

1000MW 超超临界机组汽轮机节能改造及运行优化方案探讨

李大才

(广东大唐国际潮州发电有限责任公司, 广东 潮州 515723)

【摘 要】本文介绍了大唐潮州电厂一期扩建 $2 \times 1000\text{MW}$ 超超临界机组节能改造及运行优化方案, 并对实施效果进行了评估。

【关键词】揭缸提效; 真空系统; 配汽; 滑压; 中压转子冷却; 深度滑停

1000MW ultra-supercritical steam turbine circulating and energy saving
retrofit optimization scheme of

Li Da-cai

(Guangdong Datang International Chaozhou Power Generation Co Ltd, Chaozhou
515723, China)

【Abstract】This article describes a program of the Datang Chaozhou plant an expansion of energy-saving and operation optimization of the $2 \times 1000\text{MW}$ ultra supercritical unit, and the implementation of the effects were assessed.

【Key words】exposing the cylinder efficiency; vacuum system; with steam; sliding pressure; pressure rotor cooling; depth sliding stop

1 设备概况

潮州发电厂 3、4 号机为 $2 \times 1000\text{MW}$ 超超临界机组, 汽轮机为哈尔滨汽轮机有限责任公司与日本东芝株式会社联合设计制造的超超临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、双背压、八级非调整回热抽汽、凝汽式汽轮机, 凝汽器为双壳体、单流程、双背压表面式凝汽器, 并列横向布置。

2 节能改造项目介绍

2.1 超超临界汽轮机揭缸提效

潮州电厂 #3、#4 机组设计热耗 7359.9KJ/KWH , 高压缸设计效率 90.29% , 中压缸设计效率 94.83% 。从机组热耗考评试验看, 热耗高于设计值, 高中压缸效率偏低, 需对汽轮机进行揭缸提效及通流改造。通过以下改造, 合计单台机降低热耗值 75kJ/kWh , 供电煤耗约降低 2.10g/kWh

2.1.1 高、中压缸隔板汽封

隔板汽封仍采用传统汽封, 汽封型式不做改进, 只对汽封间隙按哈汽新标准进行调整; 叶顶围带汽封镶嵌的硬汽封片拆除, 重新镶嵌汽封片, 汽封径向间隙按哈汽新标准下限进行调整。

2.1.2 高、中压缸轴端汽封

为解决高、中压缸轴端漏汽问题, 同时也考虑了轴端漏汽对机组经济性的影响, 对轴端汽封的改造一是使用原传统梳齿汽封, 二是将此部分汽封改为侧齿式汽封。使用范围: 高压缸调端 (排汽侧) 改造 6 圈, 中压缸电端改造 6 圈, 汽封材料选用 $1\text{Cr}12\text{Mo}$ 整体锻件。汽封间隙按哈汽标准执行。此部分改造的汽封共 12 圈, 高压缸电端 (进汽侧) 10 圈, 中压缸调端改造 6 圈, 汽封型式不做改进, 汽封径向间隙按哈汽新标准下限进行调整。

2.1.3 低压缸汽封

低压缸隔板汽封及端汽封为平斜齿汽封, 斜齿不适合安装间隙过小, 否则斜齿汽封碰磨

后接触面变宽，会加重磨损，导致机组振动增大扩散。改造方案将低压端汽封斜齿汽封改为普通直齿汽封，两低压缸电调端内侧 3 道，外侧 2 道，端汽封共计 20 道，两低压缸电调端 19-23 级隔板汽封 4×5 共计 20 道斜齿汽封改为普通直齿汽封。叶顶围带镶嵌硬汽封视间隙情况确定，如间隙超标将其拆除，重新镶嵌汽封片。将低压缸隔板汽封（20 圈）由平斜齿汽封改为普通直齿式汽封，运行安全性可提高。

2.2 抽真空系统改造

潮州电厂 2 台百万机组真空系统配有三台水环式真空泵，高、低压凝汽器抽空气管原设计为串联布置方式，如图 1 所示，机组运行中发现，低压凝汽器运行性能较差，高、低压凝汽器压力差偏小，一般不超过 0.5kPa，在机组小修期间对真空系统抽空气管道进行了改造，将真空泵 A 入口管道接至高压凝汽器，真空泵 B 增加一路入口管接至高压凝汽器，并将高、低压凝汽器连通管加堵，如图 2 所示。这样凝汽器抽空气方式就由原来的单串联抽空气方式改为可以串联、并联切换运行的抽空气方式，串联抽空气方式下，高、低压凝汽器抽空气管道真空泵入口联络门打开，两台真空泵并列运行同时对高、低压凝汽器抽真空；并联抽空气方式下，高、低压凝汽器抽空气系统完全隔离（关闭高、低压凝汽器空气管联络门），由两台真空泵分别对高、低压凝汽器抽空气。

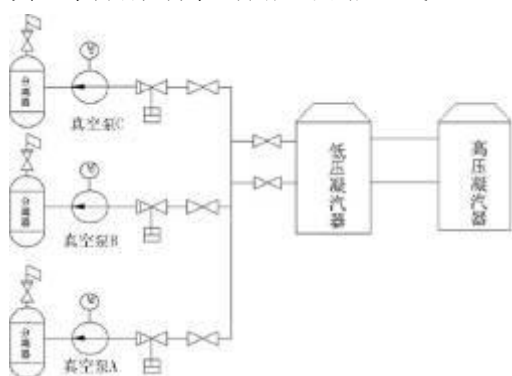


图 1 真空系统原设计布置方式

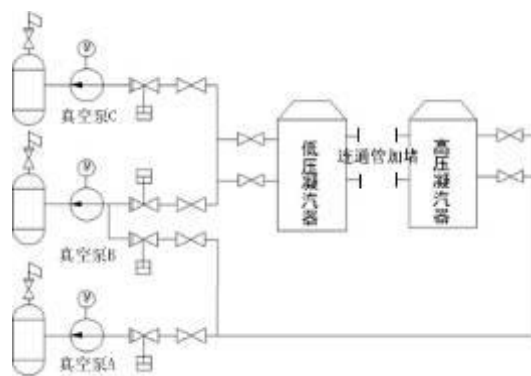


图 2 真空系统改造后布置方式

进行的试验结果表明，3 号机真空系统并联方式下的机组背压、运行经济性优于串联方式。1000MW、750MW、500MW 三个工况两种运行方式切换时背压变化值分别为 0.65kPa、0.58kPa，0.51kPa，分别影响汽轮机热耗率 49.1kJ/(kW·h)、41.6kJ/(kW·h)、33.8kJ/(kW·h)，影响供电煤耗率 1.9g/(kW·h)、1.6g/(kW·h)、1.3g/(kW·h)，这主要是因为串联方式下高压凝汽器排挤了低压凝汽器中不凝结气体的抽出，影响了低压凝汽器运行效果。在潮州电厂 3、4 号机 2×1000MW 机组真空系统改造后，获得的经济效益明显。

2.3 汽前泵切削叶轮

为进一步挖掘汽前泵的节能潜力，采用特殊的车削办法，将前置泵叶轮外径平均车小 16.25%，使叶片出口端呈鱼尾形，增大了叶轮与蜗壳隔舌之间的距离，形成了较大的环室空间，使轴向力波动减少 50%以上，从而大大降低了低流量时的流动不稳定性，并提高了转子的刚度；采用焊补磨削的办法，减少叶片出口角，并提高叶片的均布对称性和削薄叶片出口端，提高叶轮出口流动稳定性；对原叶轮和蜗壳进行通流部分改造，提高泵的效率、汽蚀性能及稳定性，为了弥补叶轮车削后泵效率下降，并对叶轮和蜗壳进行通流部分改造，汽前泵改造后电流下降了 20~30A，电功率下降了 248kW，扣除汽前泵改后扬程下降导致主给水泵小汽轮机耗汽量的增加，单泵大约平均每小时节电 186Kwh；按年运行 7500 小时计算，则每台泵年节电 139.5 万(kwh)，按上网电价 0.5 元/kwh 计算，则年效益为 69.75 万元

2.4 中压转子冷却管道优化

中压转子冷却系统在机组安装时，存在系统设计不完善等问题，机组运行中造成管道振动大，至中压缸温度达不到设计值等，经与哈汽厂研究，对中压转子冷却系统进行改造，消

除机组在运行中管道振动大等安全隐患,改造后见下图,高压进汽导管内插管冷却蒸汽接至三段抽汽管路截断,改接至中压转子冷却供汽;高压调门一段漏汽接至1段抽汽处另接一路至中压转子冷却供汽,在该管路上各装一道手动门,运行中可切换,即可关闭至1段抽汽手动门,打开至中压转子冷却进汽手动门。中压转子冷却蒸汽一抽及高压汽封一漏来汽、辅助蒸汽供中压转子冷却蒸汽保留,取消高压汽封一漏来汽至中压转子冷却进汽逆止门。运行中可关闭1抽至中压转子冷却手动门,调整高压汽封一漏来汽、高压调门一段漏汽阀门开度来控制中压转子冷却蒸汽汽量、温度及防止管道振动,同时降低机组热耗 10-20KJ/KW.h,达到降低机组热耗的目的。

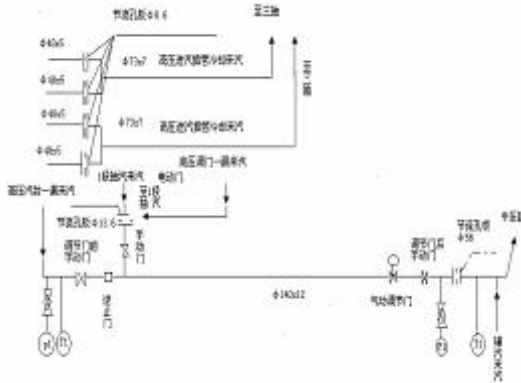


图 3 中压转子冷却原设计方式

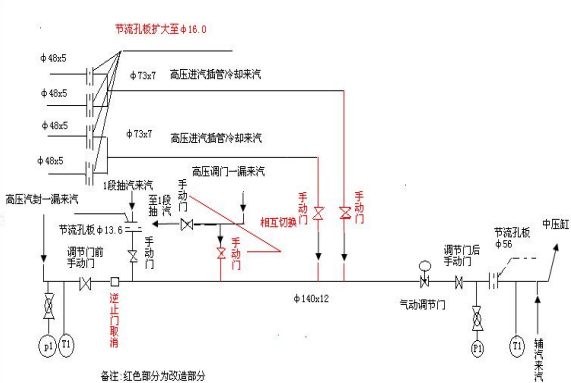


图 4 中压转子冷却改造后方式

2.5 主汽门、调门漏汽及轴封溢流优化

2.5.1 主汽调节阀三段漏汽改接至轴封回汽母管

主汽调节阀三段漏汽设计接往低压轴封供汽母管,导致运行中轴封汽量大,需开启轴封溢流门溢流,机组负荷 1000MW 时轴封溢流基本全开,造成蒸汽未有效利用,提高了机组热耗。另外,主汽调节阀三段漏汽温度高,设计温度 512℃,排至轴封供汽母管造成喷水减温量大,喷水雾化效果差易造成轴封供汽带水。改造后见下图,将主汽调节阀三段漏汽至轴封供汽母管原管路靠近轴封母管处截断并加堵板,主汽调节阀三段漏汽改接至轴封回汽母管加热凝结水,原管路逆止门拆除装在至轴封回汽管路上,达到了机组安全及经济运行的目的。

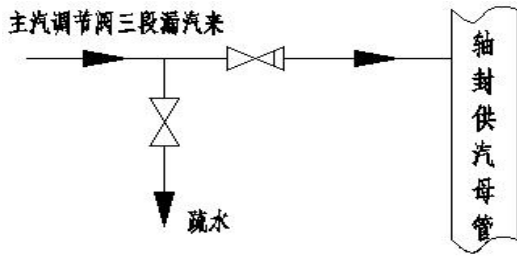


图 5 主汽调节阀三段漏汽原设计方式

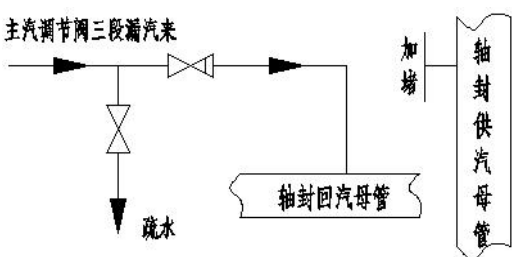


图 6 主汽调节阀三段漏汽改造后方式

2.5.2 轴封溢流增加至 8A 低加管路

轴封溢流设计上直接去疏水扩容器 A,由于正常情况下溢流较大,热量未得到充分利用,因此考虑增加至 8A 低加管路,共用一个气动调整门控制,正常运行中优先通入 8A 低加,即打开去 8A 低加电动门,关闭至疏水扩容器 A 电动门,具体见下图,改造后充分利用了漏汽热源对 8A 低加的加热,提高了凝结水温度,减少了冷源损失。

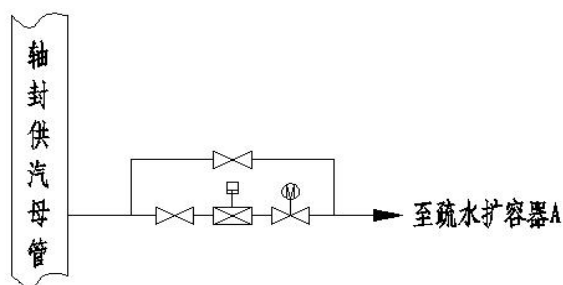


图 7 轴封溢流原设计布置方式

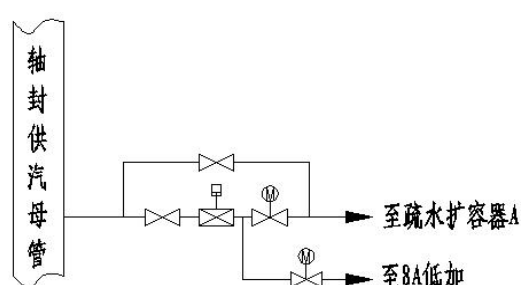
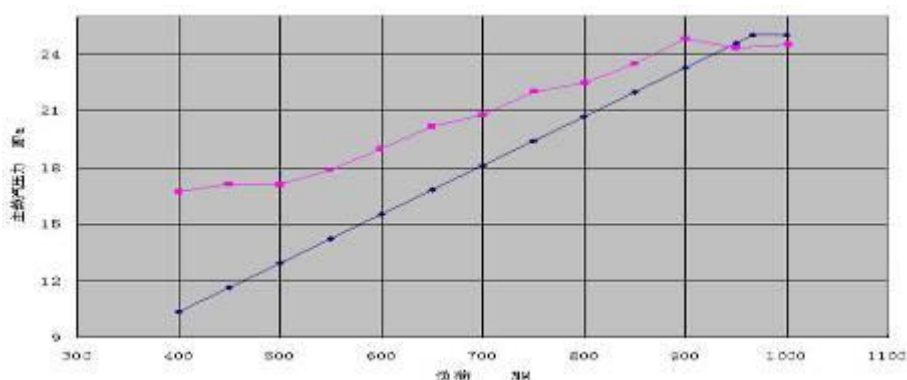


图 8 轴封溢流改造后布置方式

3 运行优化

3.1 深度滑压优化

通过试验确定设计滑压曲线并不能满足机组经济运行,为此通过一系列试验确定了冬夏季滑压曲线,以满足不同工况下的节能需求,本曲线是夏季试验获得,循环水温度为 31.3℃,曲线反映了机组同负荷下热耗率最低值时主蒸汽压力与负荷关系,滑压较深,负荷低于 400MW 可以按滑压曲线斜率下延,但需确保锅炉燃烧稳定、给水泵运行稳定,下表一为节能效果,曲线一(蓝色)为夏季滑压曲线更改后的曲线。



曲线 1 夏季滑压曲线与设计滑压曲线对比

表一 滑压曲线更改后节能效果

负荷	MW	900	850	800	750	700	650	600	550	500	450	400
热耗	kJ/kWh	17.40	14.31	11.36	23.46	26.56	35.54	39.55	40.22	28.23	50.91	52.04
降低												
节煤	g/kWh	0.65	0.53	0.42	0.87	0.99	1.32	1.47	1.49	1.05	1.89	1.93
效果												

3.2 高压调门配汽优化

充分调研超超临界汽轮机配汽方式,对机组进行了阀门优化试验,高调门布置方式下图 9, 确定高调门实际的流量特性曲线关系及高调门的重叠度数据, 优化 DEH 系统高调门单阀和顺序阀流量曲线, 使其流量线性, 并将高调门开启顺序由三阀先开优化为两阀先开, 为了便于比较两级顺序阀曲线和三级顺序阀曲线的优劣, 我们把阀门流量指令与功率的关系曲线及阀门流量指令与蒸汽流量的关系曲线分别放在一个坐标系里 (见曲线 2 和 3), 从这两条曲线可以观察到在高调门由 CV1/CV2/CV3→CV4 两级顺序阀曲线变为 CV2/CV3→CV1→CV4 三级顺序阀曲线下, 机组轴系轴振和各瓦瓦温都没有明显变化, 阀后压力也没有振荡, 三级顺序阀曲线的线性度比二级顺序阀曲线要好并且是满足运行要求的, 结合曲线可以观察到阀门

流量指令小于 82.12%时，机组在三级顺序阀曲线下运行时带同样的负荷要比二级顺序阀曲线下运行时所需蒸汽流量要少，其节能效果比较明显；阀门流量指令大于 82.12%时，负荷在 918MW 以上其机组效率基本一致，综合考虑机组在三级阀门管理曲线下运行时供电煤耗约降低 1.50g/kWh。

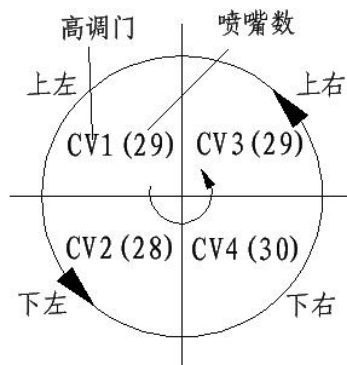
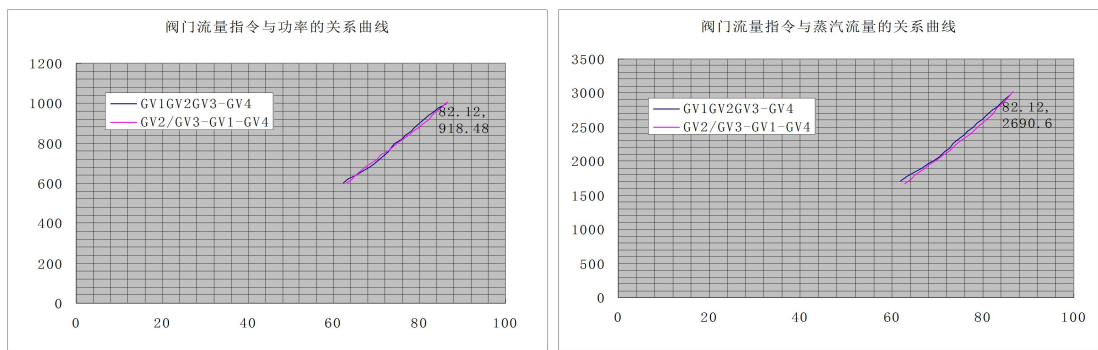


图 9 高调门喷嘴数、布置方式及旋转方向（面向机头）



曲线 2：两种顺序阀曲线

曲线 3 两种顺序阀曲线

阀门流量指令与功率曲线

阀门流量指令与蒸汽流量曲线

3.3 启停机节能优化

3.3.1 锅炉上水方式优化

潮电 1 000 MW 机组启动设计上水方式为采用电泵上水，电泵设计容量为 30%BMCR，锅炉上水方式优化即在机组启动全过程采用汽泵（或汽前泵）向锅炉上水，不启动电泵运行。在锅炉点火前，采用汽前泵上水，并进行锅炉冷态冲洗；在锅炉点火升压后，及时利用邻机辅助蒸汽冲转小汽轮机，投入汽泵运行向锅炉上水，小汽轮机保持低速运行暖机，并随锅炉升压相应提升汽泵转速，停机时依此类推，目前汽泵全程上水和停机已多次在潮电 1 000 MW 机组启动中实现，经初步估算，机组冷态启动采用汽泵全程上水和停机方式，每次可节约厂用电约 35 MWh。

3.3.2 启机前对高、中压缸充分预热

哈汽 1 000 MW 机组设计配置了高、中压缸的预热装置，其加热汽源来自邻机辅助蒸汽。机组冷态启动应充分利用好预热装置，提前加热汽缸，一般当高压缸调节级内上缸内壁温在 130 ℃ 以下时，应投入汽缸预热装置，机组冷态启动过程中，当锅炉起压、旁路投运后即可开始投运汽缸预热装置，当调节级内上缸内壁温达 150 ℃ 以上，且汽缸左右侧膨胀值均达 10.5 mm 以上时，预热结束。根据汽缸金属温升率控制要求，经初步估算，对于调节级金属温度在 50 ℃ 左右的冷态启动，通过启机前对汽缸提前加热预热至 150 ℃ 以上，可节省机组

启动后暖机时间 75 min 左右。

3.3.3 高、低压加热器随机投运

高、低压加热器采用随机投运方式，在汽轮机冲转时即开启高、低压加热器进汽电动门，随着汽轮机冲转，高、低压加热器筒体也随之进汽暖体，温度缓慢滑升。由于 2 号高压加热器抽汽接自高压缸排汽逆止阀后的再热冷段管道上，在锅炉起压、高压旁路投入后，再热冷段管道已充汽带压，因此，此时可开始单独投运 2 号高压加热器，提高给水温度 40~50℃，这对增强锅炉启动初期燃烧稳定性、提高锅炉热态冲洗效果、减少锅炉启动燃料消耗均有明显作用。

3.3.4 启停机过程中循环水泵运行方式优化

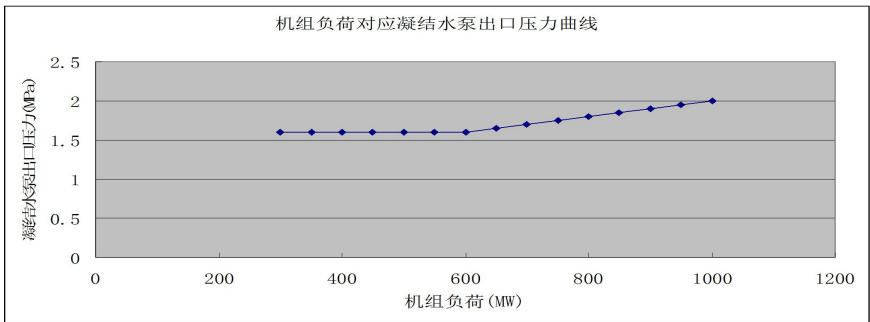
潮电 2×1000MW 机组循环水系统采用扩大单元制系统，2 台机组间设计了循环水联络门，采用“1 机 3 泵”配置，机组启动冲转前，如邻机循环水系统在运行，可稍开循环水联络门向本机分流供水，机组带负荷至 300 MW（冬季 500 MW）左右时增开第一台循环水泵运行，初步估算，停机依此类推，每次启停机循环水泵运行方式优化可节约厂用电 60 MWh 左右。

3.3.5 深度滑停

在 2012 年 6 月 20 日 4 号机大修停机，汽机本体检修项目繁多，任务重，检修工期短，为提前进行汽机本体检修，需尽早停运盘车和润滑油泵（盘车及润滑油泵停运条件分别为 200℃和 150℃），准备对于#4 机进行深度滑停，最终顺利实现滑至 300℃，并为尽早开工检修、缩短检修工期和提前并网创造了条件，从而实现了抢发电量和取得较高利润，创造的经济效益明显。

3.4 汽泵密封水调整

汽泵密封水多级水封是困扰机组的一个重大难题，凝结水压力过低，汽泵密封水水封被破坏，机组真空急骤下降，威胁机组安全运行，凝结水压力过高，造成凝泵单耗高和汽泵密封水溢流量大，机组补水率大幅升高，因此需要摸索即满足机组安全运行，又要将汽泵密封水调至不溢流，我们对凝泵进行多次试验，并充分利用凝结水泵变频控制，同时增加凝结水出口副调整门，基本全开凝结水出口各调整门，确定出机组最佳凝结水压力定值，即如下图，通过调整#3、4 机凝结水泵耗电量由原来的 0.23%左右下降至 0.17%左右的水平，按两台机组年发电量 120 亿度计算，年节电量约 720 万 kWh，机组补水率由投产后的 1.5%左右降至目前的 0.5~0.6%左右的水平。



曲线 4 机组负荷与凝结水泵出口压力曲线

4 小结

通过以上节能改造和运行优化，降低机组供电煤耗 7g/kWh 以上，年节约标煤约 8 万吨，在同类型机组节能方面走在了前列，汽轮机节能改造及运行优化，是一项需要长期努力的节能工作。潮电 1 000 MW 机组节能改造和运行优化方案实施后，取得了较好的节能效果，由于机组投产时间不长，在 1 000 MW 机组节能改造和运行优化方面的节能探索与实践尚处于

起步阶段，本文所阐述的 1000 MW 机组节能改造及运行优化方案，仅为同类型机组节能优化提供一些有益的借鉴与参考。

作者简介：

李大才（1985- ），男，江苏连云港人，大学本科，广东大唐国际潮州发电公司汽机运行高级主管，长期从事 600MW、1000MW 运行技术管理工作。联系方式：广东省潮州市饶平县柘林镇广东大唐国际潮州发电公司发电部，邮编：515723 电话：13827372817 Email：lidacai@126.com

中国科技信息

第19期

CHINA SCIENCE AND TECHNOLOGY INFORMATION

德国第二代生物炼油

示范厂投产

Second Generation Biofuels
and Biorefining

New sensors could
replace passwords with palm scanning

掌纹将成为一种新的身份密码

国产大飞机C919进入详细设计阶段 2014年首飞

我国将于2017年
完成无人月球探测任务

27位院士建议
提升海洋渔业为战略产业

ISSN 1001-8972



《中国核心期刊(遴选)数据库》收录期刊
中国学术期刊综合评价数据库(CAJCED)统计源期刊

丁肇中:基础研究是社会发展的原动力

中国科协、中国图书馆学会“解读科学发展观推介书目”
中国期刊全文数据库(CJFD)全文收录期刊