
XXX

汽轮机能量系统优化及电机变频节能技术改造

可行性报告

XXX

二〇〇八年五月

前 言

目前，中国工业经济发展正处于转型期，国家提倡树立和落实科学发展观，转变经济增长方式，建立资源节约型国民经济体系和资源节约型社会。为了充分利用现有设备资源、人力资源、自然资源、资本资源以及技术资源等方面的有利条件和有利因素，科学利用现有设备潜力，实现企业经济的持续增长，充分发挥机组性能，提高社会效益和企业直接经济效益，XXX(以下简称 XXX)邀请 XXX 有限公司(以下简称 XXX)对汽轮机能量系统及电机变频节能技术改造进行调查研究，研究 7、8 号机组汽轮机本体及热力系统优化改进和四台机组凝结水泵、一次风机变频节能改造的技术可行性。

XXX 经过对 7、8 号 300MW 机组的设计特点和机组投产以来设备运行状况的分析研究，并与国内同类型机组以及电厂已改进的 5、6 号机组运行的实际情况进行对比和计算，提出 7、8 号机组汽轮机本体及热力系统优化的技术可行性研究报告。分析认为，7、8 号两台汽轮机汽缸内部存在较大的内漏量，另外 7、8 号汽轮机的高中压缸效率低于设计值，实际运行热耗率偏大，发电煤耗偏高。通过汽轮机本体及热力系统优化可充分发挥设备的节能潜力，降低机组发电煤耗，提高机组性能和带负荷能力。

XXX 经过对四台机组凝结水泵、一次风机的设计情况、运行情况进行分析研究，提出电机变频节能技术改造的可行性研究报告。分析认为，XXX4 台锅炉的一次风机为离心风机，进口导叶调节，运行中一次风机的设计裕量较大，在 300MW 时，锅炉一次风机的挡板开度在 40%左右，存在一定的节流损失；当负荷率为 70%，挡板开度为 30%左右，在部分负荷下，一次风机的风机运行效率较低，节流损失大。凝结水泵的选型过大，凝结水泵在机组负荷 70%~

75%时，运行节流损失很大。因此，对凝结泵、一次风机进行变频节能改造很有必要。

本报告阐述了机组主辅设备的设计及配置，以及同类型机组实际运行情况。分析 7、8 号汽轮机本体及热力系统优化的可行性，四台机组凝结泵、一次风机变频节能改造的技术可行性。并对汽轮机本体及热力系统优化实施方案进行了分析。对汽轮机能量系统优化及电机变频节能技术改造的节能量、环境保护、经济效益进行了评价。为汽轮机能量系统优化及电机变频节能技术改造后的设备安全、经济运行提出了意见与建议。

1 XXX 机组运行情况

1.1 机组基本情况

XXX7、8 号机组，汽轮机采用引进美国西屋公司制造技术，由上汽公司优化后的机组，制造型号汽轮机为 H156，采用了新开发的 905mm 长叶片代替原西屋公司设计的 869mm 长叶片，以增大排汽面积。又适当增加了汽轮机通流能力提高出力余量 5%，仍保留超压 5%连续运行的能力，汽轮机最大保证功率不小于 321.167MW，最大功率 334.137MW。

与汽轮机参数和功率相匹配，采用武汉锅炉厂制造的 WGZ1025/17.45-7 型锅炉。最大连续蒸发量 1025t/h，汽包压力 18.88MPa，过热器出口蒸汽压力 17.45MPa。发电机由上汽发电机厂制造，型号 QFSN-300-2 型。电厂由西北

电力设计院设计。7号机组2006年9月10日，8号机组2007年1月25日投入商业运行。公司2006年度发电量369742万kWh，发电煤耗327.12g/kWh，年运行小时7216小时；2007年度发电量667687万kWh，发电煤耗324.76g/kWh，年运行小时6674小时。2006年、2007年主要生产指标见表一。

表一：公司2006年度及2007年度发、供电量统计表

指标名称	单位	2006年度 (二期)	2007年度		年平均
			二期	三期	
发电量	万kWh	369742	348849	318838	345809
厂用耗电量	万kWh	16726	16569	16921	16738
发电煤耗	g/kWh	327.12	325.19	324.30	324.76
年利用小时	小时	5770	5450	5313	5384
年运行小时	小时	7216	6926	6423	6674

1.2 7、8号机组设计出力能力

1.2.1 铭牌功率 (TRL)

汽轮发电机组在下列条件下安全连续运行，发电机输出铭牌功率303.770MW，此工况下的进汽量称为铭牌进汽量，此工况为出力保证值的验收工况。

- 1) 额定主蒸汽参数、再热蒸汽参数及所规定的汽水品质；
- 2) 汽轮机低压缸排汽压力为11.8kPa (a)；
- 3) 补给水率为3%；
- 4) 给水温度275.5℃；
- 5) 全部回热系统正常运行，但不带厂用辅助蒸汽；
- 6) 两台汽动给水泵投运；

7) 发电机效率不低于 98.8%，额定功率因数 0.85（滞相），额定氢压。

1.2.2 最大连续功率（T-MCR）

汽轮机进汽量等于铭牌工况（TRL）进汽量，在下列条件下安全连续运行，此工况下发电机输出的功率（扣除非同轴励磁、润滑及密封油泵等所消耗的功率）称为最大连续出力（T-MCR）。

- 1) 额定主蒸汽、再热蒸汽参数及所规定的汽水品质；
- 2) 汽轮机低压缸排汽压力为额定值 4.9KPa(a)，汽轮机进汽量为铭牌进汽量；
- 3) 补给水率为 0%；
- 4) 给水温度 275.8℃；
- 5) 全部回热系统正常运行，但不带厂用辅助蒸汽；
- 6) 两台汽动给水泵投运；
- 7) 发电机效率不低于 98.8%，额定功率因数 0.85（滞相），额定氢压；
- 8) 最大连续功率 321.16MW。

1.2.3 阀门全开工况（VW0）

汽轮发电机组能在调节阀全开，其它条件同 0 时，汽轮机进汽量不小于 1.05 倍铭牌进汽量，此工况称为阀门全开（VW0）工况。此时汽轮机进汽量为 1036t/h，为最大进汽量。发电机输出功率为 334.137MW。

1.3 7、8 号机组设计配置的基本情况

1.3.1 汽轮机

XXX 第二发电厂三期工程 7、8 号 2×300MW 汽轮机组为上海汽轮机有限公司制造的亚临界机组，机组型号 N300-16.7/538/538。7、8 号汽轮机的结构

特点是：高、中压转子及低压转子均为合金钢整锻转子，高、中压部分为合缸反流结构，采用双层缸；低压缸采用三层缸结构。该机共有 35 级，其中高压缸为冲动、反动混合式，共有 12 级叶轮，除第一级(单列调节级)为冲动式外，其余 11 个压力级均为反动式；中压缸共有 9 个压力级，低压缸有 2×7 共 14 个压力级，均为反动式，末级叶片高度为 905mm。

汽轮机本体结构特点：

1) 高中压缸：高中压缸是一个合金钢壳，在中分面处对开形成上缸和下缸。内缸同样是一个金刚壳，在中分面处对开形成下缸和上缸，安在水平中分面处支撑在外缸上，顶部和底部用定位销导向，以保持对汽轮机轴线的正确位置，同时允许随温度变化能自由地膨胀和收缩；外下缸前后各有两只猫爪分别支撑在高中压缸前后轴承座上。高中压缸汽缸电机端的猫爪支撑在与低压缸调节阀端下半焊成一体的轴承箱上。高中压汽缸的前轴承座则自由的安放在前轴承座基础台板上，籍前轴承座与台板之间的纵向导键，使前轴承座只能在台板上沿汽轮机纵向中心滑动，前轴承座两侧共有四只压板将前轴承座压住，以防止跳动。高中压外缸两端有“H”型定中心梁，通过它与前轴承座和低压外缸（调节阀端）轴承箱相连接。高中压汽缸热胀时起推拉作用。同时又保证了汽缸与轴系的中心不变。高中压外缸的下缸有四个锚爪支承在前轴承和低压缸（调节阀端）的轴承箱垫块上。猫爪为悬挂式结构，支撑面与汽缸中分面加工成同一平面，从而避免因猫爪热胀引起汽缸走中。高中压外缸的下缸有四个锚爪支承在前轴承和低压缸（调节阀端）的轴承箱垫块上。猫爪为挂式结构，支撑面与汽缸中分面加工成同一平面，从而避免因猫爪热胀而引起汽缸走中。进入汽轮机高压缸的新汽由两只自动主汽门及六只调速汽门控制。一只主汽门控制三只调速汽

门，连接在一起，分别布置在机两侧的基础上。六只调速汽门分别用六根导汽管与汽缸上下各三根进汽套管连接在上下汽缸上，每根套管与喷嘴室采用滑动连接，这将有利于在温度变化时，使可能产生的变形减小到最低值。新蒸汽在高压部分做功后，通过外下部一个排汽口进入再热器，蒸汽再热后，通过布置在机组两侧的再热截阀和中压调门进入中压部分继续做功，其连接方式与高压相同，采用滑动连接，连接位置都在下汽缸。再热后的蒸汽通过中压部分做功后，经过通汽管进入低压缸的中部，向两边分流通过低压缸做功，做功后的排汽在尾部排入凝汽器，形成对称分流式。全机共有八段非调整抽汽，分别在第7、11、16、20、22、31、25/32、26/33级后抽到相应的三台高压加热器、一台除氧器和四台低压加热器中去，以加热凝结水、给水。疏水逐级自流，高压加热器疏水至除氧器，低压加热器疏水至凝汽器，没有疏水泵。高中压转子的一号支持轴承采用自位式可倾瓦，二号支持轴承采用可倾瓦轴承，具有良好的稳定性，可避免油膜振荡。低压转子的三号支持轴承采用下半可倾瓦、上半圆筒形轴承，四号支持轴承采用圆筒形轴承。推力轴承采用楔形块式，它能自动调整推力瓦块负荷，稳定性好，此外推力轴承壳体的定位机构可测量调整推力轴承的轴承间隙。

2) 高中压转子：高中压转子第一级为一整锻式，叶片直接安装在上面。第一级为冲动式单列调节级，其余各级均为反动式。为避免过大的轴向推力，采用鼓式转子，即各级没有叶轮，叶片直接装在转子上开出的叶片槽内。同时为克服过大的轴向推力，高中压转子部分汽流流向反向布置，并成锥体状，这样轴向推力得到初步平衡。剩余的轴向推力将由高压、中压和低压平衡活塞及推力轴承加以平衡。

3) 低压缸：为了使低压缸的原大外壳温度分布均匀，不产生翘曲和热变形，将低压缸制成一个外缸和二个内缸组成和高中压缸形成多层缸的结构。较大的温度将在这三个缸层壁面之间得到合理的分配，在第二层内缸，低压外缸与低压进汽管之间采用顶部密封结构，这样有第二层内缸承受低压进汽高温，而且还有利于吸收中低压联通器的膨胀。低压缸与其前后轴承座做成一体。而轴承座直接搁置在基础台板上。由于低压缸为双向流动，故蒸汽在中央进入分别流向各端，然后再向下流过排汽口，进入凝汽器。

4) 低压转子：低压转子采用整体合金钢锻件加工制成，采用对向分流或平衡轴向推力，转子的两端面和中部也有用于不开缸校动平衡螺孔。

5) 轴承：共 7 个支持轴承，其中汽轮机 4 个，发电机 2 个，励磁机 1 个。本汽轮机采用了径向支持轴承和止推轴承。推力轴承采用自位式，推力盘和汽轮机轴制成一体，在其两侧各安装有六块推力瓦块，这些瓦块支承在可调整上，调整块装配在制成两半的支承环内，并用自位板定位销支持，通过调整块的摆动，使各瓦块浇有巴氏合金表面的载荷中心都处于同一平面内。在推力盘轴线与轴承座内孔并不完全平行时，通过各调整块累积的位移，推力瓦块的负荷也能均匀分布。支承环背在推力轴承套中，通过支承环键来防止支承环和推力轴承的相对移动。推力轴承套，在水平面处对分，上下两半用螺栓和销子固定，为防止推力轴承套在轴承座中转动，轴承套的上半部和下半部的水平面处均有凸缘插入定位机构。

高中压前轴承采用一种自位式可倾瓦轴承，轴瓦有四块垫块支承，同时由四个按照同一公差值直径钻孔的巴氏合金钢瓦块组成。当转子因自重而挠曲时，轴瓦也随之倾斜，经保持轴颈中心线与轴承中心线平行。后轴承采用可倾

瓦轴承，其结构与其前轴承略有不同，它没有四块垫块支承，而是直接装在轴承座下半和轴承盖内孔上的槽内，这条槽决定了其轴向位置。而每一上半瓦带有防止这些瓦块的进油边与转子轴颈发生制动现象的弹簧，这构造与前轴承相同。

低压转子前轴承采用下半瓦为可倾瓦，由二块可倾瓦块组成，各瓦块由两只螺塞定位，上半瓦为圆筒形瓦。瓦枕靠下半瓦 45° 方向及顶部一体制成的三个垫铁装于轴承座内，后轴承采用三垫铁径向圆筒形轴承。外壳在水平面中分面上分成两半，在装配时用两只销钉来确保两半的准确对中组合，三个轴承垫铁一个安置在顶部，另两个安置在轴承下部 45° 角的中心线上。

1.3.2 锅炉

7、8 号机组采用武汉锅炉厂制造的 WGZ1025 / 17.45-7 型锅炉，与汽轮机参数和功率相匹配。该锅炉为亚临界、一次中间再热、自然循环、固态排渣煤粉炉，锅炉为单炉膛、Π 型布置、平衡通风、采用四角切向燃烧、摆动燃烧器调温，可以实现定压或滑压运行方式。最大连续蒸发量 1025t/h(对应汽轮机 VW0 工况、功率 333.725MW)，汽包压力 19.31MPa(a)，过热器出口蒸汽压力 17.53 MPa(a) (这个压力对应的是汽轮机前额定压力 16.7MPa)，锅炉效率设计为 93.43%。

1.3.3 发电机

发电机采用由上海电机厂制造的 QFSN-300-2 型三相、二极、隐极式转子同步发电机。发电机冷却方式为水氢氢，即定子线圈（包括定子引线、定子过渡引线和出线）采用水内冷，转子线圈采用氢内冷，定子铁心及端部结构件采用氢气表面冷却，集电环采用空气冷却。发电机具有失磁异步运行、进相

运行、调峰运行和不对称运行的能力，励磁方式为“机端变压器静止整流的自并励励磁系统”，采用 ABB 公司的全套国内组装设备。功率因数 0.85，发电机额定容量 300MW（扣除励磁变压器所需容量）；发电机最大连续输出功率 330MW，与汽轮机最大工况（VWO）的输出功率相匹配，且其功率因数 0.85。

1.4 运行基本情况

两台机组自 2006 年 9 月和 2007 年 01 月分别投运以来，一直可以满发稳发，甚至超铭牌出力运行，各设备运行状况良好。2007 年度 7、8 号机组经济性指标表 2

表 2 7、8 号机组 2007 年度经济性指标

名 称	单 位	机组 07 年累计	8 号机组 07 年累计
发电量	万度	178602.78	140235.66
生产厂用电率	%	5.154	5.307
发电煤耗	g/(kW.h)	324.28	324.34
供电煤耗	g/(kW.h)	341.9	343.228
利用小时	h	5953.43	4674.53
运行小时	h	6946.3	5900.52
平均负荷	MW	251.19	237.59
负荷率	%	83.73	79.196

由于机组设计与配置出力裕量较大，在电网调度的负荷下运行，机组在额定参数，现铭牌出力的工况下运行，汽轮机调节汽阀开足数不足 3 只。而夏季气温最高的气象条件下，调节汽阀开度数为 3 只多一点。

2006 年度及 2007 年度公司发电量、耗电量、年利用小时、年运行小时、凝结泵及一次风机耗电量统计如下表 3：

表 3：公司 2006 年度及 2007 年度发、供电量统计表

项目名称	单位	2006 年度	2007 年度		年平均
			二期	三期	
发电量	万 kWh	369742	348849	318838	345809
厂用耗电量	万 kWh	16726	16569	16921	16738
发电煤耗	g/kWh	327.12	325.19	324.30	324.76
年利用小时	小时	5770	5450	5313	5384
年运行小时	小时	7216	6926	6423	6674
凝结泵耗电量	万 kWh	1180	1262	1432	1291
一次风机耗电量	万 kWh	2812	2794	1559	2388

1.5 机组运行煤耗水平（反平衡）

4 台机组在达标投产初期都没有进行过全面性的机组性能考核试验。针对二期 5 号、6 号机组本体改进，制造厂没有给出新的设计热力特性书，所以以下的比较性分析还是以原设计为基准。三期 7 号、8 号机组的比较性分析以设计为基准。

根据二期、三期机组锅炉设计效率和汽轮机设计热耗率，取管道效率 98.5%，二期两台机组设计发电煤耗为 307 g/kW.h；三期两台机组设计发电煤耗为 304 g/kW.h；XXX 四台 300MW 机组平均设计发电煤耗为 305.5 g/kW.h。

表 4 是电厂提供的运行数据，用以分析计算机组正常运行状态下的热耗和煤耗，所有数据均来自现场运行表计。

表 4 电厂提供的运行数据

	单位	5 号机	6 号机	7 号机	8 号机
负荷	MW	320.000	311.783	303.307	300.966

	单位	5号机	6号机	7号机	8号机
数据日期		2007-5-28	2007-4-9	2007-5-29	2007-5-30
数据时间段		1:00-5:00	20:00-24:00	14:00-18:00	2:00-6:00
大气压力	kPa	86.03			
自动主汽门前压力	MPa	16.517	16.634	16.056	15.991
调节级压力	MPa	13.373	12.574	11.872	11.714
高压缸排汽压力	MPa	4.001	3.818	3.636	3.551
再热汽门前压力	MPa	3.650	3.461	3.388	3.355
中压缸排汽压力	MPa	0.942	0.871	0.817	0.792
低压缸排汽压力	kPa	-77.7	-79.3	-76.1	-78.4
1号高加进汽压力	MPa	6.582	6.800	6.179	6.099
2号高加进汽压力	MPa	3.886	3.826	3.554	3.524
三抽压力	MPa	1.856	1.765	1.674	1.635
3号高加进汽压力	MPa	1.822	1.770	1.663	1.615
除氧器进汽压力	MPa	0.905	0.772	0.824	0.819
5号低加进汽压力	MPa	0.328	0.263	0.228	0.213
凝结水泵出口总管压力	MPa	2.526	2.514	2.539	2.592
给泵出口总管压力	MPa	19.265	18.984	18.092	17.962
最终给水压力	MPa	19.200	18.930	18.140	17.880
再热减温水总管压力	MPa	10.200	9.970	9.900	9.840
A, B小机进汽总管压力	MPa	0.874	0.670	0.746	0.753
小机A排汽压力	kPa	-77.2	-77.4	-75.0	-78.3
小机B排汽压力	kPa	-77.3	-78.1	-75.7	-78.4
自动主汽门前温度, 左	℃	538.8	531.9	539.2	533.6
自动主汽门前温度, 右	℃	538.1	530.9	542.0	538.6
调节级温度	℃	489.7	477.1	484.5	481.7
高压缸排汽温度	℃	332.8	325.0	334.7	329.6
再热汽门前温度, 左	℃	542.1	538.3	539.8	539.6
再热汽门前温度, 右	℃	535.6	538.3	543.6	544.3
中压缸排汽温度	℃	343.7	336.4	341.2	338.6
一段抽汽温度	℃	408.9	401.5	354.1	343.7
1号高加进汽温度	℃	401.9	401.5	353.2	340.5
2号高加进汽温度	℃	337.2	330.0	334.1	328.4
三段抽汽温度	℃	470.9	454.3	458.4	444.4
3号高加进汽温度	℃	448.9	466.4	452.2	412.6
四抽温度	℃	350.2	343.1	343.9	340.5
除氧器进汽温度	℃	338.6	331.7	341.9	337.9
五段抽汽温度	℃	275.6	264.5	252.4	250.2
5号低加进汽温度	℃	275.6	262.4	233.5	229.7
六段抽汽温度	℃	168.4	160.1	151.5	158.0
6号低加进汽温度	℃	191.4	183.6	143.8	143.7
热井出口总管温度	℃	41.0	39.2	41.6	37.8

	单位	5号机	6号机	7号机	8号机
凝结水泵出口总管温度	℃	41.5	41.7	42.5	38.0
轴封加热器进水温度	℃	41.5	40.2	41.7	36.8
轴加出口总管温度	℃	43.0	40.5	44.8	40.4
DA 进水温度	℃	138.2	136.5	134.6	132.7
除氧器出水温度 A	℃	173.3	173.5	171.5	168.3
除氧器出水温度 B	℃	173.3	173.5	171.5	168.3
3号高加进水温度	℃	177.7	177.7	172.7	169.9
3号高加疏水温度	℃	182.8	184.9	177.4	176.0
2号高加进水温度	℃	209.4	209.6	205.3	205.6
2号高加疏水温度	℃	215.5	216.9	210.4	210.9
1号高加进水温度	℃	248.3	249.0	246.1	246.3
1号高加疏水温度	℃	251.8	25.6	249.6	248.9
1号高加出水温度	℃	282.9	277.8	281.2	280.6
最终给水温度	℃	283.2	277.6	281.2	278.9
再热减温水温度(总管)	℃	172.0	171.0	171.0	165.7
小机进汽总管温度	℃	341.6	334.2	342.6	338.1
循环水进口温度 1	℃	22.7	20.0	29.8	24.8
循环水进口温度 2	℃	23.2	20.0	29.8	23.9
循环水出口温度 1	℃	35.2	32.8	40.2	33.7
循环水出口温度 2	℃	35.7	31.3	40.1	33.5
电功率	kW	320.000	311.783	303.307	300.966
凝泵出口流量	t/h	842.682	839.325	772.186	750.748
高加出口给水流量	t/h	1006.570	1054.228	971.315	948.046
主蒸汽流量	t/h	1039.984	999.635	922.653	911.380
再热减温水流量	t/h	1.000	0.000	4.000	0.000
过热减温水总流量	t/h	0.000	0.000	0.000	0.000
小汽轮机进汽总流量	t/h	38.090	43.267	31.320	41.950

值得说明的是，机组在安装时轴封间隙不可能完全按照设计要求调整，实际的轴封漏汽量需要通过试验来确定。5、6号机组的轴封漏汽量取2004年大修改造后的试验值。由于7、8号机组在新机投产时没有作过全面性的机组热力考核试验，为考虑实际轴封漏汽量对机组经济性能的影响，故7、8号机组的轴封漏汽量取5、6号机组大修改造后的试验值。根据上表中的运行数据，计算4台机组接近满负荷时的运行性能结果汇总于表5。

表5 热力计算结果汇总

项目名称		5号汽轮机	6号汽轮机	7号汽轮机	8号汽轮机
负荷	MW	320.000	311.7828	303.3069	300.9662
给水泵出口压力	MPa	19.351	19.070	18.178	18.048
最终给水压力	MPa	19.3	19.0	18.2	18.0
最终给水温度	℃	283.3*	277.8*	281.2*	278.9*
最终给水焓值	kJ/kg	1248.2	1220.5	1237.9	1226.2
最终给水流量	t/h	1006.570	1054.228	971.315	948.046
主蒸汽流量	t/h	1006.57	1054.228	971.315	948.046
主蒸汽压力	MPa	16.603	16.720	16.142	16.077
主蒸汽温度	℃	538.4	531.4	540.6	536.1
主蒸汽焓	kJ/kg	3399.2	3378.0	3410.4	3398.7
调节级压力	MPa	13.369*	12.620*	11.918*	11.760*
调节级温度	℃	489.7*	477.1*	484.5*	481.65*
最终给水焓值	kJ/kg	1248.2	1220.5	1237.9	1226.2
1号高压加热器出水焓值	kJ/kg	1246.1	1220.8	1237.9	1235.0
经高加大旁路的给水焓值	kJ/kg	762.9	762.9	740.6	728.4
通过高加的给水流量	t/h	1006.57	1054.228	971.278	926.914
1号高压加热器进汽压力	MPa	6.668	6.886	6.265	6.185
1号高压加热器进汽温度	℃	401.9	401.5	353.2	340.5
1号高压加热器进汽焓	kJ/kg	3172.7	3167.5	3048.1	3012.7
1号高压加热器进水温度	℃	248.3	249.0	246.1	246.3
1号高压加热器进水焓	kJ/kg	1078.7	1081.9	1068.2	1069.1
1号高压加热器出水温度	℃	282.9*	277.8*	281.2*	280.6*
1号高压加热器出水焓	kJ/kg	1246.1	1220.8	1237.9	1235.0
1号高压加热器疏水温度	℃	251.8	251.6	249.6	248.9
1号高压加热器疏水焓	kJ/kg	1094.7	1093.5	1083.8	1080.4
一段抽汽流量	t/h	76.577	66.068	83.920	79.544
1号高压加热器进汽流量	t/h	81.115	70.606	83.920	79.544
1号高压加热器疏水量	t/h	76.577	66.068	83.920	79.544
1号高压加热器温升	℃	34.6	28.8	35.1	34.3
1号高压加热器上端差	℃	-0.4	6.8	-2.8	-3.1
1号高压加热器下端差	℃	3.5	2.6	3.5	2.6
2号高压加热器进汽压力	MPa	3.972	3.912	3.622	3.592
2号高压加热器进汽温度	℃	337.2	330.0	334.1	328.4
2号高压加热器进汽焓	kJ/kg	3063.4	3046.3	3064.3	3050.7
2号高压加热器进水温度	℃	209.4	209.6	205.3	205.6
2号高压加热器进水焓	kJ/kg	901.7	902.5	883.0	884.3
2号高压加热器出水温度	℃	248.3	249.0	246.1	246.3
2号高压加热器出水焓	kJ/kg	1078.7	1081.9	1068.2	1069.1
2号高压加热器疏水温度	℃	215.5	216.9	210.4	210.9
2号高压加热器疏水焓	kJ/kg	923.4	929.9	900.1	902.4
二段抽汽流量	t/h	77.108	84.276	75.996	73.162

项目名称		5号汽轮机	6号汽轮机	7号汽轮机	8号汽轮机
2号高压加热器进汽流量	t/h	77.108	84.276	75.996	73.162
2号高压加热器疏水量	t/h	153.685	150.343	159.916	152.706
高压缸排汽量	t/h	898.445	956.612	864.308	845.415
2号高压加热器温升	℃	38.9	39.4	40.8	40.7
2号高压加热器上端差	℃	1.6	0.0	-1.6	-2.3
2号高压加热器下端差	℃	6.1	7.3	5.1	5.3
高排压力	MPa	3.787*	3.804*	3.702*	3.619*
高排温度	℃	332.8*	325.0*	334.7*	329.6*
高排焓值	kJ/kg	3056.8	3036.3	3063.9	3053.0
高压缸排汽量	t/h	898.445	956.612	864.308	845.415
冷再热蒸汽流量	t/h	834.407	885.407	796.768	780.709
高压缸有效焓降		342.355	341.783	346.452	345.754
高压缸等熵焓降		418.5	413.0	420.5	421.7
高压缸效率	%	81.81	82.76	82.39	82.00
再热汽压力	MPa	3.718	3.529	3.454	3.421
再热汽温度	℃	538.9	538.3	541.7	542.0
再热汽焓	kJ/kg	3536.0	3536.7	3545.1	3546.0
再热蒸汽流量	t/h	835.827	885.827	800.768	780.709
再热器压损		0.018	0.072	0.067	0.055
3号高压加热器进汽压力	MPa	1.908	1.856	1.749	1.701
3号高压加热器进汽温度	℃	448.9	466.4	452.2	412.6
3号高压加热器进汽焓	kJ/kg	3356.5	3395.5	3365.9	3280.7
3号高压加热器进水温度	℃	177.7	177.7	172.7	169.9
3号高压加热器进水焓	kJ/kg	762.9	762.9	740.6	728.4
3号高压加热器出水温度	℃	209.4	209.6	205.3	205.6
3号高压加热器出水焓	kJ/kg	901.7	902.5	883.0	884.3
3号高压加热器疏水温度	℃	182.8	184.9	177.4	176.0
3号高压加热器疏水焓	kJ/kg	775.7	785.1	752.1	745.9
三段抽汽流量	t/h	41.629	44.318	40.182	43.877
3号高压加热器进汽流量	t/h	45.360	48.049	43.876	47.571
3号高压加热器疏水量	t/h	199.045	198.393	203.792	200.277
3号高压加热器温升	℃	31.7	31.9	32.6	35.7
3号高压加热器上端差	℃	0.6	-1.0	0.4	-1.3
3号高压加热器下端差	℃	5.0	7.1	4.7	6.1
小汽轮机进汽总量	t/h	38.090	43.267	31.320	41.95
除氧器进汽压力	MPa	0.991	0.858	0.910	0.905
除氧器进汽温度	℃	338.6	331.7	341.9	337.9
除氧器进汽焓	kJ/kg	3134.5	3122.8	3143.2	3134.9
除氧器进水温度	℃	138.2	136.5	134.6	132.7
除氧器进水焓	kJ/kg	581.0	573.8	565.8	557.6

项目名称		5号汽轮机	6号汽轮机	7号汽轮机	8号汽轮机
除氧器出水温度	℃	173.3	173.5	171.5	168.3
除氧器出水焓	kJ/kg	733.7	734.3	725.6	711.8
再热减温水压力	MPa	10.286	10.056	9.986	9.926
再热减温水温度	℃	172.0	171.0	171.0	165.7
再热减温水焓值	kJ/kg	733.1	728.6	728.6	705.6
再热减温水流量	t/h	1	0	4	0
过热减温水压力	MPa	19.351	19.070	18.178	18.048
过热减温水温度	℃	177.7	177.7	172.7	169.9
过热减温水焓值	kJ/kg	762.9	762.9	740.6	728.4
过热减温水流量	t/h	0	0	0	0
中压缸排汽压力	MPa	0.948*	0.852*	0.863*	0.832*
中压缸排汽温度	℃	343.7*	336.4*	341.2*	338.6*
中压缸排汽焓值	kJ/kg	3146.2	3132.7	3142.7	3137.8
中压缸排汽等熵焓值		3104.3	3090.2	3105.5	3098.9
中压缸有效焓降		389.8	404.0	402.4	408.2
中压缸等熵焓降		431.70	446.48	439.56	447.10
中压缸效率(名义)	%	90.29	90.48	91.54	91.29
5号低压加热器进汽压力	MPa	0.4	0.3	0.3	0.3
5号低压加热器进汽温度	℃	275.6	262.4	233.5	229.7
5号低压加热器进汽焓	kJ/kg	3016.7	2991.7	2933.7	2926.5
5号低压加热器进水温度	℃	108.5	107.6	104.7	105.1
5号低压加热器进水焓	kJ/kg	455.0	451.0	438.8	440.5
5号低压加热器出水温度	℃	138.2	136.5	134.5	132.8
5号低压加热器出水焓	kJ/kg	581.0	574.1	565.3	558.1
5号低压加热器疏水温度	℃	112.9	115.1	107.4	101.0
5号低压加热器疏水焓	kJ/kg	473.6	483.2	450.5	423.4
加热器温升	℃	29.6	29.0	29.8	27.7
加热器上端差	℃	6.7	2.2	0.6	0.6
加热器下端差	℃	4.3	7.5	2.7	-4.1
6号低压加热器进汽压力	MPa	0.2	0.1	0.1	0.1
6号低压加热器进汽温度	℃	191.4	183.6	143.8	143.7
6号低压加热器进汽焓	kJ/kg	2854.2	2840.4	2762.4	2761.3
6号低压加热器进水温度	℃	92.8	92.0	83.2	80.1
6号低压加热器进水焓	kJ/kg	388.7	385.4	348.4	335.3
6号低压加热器出水温度	℃	108.5	107.6	104.7	105.1
6号低压加热器出水焓	kJ/kg	455.0	451.0	438.8	440.5

项目名称		5号汽轮机	6号汽轮机	7号汽轮机	8号汽轮机
6号低压加热器疏水温度	℃	97.9	98.6	90.0	85.2
6号低压加热器疏水焓	kJ/kg	410.1	413.2	377.0	356.8
加热器温升	℃	15.7	15.6	21.5	25.0
加热器上端差	℃	8.4	2.4	0.1	2.2
加热器下端差	℃	5.0	6.6	6.8	5.1
排汽压力	MPa	0.0083	0.0067	0.0050	0.0038
热井出口总管温度	℃	41.0	39.2	41.6	37.8
发电机功率	kW	320000	311782.8	303306.9	300966.2
热耗率	kJ/kWh	8024.2	8716.4	8258.2	8122.3
汽耗率	kg/kWh	3.146	3.381	3.202	3.150
管道效率		0.985	0.985	0.985	0.985
锅炉热效率		0.91	0.91	0.91	0.91
厂用电率		0.0045	0.0045	0.0045	0.0045
发电煤耗	g/kWh	305.4	326.8	314.8	309.6
供电煤耗率	g/kWh	319.8	341.4	329.6	324.2

注：需对表中标有*数据的相应表计进行核查

上面的计算结果是 4 台机组在带满负荷时的热力性能及发供电煤耗。由于机组参与调峰，经常运行在 70%至 80%之间，所以根据机组发电煤耗率与负荷率的曲线可以查得，负荷率由 100%降低到 70%附近时，发电煤耗会上升 2%左右，约 6 g/kW.h，同时厂用电随负荷降低而增加，供电煤耗比在额定负荷时上升至少 8g/kW.h。根据计算结果，4 台机组接近满负荷的平均发电煤耗为 315.6 g/kW.h。如果厂用电率取 2007 年 1 至 3 月份的全厂平均值 4.5%，全厂的平均供电煤耗为 330.5g/kWh。查取机组发电煤耗率与负荷率的曲线可知，在负荷率 70%时，全厂的平均发电煤耗为 321.6g/kWh，全厂供电煤耗为 338.5g/kWh。

1.6 高中压缸效率

资料显示，国产引进型 300MW 汽轮机普遍存在运行中各缸效率低，高压缸效率随运行时间增加不断下降。据分析，主要原因可能是汽轮机通流部分不完善，汽封间隙大，汽轮机内缸接合面漏汽严重，存在级间漏汽和蒸汽短路现象。XXX5~8 号汽轮机实际运行缸效率对发电煤耗的影响量见表 6。

表 6 缸效率变化对热耗和发电煤耗影响

	5 号汽轮机	6 号汽轮机	7 号汽轮机	8 号汽轮机
设计高压缸效率%	86.24	86.24	84.48	84.48
运行的高压缸效率 %	81.81	82.76	82.39	82.00
变化 %	-4.43	-3.48	-2.09	-2.48
发电煤耗增加, g/kWh	2.7	2.1	1.3	1.5
设计中压缸效率 %	92.54	92.54	91.86	91.86
运行的中压缸效率 %	90.29	90.48	91.54	91.29
变化 %	-2.25	-2.06	-0.32	-0.57
发电煤耗增加, g/kWh	1.6	1.5	0.2	0.4
合计发电煤耗增加, g/kWh	4.1	3.6	1.5	1.9

注：表中高中压缸效率是根据运行表计计算得到的，供参考。

1.7 小机进汽流量

5、6、8 号小机进汽流量均偏大，见表 7。如：#5 机组小机进汽流量偏大 6.829 t/h，影响发电煤耗率增加约 1.5g/kW.h。#6 机组小机进汽流量偏大 12.006 t/h，影响发电煤耗率增加约 2.7g/kW.h。#8 机组小机进汽流量偏大 8.453t/h，影响发电煤耗率增加约 1.9g/kW.h。

表 7 小汽轮机进汽量对发电煤耗影响

	单位	5 号	6 号	7 号	8 号
设计值	t/h	31.261	31.261	33.497	33.497
实际值	t/h	38.09	43.267	31.32	41.95
偏离值	t/h	+6.829	+12.006	-2.117	+8.453

影响发电煤耗	g/kW.h	1.5	2.7	0	1.9
--------	--------	-----	-----	---	-----

1.8 高压加热器运行端差

XXX5~8号机组多数高压加热器端差与设计值接近，部分高压加热器端差较设计值好。各台机组高压加热器实际运行端差与设计值的差值见表8。6号机组1号高加上端差较差，比设计值高8.5℃，影响发电煤耗升高0.6g/kW.h。

表8 5~8号机组高压加热器端差差值对热耗率和发电煤耗的影响量

参数名称	单位	5号机组	6号机组	7号机组	8号机组
3号高加上端差差值	℃	0.6	-1.0	0.4	-1.3
2号高加上端差差值	℃	1.6	0	-1.6	-2.3
1号高加上端差差值	℃	1.3	8.5	-1.1	-1.4
3号高加下端差差值	℃	-0.5	1.6	-0.9	0.5
2号高加下端差差值	℃	0.5	1.7	-0.5	-0.3
1号高加下端差差值	℃	-2.0	-2.9	-2.1	-3.0

1.9 监视段参数

正常运行中各监视段压力与主蒸汽流量成正比例变化，监视这些参数，可以了解汽轮机通流部分运行状况的变化，运行表计及调速汽门工作是否正常。经常检查监视段参数对提高安全运行非常有利。表15选取了5、6号汽轮机接近额定负荷下运行的参数值。表9选取了7、8号汽轮机接近额定负荷下运行的参数值。

表9 5、6号机组监视段参数

	单位	二期设计值	5号运行	6号运行
主蒸汽压力	MPa	16.7	16.603	16.720
主蒸汽温度	℃	537	538.4	531.4
高排压力	MPa	3.57	3.787	3.804
高排温度	℃	316.7	332.8	325.0

三抽压力	MPa	1.62	1.942	1.851
三抽温度	℃	433.9	470.9	454.3

从表 10 中监视段参数的运行情况分析，各监视段参数均在安全范围内运行，主蒸汽参数接近设计额定值；高排压力和三段抽汽压力高于设计值，机组通流量偏大；高压缸排汽温度和三抽温度高于设计值，初步判断汽轮机缸内部存在较大的内漏量，蒸汽有短路现象。

表 10 7、8 号机组监视段参数

	单位	三期设计值	7 号运行	8 号运行
主蒸汽压力	MPa	16.700	16.142	16.077
主蒸汽温度	℃	538.0	540.6	536.1
高排压力	MPa	3.554	3.702	3.619
高排温度	℃	319.9	334.7	329.6
一抽压力	MPa	5.935	6.390	6.249
一抽温度	℃	386.7	354.1	343.7
三抽压力	MPa	1.607	1.760	1.721
三抽温度	℃	433.5	458.4	444.4
四抽压力	MPa	0.748	0.962	0.839
四抽温度	℃	329.6	343.9	340.5
五抽压力	MPa	0.312	0.347	0.337
五抽温度	℃	226.9	252.4	250.2
六抽压力	MPa	0.131	0.137	0.131
六抽温度	℃	139.8	151.5	158.0

从表 10 中监视段参数的运行情况分析，各监视段参数均在安全范围内运行；但是主蒸汽压力低于设计值达 3%；高排压力和一、三、四、五段抽汽压力均高于设计值，机组通流量偏大；高压缸排汽温度和三、四、五、六段抽汽温度高于设计值，初步判断汽轮机缸内部存在较大的内漏量，蒸汽有短路现象，即高能级的蒸汽没有经过膨胀做功而直接进入下一级，同时扰乱下一级主汽流而增大损失。内漏部位和原因为：

-
- A. 各级叶片汽封安装间隙过大；
 - B. 高中压间汽封间隙大，安装间隙过大和运行中有过大的振动；
 - C. 汽轮机轴封间隙大；
 - D. 进汽管或抽汽管与汽缸插管密封环的弹性或变形、受损，引起泄漏；
 - E. 低压内缸中分面开口泄漏。

建议在机组大修时认真检查上述可能的内漏部位，通过合理调整减小轴封间隙，以减少级内漏汽，提高机组效率。

2 汽轮机本体及热力系统优化的可行性

通过对#7、#8机组监视段参数的分析，汽轮机监视段参数高于设计值，分析判断两台汽轮机汽缸内部存在较大的内漏量。另外#7、#8机组的高压缸效率低于设计值，实际运行热耗率偏大，供电煤耗偏高，这些都是国产引进型机组目前较为普遍存在的问题。

XXX#5、#6机组进行汽轮机本体及热力系统完善优化后，高压缸效率提高了4个百分点，中压缸效率提高了0.5个百分点，中压缸平衡盘汽封漏汽率由改进前的4.33%降低到1.6%，机组热耗率降低11.8kJ/kW·h。热力系统优化改进后，系统简单，泄漏阀门减少，机组的安全可靠性明显提高。在#5、#6号机组改造的成功经验基础上，可以考虑对#7、#8号机组本体及热力系统进行相应的优化改造及提高铭牌出力工作。

根据7、8号汽轮发电机组的设计能力和实际运行情况，并依据同类型5、6机组的运行实绩和改造经验，XXX第二发电厂7、8号2×300MW汽轮发电机组具备汽轮机本体及热力系统优化的基本条件。

2.1 汽轮机及配套辅机设备

1) XXX 第二发电厂三期工程 7、8 号 $2 \times 300\text{MW}$ 汽轮机为上海汽轮机有限公司制造的亚临界机组，机组型号 N300-16.7/538/538。

2) 冷端系统配置及设备状况良好，且仍有较大潜力

机组的出力能力直接受排汽压力的影响，排汽压力是制约机组出力的最主要因素之一，排汽压力增大 1.5kPa ，机组出力将下降 $1\% \sim 1.2\%$ 。机组排汽压力与当地气象条件、冷却水温和冷端系统配置及设备状况有关。7、8 号机组冷端系统配置及设备状况良好。循环水系统采用带自然通风冷却塔的扩大单元制再循环供水系统，每台机组配一座双曲线自然通风冷却塔，两台循环水泵。夏季、春秋季节每台机组运行两台循环泵，冬季两台机运行三台泵（此时应开启循环水泵出口联络门），严冬季节每台机运行一台泵。根据 7、8 号机组投产以来 2006、2007 年运行数据统计，最酷热的夏季，机组最高平均冷却水温 26.26°C ，8 号机组最高平均冷却水温 26.68°C ；机组夏季最高凝汽器平均压力为 7.2kPa ；8 号机组夏季最高凝汽器平均压力为 7.14kPa 。7、8 号机组与其它地区的机组循环水进口温度 33°C ，凝汽器压力 11.8kPa 相比，其优势特别明显，凝汽器压力低 4.7kPa 左右，可使机组多发功率 14MW 左右。

7、8 号机组各配二台循环水泵，循环水泵型号 64LKXA-24.2，设计扬程 24.2m ，单泵设计流量 $18619\text{m}^3/\text{h}$ 。由于实际运行系统阻力低于设计值，循泵流量比设计值大，对机组提高出力，夏季高温时确保足够冷却水流量非常有利。

凝汽器冷却面积 18500m^2 ，设计冷却水量 $35400\text{m}^3/\text{h}$ 。其设计面积和冷却水量甚至比南方一些地区，如珠江电厂 (15320m^2)，嘉兴、汉川电厂 (16000

m²，冷却水量 28800 m³/h)等机组还要大。保证机组在夏季高温时运行有较高的真空。

同时，胶球清洗装置运行正常，收球率可保持在 99%以上，使凝汽器冷却管水侧保持高清洁度。真空系统严密性良好。

以上冷端系统的配置和运行状况，对保证机组提高出力后在夏季工况下运行，提供了非常重要的保证条件。

3) 凝结水泵

凝结水泵配置是一机二泵，一台运行，另一台备用，为上海凯士比泵业有限公司制造的 NLT350-400X6 型泵。泵设计扬程 266m，流量 856t/h，功率 869kW，配置电机功率 1000kW。由于机组额定功率 300MW 运行，凝结水流量低于凝泵设计流量，热力系统实际阻力低于设计阻力。凝结水泵设计和实际扬程太高，导致凝结水调整门开度太小，只有 40%左右，节流耗功损失和噪音很大。凝结水泵实际裕量很大。

4) 给水泵组及小汽轮机

给水泵组采用一机三泵配置，一台电动给水泵，两台汽动给水泵。给水泵设计最大转速为 5544r/min；扬程 2319.5m；流量 639t/h。正常运行时采用两台汽动给水泵运行，一台电动给水泵备用。电动给水泵电机功率 5500kW；拖动汽动给水泵用小汽轮机功率 6000kW，工作转速范围 3000~5800r/min。

锅炉最大连续出力 1025t/h 时，汽包压力 18.88MPa(a)，但由于从给水泵出口，经锅炉，到汽轮机高压主汽门前经整个系统和设备的阻力远小于设计值，实际运行给水泵出口压力低于设计值，泵的转速一般正常运行在 5000r/min 左右。给水泵组具有很大的裕量。

2.2 电气设备

7、8号机组电气设备，均按汽轮机组VWO工况333.725MW功率设计。运行和试验也表明，电气部分的设备裕量很大。自2003年10月以来，先后有不同电厂十台300MW汽轮发电机组实施了汽轮机本体及热力系统优化，经运行考验均表明，电气设备运行状况良好，各项技术性能指标完全在设计规范要求之内。

2.3 机组热力系统及设备

5、6号汽轮机本体及热力系统优化的300MW汽轮发电机组，经有关试验研究单位进行严格的各种试验和运行考验后，均表明：机组提高功率运行，各设备运行状况良好。机、炉、电设备运行正常，各项控制指标均在相关规范和设计要求范围内。各辅机运行稳定，调节灵活满足运行工况及负荷变化的需求，并且仍有较大裕量。经运行考验汽、水品质合格。各管路、阀门通流能力在流量增大后，未出现异常振动和尖叫声，满足运行要求。

经对7、8号机组的系统和设备进行现场实际调查了解，并与该厂同类型5、6号机组的设计进行对比，表明：系统布置、重要管路的规格、材质，阀门通流能力的选择，基本是一致的。

3 机组整体性能及汽轮机本体及热力系统优化的技术经济性

3.1 机组整体性能

XXX电厂7、8号2×300MW机组由西北电力设计院设计，配套辅助设备及系统按机组最大功率334.137MW，蒸汽流量1025t/h设计配套。机组在额定功率(300MW)及313.2MW、333.7MW运行时，随负荷增加高压缸效率增大、中压缸效率基本不变、低压缸效率下降，机组热耗稍有增加。功率313.2MW的热

耗比额定功率时大 2 kJ/ (kW.h)，333.7MW 的热耗比额定功率时大 15 kJ/ (kW.h)。所以，根据汽轮机的设计性能，1、2 号机组提高铭牌出力后，汽轮机在铭牌功率下运行对其经济性基本没有影响。

由于 7、8 号机组主、辅设备配置裕量和汽轮机通流能力较大，若限制机组以额定 300MW 负荷运行，与其配置的其他主、辅设备能力受到限制，而不能充分发挥利用，综合技术经济指标将降低。汽轮机本体及热力系统优化后，机组在铭牌功率下运行，其经济性将得到提高。

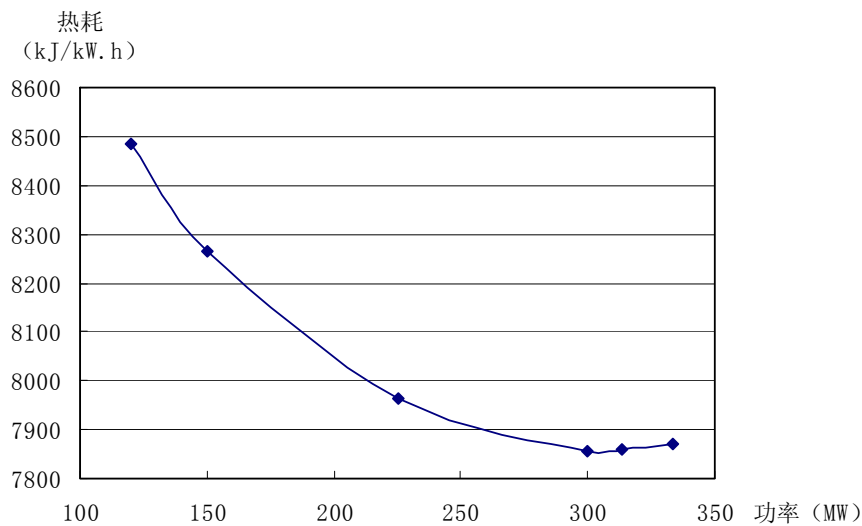


图 1 功率与热耗关系

3.2 汽轮机本体及热力系统优化的技术经济性

随科学技术的进步，现代汽轮机通流叶栅设计，已达到日臻完善的程度。进一步提高汽轮机内效率，现世界各大汽轮机制造厂均在通流部分动、静叶径向汽封结构上加强设计改进。尤其是反动式汽轮机特点，通流级径向汽封间隙的大小对缸效率影响比冲动式汽轮机大的多。布莱登汽封的设计与工作原理较好的弥补了传统结构汽封的缺点。特别是采用高中压合缸结构汽轮机，为平衡推力的平衡盘直径（1175mm）和差压大，受磨损后，漏汽量成倍增加。尤其

是高压内缸平衡盘漏汽，直接短路高压缸，影响机组功率，并造成高压缸排汽温度升高。

汽轮机热力系统优化的设计原则及要求参照电力行业标准《DL/T834-2003 火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》，按疏水点位置不同，根据分类及作用对疏水系统进行改进及优化，从而达到消除外漏，尽可能减少内漏的目的。

XXX 同有关电厂进行过详细的调查，认为汽轮机本体及热力系统优化技术是先进成熟的技术。目前国内不同容量及型式机组上已采用该技术一百余台，XXX 电厂已投产的 5、6 号国产引进型 300MW 汽轮机上已使用该项技术，运行及试验结果均表明机组性能有明显提高。

4 汽轮机本体及热力系统优化的结论及建议

(1) 经对 XXX 第二发电厂 7、8 号机组从设计、制造、运行状态等方面综合分析，并与同等容量的 5、6 号机组汽轮机本体及热力系统优化后的试验结果和运行状况进行对比，7、8 号机组具有汽轮机本体及热力系统优化改造的节能潜力。

(2) 电厂当地的气象环境条件优良，气温低、冷却水温度低、机组运行真空高，极其有利于 7、8 号机组汽轮机本体及热力系统优化后的提高出力运行。

(3) 汽轮机本体及热力系统优化，提高机组出力能力，设计性能是基础，实际运行性能是保障。上海汽轮机有限公司设计的亚临界 300MW 汽轮机具有较大的通流能力，电厂设计与主、辅设备的配置，在汽轮机本体及热力系统优化后，具有机组提高出力的能力，并能获得十分显著的经济效益。

(4) 建议聘请有资质的技术部门组织汽轮机本体及热力系统节能改造。制定严密的汽轮机本体及热力系统节能改造方案和技术措施，技术改造后在各种

不同的参数和工况下对机组进行出力能力的试验。综合分析各设备在各出力下的运行参数，论证机组安全、经济性。

5 汽轮机本体系统优化方案

5.1 前言

XXX 汽轮机为国产引进型 300MW 汽轮机，由上海汽轮机有限公司制造，制造厂型号 D156，西北电力设计院设计，2006 年 9 月投产发电。拟于 2010 年 #7 机组 A 级检修时进行改进。

为提高机组运行安全及经济性，XXX 于 2007 年初立项，对机组进行完善改进，委托 XXX 诊断分析设备及系统存在的问题，提出改进方案，并协助实施。

项目的实施首先应对汽轮机组设备及系统状况和运行情况进行调查了解的基础上，进行针对性的性能诊断试验。并根据诊断试验的结果综合分析，从而提出汽轮机组设备及系统完善改进方案。

但由于工期紧迫，应电厂的要求，首先提出汽轮机本体改进的初步方案。本方案的制定根据汽轮机的结构和同类型汽轮机运行中所存在的问题^[1]，并结合同类型汽轮机改进的经验和效果，同时考虑当前制造厂的生产形势及大修工期等制约因素提出。

5.2 改进方案

5.2.1 采用布莱登汽封

[目的] 针对引进型 300MW 汽轮机结构及存在的问题，根据布莱登技术特点和使用效果，采用布莱登汽封可显著提高汽轮机的安全性和经济性；并可使汽轮机长期保持高效率运行，从而延长汽轮机大修周期。

[技术措施]

根据该汽轮机的结构，可在高中压缸各平衡盘及两端内轴封使用布莱登汽封共 12 道，中压缸隔板汽封使用 8 道，参见表 11 和图 2。

表 11 布莱登汽封安装位置和技术参数（推荐值）

5) 号	6) 部 位	7) 量 8) 道)	9) 关闭 10) 间隙 (mm)	11) 张 12) 开间隙 (mm)
13)	14) 高压内缸平衡盘轴封	15)	16) 0 .5±0.05	17) 2 .0
18)	19) 高压缸排汽平衡盘轴封	20)	21) 0 .5±0.05	22) 2 .0
23)	24) 中压进汽平衡盘轴封	25)	26) 0 .5±0.05	27) 2 .0
28)	29) 高、中压外缸两端部内 侧轴封	30) ×1	31) 0 .25± ₀ ^{0.05}	32) 1 .3
33)	34) 中压缸隔板汽封	35)	36) 0 .5±0.05	37) 2 .0
38)	39) 合计	40) 0	41)	42)

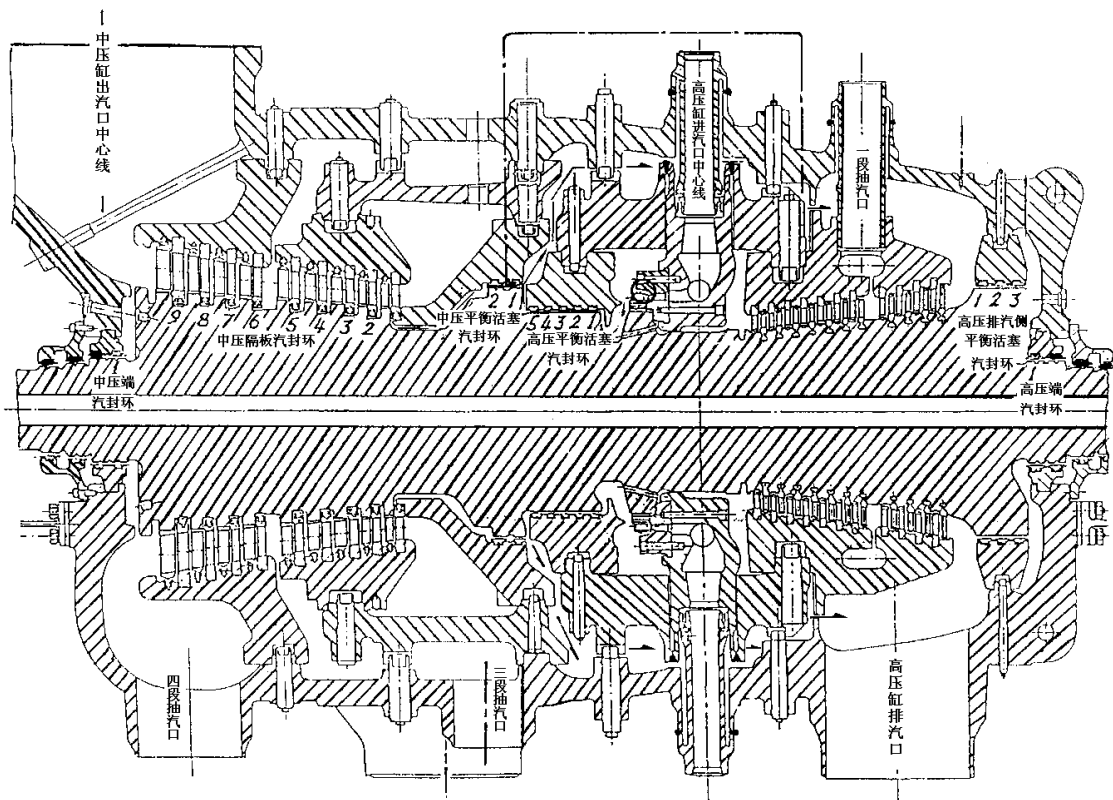


图 2 布莱登汽封安装位置

注意：生产厂家必须是由美国布莱登公司授权的企业。否则不能保证质量与使用效果，甚至可能影响机组安全，造成不必要的损失。目前市场上的可调汽封是国内部分厂家的仿制产品，产品质量及安全性不能保证。

推荐单位：美国布莱登工程公司中国技术服务中心-哈尔滨布莱登汽封技术应用有限公司。

实施地点：大修现场

[说明]

布莱登汽封的设计与工作原理较好的弥补了传统结构汽封的缺点。特别是采用高中压合缸结构汽轮机，为平衡推力的平衡盘直径（1175mm）和差压大，受磨损后，漏汽量成倍增加。尤其是高压内缸平衡盘漏汽，直接短路高压缸，影响机组功率，并造成高压缸排汽温度升高。

XXX 同有关电厂进行过详细的调查^{[2][3]}，认为该项技术是先进成熟的技术。目前国内不同容量及型式机组上已采用该技术一百余台，已投产的国产引进型 300MW 汽轮机上已使用该项技术的有 18 台机组，运行及试验结果均表明机组性能有明显提高。表 12 列举同类型机组采用布莱登汽封大修前后和不采用布莱登汽封大修前后的对比。

有如下结果：

- 1) 同一台机组采用布莱登汽封后，在相同的 5 阀工况下，大修前、后额定参数下功率、缸效率，漏汽率、高压缸排汽温度（相同初温下）等均有明显变化。
- 2) 不同机组设备及系统实施基本相同的改进方案，但大修中是否采用布莱

登汽封，大修后在相同的 5 阀工况下进行比较，额定参数下功率、缸效率，漏汽率、高压缸排汽温度（相同初温下）等均有明显不同。

3) 根据汉川、嘉兴、双辽电厂机组是否采用布莱登汽封的试验对比，相同 5 阀工况下，发电煤耗率相差在 2.5g/(kW·h) 以上，经计算分析，主要是两者缸效率和漏汽率差异造成。

表 12 上汽、哈汽汽轮机设计值与采用不同汽封结构完善改进前、后比较

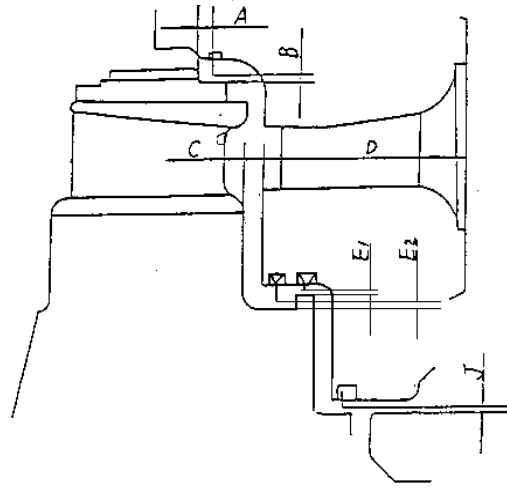
项目	机组	嘉兴电厂 1 号机 D156			汉川 4 号机 F156		双辽 1 号 73 扩大		
		单位	设计	修前	修后	修前	修后	设计	修前
试验时间		/	01.01	01.08	00.12	01.07	/	01.03	01.12
汽封结构		传统	传统	布莱登	传统	传统	传统	传统	布莱登
试验工况	/	额定	5 阀	5 阀	5 阀	5 阀	额定	5 阀	5 阀
试验功率	MW	300.0	285.2	288.6	297.7	290.6	300.0	293.2	296.9
高压缸效率	%	86.24	77.07	82.42	79.18	80.25	86.02	79.84	83.69
中压缸名义效率	%	92.20	92.25	92.36	92.92	89.83	92.68	88.25	88.37
中压缸实际效率	%	92.20	90.13	91.39	89.32	89.58	92.02	86.95	88.1
中压平衡盘漏汽率	%	1.39	6.37	2.06	4.67	3.21	1.91	5.21	1.82
漏汽量	t/h	10.39	53.46	16.18	37.30	25.28	14.37	42.99	14.93
额定参数高排温度	℃	316.7	338.6	327.1	335.8	331.5	327.0	338.1	331.2
参数修正后功率	MW	300.0	288.7	296.0	301.6	302.0	300.0	305.5	309.6

5.2.2 调节级汽封改进

[目的] 减小径向汽封间隙，提高调节级效率

[技术措施]

汽封位置：见图 3，调节级叶顶汽封一道（B 处），叶根汽封两道（E1、E2 处）。



43)

图 3 调节级叶顶与叶根汽封位置示意图

将原汽封齿拔出，重新镶嵌并调整径向间隙至 $1.2 \pm 0.05\text{mm}$ ；

加工部件：高压内缸上、下半。

实施地点：当地就近实施（或返制造厂实施）

表 13 调节级汽封改进参数

44) 汽封位置	45) 调节级叶顶	46) 调节级叶根
47) 图号	48)	49)
50) 汽封形式	51) 固定式	52) 固定式
53) 圈数	54) 1	55) 2
56) 转子直径/mm	57)	58)
59) 原间隙/mm	60) 2.5 ± 0.05	61) 2.0 ± 0.05
62) 新间隙/mm	63) 1.2 ± 0.05	64) 1.2 ± 0.05
65) 汽封圈内径加工尺寸/mm	66)	67)

[说明]

调节级整级差压大，其级功率占高压缸总功率的 20.8%左右。调节级设计

效率为 67%左右，实际机组运行通常只能达到 40%左右。一方面是调门节流大；另一方面调节级动叶叶顶及叶根汽封径向间隙设计偏大和汽封结构不合理，设计间隙为 2.5mm。按调节级叶顶直径计算，相当于 1 根 DN110 的管道漏汽面积；且采用单齿镶嵌式结构，阻汽效果差。

95 年以来，哈汽公司与上汽公司采纳 XXX 方案，在不同电厂将该调节级汽封间隙由 2.5mm 逐步减小至 1.5mm、1.2mm、1.0mm。目前制造的新机组均减小了该汽封间隙。实施该项改进措施后，调节级效率可提高到 60%左右。

5.2.3 更换高压持环隔板汽封

[目的] 减小汽封径向间隙，提高通流效率。

[技术措施]

高压持环 11 级隔板 33 道汽封采用镶嵌式，应重新镶齿，按预留 0.60mm 间隙车削准确，安装时再根据间隙测量结果，进行部分修刮。

加工部件：高压缸静叶持环上、下半。

实施地点：当地就近实施（或返制造厂实施）

5.2.4 合理调整通流部分间隙及清洁通流部分

[目的] 根据检修工艺和汽缸变形规律，合理调整通流径向间隙。清洁叶栅表面积垢，提高汽轮机级效率。

[技术措施]

1) 高压缸 1~11 级叶顶汽封拆出，参考大修揭缸后复测结果，修刮到设计要求。

2) 中、低压缸通流汽封及各汽缸端部轴封拆出，修刮调整到设计值。

3) 大修中对高、中压缸及小汽轮机的通流部分采用水力或水力喷砂方法

除垢。

实施地点：大修现场

[说明]

大修对通流汽封拆装检查及间隙进行重新调整，是提高汽轮机效率的重要措施之一。汽封漏汽量大，即减少了本级通过叶栅做功的蒸汽量，而且扰乱下一级入口汽流，造成级效率降低。特别是反动式汽轮机级焓降动、静叶各占一半，隔板和动叶均存在压差，且采用鼓形转子，隔板及动叶直径比冲动式汽轮机大，汽封相同间隙，漏汽量比冲动式汽轮机大。

据调查，由于受各种因素影响，部分电厂对大修中汽封修刮及调整重视不够，多数电厂大修中对制造厂设计的汽封径向间隙调整控制值要求理解不够准确，导致调整后实际汽封间隙过大，大修前、后各汽缸内效率变化不大。

高中压缸通流汽封径向间隙设计值为 $0.75 \pm 0.05\text{mm}$ ，是指汽缸在全实缸，按一定紧力要求紧全部螺栓后的数值。大修中调整及检查汽封间隙不可能在这种状态下进行。根据不同电厂同类型机组大修中调整汽封径向间隙的数据及经验，若按实际大修半实缸，紧 1/3 螺栓后，按设计要求调整间隙，当左右间隙达到设计值时，天地间隙已超出设计值，全实缸紧全部螺栓之后，实际间隙将偏大；若天地间隙调整到设计值时，左右间隙将小于设计值，全实缸紧完全部螺栓之后，实际间隙将偏小。根据半实缸状态下汽缸的变形及转子的静挠度，对大修中通流部分间隙提出新的要求。

另外，通流部分的表面的清洁程度对汽轮机的内效率影响较大，反动式机的叶轮之间和隔板之间轴向距离较小，汽道表面人工清洁无法进行。

5.2.5 高压内缸夹层下半安装阻汽片

[目的] 改进高压内外缸夹层汽流分配，消除高压缸前部高温段上下缸温差大。避免因温差大而造成汽缸变形，径向汽封磨损，中分面螺栓松弛或断裂等。

[技术措施]

阻汽片安装在高压静叶持环下半与外缸间的挡汽环处。安装方式有三个方案可供选择：

方案 1：持环加固定式阻汽片（推荐）

在高压缸静叶持环下半挡汽环镶嵌一个阻汽片（1.5mm 厚合金钢板），阻汽片与外缸间隙调整为 3mm（原挡汽环间隙为 20mm）。参见 **Error! Reference source not found.**。

加工部件：高压缸静叶持环下半，需要提前准备阻汽片材料

实施地点：当地就近实施（或返制造厂实施），与高压持环重新镶汽封同步进行。

方案 2：持环加退让式汽封

在高压缸静叶持环下半挡汽环车出汽封槽，加装可退让的汽封，其结构与通流部分退让式汽封完全相同，参见图 4。汽封齿与外缸间隙可调整为“0”。

加工部件：高压缸静叶持环下半，需要提前订作汽封及相应配件。

实施地点：当地就近实施（或返制造厂实施），与高压持环重新镶汽封同步进行。



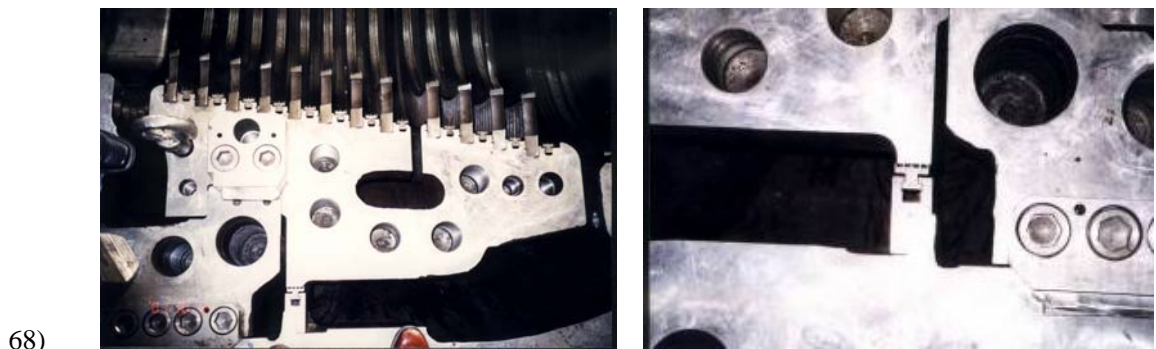
图 4 高压内缸夹层下半-持环加退让式汽封

方案 3: 外缸下半加退让式汽封

高压外缸下半的挡汽环上人工打磨出 Z 型槽, 再焊接凸块, 将退让式汽封安装在外缸下半挡汽环上, 参见图 5。与静叶持环的间隙调整为“0”。

加工部件: 高压缸外缸下半, 需要提前订作汽封及相应配件。

实施地点: 现场实施



68)

图 5 高压内缸夹层下半-外缸加退让式汽封

注意: 高压外缸打开后, 在吊出高压静叶持环前, 应现场实测挡汽环处的间隙, 以免由于实际汽缸与图纸尺寸不符造成挡汽环安装后间隙过大或过小。

[说明]

经对汽轮机高压缸结构分析和测量的数据表明, 夹层汽流与设计思想不符, 造成高压缸前部高温段上、下缸温差严重超标, 呈负温差, 即下缸温度高于上缸温度。经在同类型机组上加装测点测量和对相同结构进口机组运行调

查，机组在 300MW 工况下运行可达 -70°C 以上，分析认为是螺栓松弛或断裂的主要原因之一，造成结合面漏汽，危及机组运行安全。

上述三个方案实施效果相比较：

方案 1 工作量小，但高压内、外缸径向膨胀难于准确计算，需留一定间隙，效果不如方案 2、3。在妈湾 2 号、嘉兴 1 号汽轮机上间隙为 4mm，上、下缸温差控制在 40°C 之内；嘉兴 2 号和汉川 3 号机将间隙缩小至 3mm，上、下缸温差可控制在 30°C 之内。上汽公司、哈汽公司均实施过。

方案 2 在下半部挡汽环车出汽封槽，汽封及相应配套部件提前订货，不需在汽缸上动火焊接。

方案 3 不需返厂，但现场工作量较大，需在高压缸外缸下半动火焊接。仅哈汽公司实施过。

由于工期较紧，推荐采用方案 1。

5.2.6 低压内缸及持环中分面螺栓改进

[目的] 增大螺栓紧力，改善低压 1 号内缸 5、6 段抽汽口温度偏高的问题。可结合消除中分面变形进一步提高改进效果。

[技术措施]

改进低压 1 号内缸 5、6 段抽汽口及低压 1、2 号静叶持环中分面的部分螺栓。通过适当增加螺栓直径，缩短螺杆长度，拧紧形式由冷紧改为热紧等方式，增大螺栓紧力。改进的螺栓见表 14。

订购改进涉及的螺栓。对加粗的螺栓，须扩大持环上、下半的螺栓孔直径，并对下缸螺栓孔重新攻丝；对缩短的螺栓，须加工汽缸上半，铣削螺栓平面。

加工部件： 低压缸调端静叶持环上、下半，电端静叶持环上、下半。

实施地点：当地就近实施（或返制造厂实施）

表 14 低压内缸及静叶持环中分面螺栓改进

69) 螺	70) 低	71) 低	72) 低	73) 低
栓	压 1 号内缸 5、6	压调端静叶持环	压电端静叶持环	压电端静叶持环
	段抽汽口螺栓	定位螺栓	螺栓	定位螺栓
74) 代	75)	76)	77)	78)
号				
79) 数	80) 12	81) 2	82) 2	83) 2
量				
84) 原	85) 冷	86) M45	87) M52	88) M45
规格	紧	冷紧	冷紧	冷紧
89) 改	90) 热	91) M52	92) M60	93) M52
进	紧	热紧	热紧	热紧
94) 螺	95)	96)	97)	98)
栓孔加工				

图 6 改进后低压缸中分面螺栓

5.2.7 调节级喷嘴更换

[目的] 提高调节级效率；

[技术措施]

更换高压缸调节级喷嘴组，包括紧固螺栓、定位销和调节级叶顶汽封一道、叶根汽封两道仍采用原结构，减小汽封径向间隙。将原汽封齿拔出，重新镶嵌并调整径向间隙，叶顶、叶根间隙由 $2.5 \pm 0.05\text{mm}$ 、 $2.0 \pm 0.05\text{mm}$ 减小至 $1.5 \pm 0.05\text{mm}$ 、 $1.2 \pm 0.05\text{mm}$ ，提高调节级效率；

实施地点：在承揽方车间实施

6 汽轮机热力系统优化改进方案

6.1 设备及系统完善改进的基本原则

1) 根据机组实际运行及操作方式和诊断试验结果，结合不同电厂同类型机组存在的问题，对影响机组运行安全、经济性的设备及系统进行改进；

2) 根据机组设计、安装、现场布置和运行性能，针对同类型机组普遍问题和本机组的特殊问题，吸收不同电力设计院设计特点，以及国外同类型机

组的先进技术和已使用过且经运行考验是成功的技术和经验；

3) 重点解决机组运行中所发现的或隐藏的安全性问题，在机组安全基础上，通过采取相应技术措施来提高机组的运行经济性；

4) 经完善改进后的设备和系统，通过对运行操作规程的补充完善，机组在任何工况下运行时，各项控制指标应在规程要求的范围之内，并满足机组在任何工况下的运行要求；

5) 对机组投运以来从未使用过，或稍经改变运行及操作方式完全可以满足机组安全运行，而不需使用的系统及设备应予以彻底割除。

6.2 疏水系统设计原则及要求

疏水系统设计原则及要求参照电力行业标准《DL/T834-2003 火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》。

1) 机组在各种不同的工况下运行，疏水系统应能防止可能的汽轮机进水和汽轮机本体的不正常积水，并满足系统暖管和热备用要求；

2) 设备和系统的疏水分为汽轮机本体疏水和系统疏水两大类。汽轮机本体疏水包括汽缸疏水，及直接与汽缸相连的各管道疏水，包括高、中压主汽门后，与汽缸直接连通的各级抽汽管道门前，高压缸排汽逆止门前，轴封系统等。上述疏水之外归类为系统疏水；

3) 为防止疏水阀门泄漏，造成阀芯吹损，各疏水气动或电动阀门后应加装一手动截止阀。为不降低机组运行操作的自动化程度，正常工况下手动截止阀应处于全开状态。当气动或电动疏水阀出现内漏，而无处理条件时，可作为临时措施，关闭手动截止阀。机组启、停过程中，手动截止阀操作方式按照改进后修订的运行操作规程进行；

4) 对于运行中处于热备用的管道或设备，在用汽设备的入口门前应暖管，暖管采用组合型自动疏水器方式，而不采用节流疏水孔板连续疏水方式。疏水器选用 DFS 倒置浮杯式自动疏水器；

5) 任何类型的疏水管上不得设置疏水逆止门；

6) 为优化运行方式，部分疏水增加疏水温度测点。原则上疏水温度测点安装在疏水门前，伸入管壁 5mm~10mm；

7) 疏水系统改造施工过程中，对取消的阀门，管道，三通，弯头等材料应充分利用。对于新增加或需更换的疏水阀门，采用焊接门，阀门安装前应进行严格的解体检查，检查合格的阀门才允许使用；

8) 由于改进是在原已安装完成后的系统基础上进行，且原疏水门前、后管径以设计为依据，可能与现场实际安装情况不完全一致。对于施工过程中发现疏水点的确切位置、连接方式、布置及管径不合理时，可视现场实际情况做适当调整；

9) 由于疏水管径较小，施工过程中，疏水管道和阀门布置应根据现场实际情况做到排列整齐，疏水弯头最少，管线最短，阀门安装位置应便于检修和运行操作；

6.3 疏水系统改进及优化

按疏水点位置不同，可分为本体、系统疏水，每一类按其作用不同，可分为加热设备及管道的疏水和设备及管道疏放水。根据分类及作用对疏水系统进行改进及优化，从而达到消除外漏，尽可能减少内漏的目的。

采取措施重点解决以下问题：

- 1) 汽缸上、下缸温差大；
- 2) 本体及系统疏水不尽完善；
- 3) 高温疏水进入疏水扩容后造成联箱开裂、变形；
- 4) 部分疏水阀布置位置不当，工作环境差，不便运行检查及维修；
- 5) 现运行操作规程不尽完善。













6.4 编制说明

1. 工质参数：材料表中工质参数（压力 / 温度）单位为（MPa/°C）。

主要位置工质参数如下：

置代码	置	质参数 (MPa/°C)	工	置代码	置	质参数 (MPa/°C)	工
99)	100	101)	16.	102	103	104)	0.3
S	105	106	107)	S5	108	109	110)
	蒸汽	67/537			段抽汽	60/233	
H	111	112	113)	S6	114	115	116)
	热蒸汽	9/537			段抽汽	34/136	
S	117	118	119)	S7	120	121	122)
	节级	2/493.0			段抽汽	650/88	
S1	123	124	125)	S8	126	127	128)
	段抽汽	3/391.3			段抽汽	256/65.5	
S2	129	130	131)	DN	132	133	134)
	段抽汽	8/327.2			汽器	049/35	
S3	135	136	137)	L	138	139	140)
	段抽汽	7/433			封母管	/350	
S4	141	142	143)	X	144	145	146)
	段抽汽	69/334			汽联箱	75/280	

2. 图例:

手动门		逆止门	
气动门		自动疏水器	
电动门		节流孔板	
调节门		主汽门	
减温器		温度测点	
压力测点		流量测点	

3. 所涉及的数据均以电力设计院的设计施工图及汽轮机制造厂提供的数据为依据。管道规格可能与实际有一定差异，应以实际管道为准。其中工质参数可作为选择管道、阀门材质的依据。

4. 文中所述 A 侧指厂房 A 列柱侧即发电机出线侧，B 侧指厂房 B 列柱侧即锅炉侧；调端指机组的汽轮机调节端，电端机组的发电机端。

6.5 施工要求

1. 为保证施工进度，应分两组同时施工，每组技术负责 1 名，焊工至少 2 名，管工 2 名，辅助工若干。

2. 疏水系统改造施工过程中，对取消的阀门，管道，三通，弯头等材料

应充分利用。对于新增加或需更换的疏水阀门，采用焊接门，阀门安装前应进行严格的解体检查，检查合格的阀门才允许使用；

3. 由于改进是在原已安装完成后的系统基础上进行，且原疏水门前、后管径以设计为依据，可能与现场实际安装情况不完全一致。对于施工过程中发现疏水点的确切位置、连接方式、布置及管径不合理时，可视现场实际情况做适当调整；

4. 由于疏水管径较小，施工过程中，疏水管道和阀门布置应根据现场实际情况做到排列整齐、疏水弯头最少、管线最短、阀门安装位置便于检修和运行操作；

5. 施工前必须对所要做的工作充分了解后方可开工；

6. 施工过程按照”热力系统优化异动申请”施工，所有施工有关管道均由电厂、XXX 与检修技术人员共同确认后方可施工，防止发生接错。管道疏水点的位置需经现场确认，保证疏水点位于管道最低点，三方现场确认后进行施工。

7. 原疏水管道保温全部拆除，疏水管割下时要求测量好原管径。割下的疏水管应做好明确标记，分别放置。管子、弯头原则上采用原来的管子、弯头再利用，如需新增加的管路（特别是新蒸汽上的管子）必须打光谱核实材料后方可使用。三通应符合《三通接管座技术条件》和《焊接三通技术条件》，管道焊接前必须用压缩空气吹扫干净。

8. 割除的管路原则上从源头处进行割除，原管道割除后，管道接口应做好标记和记录，妥善封闭。确认是否保留或封堵。

9. 管道施工和支吊架设置以及不需要的接口的封堵均应符合《火电施工质量检验及评定标准—管道篇》的要求，排列整齐美观，尽量减少弯头、缩短管程。水平段管道应略向下倾斜，若出现 U 型管，应有相应补救措施。疏水阀、隔离阀的位置应便于检修和运行操作。

10. 控制及电源电缆，作好标记，妥善保留于适当位置。

-
11. 所取消气动阀之控制用压缩空气管全部取消。
 12. 新增自动疏水器均安装前后隔离阀。
 13. 所有疏水接口应根据压力等级分别接到疏水扩容器各集管上。各集管上所用疏水接口，应根据压力等级分布。
 14. 所有焊口的焊接工艺和热处理均应符合《火力电力建设施工验收规范—管道篇》的要求，采用氩弧焊打底。高压疏水管道的焊接工作必须提供焊接工艺，焊后进行热处理，拍片检查合格。
 15. 部分取消的气动门、电动门可能重新利用。故阀门的取消应在阀门移动、替换等其它工作全部完成后进行，以免重复工作。
 16. 各需保留的疏水阀原则上仍放在原位置，若改变位置应兼顾控制气源管道和控制电缆的变化，确需改变的要求同时进行控制气源管道和控制电缆的移位。取消的阀门应将原控制气源管道从根部取消，控制电缆从端子箱拆除，废电缆及穿线管拆除，原用于控制气动阀（电动阀）所配制的变送器及其支架、电源、信号线等也同时拆除。

7 . 汽轮机能量系统优化节能改造节能量计算

7.1 节能单耗量差值的确定

XXX 二期#5、#6 机组（300MW）汽轮机本体及热力系统优化在优化改进改进后，汽轮机高压缸效率提高了 4 个百分点，中压缸效率可提高 0.5 个百分点，减少了中压缸平衡盘汽封漏汽率，降低机组热耗率，机组带负荷能力提高 4%，降低煤耗约 6.4g/kw。并于 2005 年 11 月 8 日经甘肃省经济委员会组织专家评审，将铭牌出力提高至 320MW，“2 × 30 万千瓦汽轮发电机组提高铭牌出力”项目实施后，企业年增加发电量 2.2 亿度，在相同的条件下机组发电煤耗率下降约 6.4 g/kwh。三期 7、8 机组主设备生产厂家和二期厂家相同，主要系统设计类同。汽轮机本体及热力系统优化改造后，预计机组高压

缸效率可提高 4 个百分点，中压缸效率可提高 0.5 个百分点，中压缸平衡盘汽封漏汽率减少，机组热耗率有所降低，机组带负荷能力可提高 4%，机组发电煤耗降低约 4.0g/kwh。节能单耗量差值：4.0g/kwh 标煤。

项目名称	单位	2006 年度	2007 年度		多年平均	改造后
			二期	三期		
发电量	万 kWh	369742	348849	318838	345809	380000
发电煤耗	g/kWh	327.12	325.19	324.30	324.76	320.76
年平均利用小时	小时	5770	5450	5313	5384	6333
年平均运行小时	小时	7216	6926	6423	6674	6674

7.2 机组基准发电量的确定

根据 XXX 多年平均利用小时及发电量汇总表分析，7、8 机组汽轮机本体及热力系统优化后，每台机组基准年发电量按照 6333 利用小时预测核算，每台机组基准年发电量=30 万千瓦时×6333 小时=19（亿千瓦时）

两台机组基准年发电量=2×19=38（亿千瓦时）。

7.3 能量系统优化后节能量计算

汽轮机能量系统优化节能改造节能量=节能单耗差值×基准产量

节能量=4.0g/kwh×38 亿 kwh=15200（吨标煤）

8 电机变频节能技术改造的可行性报告

8.1 概述

在我国火电机组的设计中，由于锅炉、风机设计与选型裕度，高压电动机往往存在“大马拉小车”的现象。在某些场合即使裕度选得不是很大，但由于工况存在负荷波动较大的情况，由于电动机不能跟着负荷的波动进行调

节，电能被大量浪费，并且造成了严重的环境污染。据统计，我国风机泵类的平均设计效率仅 75%，比发达国家水平低 5 个百分点，系统运行效率比发达国家水平低 20~25 个百分点，节电潜力巨大。

目前国内火力发电厂的厂用电占总发电量的 5%~8%，而电厂送、引风机、一次风机及凝结水泵消耗电量约占总厂用电的 30%左右。现在一般机组送、引风机、一次风机及凝结水泵调节采用进出挡板/阀门的开度调节，阀门的开度在 50%~60%的情况大量存在，甚至常年工作在 20%~30%，这导致负载运行效率较低，并且有大量能量浪费在挡板/阀门的截流上，因此提高风机、水泵的运行效率，改变挡板/阀门的截流损耗对节能降耗有着重要的作用。我国一些企业，特别是一些火电厂或热电站在采用高压电机调速技术对高压电动机进行节能技术改造后，产生了明显的经济效益。

8.2 关于水泵的运行特性图解

近几年，国内电力行业的水泵为了节能降耗降低生产成本，已经普遍开始采用变频调速装置进行供水流量与压力的控制，在这方面也有大量的报道。水系统效率指标的构成要素中，由于电机效率变化幅度很小，为次要因素；水系统效率是主要因素，即主要由水泵效率和管网效率决定水系统的效率。两种效率之间关系密切，反映了系统水泵与水管网之间的匹配合理程度。当匹配合理程度较高时，系统能耗较低；反之系统能耗较高。一般情况下，离心式水泵的高效率区域一般都在 80%~100%的额定流量范围内，如果水泵的运行流量超出此范围其运行效率将不在的效率区域内运行。对于水系统的管网系统效率，当管网系统结构一经确定管网的阻力就确定了，其效率也就已经确定了。管网结构确定之后，水系统的运行效率主要取决于供水压力与单位

时间内的流量。

有很多人在水泵变频运行的分析中都习惯引用水泵的比例定律：

流量比例定律： $Q_1/Q_2=n_1/n_2$

扬程比例定律： $H_1/H_2=(n_1/n_2)^2$

轴功率比例定律： $P_1/P_2=(n_1/n_2)^3$

并由此得出结论：水泵的流量与转速成正比，水泵的扬程与转速的平方成正比，水泵的输出功率与转速的 3 次方成正比，节能效果与水泵调速后的转速成立方关系变化。实际中却没有这样的节能效果。

比例定律是研究、设计泵本身的规律，它是就水泵而论水泵的定律。对于工作在管道系统中的水泵必须视具体工况分析计算，因此，水泵的节能计算不能统统照搬照抄比例定律，水泵的节能计算必须根据实际工况进行分析计算。

比例定律仅适用于水泵的出水口和进水口之间没有高度或压力差，即没有静扬程的情况。比如在没有落差或压力差的同一水平面上远距离输水，水泵的输出扬程(压力)仅用来克服管道的阻力，在这种情况下，当转速降到零时，扬程(压力)也降到零，流量也正好降到零，这是理想的水泵运行工况。

图 1 中工作点 A 和 C 就完全适合这种工况，可以使用比例定律。

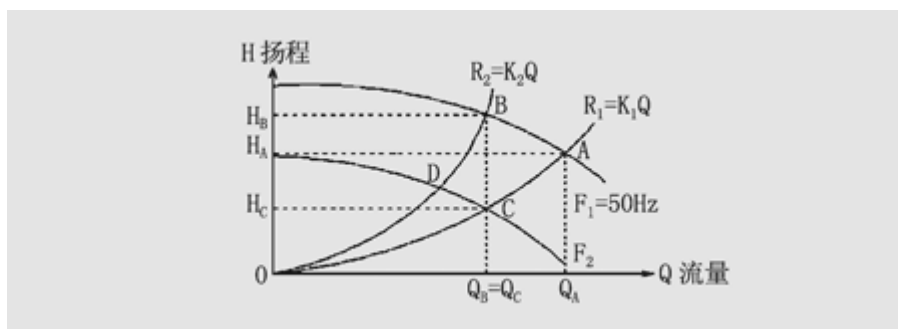


图 1—理想的水泵特性曲线

但实际水泵运行工况不可能达到理想工况，水泵的出水口和进水口之间是有高度差或压力差的，有时还很大，如图 8 所示。在水泵并联运行时，水泵的出水口压力还要受到其它水泵运行压力的影响。并联运行的泵要想出水，其扬程必须大于其它水泵当时的压力。水泵出口流量并不是总管网流量，总管网流量为所有运行的水泵的流量和。由于管网总流量增大和阻力增大，因此并联运行的水泵扬程更高，工况发生变化，因此比例定律在此也不再适用。

8.3 单台水泵变频运行的图解分析

- (1) 单台水泵变频运行，在于水泵进出口水位的高度差或压力差，也就是水泵的净扬程 H_0 。水泵的扬程只有大于净扬程时才能出水。因此管网阻力曲线的起始点就是该净扬程的高度，见图 2。

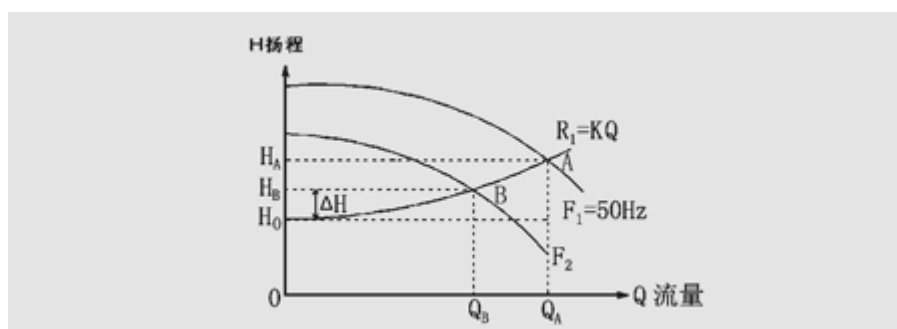


图 2—单台水泵变频运行特性曲线/

图 2 中，额定工作点仍然为 A，理想管网阻力曲线 R_1 与流量成正比。变频后的特性曲线 F_2 ，工作点 B。流量为零时的净扬程 H_0 ，变频运行实际工作点 H_B 与净扬程的差 $\Delta H = H_B - H_0$ ，为克服管网阻力达到所需流量 Q_B 时的附加扬程。由于管网阻力曲线与图 1 不同，因此不满足相似定律。

- (2) 图 2 中的工作点 A 为水泵额定工作点，满足水泵的额定扬程和额定流量。因此 R_1 成为理想的管网阻力曲线。

8.4 凝结水泵、一次风机电机变频改造的特点

一般情况下，很多人都用相似定律的比例率来计算凝结水泵变频调速的节电率。但是，实际中却没有这样的节能效果。由于相似定律是研究、设计风机和水泵本身的规律，它是就水泵而论水泵的定律。对于工作在管道系统中的水泵必须视具体工况进行分析计算，因此，泵的节能计算不能照搬照抄相似定律，水泵的节能计算必须根据具体实际工况进行分析计算。也应当考虑变频调速之后水泵的效率、电动机的效率、变频器的效率等因素的影响。

在没有进行变频调速时，水泵的运行方式是根据负荷变化调整调节门的开度或并联运行的泵的运行台数来满足负荷的变化要求。这种调节操作简单，但调节精度低，管网系统的运行效率低。采用变频调节时，如果根据负荷变化需要来调节流量或压力，将流量或压力调节在一个最优的范围内，可以提高管网运行的整体效率，这样节能效果更加突出。可以利用变频调节调节精度高，操作方便的特点，优化控制系统，提高系统效率。同时，变频调速之后由于管网系统运行效率的提高，电动机不但减小了从电网输入的功率，同时变频器也提高了电网输入的功率因数。这就使电动机从电网吸收的无功功率相对的降低了，由于电网传输的无功功率减小，使得无功功率的传输在电网中造成的有功损耗也降低，即无功经济当量也降低了。

所以，凝结水泵变频调速之后的节能，不但直接体现在单台设备的能耗降低上，更重要的是体现在管网系统效率的提高与电网的功率因数的提高即无功经济当量的降低这两个方面。

XXX 夏季机组负荷较低维持在 70%~75%，凝结泵运行时，除氧器水位调节阀前后压差达 1.5MPa 以上，节流损失很大，凝结水泵的选型过大，进行

凝泵变频改造很有必要。凝结水泵采用变频调节，根据机组不同负荷，调节泵的运行转速，以适应机组对凝结水压力和流量的需求。此方案节能效果明显，特别是在低负荷工况运行时，节能效果显著。缺点是投资大，运行调整复杂，对变频设备的可靠性要求高。

XXX 每台机组配套两台 100%容量的凝结水泵，机组正常运行时，一台运行，一台备用。凝结水泵的配套电机功率为 1000kW，电压为 6kV，转速为 1492r/min，宜采用一拖二型高压变频调速装置。XXX300MW 机组变工况运行时，考虑凝结水泵出力采用变频调速调节运行后，节能效益计算如表 15。若年运行 300 天，负荷率为 75%，即：每日平均 300MW 工况运行 4 小时，250MW 工况运行 8 小时，200MW 工况运行 8 小时，150MW 工况运行 4 小时。凝结水泵采用变速调节后，单机年节约电量约 150 万 kW.h。

表 15 凝结水泵变频运行

凝结水泵设计流量	905 t/h			
凝结水泵出口压力	2.68 MPa			
凝结水泵进口压力	0.049 MPa			
除氧器标高	19 m			
运行工况	300MW	250MW	200MW	150MW
凝结水泵流量	690 t/h	574t/h	454 t/h	364 t/h
凝结水泵出口压力	2.54MPa	2.75 MPa	2.95 MPa	3.16 MPa
凝结水泵效率	78 %	72 %	65 %	55 %
管路阻力	1.99 MPa	1.69 MPa	1.445 MPa	1.317 MPa
节流压损	0.55 MPa	1.057 MPa	1.5 MPa	1.78 MPa
电机功率损失	161.6 kW	272.3 kW	346.4kW	427.3 kW
采用变频调节后该工况运行 1 小时节	161.6 kW.h	272.3 kW.h	346.4kW.h	427.3 kW.h

电量				
----	--	--	--	--

XXX8 台锅炉的一次风机为离心风机，进口导叶调节，目前运行中一次风机的设计裕量较大，在 300MW 时，锅炉一次风机的挡板开度在 40%左右，存在一定的节流损失，当负荷率为 70%，挡板开度为 30%左右，在部分负荷下，一次风机的风机运行效率较低，节流损失大。可以考虑对一次风机进行变频改造。根据目前的运行参数分析，预计一次风机采用变频调速后，按年运行 6674 小时计算，单台机组的两个一次风机年节电 1015 万 kW.h

8.5 凝结水泵、一次风机设计参数

(1) 一次风机参数

表 16 #5、#6 机组一次风机参数表

额定参数 (#5、#6 机组)			
设备型号 (产地、日期)	1888AB/1260/9 (挡板调节)	匹配电机型号 (产地、日期)	Y160-6/1180
轴功率(kw)	1,520	额定功率(kw)	1,800
额定流量 (m ³ /S)	84	额定电压(v)	6
压力(扬程)(Pa)	15,346	额定电流(A)	199
额定转速(r/min)	1,496	额定转速(r/min)	1,496
效率		功率因数	
实际运行参数			
全年平均运行负荷 (MW)	250MW		
风机压力(Pa)	10,200		
电动机电流	112		
实际运行功率因数	0.86		

表 17 #7、#8 机组一次风机参数表

额定参数 (#7、#8 机组)		功率因数	
实际运行参数	型号: 2008B/1070	匹配电机型号	YKK560-4
全年平均运行负荷 (MW)	(挡板调节) 250MW	(产地、日期)	
轴功率(kw)	962.800	额定功率(kw)	1,120
额定流量(m ³ /s)	58.34	额定电压(kv)	6
额定扬程(Pa)	13,276	额定电流(A)	123.8
额定转速(r/min)	1,480	额定转速(r/min)	1,484

表 18 #5、#6 机组凝结水泵参数

额定参数 (#5、#6 机组)			
设备型号 (产地、日期)	NLT350-400*6	匹配电机型号 (产地、日期)	YKS5500-4
轴功率 (kw)	900	额定功率 (kw)	1,000
额定流量 (m ³ /h)	894	额定电压 (v)	6
压力 (扬程) (m)	280	额定电流 (A)	112.6
额定转速 (r/min)	1,480	额定转速 (r/min)	1,492
效率		功率因数	
实际运行参数			
全年平均运行负荷	250MW		
凝结水流量 (m ³ /h)	730		
电动机电流 (A)	90		
实际运行功率因数	0.86		

表 19 #7、#8 机组凝结水泵参数

额定参数 (#7、#8 机组)			
设备型号 (产地、日期)	NLT350-400×6	匹配电机型号 (产地、日期)	YLKK500-4
轴功率 (kw)	900	额定功率 (kw)	900
额定流量 (m ³ /h)	854.7m ³ /h	额定电压 (kv)	6
压力 (扬程) (m)	266m	额定电流 (A)	103.3
额定转速 (r/min)	480r/min	额定转速 (r/min)	1,477
效率		功率因数	
实际运行参数			
全年平均运行负荷	250MW		
凝结水流量 (m ³ /h)	590		
电动机电流 (A)	80		
实际运行功率因数	0.86		

机组全年运行时间：6674 小时（取 2005 至 2007 三年平均值）

8.6 凝结水泵、一次风机耗电量计算

8.6.1 工频状态下的年耗电量计算

电机耗电功率计算公式： $P_d = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos \phi \quad \dots \textcircled{1}$

累计年耗电量公式： $C_d = T \times P_d \quad \dots \textcircled{2}$

P_d : 电动机功率 ; C_d : 年耗电量值 ; η_d : 电动机效率 ; U : 电动机输入电压 ; I : 电动机输入电流 ; $\cos \phi$: 功率因子; T : 年运行时间。

根据计算公式①②, 通过计算可得出在年平均运行 6674 小时情况下, 工频情况下各负载的耗电量如下:

表 20 #5、#6 机组年耗电量:

名称 \ 功率	电机实际运行功率 P_d (kW)	年耗电量 C_d (kW·h)
一次风机	1018	6791729.36
凝结水泵	818	5457640.14

表 21 #7、#8 机组年耗电量:

名称 \ 功率	电机实际运行功率 P_d (kW)	年耗电量 C_d (kW·h)
一次风机	691	4608673.97
凝结水泵	739	4930764.55

表 22 凝结泵、一次风机耗电量汇总统计:

设备耗电量	二期单台耗电量	二期合计耗电量	三期单台耗电量	三期合计耗电量	全厂合计耗电量
一次风机耗电量 (kW·h)	6791729.36	27166917.44	4608673.97	18434695.88	45601613.32
凝结水泵耗电量 (kW·h)	5457640.14	10915280.28	4930764.55	9861529.1	20776809.38
合计耗电量 (kW·h)	12249369.5	38082197.72	9539438.52	28296224.98	66378422.7

8.6.2 变频状态下各负载的年耗电量计算

对于水泵负载 (凝泵), 计算如下:

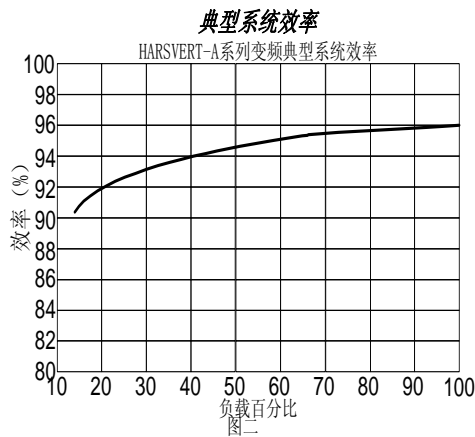
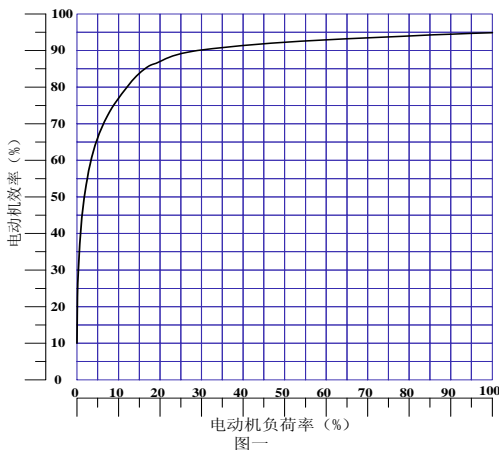
P_d' : 电动机轴功率 ; P : 负载轴功率 ; η^d : 电动机效率 ; η^b : 变频

器效率； Q：泵出口流量； H：泵出口压力； λ：泵特性系数。

因为凝结水泵与电动机轴直接连接，则传动效率为 1； $P_d' = P \dots \textcircled{3}$

电动机效率 η_d 与电动机负荷率 β 之间的关系如图一所示。

变频器效率 η_b 与系统负荷率 β 之间的关系如图二所示。



凝结水泵轴功率： $P = \lambda \cdot Q \times H \dots \textcircled{4}$

网侧消耗功率： $P_b = \frac{P}{\eta_b \times \eta_d} \dots \textcircled{5}$

对于风机负载（一次风），计算如下：

P' ：风机实际轴功率； P_0 ：电动机额定轴功率； H' ：风机实际风压；

H_0 ：额定风压。

计算公式： $\frac{P'}{P_0} = \left(\frac{H'}{H_0}\right)^2 \dots \textcircled{6}$

网侧消耗功率： $P_b = \frac{P}{\eta_b \times \eta_d} \dots \textcircled{7}$

根据计算公式④⑤⑥⑦，通过计算可得出在年平均运行负荷 210MW 情况下，变频情况下各负载的耗电量如下：

表 23 #5、#6 机组年耗电量：

名称 \ 功率	电机实际运行功率 Pd (kW)	年耗电量 Cd (kW·h)
一次风机	763	5089949.46
凝结水泵	648	4325533.97

表 24 #7、#8 机组年耗电量：

名称 \ 功率	电机实际运行功率 Pd (kW)	年耗电量 Cd (kW·h)
一次风机	565	3770690.98
凝结水泵	456	3042364.03

表 25 凝结泵、一次风机变频改造后耗电量统计表：

设备耗电量	二期单台耗电量	二期合计耗电量	三期单台耗电量	三期合计耗电量	全厂合计耗电量
一次风机耗电量 (kW·h)	5089949.46	20359797.84	3770690.98	15082763.92	35442561.76
凝结水泵耗电量 (kW·h)	4325533.97	8651067.94	3042364.03	6084728.06	14735796
合计耗电量 (kW·h)	9415483.43	29010865.78	6813055.01	21167491.98	50178357.76

8.6.3 节电量计算

年节电量： $\Delta C = C_d - C_b \dots \textcircled{8}$

节电率 = $(\Delta C / C_d) \times 100\% \dots \textcircled{9}$

变频改造后，各负载全年节电如下：

表 26 #5、#6 机年总节电量：

功率名称	单台年节电量 (kW·h)	电机台数	年总节电量	节电率
一次风机	1701779.9	4	6807119.6	25%
凝结水泵	1132106.17	2	2264212.34	21%

表 27 #7、#8 机组年总节电量：

	年节电量 (kW·h)	电机台数	年总节电量	节电率
--	-------------	------	-------	-----

功率 名称				
一次风机	837982.99	4	3351931.96	18%
凝结水泵	1888400.5	2	3776801.03	38%

表 28 凝结泵、一次风机变频改造前后耗电量统计表：

耗电量设备	改造前耗电量	改造后耗电量	年节电量
一次风机年耗电量(kW·h)	45601613.32	35442561.76	10159051.56
凝结水泵年耗电量(kW·h)	20776809.38	14735796	6041013.38
合计(kW·h)	66378422.7	50178357.76	16200064.94

8.6.4 电机变频节能改造总节能量计算

总节电量=凝结水泵节电量+一次风机节电量

总节电量=2264212.34 + 3776801.03 + 6807119.6 + 3351931.96 =
16200064.94 (KWH)

总节能量=节能单耗×总节电量

总节能量=0.00035×16200064.93=5670.02 吨。

9 环境保护

XXX 位于甘肃省白银市平川区境内。南距 XXX 县城 26 公里，西距白银市城区 56km，厂区西距黄河约 5 公里，南邻兰（州）宁（夏）公路，东靠平川工矿城市道路。平川是黄河北岸的宝积山倾斜平原，为一半闭合的小盆地，其周围有低丘环绕，中间平坦，厂址坐落于盆地的东南，厂址周围 5 公里无起伏较大的丘陵和山地，地形平坦开阔，北高南低，略向黄河倾斜，厂址海拔高度为 1475—1488 米，地面坡度为 1.2%。

本改造工程没有土建任务，施工阶段噪声源主要来自部件的切割和焊接产生的噪声，其声压级较低，施工过程中切割和焊接持续时间较短，施工地点在厂房内部，距噪声评价保护目标距离最近处有 300m。因次，本工程施工期噪声可以满足居民区标准要求，对外界不会造成影响。但在施工过程中须加强施工管理，做好施工组织设计，合理安排施工时间，进行文明施工

XXX 灰渣总产生量 $53.93 \times 10^4 \text{t/a}$ ，其中灰量 $43.14 \times 10^4 \text{t/a}$ ，渣量 $10.79 \times 10^4 \text{t/a}$ ，渣全部综合利用，灰年综合利用量约 2 万吨/年（2007 年），灰渣综合利用率为 23.7%。剩余粉煤灰排入厂区东北方向的胶泥淌灰场堆存。

XXX2007年5#~8#机组年燃煤量 $299.6216 \times 10^4 \text{t}$ ，废气污染物 SO_2 排放量 13033t，低于白银市政府与XXX签订的《XXX“十一五”二氧化硫削减目标责任书》中要求的2010年二氧化硫排放总量控制在2.12万t以内（二期1.98万t，三期0.14万t）的控制指标。

XXX汽轮机能量优化及电机变频节能技术改造完成后，机组负荷300MW时，每年 SO_2 排放量12942.2吨，烟尘排放量2358.5吨， NO_x 排放量12285.9吨。每年干灰排放量42.84万吨、渣排放量10.71万吨。在对汽轮发电机组通流部分改造后，机组发电煤耗降低，同负荷下每年节约标煤约2.087万吨（年利用小时按6333小时计算），每年可减少 SO_2 排放量90.8吨，减少烟尘排放量16.5吨，减少 NO_x 排放量86.2吨。工程改造后，对当地的大气环境影响较小。每年可减少灰渣量约3756吨（其中灰约3005吨、渣751吨），对电厂灰场和外界环境影响较小。

表29 汽轮机能量优化及电机变频节能技术改造前后污染物排放情况比较表

项 目	单 位	改 造 前	改 造 后	增 减 量
运行机组台数	台	4	4	---
发电标准煤耗	g/kw.h	324.76	320.76	-4.0
一、燃煤量				
实际燃煤量	t/h	473.111	469.816	-3.295
实际燃煤量	万 t/a	299.6216	297.5346	-2.087
二、污染物排放量				
SO_2 排放量	kg/h	2058.0	2043.6	-14.4
烟尘排放量		375.0	372.4	-2.6
NO_x 排放量		1953.6	1940.0	-13.6
SO_2 排放量	t/a	13033	12942.2	-90.8
烟尘排放量		2375	2358.5	-16.5
NO_x 排放量		12372.1	12285.9	-86.2

表30 废气污染物排放情况和总量控制指标分析

名 称	废气污染物 (t/a)	
	烟尘	SO_2
公司现有排放量	2375	13033
本技改工程削减量	16.5	90.8
本技改工程投产后排放量	2358.5	12942.2

总量控制指标	/	21200
指标满足分析	/	满足

从噪声监测结果可以看出，#5、#6 机组汽轮机本体及汽轮机热力部分改造前后主设备噪声值基本无变化，属于一个噪声级，由以上分析可知，本工程 7#、#8 机组汽轮机本体及汽轮机热力部分改造系统技改后对外界环境基本不增加噪声影响。

表 31 汽轮机本体及汽轮机热力部分改造前后噪声值 LeqdB (A)

结果 设备名称	改造前 (2005.06.25 测试)		改造后 (2007.11.27 测试)	
	#5 机	#6 机	#5 机	#6 机
汽轮机	88.4	88.3	88.8	88.0
发电机	87.5	87.6	88.3	86.6

本次汽轮机能量系统优化及电机变频节能技术改造工程在锅炉燃料、其它系统、设备不改变的前提下，仅对汽轮机本体及汽轮机热力系统进行优化改造，对 8 台一次风机、4 台凝结水泵进行变频节能技术改造，因此对生态环境无影响。

从生产技术与装备、物耗能耗、污染产生、废物回收利用、管理等方面进行分析，汽轮机能量系统优化及电机变频节能技术改造工程本身就是一项节能降耗工程，符合清洁生产产业政策的要求。工艺较为先进，设备成熟、可靠，工程物耗、能耗指标和污染物排放指标较低，并采取了一系列废物回收利用和清洁生产管理技术措施，工程达到了国内同类机组的较先进水平，符合清洁生产的相关要求。

10 投资概算和资金筹措

(1) 工程设备投资确定

根据设备订货情况，每台汽轮机配套设备及改造费用约 390 万元，2 台总投资 780 万元；每台变频器改造费用约 100 万元，12 台总投资 1200 万元；汽轮机能量系统及电机变频节能技术改造总投资 1980 万元编制投资概算。

(2) 工程投资概算

费用编制的原则及依据：

1) 参照全国 300MW 汽轮改造成功的经验，对原汽轮机汽缸不作改动的情

况下，对改造设备进行调研、询价、技术比较以及汽轮机改造设备订货价，确定改造设备价格。参照全国大机组凝结泵、一次风机变频器改造费用，确定改造设备价格。

项目划分：按 2002 年版《电力工业基本建设预算管理制度及规定》的规定。

3) 定额：安装工程执行国家经济贸易委员会（2002）第 16 号文“公布《火电、送变电工程建设预算费用构成及计算标准》（2002 年版）”规定，以及现行有关规定，并结合本次改造工程特点，编制工程投资概算。

4) 工程量：根据设计专业提供的工程量及设备、材料清册。

5) 人工工资：

根据甘电定〔2002〕第 2 号文，执行武威以东地区人工费调整办法。

安装工程人工工资调增系数为 12.62%，地区工资性津贴补差及人工工日单价调整系数，以人工工资为计算基数，安装为 23.76%，按价差处理，只计取税金。

6) 材料费

安装材料预算价格执行甘肃电力工业局甘电综发〔1999〕17 号文颁发的《甘肃省电力建设安装工程装置性材料综合价格》。

7) 取费及其他费用

按 2002 年版《电力工业基本建设预算管理制度及规定》计取。

(3) 投资概算与资金筹措

1) 本项目概算投资为 1980 万元；

2) 本项目建设资金来源全部采用企业自筹方式。

11 汽轮机能量系统及电机变频节能技术改造经济效益评价

根据国家经贸委颁发的《工业企业技术改造项目经济评价方法》，以及国家现行财税制度，对 XXX7、8 号汽轮机本体及热力系统优化改造，电机变频

节能技术改造进行财务评价和国民经济评价。

(1) 计算依据

1) 计划进度

工程工期计划：2008-2010 年实施 7、8 号汽轮机本体及热力系统优化改造及电机变频节能技术改造，改造与机组检修同步进行，具体时间由电网调度机构安排，每台改造工期计划 45 天。

2) 投资计划与资金筹措

固定资产投资：本项目概算投资为 1980 万元。

流动资金和建设资金来源：本项目建设资金和流动资金全部采用企业自筹方式解决，流动资金在项目改造当年开始使用。

(2) 财务评价计算依据

按国家最新颁布的有关财税制度、价格体系和建设机制，分析、计算本项目直接发生的财务效益和费用，计算评价指标，考察本项目的盈利能力、清偿债务能力等财务状况，以判别本项目改造后财务可行性。

各财务指标取值及计算说明：

1) 销售收入

销售收入=售电量×售电电价

售电量=发电量×(1-综合厂用电率)

发电量=发电负荷×年利用小时

两台机组改造前负荷按 300MW 计算，年利用小时 5350 小时，发电量 345809 万 kwh；机组改造后负荷按 300MW 计算，年利用小时 6333 小时，发电量 380000 万 kwh 计算（年利用小时按照甘肃省物价局执行的核价基数电量计算）。

售电单价按照现行基数上网电价 250.8 元/kkwh（含税）计算；不考虑煤电联动电价上调因素。

2) 销售成本

燃料费用：标煤单价按 2008 年实际值 315 元/吨，每年的涨价率按 3%考

虑。

折旧费：改造后新增折旧费=技改项目总投资×费率（折旧率为 8.08%）。直线法计算，折旧年限为 12 年，残值按 3% 计算；原折旧费按 2007 年财务决算数折单台机组计算。

修理费：按 2007 年财务决算数折单台机组计算。

管理费及材料费：按 2007 年财务决算数折单台机组计算，年增长率按 3% 考虑。

工资及福利费：按 2007 年财务决算数折单台机组计算，每年增长率按 3% 考虑；

财务费用：按 2007 年财务决算数折单台机组计算。

3) 销售利润

利润总额=销售收入-销售成本-销售税金及附加-营业外支出

销售税金及附加：按 2007 年财务决算数 14.38 元/万 kwh 计算。

营业外支出：按 2007 年财务决算数折单台机组计算。

所得税：所得税率 15%（国家西部大开发优惠政策）。

税后净利=利润总额-企业所得税

4) 财务评价指标

内部报酬率

就是用它来对投资项目投入使用后的现金流入量进行贴现，使所得现值恰好与原投资额相等，从而使净现值等于零的利率。它是真实反映了投资项目真实报酬。经过计算，按现行上网电价 250.8 元/kkwh（三期含税），本改造项目内部报酬率为 29.31%，投资效益明显。内部报酬率符合国家对基础产业收益规定。

净现值

是指投资项目投入使用后的净现金流量，按资本成本或企业要求达到的报酬率折算为现值，减去初始投资以后的余额。经过计算，按现行基数上网

电价 250.8 元/kkwh（三期含税），本改造项目折旧年限 12 年内累计净现值为 620 万元。

回收期：经过计算，按现行基数上网电价 250.8 元元/kkwh（三期含税），本改造项目投资回收期为 4 年。

利润分析

若标煤单价按 2008 年实际值 315 元/吨计算，年节约 2.087 万吨标煤，可节约燃料成本费用 $315 \text{ 元/吨} \times 2.087 \text{ 万吨标煤} = 657.41 \text{ 万元}$ 。

（3）国民经济评价

国民经济评价是从国家整体角度考察项目的效益和费用，遵循统一的效益、费用划分和计算原则，计算分析项目给国民经济带来的净效益，评价建设项目经济上的合理性。

本改造项目概算投资 1980 万元。机组改造前额定出力为 300MW，每台机组年发电量 160500 万 kwh（利用小时 5350 小时）。机组改造后，发电煤耗降低 4g/kwh，从国民经济整体利益看，此项改造工程是经济合理的。从国家的整体利益看，汽轮机能量系统优化项目完成后年节约标煤 1.52 万吨；电机变频改造后年节电 1260 万/kw，折合标煤 0.567 万吨，节能量折合标煤共计 2.087 万吨，将对西北的开发及甘肃经济发展起到积极作用；而且按设计标准，在对汽轮机能量系统优化及电机变频节能技术改造后，由于发电煤耗降低，在节约能源和减轻污染方面效果明显。

12 结 论

（1）采用汽轮机本体及热力系统优化改造，在技术上是可行的。可使汽轮机高压缸效率提高 4 个百分点，中压缸效率提高 0.5 个百分点，中压缸平衡盘汽封漏汽率降低。热力系统优化改进后，系统简单，泄漏阀门减少，机组的安全性明显提高。

（2）采用汽轮机本体及热力系统优化改造，在经济效益上，煤耗降低约

4g/Kwh, 年节能量 1.52 万吨标煤; 电机变频改造后年节电 1260 万/kw, 折合标煤 0.567 万吨。节能量折合标煤共计 2.087 万吨, 可节约燃料成本费用 657.41 万元, 经济效益十分明显。

(3) 从安全经济效益角度讲, 改造后:

1) 采用汽轮机本体及热力系统优化改造可显著提高汽轮机的安全性和经济性; 并可使汽轮机长期保持高效率运行, 从而延长汽轮机大修周期。

2) 采用汽轮机本体及热力系统优化改造, 调节级汽封改进后可减小径向汽封间隙, 提高调节级效率。更换高压持环隔板汽封后可减小汽封径向间隙, 提高通流效率。

3) 采用汽轮机本体及热力系统优化改造, 合理调整通流部分间隙及清洁通流部分后, 可清洁叶栅表面积垢, 提高汽轮机效率。

4) 电机变频节能改造不但直接体现在单台设备的能耗降低上, 更重要的是体现在管网系统效率的提高与电网的功率因数的提高即无功经济当量的降低这两个方面, 对机组和电网都是有利的。

(4) 从节能和环保角度看, 降低电煤耗, 减少污染物排放, 有利于环境保护。

(5) 从国民经济角度看, 降低发电煤耗, 节约能源, 提高资源利用率, 增加企业利润。