

300MW 等级体内抽汽供热机组的选用考虑

谷正旺

(南京化学工业园热电有限公司, 南京市六合区化学工业园 210047)

摘 要:为满足南京化学工业园内用户用热需求,作为园区内唯一提供热源的南京化学工业园热电有限公司选用东方汽轮机有限公司研发、生产的两台 300MW 等级亚临界工业双抽供热机组,首次在 300MW 等级及以上机型上实现体内双抽,并已成功投运。随着大容量工业抽汽供热机组的需求量逐渐加大,本文简单介绍该类型机组在供热方面设计的结构特点;结合现场自身情况,对出现问题进行了优化或处理,供同类电厂参考。

关键词:工业双抽;供热汽轮机;选型考虑

0 引言

南京化学工业园热电有限公司二期扩建工程采用亚临界、再热、三缸、双排汽、双可调整抽汽凝汽式汽轮机,由东方汽轮机有限公司生产。

1 主机设备概况

主要技术规范:

型号: CC330-16.7/2.5/1.5/537/537

背压: 0.052kPa (设计冷却水温 21℃)

额定新汽流量 (THA): 995.2t/h

最大新汽流量: 1100t/h

供热工况: 2.5MPa 可调抽汽 100t/h (2.5MPa)

1.5MPa 可调抽汽 200t/h (1.5MPa)

设计热耗 THA 7889 kJ/kWh

额定供热 6745 kJ/kWh

通流级数: 通流级数为 28 级

其中: 高压缸 1 调节级+8 压力级

中压缸 7 压力级

低压缸 2×6 压力级

末级叶高: 856mm

2 机组的选型在供热方面的考虑

2.1 机组经济性

针对机组的供热要求,中压缸采用全新设计。在中压缸一级后设置四只阀门控制 2.5MPa 可调抽汽,最大抽汽流量为 150t/h;在中压缸三级后设置 1.5MPa 可调抽汽,依靠旋转隔板调节抽汽量,旋转隔板最大直径为 $\phi 1850$,最大抽汽量为 368t/h (除 300t/h 工业抽汽外,其余为三段抽汽至#3 高加),

抽口内径 2- $\phi 500$,流速 ≈ 55.61 m/s。这两种供热方式均不降压只降温既即可满足用户需求,从而减少不必要的压降,最大限度的提高机组的经济性。

2.2 机组可靠性方面

(1) 供热抽汽点前的叶片,采用加宽、加强措施,保证在正常允许运行工况范围内强度足够。

(2) 采用刚性好、阻尼大,气动性能、低负荷性能及强度振动特性俱佳的 856 叶片作为低压缸末级叶片,以保证低压末级叶片在最小允许冷却流量下不喷水,附加动应力不超限。

(3) 供热座缸阀和旋转隔板及其油动机在设计压差及全行程范围内不卡涩,开关灵活自如。

(4) 为防止因供热抽汽倒灌引起汽轮机超速,每根供热抽汽管道上增串一个有快关功能的抽汽调节阀。

(5) 汽缸刚性设计:对于供热汽轮机,汽缸工作条件比较复杂,工作压力较高,最高使用温度达到 537℃,进汽、排汽及抽汽管道集中,供热排汽管道加大,对汽缸的推力(矩)大,本机组汽缸采用了如下结构设计来保证汽缸的刚性和稳定性。

a) 汽缸采用轴向刚性较大的锥筒型结构。

b) 在中压排汽涡壳中分面处,增设轴向筋板,使前部中分面法兰与猫爪连为一体,以保证轴向力直接有效地传递到轴承箱上。

c) 供热阀门和旋转隔板油动机直接悬挂在阀壳、汽缸上,而不座落在基础上,使油动机产生的推力不作用在汽缸上。

2.3 采用高中压分缸的技术方案

2.3.1 高中压分缸方案总体设计特点

高压模块选则东汽的分缸 Y47 机型,低压模块

采用东汽 D300N 机型，中压模块在 Y47 型中压模块的机组上重新设计，实现双可调整抽汽。

2.3.2 轴系

高压轴承跨距与 Y47 机组相同；低压轴承跨距与 D300N 机组相同；2#与 3#之间跨距为 1080，与 Y47 相同；4#、5#轴承跨距为 2050，与原 D300N 机组轴承跨距相同，只有中压转子因布置座缸阀和旋转隔板的需要，轴承跨距较 Y47 型长。

2.3.3 汽缸

(1) 高压外缸通用 Y47 高压外缸，抽口位置不动；高压内缸略有改变，因 Y47 一段抽汽改造机组设计在高压第 7 级后，而 D300N 一段抽汽设计在高压第 6 级后，本机组一段抽汽设计同 D300N 机组，因此，高压内缸结构需要在 Y47 高压内缸的基础上去掉高压第 7 级，将高压第 7 级设计在 1 号隔板套内。

(2) 中压汽缸采用 PROE 建模，NASTRAN 有限元应力分析。

中压汽缸：静态分析，轴向最大变形 0.0338mm，垂直方向 0.157mm，水平方向 0.0293mm，见图 1。

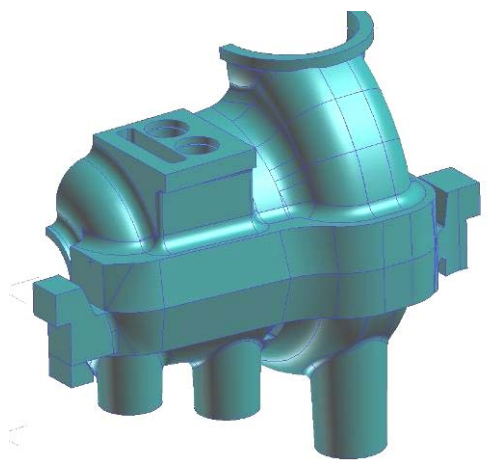


图 1 NASTRAN 有限元应力分析

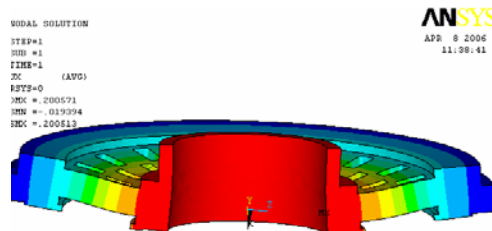


图 2 ANSYS 有限元应力分析

(3) 旋转隔板的应变计算采用 PROE 建模，

ANSYS 有限元应力分析。旋转隔板沿轴向的最大位移在最大压差、温度情况下变形不大于 0.2mm，见图 2。

2.3.4 高中压分缸方案的主要优缺点

(1) 主要优点

a) 高低压模块可靠性高：高压模块通用 Y47 机组，低压模块通用 D300N 机组，高低压模块为成熟的模块，供热抽汽设计集中在中压模块上，因此，高低压模块的可靠性高。

b) 结构设计空间大、适应不同供热抽汽项目的能力强。由于供热抽汽设计集中在中压模块上，中压模块轴向尺寸（即中压轴承跨距）不受限制，容易避开中压转子的临界转速，有充足的轴向尺寸布置供热抽汽阀门、旋转隔板和抽汽管道。

c) 安装、维护方便：由于高压模块和中压模块分别位于两个独立的基础框架，抽汽管道之间间距较大，易于机组安装和维护。

(2) 主要缺点

轴系较长，轴系支点多，轴承标高调整、联轴器对中较合缸机复杂。

a) 前箱、中箱均为移动轴承箱，汽轮机热膨胀阻力较大。

b) 与合缸机型相比，汽轮机总长较长，轴承及轴承箱数量较多。

3 机组的运行情况

(1) 两台机组（#4#5 机）分别于 2009 年 8 月 6 日和 2011 年 1 月 23 日完成 168 小时试运。在运行期间，单台机组的供热量均达到过额定工况，且每级供热抽汽量均达到过最大的设计工况。目前 #4#5 机各项指标良好，运行稳定。

(2) 2011 年 4 月 30 日，#4 机组进行首次检查性大修，在大修中对各汽缸的法兰面变形、汽缸裂纹、各转子的弯曲、各汽封的磨损、动静叶的磨损、次末级频率等进行细致检查，均未出现明显异常。

4 对部分问题的优化和处理

4.1 #5 机旋转隔板油动机连杆与花键轴连接销

在运行中发生过断裂由于旋转隔板布置在缸内，因此与油动机的连接方式比较复杂：旋转隔板通过缸内的连杆，与安装在外缸体上的过渡段——花键轴相连，花键轴与套装在其端部的油动机连杆

相连，最后连接到油动机制造厂原设计油动机连杆和花键轴端部的结合面处开两个直径 30mm、长 85mm 的横孔，再配置两只相应的销子来传递它们之间的扭矩；但加工单位误打了立孔，并只相应地配了根立销。因此被传递的扭矩大大减低。在一次消缺中，旋转隔板关闭到零（此时旋转隔板的前后压差最大）。缺陷处理后再次开启旋转隔板，发现油动机开启指示正常，但旋转隔板前的压力未变，后打开花键轴端部盖板发现立销已被切断因旋转隔板周围空间狭窄，花键轴和连杆材质硬等原因，现场不具备直接钻孔、配销；而要拆下花键轴到机加工厂配销需解体中压缸和吊中压转子，耗时、耗财、耗力，经与出现过同样问题并有处理经验的单位了解后，请带压堵漏公司在现场用手枪电钻打 5 个直径 12mm、长 80mm 的孔并配销作为临时措施维持目前的运行。考虑到运行中尽量减小旋转隔板的前后压差，对旋转隔板在关闭位置做了个不小于 30% 的设定限制，待机组大修时再彻底处理，详见图 3。

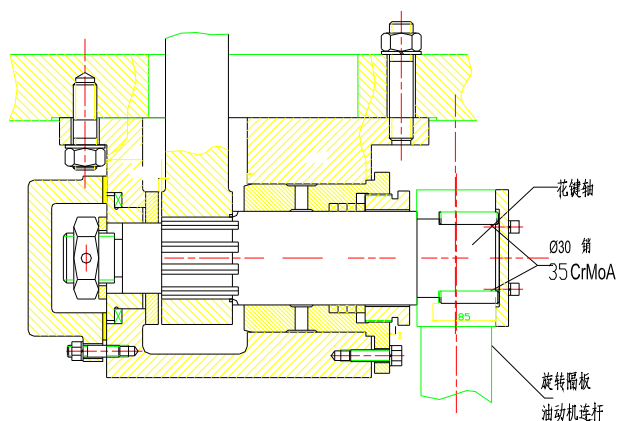


图 3 旋转隔板连杆图

4.2 供热快关阀油动机增设一路 OPC 控制油压

4.2.1 增设必要性

供热管路上设的快关阀为进口设备，制造厂与阀门供货商签订的技术协议仅采用一只“常带电，失电关”的电磁阀控制阀门的快关功能。考虑到快关阀的正确动作对供热、机组安全的重要性，该控制方式可靠性相对较低，尤其是可能会因线路故障造成运行中的电磁阀突然失电而引起阀门误关。

公司与制造厂建议，希望能在现有设备上增设一路 OPC 油压控制，同时将电磁阀改为“常失电，带电关”型式；这样两种方式共同控制既增加阀门快关的可靠性，又增加了电磁阀的可靠性。

4.2.2 现场改造方案

征得东汽同意，由阀门供应商提供以下方案供现场实施（见图 4 照片）：

- 在电磁阀进油扣增设一只 $\phi 0.8\text{mm}$ 的节流孔；
- 将油动机上的卸荷阀的一个堵头改为 DN6mm 的螺纹接口；
- 从接口处连接一管道至 OPC 母管；
- 在这根管道上加装一只单向阀。

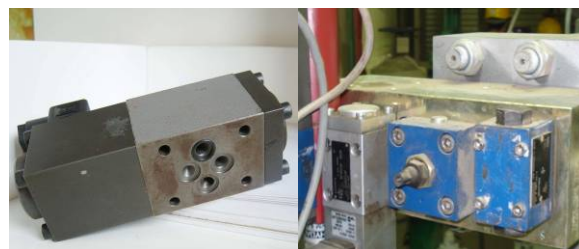


图 4 增设油口现场实物照片

4.2.3 改造原理

改造原理见图 5。

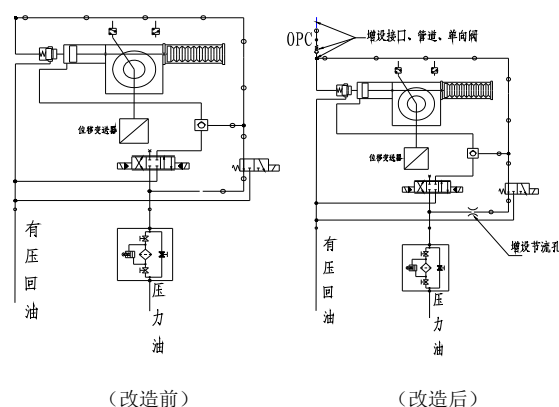


图 5 系统改造原理对比

4.3 前箱处套装油管路优化

4.3.1 优化考虑

原前箱段套管一直布置在靠近前箱下方，套管内的三根压力管（主油泵进、出口管、#1 瓦进油管）和 #1 瓦回油管方才引出分别与前箱的对应管口连接。考虑到：

- 本机型是三缸布置，缸热膨胀量大，前箱的位置量大，最大达 40mm；
- 套管因直接大、刚性大，且该管段仅靠一立柱、几乎没有推移空间；

因此这三根管在运行中受力很大，担心长时间后会带来安全隐患。

4.3.2 与制造厂联系

与制造厂联系后得答复：油管在汽缸膨胀达设计最大 37mm 时，其强度能满足安全条件；但在此

状况下油管的所受应力大于其他类似机组，建议予以优化。



(a) 改造前



(b) 改造后

图 6 套装油管改造前后实物对比

4.3.3 优化方案与实施

优化方案如图 7 所示。

- a) 切除前箱下外套管至第一个弯头后直管段处；
- b) 封堵好切除后的外套管接口与各内套管的空隙；
- c) 将#1 瓦回油管重新引至外套管上
- d) 对新露出的各压力油管做好必要的支架。

在机组启动前，完成了对套管的这一优化，从而大大减低了压力油管在机组运行时的受力，机组运行至今，情况良好。

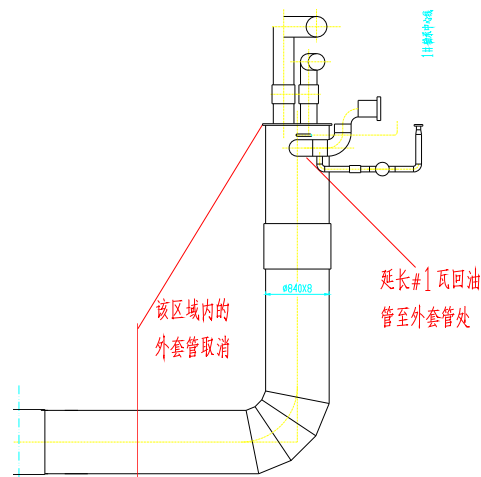


图 7 优化方案

4. 4 同类型机组发生过的座缸阀阀杆弯曲、卡涩

与本机型相同的一台机组，在运行一年左右时间发现四只座缸阀同时出现阀杆卡涩，解体后发现阀杆已严重弯曲、已无法使用。该阀门的形状和结构与本机组完全一致，所不同的是我司机组在试运完成后不久就用座缸阀投供热，但那台机组因投用后没有 2.5MPa 等级的供热，座缸阀始终处在全开状态，并在运行中从未做过活动试验。这应是导致阀杆全部弯曲的原因。

5 结论

目前汽轮机可调整供热抽汽主要根据用户的不同参数需求有四种方式：体外的中调门调节和连通管调节；体内的座缸阀调节和旋转隔板调节。本机组同时具有这两种体内供热调节方式。它的成功投运将会作为一个成熟的模块为今后有类似需求的用户所借鉴。

作者简介：

谷正旺（1972-），男，江苏南京人，技师，从事电厂汽机专业技术工作，E-mail: zwgu@crphgy.net.cn。