(2) 改进方案一:3+2→4→1。

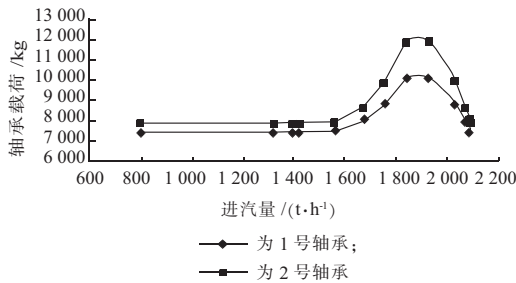


图 8 改进方案一轴承载荷与进汽量关系

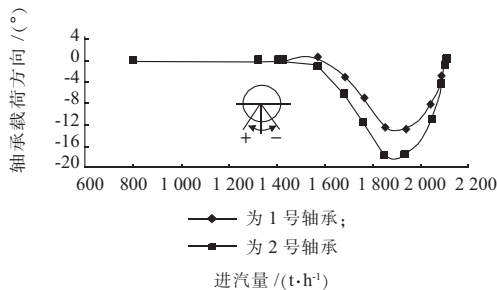


图 9 改进方案一轴承载荷方向与进汽量关系

(3) 改进方案二:3+2→1→4。

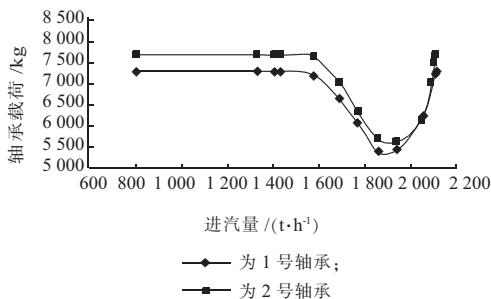


图 10 改进方案二轴承载荷与进汽量的关系

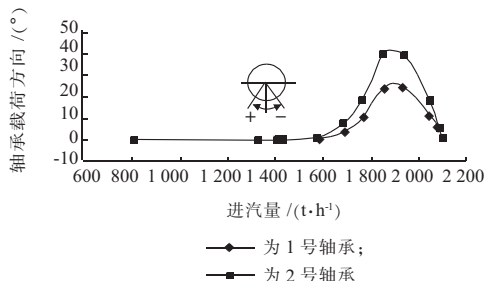


图 11 改进方案二轴承载荷方向与进汽量的关系

通过上述分析,发现原设计的顺序阀开启顺序3+4→1→2不合理,轴承比压已经超过了设计允许值,引起油温高或振动大的现象,因此不能再使用。改进方案一3+2→4→1开启,轴承载荷有所增加,但在设计允许比压范围内,对油温和振动影响较小,因此可以采用。改进方案二3+2→1→4开启,轴承载荷降低,对机组稳定性会有影响,造成运行的不稳定。根据顺序阀试验,并结合计算,采用改进方案一3+2→4→1开启顺序。

### 3.3 配汽改造效果

采用顺序阀3+2→4→1后,在运行中对汽轮机1号—4号轴承振动与轴瓦温度数据进行监测,试验数据见表4。监测数据表明:配汽优化后,机组运行中轴振和瓦温等指标达到安全值,并避免了1+4→3+2运行方式中2号和3号阀同时参与节流调节,机组效率低的问题。

表 4 600 MW 汽轮机配汽优化后 1号—4号轴承振动数据

| 项目             | 功率 / MW |       |       |       |
|----------------|---------|-------|-------|-------|
|                | 300     | 420   | 540   | 630   |
| 阀门开度 / %       |         |       |       |       |
| GV1            | 1       | 0     | 1     | 19    |
| GV2            | 97      | 99    | 99    | 99    |
| GV3            | 97      | 100   | 99    | 99    |
| GV4            | 17      | 23    | 33    | 97    |
| 振动值 / μm       |         |       |       |       |
| 1号轴承 X向 / Y向   | 39/36   | 46/38 | 50/42 | 61/50 |
| 2号轴承 X向 / Y向   | 74/57   | 82/57 | 81/61 | 80/65 |
| 3号轴承 X向 / Y向   | 73/61   | 77/58 | 80/52 | 81/55 |
| 4号轴承 X向 / Y向   | 81/61   | 84/62 | 82/61 | 81/61 |
| 轴瓦温度 / °C      |         |       |       |       |
| 1号轴承 1号瓦 / 2号瓦 | 75/78   | 74/74 | 75/66 | 73/66 |
| 2号轴承 1号瓦 / 2号瓦 | 82/74   | 77/70 | 72/66 | 71/62 |
| 3号轴承 1号瓦 / 2号瓦 | 52/58   | 52/58 | 53/57 | 53/57 |
| 4号轴承 1号瓦 / 2号瓦 | 81/76   | 81/77 | 84/78 | 84/77 |

## 4 结束语

(1) 喷嘴配汽时,不对称进汽产生的不平衡汽流是导致汽流激振的主要原因,采用完全对称进汽的配汽方式是解决喷嘴配汽产生汽流激振的基本思想。

(2) 对国内部分600 MW汽轮机配汽优化的调查发现,优化顺序阀是解决配汽引发汽流激振的主要措施。

(3) 针对某电厂600 MW亚临界汽轮机通流改造后投顺序阀时的汽流激振问题,进行了顺序阀试验及轴承载荷理论计算,确定了配汽优化方案:顺序阀由3+4→1→2改为3+2→4→1。比较成功地解决

了该机组切换顺序阀时轴瓦温度偏高与轴振偏大问题。

#### 参考文献:

- [1] 于达仁,刘占生,李 强,等.汽轮机配汽设计的优化[J]. 动力工程,2007,24(7):8-12.
- [2] 史进渊,孙 庆,危 奇,等.超超临界汽轮机汽流激振的研究[J].动力工程,2003,23(5):2620-2623.
- [3] 纪海东,于达仁.汽轮机配汽剩余汽流对轴系影响的研究[J].黑龙江电力,2003,25(5):355-358.
- [4] 高 林,戴义平,王志强,等.大功率汽轮机配汽方式对轴系稳定性的影响[J].中国电机工程学报,2008,28(35):84-88.
- [5] 孙 庆,危 奇,钟小萍,等.蒸汽激振及其对大机组轴系振动和稳定性影响的计算分析研究[J].汽轮机技术,2003,45(1):20-22.
- [6] 田 丰,邓少翔,韩景复,等.国产 600 MW 汽轮机配汽特性

对轴承温度影响试验研究[J].汽轮机技术,2009,51(1):64-69.

- [7] 徐熙瑾,王学根,朱朝阳.改变阀门配汽特性降低主机轴承温度[J].汽轮机技术,2007,49(3):220-222.

#### 作者简介:

李 刚(1985-),男,安徽人,硕士研究生,研究方向为汽轮机组性能分析、故障诊断与节能技术;

胥建群(1959-),男,博士/教授,长期从事电站性能分析、故障诊断、寿命预测、仿真建模和汽轮机运行特性的教学与科研工作;

李 玲(1987-),女,浙江人,硕士研究生,研究方向为汽轮机故障诊断与分析;

石永锋(1978-),男,江苏人,工学硕士,工程师,主要从事汽轮机组改造,性能分析与故障诊断等工作。

## Research on Steam-flow Excitation and Optimization Design for Steam Distribution of Large-scale Steam Turbine Unit

LI Gang<sup>1</sup>, XU Jian-qun<sup>1</sup>, LI Ling<sup>1</sup>, SHI Yong-feng<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China;

2. Huadian Electric Power Research Institute, Hangzhou 310030, China )

**Abstract:** The mechanism of the steam-flow excitation triggered by nozzle governing is the main issue analyzed in the paper as steam-flow excitation phenomenon occurred frequently just after the reform of the turbine flow path in a 600MW steam turbine. According to the sequence valve test and bearing load calculation, optimization solution for steam distribution was achieved, and it was applied to steam distribution reform of the 600MW steam turbine unit successfully.

**Key words:** steam turbine unit; steam-flow excitation; optimization design for steam distribution; sequence valve test; bearing load

## 广 告 索 引

|                    |        |                       |      |
|--------------------|--------|-----------------------|------|
| 中国华电集团公司江苏分公司      | 封面     | 国网电力科学研究院江苏淮胜电缆有限责任公司 |      |
| 《江苏电机工程》协办单位       | 前插 2、3 |                       | 封三   |
| 江苏泰事达电气有限公司        | 封二     | 南京南瑞继保电气有限公司          | 前插 1 |
| 《江苏电机工程》协办单位       | 前插 4   | 南京南瑞集团公司              | 封底   |
| 江阴胜源华电高压电器有限公司(黑白) | 文前 1   |                       |      |

## 下 期 要 目

- 配网三相电压不平衡分析与处理
- 500 kV 玉山智能变电站试验技术应用
- 继电保护报文模拟数据系统研究
- 基于同步向量的电力故障录波监制系统
- 基于联系数的输电系统可靠性评估
- 红外成像技术在发电厂中的应用
- 用户电容器组串联电抗器烧毁分析
- 某主蒸汽输水管频繁暴漏的应力分析
- 复亚闭锁引起的变压器后备保护死区分析
- 江苏某发电厂上网关口计量故障及电量退补计算
- 基于 CIM 的电力系统图形平台研究
- 500 kV 变电站自动化系统进行无缝改造方案研究