

# 供热机组抽汽改造方案及试验分析

刘利,徐威,陈啸,陈鑫,王乃斌

(中电华创电力技术研究有限公司,上海 200086)

**摘要:**为提高供热机组抽汽供热能力,需对机组进行抽汽改造。通过对比多种抽汽改造方案,确定通过中压调节阀调节热段再热抽汽的方案最具可行性,能在低负荷运行工况下满足用户对高温高压蒸汽的需求。改造后对机组的经济性和安全性进行分析,结果显示,较低负荷下,随着抽汽量的增大,主蒸汽流量增大,高压缸效率升高,中压缸效率下降,中、低压缸进汽流量略有减少,辅机耗电量略有增加,机组振动、轴向位移等参数良好。

**关键词:**供热机组;供热改造;中压调节阀;热段再热蒸汽;抽汽

**中图分类号:**TM 617

**文献标志码:**B

**文章编号:**1674-1951(2018)09-0038-02

## 0 引言

近几年,随着节能减排工作的深入开展,越来越多的机组进行了供热改造,以提高机组的经济性。由于工业抽汽参数的提高以及机组深度调峰的需要,再热蒸汽抽汽供热成为很多机组的首选。为了满足用户对高温高压蒸汽的需求,浙能长兴电厂对330 MW机组进行了中压调节阀抽汽试验,但抽汽量较小<sup>[1]</sup>;同时,该公司还对660 MW超临界机组中压调节阀抽汽的可行性以及汽轮机数字电液控制(DEH)系统进行了试验研究<sup>[2-4]</sup>。

江苏常熟发电有限公司330 MW机组为亚临界机组,目前供热汽源主要为再热器热段(以下简称热再)抽汽,额定负荷下抽汽量为50 t/h,但随着负荷的下降,机组的抽汽能力下降,供汽参数也随之降低,不能满足用户要求。

随着热用户的不断增多,根据市政规划,未来远期供热需求将达到500 t/h左右,但机组负荷却在逐年下降,因此,要求单机供热量达到200 t/h左右,供热参数为1.8 MPa,450℃。目前的机组将难以满足潜在需求,亟须通过供热改造提升机组抽汽供热能力。

## 1 供热机组工业抽汽改造方案

现有的机组工业抽汽改造方案主要包含以下3种。

### 1.1 压力匹配器供热方案

压力匹配器也称蒸汽喷射压缩器,是将高于供汽压力和低于供汽压力的两种蒸汽混合,以满足供汽压力要求。该330 MW机组中、低压连通管的压

力仅有0.25 MPa,距离1.8 MPa的抽汽压力要求甚远,无法满足压力匹配器的引射抽吸。

### 1.2 旋转隔板供热方案

采用旋转隔板方案时,需要考虑高温变形和转动环卡涩的问题。在抽汽压力高于1.8 MPa、温度达450℃左右时,旋转隔板容易发生卡涩(在此温度下,旋转隔板的卡涩率超过50%),可靠性大幅度降低,且中压缸效率降低,故不推荐该方案。

### 1.3 热再蒸汽通过中压调节阀调整抽汽方案

从汽轮机抽汽向外供热,分非可调抽汽和可调抽汽两种方式。

(1)非可调抽汽方式。非可调抽汽方式的最大优点是结构简单、操作方便,回热抽汽均采用非可调抽汽。弊端是随着机组负荷的变化,抽汽量变化时,抽汽口的压力随之变化(冷凝式汽轮机的抽汽压力可近似认为与抽汽口后的流量成正比),限制了它的应用。

(2)可调抽汽。采用可调抽汽方式,一定负荷下抽汽量大幅度变化时,抽汽口的压力波动极小。抽汽形式有中、低压缸间供暖的低参数抽汽,也有高、中压缸之间或中、低压缸之间的工业抽汽。在高、中压缸之间抽汽时,通常把原中压调节阀作为调节阀而不另加阀门。在新增的供汽管道内一般布置逆止阀、快速关闭阀、调节阀等,可确保供汽压力稳定。若抽汽管道上不设置这些阀门,即使采用可调抽汽方式,随机组负荷的升降,抽汽压力仍有变化,并且对汽轮机通流有节流作用。

抽汽量和发电量的计算基于汽轮机制造厂提供的各工况的热力数据。纯凝工况下,随着机组负荷的降低,中压缸进汽压力降低。60%额定负荷时对应的中压缸进汽压力为2.00 MPa,50%额定负荷时对应的中压缸进汽压力为1.70 MPa左右,机组负荷

进一步降低就难以供应 1.80 MPa 的蒸汽。

图 1 为该机组采用可调抽汽和非可调抽汽时高压缸排汽(以下简称高排)压力随主蒸汽流量变化的曲线。考虑到再热管道的压损,高排压力要达到 1.90 MPa 以上才能满足热再抽汽压力达 1.80 MPa 的要求。从图 1 可以看出:非可调抽汽方式下高排压力随机组负荷下降较快,主蒸汽流量低于 800 t/h 时就难以满足高排压力为 1.90 MPa 的要求;而可调抽汽方式下,高排压力随机组负荷的变化则平缓得多,满足高排压力为 1.90 MPa 的负荷范围更宽。

综合考虑后,选用中压调节阀调节抽汽方案,能够满足高温高压抽汽要求。

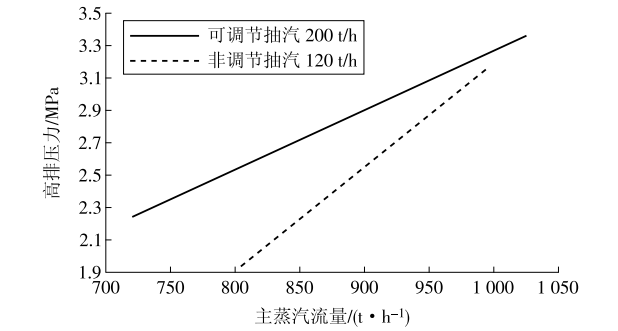


图 1 两种抽汽方式下高排压力随机组负荷变化曲线

## 2 中压调节阀抽汽改造的经济性

中压调节阀调节抽汽改造后,对机组在 250 MW 负荷下的经济性和安全性进行了试验研究,经济性指标分析如下。

(1)缸效率。从表 1 可知,250 MW 负荷下,随着抽汽流量的增大,主蒸汽流量增大,在抽汽流量为 150 t/h 的工况下,主蒸汽流量比纯凝工况增 99.12 t/h。因此,高压调节阀开度增大,节流损失减小,高压缸效率升高 1.75 百分点。同时,在纯凝工况以及供热 100 t/h 以下工况,中压调节阀全开,不存在节流;而供热 150 t/h 工况下中压调节阀处于单阀状态,开度为 50% 左右,存在一定的节流,导致中压缸效率降低 1.27 百分点。建议进行顺序阀控制,减少节流损失。

(2)抽汽级压力。从表 2 可知,随着抽汽流量的增大,一段抽汽与二段抽汽压力逐渐增大,三段抽汽与四段抽汽压力略有降低,说明高压缸蒸汽流量增大,中压缸蒸汽流量减小。在负荷不变的情况下,增加的供热抽汽主要是在高压缸做功,高压缸出力增大的同时,为了保持机组负荷不变,中、低压缸出力降低,因此中、低压缸蒸汽流量略有减小。

(3)经济指标。从表 1 可以看出,随着供热流量的增大,汽机热耗逐渐降低。与纯凝工况比,供热

| 表 1 各工况主要经济指标 |           |         |            |            |
|---------------|-----------|---------|------------|------------|
| 项目            | 单位        | 工况      |            |            |
|               |           | 纯凝      | 供热 100 t/h | 供热 150 t/h |
| 发电机功率         | MW        | 252.71  | 252.38     | 251.32     |
| #1 中压调节阀开度    | %         | 100     | 100        | 51         |
| #2 中压调节阀开度    | %         | 100     | 100        | 47         |
| #3 中压调节阀开度    | %         | 100     | 100        | 50         |
| #4 中压调节阀开度    | %         | 100     | 100        | 49         |
| 主蒸汽流量         | t/h       | 746.04  | 813.97     | 845.16     |
| 供热压力          | MPa       | 0       | 1.74       | 1.72       |
| 供热温度          | ℃         | 0       | 338.38     | 338.74     |
| 供热流量          | t/h       | 0       | 100.35     | 144.96     |
| 机组热耗          | kJ/(kW·h) | 8389.97 | 7943.56    | 7730.91    |
| 高压缸效率         | %         | 76.78   | 78.10      | 78.53      |
| 中压缸效率         | %         | 90.80   | 91.06      | 89.79      |
| 厂用电率          | %         | 5.83    | 6.21       | 6.47       |

| 表 2 各抽汽段压力 |       |            |            | MPa |
|------------|-------|------------|------------|-----|
| 压力         | 工况    |            |            |     |
|            | 纯凝    | 供热 100 t/h | 供热 150 t/h |     |
| 主蒸汽        | 16.27 | 16.19      | 16.20      |     |
| 一段抽汽       | 4.02  | 4.15       | 4.31       |     |
| 二段抽汽       | 2.90  | 2.86       | 2.98       |     |
| 三段抽汽       | 1.27  | 1.21       | 1.20       |     |
| 四段抽汽       | 0.76  | 0.71       | 0.70       |     |

150 t/h 的工况热耗降低 659.06 kJ/(kW·h)。通过等效热降计算,供热抽汽 1 t/h 会降低热耗 4.5 kJ/(kW·h),影响发电机功率 0.25 MW 左右。

随着供热流量增大,厂用电率逐渐升高。与纯凝工况比,供热 150 t/h 的工况厂用电率升高 0.64%,主要原因是机组负荷保持不变,但主蒸汽流量增大,锅炉蒸发量增大,导致各大辅机(如凝结水泵、引风机、送风机等)耗电量升高。

## 3 改造的安全性

由表 3 可知:随着供热抽汽流量的增大,机组轴向位移和差胀略有增大,但仍在合理范围内;推力瓦温和轴承振动基本保持不变,均在合格范围内。由此可见,增大热再蒸汽抽汽量,对机组轴向位移、振动等基本没有影响,不影响机组的(下转第 43 页)

机组重新挂闸后冲转,在 1 300 r/min 转速下暖机 3 h,各瓦振动保持稳定。暖机结束后机组继续冲转,过临界转速时 2X 轴振通频幅值最高达 190  $\mu\text{m}$ (如图 10 所示)。检查机组冲转参数设置,升速率为 100 (r/min)/min,低于规程要求的 300 (r/min)/min,使机组在临界转速附近停留时间过长,引起共振。

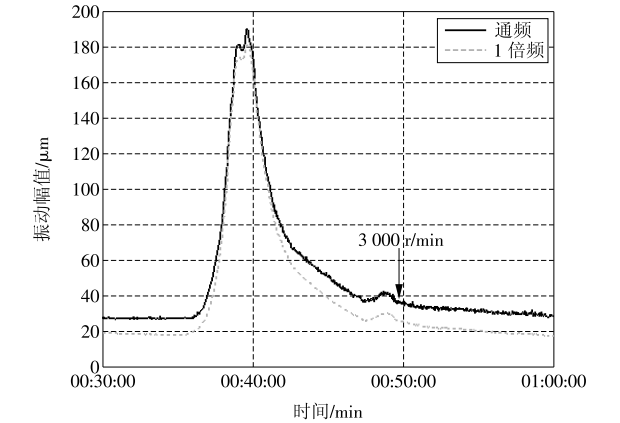


图 10 第 2 次冲转过程中 2X 轴振趋势

设置正确的升速率后,汽门严密性试验中,机组 4 次通过高、中压临界转速(升速通过 2 次,降速通过 2 次),<sup>#</sup>1,<sup>#</sup>2 瓦轴振通频幅值均小于 50  $\mu\text{m}$ ,故转子一阶不平衡分量小,无需进行现场动平衡。

4 结束语

600 MW 机组通流改造后的振动问题是影响该  
.....  
(上接第 39 页)安全运行。

表 3 各工况下振动、差胀

| 项目                   | 单位            | 工况    |               |               |
|----------------------|---------------|-------|---------------|---------------|
|                      |               | 纯凝    | 供热<br>100 t/h | 供热<br>150 t/h |
| 轴向位移                 | mm            | 0.336 | 0.332         | 0.513         |
| 差胀                   | mm            | 1.68  | 1.76          | 1.98          |
| 前推力瓦温                | ℃             | 45.0  | 46.0          | 44.0          |
| 后推力瓦温                | ℃             | 48.9  | 49.2          | 51.4          |
| <sup>#</sup> 1 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 10    | 10            | 9             |
| <sup>#</sup> 2 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 4     | 4             | 5             |
| <sup>#</sup> 3 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 14    | 16            | 15            |
| <sup>#</sup> 4 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 10    | 9             | 11            |
| <sup>#</sup> 5 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 13    | 12            | 14            |
| <sup>#</sup> 6 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 5     | 5             | 5             |
| <sup>#</sup> 7 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 25    | 26            | 24            |
| <sup>#</sup> 8 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 9     | 11            | 10            |
| <sup>#</sup> 9 轴承振动  | $\mu\text{m}$ | 9     | 11            | 13            |
| <sup>#</sup> 10 轴承振动 | $\mu\text{m}$ | 8     | 9             | 7             |

4 结论

中压调节阀调节抽汽改造方案适用于高温高压

工作全面推进的一个重要问题,值得电厂及相关工作人员的注意,若该问题没有得到足够的重视,将影响机组的安全运行。通过分析浙江省部分 600 MW 机组通流改造后启动及运行中的振动问题,结合相关文献对通流改造后机组的振动问题进行了分类,并给出了各类振动问题的处理建议。从处理结果看,这些处理方法取得了较好的效果,可为电厂运行人员提供参考。

参考文献:

[1]蔡文方,吴文健,应光耀,等. 300 MW 机组通流改造后汽流激振故障的分析与处理[J]. 汽轮机技术,2016,58(1):69-71.  
[2]张学延. 汽轮发电机组振动诊断[M]. 北京:中国电力出版社,2008:84-87.  
[3]施维新,石静波. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 北京:中国电力出版社,2008:69-70.

(本文责编:刘芳)

作者简介:

陈杰(1986—),男,浙江余姚人,工程师,工学硕士,从事汽轮发电机组振动处理工作(E-mail:cmdcmd2122@126.com)。

工业抽汽改造,通过改变中压调节阀开度,调节抽汽压力和流量,满足用户对高温高压蒸汽的需求。随着抽汽流量的增大,高压缸效率升高,中压缸效率下降,中、低压缸进汽流量略有减少,辅机耗电量增加。中压调节阀调节抽汽后,机组运行安全,汽轮机振动等指标良好。

参考文献:

[1]方向明,李刚. 330 MW 机组中压调门调整抽汽试验分析[J]. 工程技术:全文版,2016(9):124-125.  
[2]刘尧. 660 MW 超临界机组中调门参与调节再热段抽汽的可行性分析[J]. 机械工程师,2016(11):250-251.  
[3]彭敏. 东汽大型汽轮机中压调节阀供热:DEH 控制方案[J]. 东方汽轮机,2013(2):49-55.  
[4]陈林. 基于蒸汽轮机中压调节阀供热原理的 DEH 控制策略及应用[J]. 自动化与仪器仪表,2015(6):62-64.

(本文责编:刘芳)

作者简介:

刘利(1985—),男,山东日照人,工程师,从事汽轮机节能方面的工作(E-mail:liuil85@163.com)。