

编号:2001B2043

嘉兴发电有限责任公司 1 号汽轮机组  
设备安全经济性完善改进试验及评价

---

---

国家电力公司热工研究院电站运行中心(印章)

二 00 一年十一月

项目编号:0201-006

项目名称:嘉兴发电有限责任公司 1 号汽轮机组诊断试验及提高安全经济性设备系统改进、完善与改造评估

工作起讫日期: 2000.10-2001.11

项目负责单位: 国家电力公司热工研究院

主要完成单位: 国家电力公司热工研究院

嘉兴发电责任有限公司

项目负责人: 朱小令 倪定

主要工作人员: 嘉兴发电有限责任公司

戚国水 孙玮恒 潘志强 刘为民 张建龙

刘道远 倪定 何新有 胡伯勇 戴超超

庄婷 王亨海

国家电力公司热工研究院

刘安 宋文希 陈胜利 郑建涛 胡洪华

于新颖 居文平 周良茂 安敏善 朱小令

报告编写人: 刘安

校阅: 周良茂 安敏善

审核: 朱小令

批准: 杨寿敏

## 目 录

前言	1
1 汽轮机组规范和主要参数	2
2 性能诊断试验	7
2.1 试验内容及目的	7
2.2 试验工况	7
2.3 试验有关规定	7
2.4 测量方法及仪表	8
2.5 试验步骤	9
3 试验的计算方法	9
3.1 流量	9
3.2 试验热耗率	11
3.3 试验汽耗率	11
3.4 机组发电煤耗率	11
3.5 试验热耗率的修正	11
4 试验结果	12
4.1 机组热力性能	12
4.2 监视段参数与汽缸效率	14
4.3 回热系统参数	15
4.4 轴封漏汽量试验	16
4.5 凝结水泵试验	17
4.6 汽缸温差大	17
5 机组存在的问题	19
5.1 机组改进完善	19

5.2	汽缸结合面漏汽	20
5.3	汽封径向间隙大	20
5.4	中压缸实际效率与冷却蒸汽管	21
5.5	系统隔离情况	21
5.6	杂项用水大	22
5.7	高压缸内、外缸上下缸温差大	23
5.8	关于布莱登汽封使用效果	24
6	高压缸改造可行性分析	25
6.1	概述及目的	25
6.2	高压缸效率低的原因分析	25
6.3	改造措施分析	31
7	关于机组完善改进后效果的评价	32
7.1	安全性方面	32
7.2	经济性方面	33
8	结论	35
	参考文献	35
	附表 1 大修前、后实验数据与计算结果汇总表	

## 嘉兴发电有限责任公司1号汽轮机组 设备安全经济性完善改进试验及评价

### 前言

国产引进型300MW汽轮机组，是80年代初我国引进美国西屋公司汽轮机制造技术，分别由上海汽轮机有限公司(简称上汽公司)和哈尔滨汽轮机有限责任公司(简称哈汽公司)生产制造，各有关电力设计院设计，火电公司安装、调试。

该机组投产以来，从目前各电厂机组运行情况及部分机组试验结果来看，缩小了我国大型火电机组与国际水平的差距。但由于设计、制造、安装、运行与维护等方面的因素，又不同程度地暴露出一些问题，影响到机组运行的安全性和经济性。

国产引进型300MW机组与日本三菱公司引进西屋公司技术，经优化改进制造的350MW机组属同类型机组。据1999、2000年度所公布的各项技术指标，国内进口已投运的日本三菱公司机组，平均负荷率74.7%，非计划停运409h，等效强迫停运率0.08%，等效可用系数92.56%，厂用电率3.97%，补水率0.8%，凝汽器真空度95.0%，锅炉效率92.31%，供电煤耗率320.75g/(kW·h)。与其相比较，国产引进型300MW机组平均负荷率74.0%，但等效可用系数低4.12个百分点，补水率高出2.4个百分点，厂用电率高出1.57个百分点，凝汽器真空度低1.55个百分点，锅炉效率低2.73个百分点，供电煤耗率高出30.48g/(kWh)。由此可见，现运行的国产引进型300MW机组各项经济性指标与同类型进口机组相差甚大，机组经济效益不能得到充分发挥。

嘉兴发电有限责任公司(简称嘉兴电厂)1号汽轮机组，由上汽公司制造，1995年7月正式投产发电，并于1996年9月~12月进行了投产后的第一次大修。为提高机组运行安全及经济性，嘉兴电厂于2001年初立项，对机组进行完善改进，委托国家电力公司热工研究院(简称热工研究院)提出改进方案并协助实施。

立项以来，热工研究院技术人员在现场对1号汽轮机组设备及系统状况和运行情况进行详细调查了解，确定技术诊断方案。大修前、后由热工研究院、上汽公司、嘉兴电厂共同对机组进行了性能诊断试验，并根据大修前试验结果对机组运行状况和设备及系统性能进行技术诊断，分析存在的问题及其产生的原因，提出解决措施。经对诊断结果进行综合分析，结合同类型机组普遍存在的问题，吸收国内外同类型机组先进技术和完善改进的成功经验，提出了1号汽轮机组设备及系统完善改进方案。经与上汽公司、嘉兴电厂讨论确定了机组设备及系统的最终完善改进实施方案。

经大修实施后，机组一次顺利启动运行，2001年8月完成机组大修后试验。

机组大修后，经冷态启动、甩负荷试验、极热态启动、运行和性能诊断试验结果表明，机组各项运行控制指标均在规程要求的范围内，经济性指标得到一定的提高。与大修前相比，在相同

的5VW0基准工况下, 机组功率增加2.5%, 高、中压缸效率分别提高5.35和1.26个百分点, 含大修效果, 汽轮机热耗率下降694.9kJ / (kWh), 机组发电煤耗率相对下降了26g / (kWh)。

本“报告”阐述大修前、后诊断试验及评价结果, 结合机组大修检查, 运行及诊断结果, 总结机组大修及完善改进经验, 对存在的问题进行了技术分析, 提出进一步完善改进意见及建议。由于相互影响因素的复杂性和要求及目的不同, 以及诊断试验不能严格按照汽轮机性能考核试验要求进行。本“报告”所讨论分析的问题及诊断结果不宜作为评价制造厂机组性能的依据。

## 1 汽轮机组规范和主要参数

### 1) 汽轮机

汽轮机系上海汽轮机有限公司制造的亚临界、中间再热、单轴、双缸双排汽、凝汽式汽轮机。汽轮机结构见图1。

主要技术规范为:

型号 N300—16.7 / 537 / 537

制造厂编号 D156

额定功率 300MW

最大功率 327MW

工作转速 3000r / min

功率因素 0.85

额定工况设计参数:

主蒸汽流量 907.03t / h

主汽门前蒸汽压力 16.7MPa

主汽门前蒸汽温度 537℃

再热蒸汽流量 746t / h

再热蒸汽压力 3.21MPa

再热蒸汽温度 537℃

凝汽器压力 4.9kPa (冷却水温20℃)

最终给水温度 273.8℃

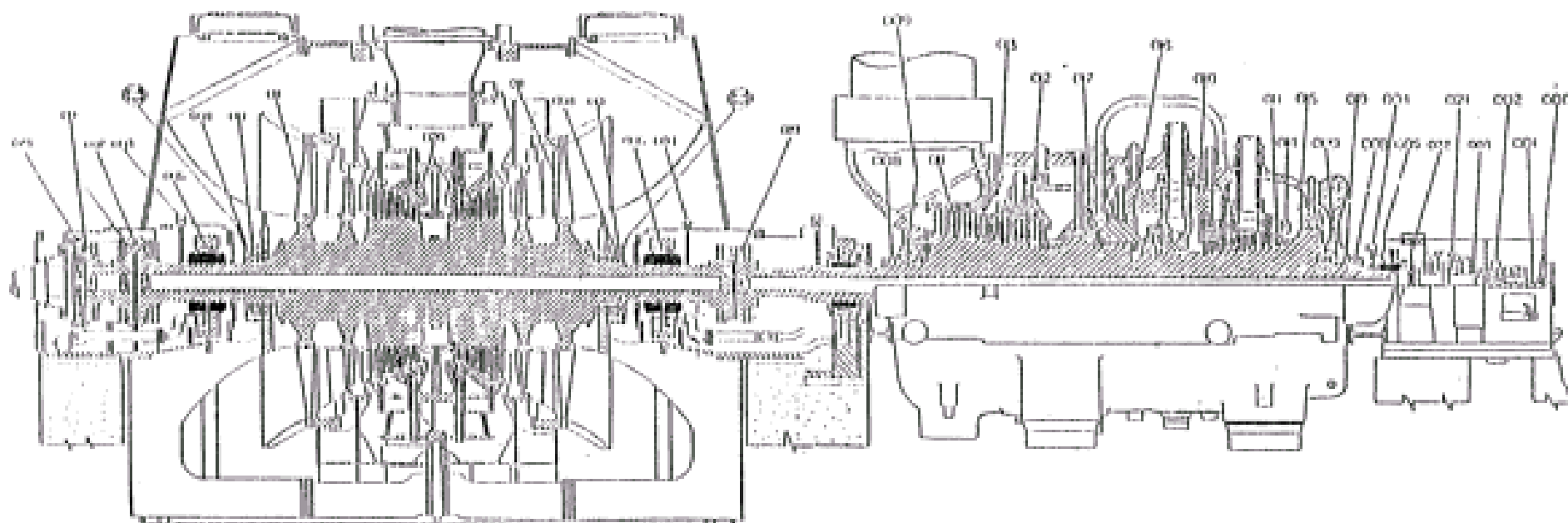
保证热耗率 7921kJ / (kW. h)

### 2) 热力系统

给水回热系统由3台高压加热器, 4台低压加热器和1台除氧器组成, 加热器疏水采用逐级自流方式。高、低压加热器均带有内置式疏水冷却段, 3台高压加热器还带有内置式蒸汽冷却段。设计热力系统及额定工况热平衡图见图2。

主要设计参数:

主汽门、调门及进汽管道压损	4%
再热器管道压损	10%
中联门及管道压损	2.5%
各段抽汽管道压损	6%
高压加热器上端差	-1.6℃ (1号)
	0℃ (2、3号)
低压加热器上端差	2.8℃
加热器下端差	5.6℃
(图1加页)	
(图2加页)	
(图3加页)	



项号	名称	项号	名称	项号	名称	项号	名称
001	总急遮断油门	002	主油泵	003	转速传感器和零转速检测器	004	振动检测器
005	轴承	006	偏心和整相器	007	差胀检测器	008	外汽封
009	内汽封	010	汽封	011	叶片	012	中压1号持环
013	中压2号持环	014	高压1号持环	015	高压排汽侧平衡活塞	016	高压进汽侧平衡活塞
017	中压平衡活塞	018	高压内缸	019	联轴器	020	低压持环
021	推力轴承	022	轴向位置和推力轴承脱扣检测器	023	测速装置(总急遮断系统)		

图 1 N300-16.7/537/537 汽轮机纵剖面图



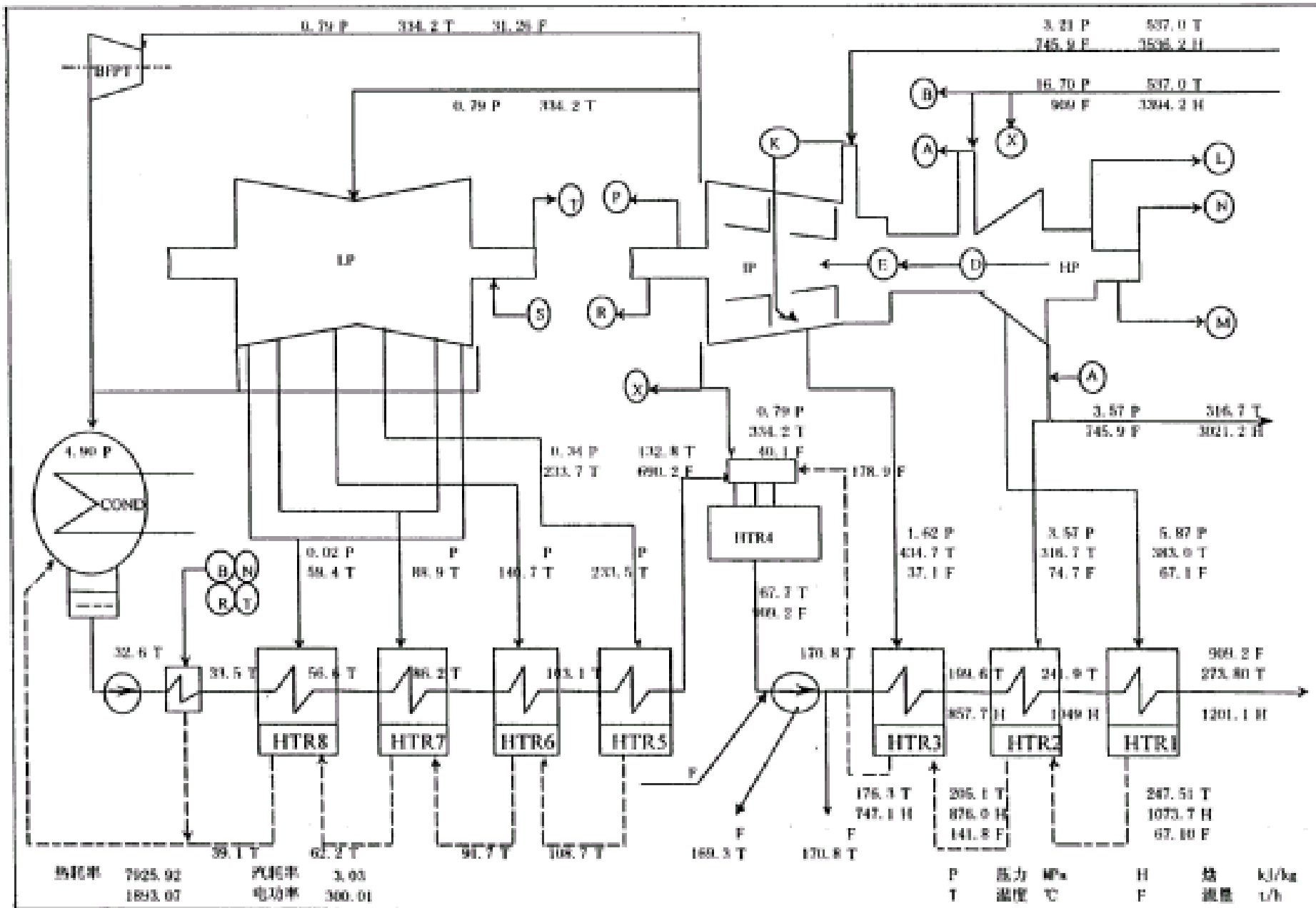


图 2 设计额定工况热平衡图



## 2 性能诊断试验

### 2.1 试验内容及目的

机组的性能诊断试验是在大修实施改造完善项目前、后分别进行，并相互对比。包括热力性能诊断、凝结水系统阻力及凝结水泵性能诊断、凝汽器性能诊断，以及高压缸前轴封至中压缸进汽平衡盘漏汽量试验等。

1) 测定机组大修前，在不同运行工况下的经济性指标。分析存在的问题及其原因，提出设备及系统完善改进措施；

2) 测定机组大修及实施完善改进后，在不同运行工况下的经济性指标。评价实施各项完善改进方案后的实际效果，分析存在的问题及其原因，提出设备及系统进一步完善改进措施；

3) 有关试验技术事宜的商定详见合同附件“嘉兴发电有限责任公司1号汽轮机组大修前、后评价试验选用参数及修正方法的确定”。

### 2.2 试验工况

以下为机组热力性能诊断试验的工况，其它辅机性能试验随此工况调整同时进行，各辅机性能还在其它负荷下进行了试验，表中未列出。

大修前、后试验工况

大修前试验工况	大修后试验工况
5VW0 基准	5VW0 基准
5VW0-1	5VW0—1
6VW0	6VW0
300MW	300MW
/	230MW
150MW	150MW

### 2.3 试验有关规定

1) 试验标准参照美国机械工程师协会《汽轮机性能试验规程》(ASME PTC6-1996)和国家标准《电站汽轮机热力性能验收试验规程》GB8117-87；

2) 水和水蒸汽性质计算采用国际公式化委员会IFC1967水蒸汽性质公式；

3) 试验工况的条件；

a) 主、再热蒸汽参数在额定参数下；

b) 各加热器正常投入运行；

c) 试验为独立的热力系统，试验时不补水、不排污、不吹灰、辅汽系统与邻机彻底隔离；

d) 系统无异常内部泄漏。

## 2.4 测量方法及仪表

大修前、后试验中使用相同测点，使试验结果具有可比性，试验中主要测点见图3。

### 2.4.1 流量测量

凝结水流量测量采用现有系统中设计安装的流量喷嘴及差压变送器，将信号引入试验数据采集系统。在大修中对变送器进行校验，以修正测量数据。大修前、后采用同一测量元件。循环水流量、给水泵密封水进水及回水流量等采用1.0级超声波流量计。

### 2.4.2 功率测量

采用0.025级功率变送器测量发电机输出功率及功率因数。

### 2.4.3 压力测量

用精度为0.075级的Rosemount相对压力变送器、绝对压力变送器。

### 2.4.4 温度测量

采用0.1级K、J、E型热电偶，低温部分采用0.1级铂电阻测量。

### 2.4.5 水位测量

液位变送器测量凝汽器热井、汽包、除氧器水位，并辅以就地水位计人工读取除氧器、凝汽器热井水位比对。

### 2.4.6 数据采集

重要参数用IMP数据采集系统；其它参数用DAS系统组态，每1分钟记录一组数据；个别参数采用人工记录，每3分钟记录一次。

## 2.5 试验步骤

- 1) 检查运行设备、系统满足试验要求，试验用仪表和数采系统处于正常状态；
- 2) 调整机组运行方式，并调整阀位，根据隔离清单进行系统隔离；
- 3) 调整运行参数，使之符合试验要求；
- 4) 稳定运行半小时后开始记录，记录时间2小时；
- 5) 经各方确认后结束试验。

## 3 试验的计算方法

### 3.1 流量

#### 3.1.1 主凝结水流量

试验计算以实测除氧器入口凝结水流量为依据，通过对高压加热器和除氧器的热平衡和流量平衡计算给水流量，再计入减温水流量给水泵密封水进水牙口回水流量和不明泄漏量等，求得主蒸汽流量，进一步求得再热蒸汽流量。

#### 3.1.2 给水流量

1号高加热平衡

$$G_{\text{给水}} \cdot (h_{\text{出水1}} - h_{\text{进水1}}) = G_{\text{进汽1}} \cdot (h_{\text{进汽1}} - h_{\text{疏水1}}) \dots\dots\dots (1)$$

2号高加热平衡

$$G_{\text{给水}} \cdot (h_{\text{出水2}} - h_{\text{进水2}}) = G_{\text{进汽2}} \cdot (h_{\text{进汽2}} - h_{\text{疏水2}}) + G_{\text{进汽1}} \cdot (h_{\text{疏水1}} - h_{\text{疏水2}}) \dots\dots\dots (2)$$

3号高加热平衡

$$G_{\text{给水}} \cdot (h_{\text{出水3}} - h_{\text{进水3}}) = G_{\text{进汽3}} \cdot (h_{\text{进汽3}} - h_{\text{疏水3}}) + (G_{\text{进汽1}} + G_{\text{进汽2}}) \cdot (h_{\text{疏水2}} - h_{\text{疏水3}}) \dots\dots\dots (3)$$

除氧器热平衡

$$G_{\text{出水4}} \cdot h_{\text{出水4}} = G_{\text{进汽4}} \cdot h_{\text{进汽4}} + G_{\text{凝水}} \cdot h_{\text{进水4}} + (G_{\text{进1}} + G_{\text{进汽2}} + G_{\text{进汽3}}) \cdot h_{\text{疏水3}} + G_{\text{除当量}} \cdot h_{\text{出水4}} - G_{\text{放汽}} \cdot h_{\text{放汽}} \dots\dots\dots (4)$$

除氧器流量平衡

$$G_{\text{出水4}} = G_{\text{进汽1}} + G_{\text{进汽2}} + G_{\text{进汽3}} + G_{\text{进汽4}} + G_{\text{凝水}} + G_{\text{除当量}} - G_{\text{放汽}} \dots\dots\dots (5)$$

给水流量

$$G_{\text{给水}} = G_{\text{出水4}} - G_{\text{过减}} - G_{\text{再减}} + G_{\text{泵密封水}} \dots\dots\dots (6)$$

- 式中：
- $G_{\text{给水}}$ ——通过高压加热器的给水流量[t/h]
  - $G_{\text{进汽}}$ ——加热器进汽流量[t/h]
  - $G_{\text{进水}}, G_{\text{出水}}$ ——加热器进、出口水流量[t/h]
  - $h_{\text{进水}}, h_{\text{出水}}$ ——加热器进、出口水焓[kJ / kg]
  - $h_{\text{进汽}}, h_{\text{疏水}}$ ——b口热器进汽、疏水焓[kJ / kg]
  - 下标1、2、3、4分别代表1—3号高加及除氧器
  - $G_{\text{除当量}}$ ——除氧器水位变化当量流量[t/h]，水位下降为正
  - $G_{\text{放汽}}, h_{\text{放汽}}$ ——除氧器放汽量及其焓值[t/h, KJ / kg]
  - $G_{\text{过减}}, G_{\text{再减}}$ ——过热减温水及再热减温水流量[t/h]
  - $G_{\text{泵密封水}}$ ——揭入给水泵的密封水量[t/h]

以上6个方程有 $G_{\text{给水}}, G_{\text{进汽1}}, G_{\text{进汽2}}, G_{\text{进汽3}}, G_{\text{进汽4}}, G_{\text{出水4}}$ 共6个未知数，可联立求解得到给水流量与各加热器进汽流量。

3.1.3 主蒸汽流量

$$G_{\text{主汽}} = G_{\text{给水}} + G_{\text{过减}} + G_{\text{汽包当量}} - G_{\text{炉明漏}} - G_{\text{不明漏}} \dots\dots\dots (7)$$

- 式中：
- $G_{\text{主厂}}$ ——主蒸汽流量[t/h]
  - $G_{\text{汽包当量}}$ ——汽包水位变化当量流量[t/h]，水位下降为正

$G_{\text{炉明漏}}$ ——锅炉侧明漏量t/h

$G_{\text{不明漏}}$ ——系统不明漏量计入锅炉的部分[t/h]

### 3.1.4 冷再流量

$$G_{\text{冷再}}=G_{\text{主汽}}-G_{\text{进汽1}}-G_{\text{进汽2}}-G_{\text{B}}-G_{\text{E}}-G_{\text{N}}-G_{\text{M}}-G_{\text{L}}-G_{\text{A2}}\dots\dots\dots(8)$$

式中： $G_{\text{冷再}}$ ——高压缸排汽流量[t/h]

$G_{\text{A2}}$ ——高压门杆一档漏汽至再热管道流量t/h(大修后高压门杆一档漏汽改接至中压再热主汽门前，大修前为接至高排，该值取为0)

$G_{\text{B}}$ ——高压门杆二档漏汽流量[t/h]

$G_{\text{E}}$ ——高压缸轴封漏入中压缸流量[t/h]

$G_{\text{N}}, G_{\text{M}}, G_{\text{L}}$ ——高压缸后轴封及平衡盘漏汽量[t/h]

### 3.1.5 再热蒸汽流量

$$G_{\text{再热}}=G_{\text{冷再}}+G_{\text{再减}}+G_{\text{A2}}\dots\dots\dots(9)$$

式中： $G_{\text{再热}}$ ——热再热蒸汽流量[t/h]

## 3.2 试验热耗率

$$\text{HR}_{\text{试验}}=(G_{\text{主汽}} \cdot h_{\text{主汽}}+G_{\text{再热}} \cdot h_{\text{再热}}-G_{\text{冷再}} \cdot h_{\text{冷再}}-G_{\text{A2}} \cdot (h_{\text{再热}}-h_{\text{主汽}})-G_{\text{给水}} \cdot h_{\text{给水}}-G_{\text{过减}} \cdot h_{\text{过减}}-G_{\text{再减}} \cdot h_{\text{再减}}) / P\dots\dots\dots(10)$$

式中： $\text{HR}_{\text{试验}}$ ——试验热耗率[KJ / (kW' h)]

$h_x$ ——对应各流量的焓值[kJ / kg]

P——发电机功率[MW]

## 3.3 试验汽耗率

$$d=G_{\text{主汽}}/P\dots\dots\dots(11)$$

式中：d——试验汽耗率[kg / (Kw. h)]

## 3.4 机组发电煤耗率

### 3.4.1 机组试验发电煤耗率

$$b=\frac{\text{HR}_{\text{实验}}}{\eta_b \times \eta_p \times 29.3076}\dots\dots\dots(12)$$

式中：b——试验发电煤耗率 (g/(kW. h))

$\eta_b$  ——锅炉效率

$\eta_p$  ——管道效率

## 3.5 试验热耗率的修正

根据ASME PTC6-1996，对机组试验热耗率的修正分为两类，第一类修正亦称系统修正，第二类修正亦称参数修正。

### 3.5.1 第一类修正

- 1) 加热器出口端差和疏水端差
- 2) 各抽汽管道的压损
- 3) 过热器和再热器减温水量
- 4) 系统储水变化量
- 5) 给水泵和凝结水泵的焓升
- 6) 凝结水过冷度
- 7) 小汽机用汽量
- 8) 功率因数等发电机参数
- 9) 转速

### 3.5.2 第二类修正

- 1) 汽轮机主汽门前蒸汽压力
- 2) 汽轮机主汽门前蒸汽温度
- 3) 汽轮机再热主汽门前蒸汽温度
- 4) 再热蒸汽系统压损
- 5) 凝汽器压力

以上两类修正的目的是排除热力系统与运行参数偏离设计值的影响，以确定汽轮机性能水平。由于本次机组进行热力系统的改进，测量的机组经济性指标包含热力系统的性能，因此，试验结果不进行第一类修正，仅按照制造厂提供的曲线进行第二类修正。其中凝汽器压力若均修正至设计背压，使大修前、后凝汽器的性能变化得不到体现。因此实际试验修正时，背压修正按照相同的循环水流量和入口温度进行。

## 4 试验结果

### 4.1 机组热力性能

机组大修前、后性能试验主要测量数据与热耗率计算结果列于表2。详细的试验数据及结果列于附表1。

表 2 1 号机组大修前、后性能试验结果

项日名称:		设计值	大修前					大修后					
工 况	单位	额定负 荷	5VWO 基 准	5VWO—1	6VWO 隔 离	300MW	150MW	5VWO 基 准	5VWO—1	6VWO 隔 离	300MW	230MW	150MW
试验日期	y / m / d		01 / 01 / 16	01 / 01/16	01 / 01 / 17	01 / 01 / 15	01 / 01 / 18	01 / 08 / 07	01 / 08/01	01 / 08/07	01 / 08/07	01 / 08/06	01 / 08 / 06
负荷	MW	300.01	285.184	285.300	304.156	299.703	149.276	288.562	285.074	309.779	298.440	230.305	151.431
主汽压力	MPa	16.700	16.457	16.526	16.310	16.804	14.216	16.726	16.661	16.559	16.807	16.696	13.866
主汽温度	℃	537.0	534.2	531.4	532.9	532.9	535.6	542.3	535.8	540.5	527.3	544.3	545.2
高排压力	MPa	3.570	3.676	3.671	3.959	3.899	1.878	3.702	3.688	4.018	3.871	2.934	1.968
高排温度	℃	316.7	334.8	331.8	341.6	338.0	304.0	331.4	325.9	338.5	322.9	316.7	309.7
中压缸进汽压力	MPa	3.210	3.287	3.282	3.538	3.490	1.682	3.323	3.31 1	3.608	3.472	2.63]	1.763
中压缸进汽温度	℃	537.0	538.4	539.0	537.4	537.8	536.7	542.7	541.8	542.7	541.3	542.6	542.1
凝汽器压力	kPa	4.900	4.429	4.394	4.740	4.809	3.124	8.615	9.170	8.912	8.882	7.647	6.915
高压缸效率	%	86.24	77.07	77.08	78.04	76.75	69.22	82.42	82.55	83.85	82.82	77.50	73.25
中压缸效率(名义)	%	92.20	92.25	92.30	92.21	92.41	93.66	92.36	92.16	92.21	92.48	93, 02	94.30
测量凝结水流量	t / h	690.16	756.02	752.56	806.22	805.30	381.40	695.50	719.26	761.30	750.42	572.76	382.88
主汽流量	t/h	909.15	968.31	973.26	1041.44	1026.51	480.39	922.22	936.08	994.55	1012.02	760.61	478.27
热耗率	kJ / (kW. h)	7925.9	8938.7	8916.6	8884.1	8942.7	9108.1	8479.5	8725.9	8457.8	8749.3	8937.1	9155.4
发电煤耗率	g / (kW. h)	300.2	334.9	334.0	332.8	335.0	341.2	317.7	326.9	316.8	327.8	334.8	343.0
修正后电功率	MW	300.00 9	288.700	287.344	311.150	296.890		295.947	294.579	320.645	304.359		
修正后的主蒸汽流量	t/h	909.15	979.00	976.96	1061.70	1013.62		923.61	935.51	1005.03	993.60		
修正后热耗率	kJ / (kW. h)	7925.9	8926.6	8900.5	8862.5	8937.6		8231.7	8422.6	8212.2	8460.9		
修正后煤耗率	g / (kW. h)	300.2	334.4	333.4	132.0	334.8		308.4	315.5	307.6	317.0		
循环热效率		45.42	40.33	40.45	40.62	40.28		43.73	42.74	43.84	42.55		



试验结果经参数修正,大修后的凝汽器压力修正至与大修前相同循环水流量及入口温度的对应值。在5VW0基准工况下,经修正后机组热耗率大修前、后分别为8926.6和8231.7kJ/(kW·h),相对降低了694.8kJ/(kW·h);取锅炉效率为92%,管道效率为99%,折合发电煤耗率334.4和308.4g/(kW·h),相对降低了26g/(kW·h)。

#### 4.2 监视段参数与汽缸效率

通过试验测量的汽轮机各监视段参数的分析,可对汽缸本体的运行状况与通流情况进行分析判断。监视段包括各汽缸进出口、各抽汽口及调节级等位置。

大修前、后试验5VW0工况下机组的参数见表3。

由表中数据可见,高压缸各监视段温度普遍高出设计值较多,其中调节级温度偏差由7.3℃增加到15.7℃,一段抽汽的偏差由11.8℃增加到16.5℃,高排(二段抽汽)的偏差由18.1℃降低到14.7℃。考虑到大修后主蒸汽温度比大修前高出8.1℃,调节级与一抽温度相对变化不大,高排温度降低较多。高排温度降低反映了缸效率的提高,从高压缸效率上看,缸效率提高5.35个百分点,其中调节级效率提高3.24个百分点,压力级效率提高5.72个百分点。

调节级温度与效率变化不大,调节级效率大修后为57.03%,与设计值的72%差距很大,同类型机组改进后调节级效率在5VW0工况下也可达到61%。说明调节级仍有改进的潜力。(调节级效率由主汽门前参数与调节级后参数计算,包含了主汽门的节流损失。)

一抽温度偏高,从机组结构上看,分析认为是由于高压持环法兰有效密封面积不足,使一抽以前的压力级高温高压蒸汽漏至一抽汽室。大修揭缸检查情况也可看到该处汽缸结合面有明显的漏汽冲刷痕迹。而经过大修,一抽温度偏高的情况仍然存在,可通过对高压持环结构进行改进来解决。

机组3、5、6段抽汽温度也同样存在抽汽温度偏高的现象,其原因与上述一抽的情况类似,是由于汽缸水平结合面漏汽引起。这一情况在同类型其他机组上也有不同程度的存在,但1号机组表现的特别典型,大修中也可观察到汽缸各结合面漏汽冲刷痕迹较为明显。而5、6段抽汽的情况尤为突出,从结构上看5、6段抽汽分别位于分流式低压缸的两端,其该抽汽腔室法兰结合面较薄弱,螺栓的设计也不尽合理,导致紧力不足,容易造成漏汽。

表3 1号机大修前后实验监视段参数与流通效率

项目名称	单位	设计值	大修前		大修后	
		额定负荷	5VW0 基准	与设计值相差	5VW0 基准	与设计值相差
工况						
负荷	MW	300.01	285.18		288.56	
主汽压力	MPa	16.70	16.46	-0.24	16.73	0.03

主汽温度	℃	537.0	534.2	-2.8	542.3	5.3
调节级压力	MPa	11.60	11.64	0.04	12.00	0.40
调节级温度	℃	483.5	490.8	7.3	499.2	15.7
1 抽压力	MPa	5.87	5.99	0.12	6.06	0.19
1 抽温度	℃	383.0	394.8	11.8	399.5	16.5
2 抽压力	MPa	3.57	3.68	0.11	3.70	0.13
2 抽温度	℃	316.7	334.8	18.1	331.4	14.7
中压缸进汽压力	MPa	3.21	3.29	0.08	3.32	0.11
中压缸进汽温度	℃	537.0	538.4	1.4	542.7	5.7
3 抽压力	MPa	1.62	1.68	0.06	1.71	0.09
3 抽温度	℃	434.7	448.6	13.9	450.4	5.7
4 抽压力	MPa	0.79	0.83	0.04	0.85	0.06
4 抽温度	℃	334.2	338.3	4.0	343.4	9.2
5 抽温度	℃	233.7	266.5	32.8	261.7	28.0
6 抽温度	℃	141.0	187.8	46.9	176.5	35.5
7 抽温度	℃	90.3	90.4	0.1	96.4	6.1
8 抽温度	℃	60.5	56.3	-4.2	60.5	0.0
排汽压力	kPa	4.90	4.43	-0.47	8.61	3.71
高压缸效率	%	86.24	77.07	-9.17	82.42	-3.82
调节级效率	%	72.00	53.78	-18.22	57.03	-14.97
压力级效率	%	89.27	86.93	-2.34	89.14	-0.14
中压缸名义效率	%	92.20	92.25	0.05	92.36	0.16
中压缸实际效率	%	92.20	90.13	-2.06	91.39	-0.80

### 4.3 回热系统参数

表4汇总了大修前、后5VW0基准工况部分加热器的温升与端差数据及其与设计值的比较。由表中试验数据及其与机组设计参数的对比可见：

- 1) 轴封加热器大修后温升较大修前有所增加；
- 2) 各加热器大修前、后温升变化不大，且均与设计值差别不大；
- 3) 低加部分的端差数据偏差较大。低加部分测点采用DAS系统采集记录数据，参数的偏差较大；
- 4) 高加部分的下端差基本变化不大，上端差略有降低。总体而言，从高加部分端差反映出的加热器的运行水平较为理想。

表4 回热系统性能指标试验与设计值汇总表

项目名称			设计值	大修前		大修后	
工况		单位	额定负荷	5VW0 基准	与设计值相差	5VW0 基准	与设计值相差
轴加	加热器温升	℃	0.9	2.0	1.1	3.8	2.9

6 号低加	加热器温升	°C	16.9	17.5	0.6	18.5	1.6
	上端差	°C	2.8	2.7	-0.1	3.0	0.2
	下端差	°C	5.6	17.4	11.8	18.9	13.3
5 号低加	加热器温升	°C	29.7	30.6	0.9	32.5	2.8
	上端差	°C	2.8	2.5	-0.3	10.6	7.8
	下端差	°C	5.6	11.4	5.8	28.2	22.6
除氧器	除氧器温升	°C	34.9	33.2	-1.7	31.0	-3.9
3 号高加	加热器温升	°C	28.8	33.0	4.2	34.5	5.7
	上端差	°C	0.0	-2.4	-2.4	-4.0	-4.0
	下端差	°C	5.6	3.7	-1.9	7.2	1.6
2 号高加	加热器温升	°C	42.3	36.4	-5.9	37.7	-4.6
	上端差	°C	0.0	2.8	2.8	-0.4	-0.4
	下端差	°C	5.6	3.9	-1.7	6.5	0.9
1 号高加	加热器温升	°C	31.9	33.0	1.1	30.8	-1.1
	上端差	°C	-1.6	-0.1	1.5	-0.9	0.7
	下端差	°C	5.6	6.9	1.3	7.0	1.4
	出口水温	°C	273.8	275.6	1.8	277.0	3.2

#### 4. 4轴封漏汽量试验

大修前、后进行丁中压缸进汽平衡盘漏汽量试验，试验结果给出轴封漏汽量占再热蒸汽流量的百分比，称为漏汽率，试验数据及结果如表5。

该机组为高中压合缸结构，高中压缸之间有两组汽封：高压缸进汽平衡盘汽封和中压缸进汽平衡盘汽封。由于来自高压内缸调节级后平衡盘轴封和6根导汽管漏入高压内、外缸夹层的混合蒸汽有一部分通过中压缸进汽平衡盘汽封，漏至中压缸第一级静叶后，与第一级静叶出口蒸汽混合，使进入中压级组蒸汽温度和焓降低。由于混合后的蒸汽温度无法测量，而是以测得的中压主汽门前参数为初参数计算得到的中压缸效率，所以，造成中压缸效率偏高的假象。如表中的中压缸效率名义值。通过轴封漏汽量试验确定的实际中压缸通流效率，机组经大修后，中压缸实际效率由90.13%提高到91.39%。

由表5中数据可见大修后中压缸进汽平衡盘漏汽率由6.37%降低到2.06%。

表5 中压缸进汽平衡盘漏汽量试验结果

项目名称		单位	修前		修后	
试验时间			2001. 2		2001. 8	
主蒸汽	压力	MPa	16. 51	16. 52	16. 62	16. 59
	温度	°C	510. 76	530. 56	511. 17	542. 23
	焓	kJ / kg	3321. 75	3378. 22	3321. 54	3409. 95
调节级后	压力	MPa	± 1. 70	11. 64	11. 95	11. 91
	温度	°C	469. 90	484. 48	469. 78	498. 42
	焓	kJ / kg	3272. 27	3312. 84	3268. 21	3346. 51

高压缸排汽	压力	MPa	3.70	3.73	3.70	3.74
	温度	°C	314.06	332.53	305.87	334.11
	焓	kJ/kg	3010.53	3057.58	2988.57	3061.49
再热蒸汽	压力	MPa	3.32	3.35	3.32	3.36
	温度	°C	538.51	515.09	534.5 工	514.80
	焓	kJ/kg	3539.22	3486.17	3530.18	3485.42
中压缸排汽	压力	MPa	0.84	0.85	0.85	0.86
	温度	°C	337.85	32n.62	336.75	321.58
	焓	kJ/kg	3136.05	3099.60	3133.60	3101.41
高压缸效率	%	77.74	77.31	82.84	82.03	
调节级效率	%	47.47	59.35	53.39	59.40	
中压缸效率(名义)	%	92.94	92.01	92.33	91.90	
漏汽率	%	6.37		2.06		
中压缸效率(实际)	%	90.13		91.39		
再热蒸汽流量	t/h	839.07		784.06		
漏汽量	t/h	53.46		6.18		

#### 4.5 凝结水泵试验

原凝结水泵扬程明显偏高,凝泵出口压力达2.7MPa,而除氧器入口压力仅1.08MPa,使除氧器水位调整门节流损失较大,凝结水泵电耗明显增大。按同类型机组运行数据,凝结水泵出口压力达到2.0MPa就可以满足除氧器上水的要求。大修中对凝结水泵进行了改造,在保证机组安全、经济运行的基础上降低了凝泵的扬程。大修后试验5VW0基准工况下,折合到同样凝结水流量,凝泵功率降低180kW。试验数据及有关计算结果见表6。

#### 4.6 汽缸温差大

原机组高压缸仅在高压缸排汽口中心线位置有一对上下缸壁温测点,大修中机组分别增加了高压内缸上缸、外缸上、下缸温度测点,大修后试验机组各缸的温差数据见表7,可见正常运行时机组的上下缸负温差仍较大,下缸温度高于上缸温度。上下缸负温差大是引进型300MW机组的主要问题之一,可导致汽缸变形,动静碰磨,汽封磨损,内缸断螺栓,汽缸结合面漏汽等一系列影响机组安全与经济性的问题,需要采取措施改善这一状况。

表6 大修前、后5VW0基准工况凝结水泵试验结果

项 目 名 称	单 位	设 计	修 前	修 后
试验日期	v / m / d		01 / 01 / 16	01 / 08 / 07
试验时间	h: m		18: 45	13: 00
机组负荷	MW		285.30	288.56
主蒸汽压力	MPa		16.53	16.73
主蒸汽温度	°C		531.4	542.3
凝汽器压力	kPa		4.39	8.61

进口测量面标高	m		-1.2	-1.2.
出口测量面标高	m		1.80	1.80
出口速度头	m		0.50	0.44
出口压力	MPa		2.7C	2, 41
凝结水温度	°C		28.5	43.1
凝结水泵流量	T/h	894	341.5	787.4
凝结水泵扬程	m	280	287.1	250.2
凝结水泵有用功	kW	679.39	658.0	536.8
电机电流	A		102.67	80.89
功率表读数	W		105.52	82.89
电机功率	kW	1000	949.7	746.0
凝泵轴功率	kW	950	902.2	708.72
对应修后流量下修前电机功率	kW			926.67
功率下降值	Kw			180, 65

项目名称	单位	大修后		
		5VW0 基准	6VW0	300MW
高压内缸上壁温	°C	442.7	449.9	434.3
高压内缸下壁温	°C	483.6	491.4	476.0
高压外缸上壁温	°C	426.9	425.7	415.7
高压外缸下壁温	°C	457.9	462.8	448.0
中压一号持环	°C	453.0	452.7	451.1
内缸温差(上-下)	°C	-40.9	-41.5	-41.7
外缸温差(上-下)	°C	-31.0	-37.0	-32.2

## 5 机组存在的问题

嘉兴电厂1号机组大修后试验，经修正后，机组在5VW0基准工况下，热耗率为8231.7kJ / (kW.h)。比大修前热耗率8926.6kJ / (kW.h)下降了694.8kJ / (kW.h)，但比机组保证热耗率7921kJ / (kW.h)仍高出310.7kJ / (kW.h)。与国内运行水平较高的同型机组相比也有一定差距。在此应该特别指出的是，由于试验目的是测定大修前、后机组经济性的相对变化值，并非考核汽轮机的保证热耗率，故试验条件与考核试验有一定差距，它反映了汽轮机和系统及辅机运行的综合经济性。

机组热耗率较高的原因除了热力系统存在不完善外，另一主要的问题就是机组的内效率偏低，其原因有汽轮机结构设计、制造及安装、检修和运行方面的诸多因素。

### 5.1 机组改进完善

根据大修前机组的诊断试验结果，结合现场了解机组的运行状况及同类型机组反映出的普遍问题，热工研究院提出了1号机组设备及系统的完善改进方案。该方案在确保安

全可靠的前提下，结合理论分析与实践经验，通过对设备、系统完善改进和疏水系统优化，并结合改进完善运行操作方式，消除所存在不安全因素，完善设备性能，合理利用工质有效能，提高凝汽器真空，从而达到提高机组运行安全性和经济性的目的。

经反复讨论、研究，主要考虑到实施方是首次进行此项工作，对问题有一个逐步认识过程，以及综合考虑各种影响因素，而确定了最终实施方案。

其中汽轮机本体的改进主要包括，取消中压缸冷却蒸汽管，高压缸内外缸夹层挡汽环改进，安装12道布莱登汽封，调节级动叶叶顶及叶根径向间隙调整，喷嘴组弧段之间预留间隙调整，增加高压缸内外缸壁温测点等。

对热力系统，主要是合理利用工质能级和疏水系统的优化改进等。如疏水系统改进后，原排至危扩和本体疏水扩容器的疏水管(不包括高、低加启动和事故疏水)数量相对减少65%。大大地简化了热力系统，减少了漏点，机组的安全性与经济性均得到提高。

## 5.2 汽缸结合面漏汽

机组揭缸检查发现，高、中压缸内缸及各静叶持环上、下半的水平结合面普遍存在漏汽冲刷痕迹。尤其是1段、3段、5段、6段抽汽口附近的持环水平结合面漏汽痕迹尤其明显。试验结果中也可以看出对应的抽汽温度比设计值高出较多，说明有高温的蒸汽漏入抽汽口。导致结合面漏汽有汽缸温差大引起汽缸变形，螺栓紧力不足，法兰结合面薄弱等原因。

本机组在技术引进时，为增加一级抽汽，在高压缸静叶持环上增加了一个抽汽口，由于未改变高压缸的整体结构、尺寸，导致法兰结合面有效密封面积减少，持环受力发生变化，螺栓布置困难，且螺栓直径较细，紧力与强度不足。初期投产的机组，出现过螺栓断裂或松弛，持环中分面漏汽的问题。为此，制造厂对已投产机组采取了增大个别螺栓直径的措施，但存在问题没有得到根本解决或改善。

本次大修前试验发现一段抽汽温度比设计值高11.8℃。大修揭缸后，发现高压持环左、右侧水平中分面一段抽汽口有较严重的冲刷漏汽痕迹。表明一段抽汽口附近漏汽严重，大修后试验，一段抽汽温度仍高出设计值，扣除主汽温度高于设计值的影响，比设计值高13℃左右，综合同类型机组改进效果，分析认为大修后这一情况并未得到根本改善。

## 5.3 汽封径向间隙大

高中压缸汽封包括通流部分的动、静叶汽封及汽缸端部的轴封。由于汽缸变形，启、停过程中机组振动增大，发生动、静碰磨等原因，很容易造成汽封磨损，径向间隙增大。

引进型300MW机组属于反动式汽轮机，其结构和热力过程与冲动式汽轮机有较大差异。首先蒸汽在汽轮机级的动、静叶均发生膨胀，动叶存在较大压差，使动叶汽封的漏

汽量增大。其次结构上采用鼓形转子，转子直径大，由于汽封处转子的直径较大，间隙稍增大一点，漏汽面积增大较多，使静叶汽封的漏汽随汽封磨损增大较快。汽封漏汽短路本级不作功，而且这股气流插入主流时会造成干扰，扰乱下一级入口汽流的流动方向，产生汽轮机级的汽封漏汽损失。漏汽损失对级效率的影响较大，通流部分汽封间隙增加导致的漏汽量增加，是机组通流效率降低的主要原因。

汽缸两端轴封间隙增大则造成蒸汽旁路高、中压缸及低压缸，做功减少，未做功的蒸汽排至凝汽器，造成能量损失，直接导致热耗率增加。

#### 5.4 中压缸实际效率与冷却蒸汽管

中压缸设计效率为92.20%，大修前5VW0试验工况，缸效率为92.25%，大修后为92.36%。从数据上看中压缸效率似乎高于设计值。

根据轴封漏汽量试验结果，大修前、后通过中压进汽平衡盘漏汽至中压缸的漏汽率分别为6.37%和2.06%，中压缸实际效率分别为90.13%和91.39%。可见漏汽率有明显降低，而中压缸实际效率也略有提高。

经1号机组和同类型机组大修揭缸检查结果以及同类型机组对中压冷却蒸汽温度的测量结果，表明冷却蒸汽温度基本与高压缸排汽温度一致，证明冷却蒸汽的来源与设计思想不符。该冷却蒸汽管有以下四大危害：

- 1) 加剧了高压缸上、下缸温差；
- 2) 造成中压缸平衡盘温差大变形，汽封磨损间隙增大；
- 3) 过度冷却转子表面，造成转子附加热应力增大，疲劳损伤程度加剧；
- 4) 造成中压进汽平衡盘第一档汽封短路，失去密封作用，使漏汽量成倍增长，严重影响机组运行经济性。

中压缸进汽平衡盘额定工况设计漏汽量为10.4t/h，实际机组通常该漏汽量可达到设计值的2~3倍，完全能够满足对中压转子表面进行适当冷却的要求。割除冷却蒸汽管，对机组安全、经济性是十分有利的。

#### 5.5 系统隔离情况

大修前、后5VW0基准和5VW0-1工况的修正后煤耗率数据见表8。

这两个工况均为5阀全开，额定主蒸汽参数的试验工况，其差别在于隔离状况的不同，5VW0-1工况是正常运行，即仅在控制盘上操作关闭有关阀门进行系统隔离。5VW0基准则进行了非正常运行的隔离操作，即在就地人工关闭有关的手动门。

大修前两工况热耗率相差 $-26.1\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，考虑试验误差影响，二者基本相同。大修后二者热耗率相差 $190.8\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，可见系统的完善程度对经济性影响是明显的。

从以上数据分析认为，大修前系统泄漏较严重，主要是高温高压蒸汽管道疏水阀，

尽管采取了措施，仍难以消除泄露，故两个工况的结果差别不大。

而大修后的试验结果，采用非正常运行的隔离措施工况与采用正常运行的隔离工况，热耗率竟相差 $190.8\text{kJ}/(\text{kWh})$ ，折合发电煤耗率 $7.1\text{g}/(\text{kWh})$ 。与进口机组和同类型实施完善改进后的机组，大修后在上述两个工况下试验及运行发电煤耗率相差小于1%的结果相比，该差值偏大。

项目名称	单位	大修前		大修后	
		5VW0 基准	5VW0-1	5VW0 基准	5VW0-1
修正后热耗率	$\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	8926.6	8900.5	8231.7	8422.6
相差	$\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$		-26.1		190.8
修正后煤耗率	$\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	334.4	333.4	308.4	315.5
相差	$\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$		-1.0		7.1

在试验过程中检查发现，经检修后不应泄漏的阀门仍存在较严重的泄漏，甚至大修前运行及试验中不内漏的阀门也出现内漏，这些漏点若不能及时消除，不仅会降低本来通过大修应该取得的经济效益，而且由于阀门前、后压差很大，阀芯很快将被吹损。泄漏比较突出的有：一级旁路门，二级旁路门，主汽供轴封门，高排逆止门前、后疏水门，主汽疏水门，二级旁路前疏水门等。另外，给水泵的最小流量阀泄漏，该阀门前、后压差很大，一旦泄漏极易吹损，且增加小汽轮机做功和耗汽量。

## 5.6 杂项用水大

机组大修中对凝结水泵进行了改进，降低了扬程。大修后实际运行中，机组高负荷下，当锅炉进行吹灰时，凝结水流量显得不足，引起备用泵启动，两台凝泵运行，影响机组经济性。

试验中6VW0为机组最大通流能力工况，300MW为正常运行工况。从大修后试验数据可见，两个工况下除氧器进口凝结水流量分别为 $750.4\text{t}/\text{h}$ 和 $761.3\text{t}/\text{h}$ ，而凝结水泵的设计流量为 $894\text{t}/\text{h}$ ，尚有较大余量。

其问题出在凝泵出口的凝结水量较大，300MW工况下，凝泵出口流量高出除氧器进口流量 $103.5\text{t}/\text{h}$ ，而300MW'负荷下，试验前对系统进行检查时，二者相差达 $120\text{t}/\text{h}$ 。这一数据表明凝泵再循环量很大。造成凝泵流量较大，余量减小。（表9）

项目名称	单位	300MW	6VW0
负荷	MW	298.440	309.779
凝泵出口凝结水流量	$\text{t}/\text{h}$	853.9	851.6
除氧器进口凝结水流量	$\text{t}/\text{h}$	750.4	761.3
二者相差	$\text{t}/\text{h}$	103.5	90.3

两个流量孔板之间的主要差别为各杂项用水和再循环管道等，经检查发现，可用超声波流量计测量的流量除正常的给水泵密封水 $35\text{t}/\text{h}$ 外，还有高加危急疏水扩容器的减



温水有25t/h左右；其他泄漏的管道还有本体疏水扩容器及部分旁路的减温水，低压缸喷水，小机排汽喷水等。其泄漏原因有阀门的问题，有控制系统的问题，也有运行操作方式的问题。

建议对各杂项用水进行认真的分析改进，包括各扩容器降温水的调整门进行改造，减小日常损耗；取消小机排汽喷水等。另外，建议检查凝泵连锁的压力设定值是否偏高，通常除氧器水位调节阀全开后，凝泵出口压力达到2.0MPa即可满足除氧器供水的要求。

### 5.7 高压缸内、外缸上下缸温差大

通过大修中汽缸中分面间隙测量及通流部分汽封磨损情况的检查，分析汽缸运行时的受力状况，可以推断在运行状况下，汽缸中分面是外张口，汽缸变形呈水平椭圆状，上、下径向间隙变小，易受到磨损。

汽缸发生变形，根本原因是运行中存在上、下缸温差大的缘故，高压内、外缸存在下缸温度高于上缸温度，即负温差的状况。根据汽缸结构和高压缸夹层蒸汽流向分析与测量，温差最大部位发生在高压缸前部，且温差大小随机组工况变化而变化。由于机组设计的高压外缸上、下缸温度测点布置不合理，而内缸仅有下缸而无上缸壁温测点，不能真实反映出汽缸的上、下缸温差水平，因而运行人员无法得知上、下缸温差已达到何种严重程度。

产生上、下缸温差大的原因是高压缸夹层蒸汽流向与设计思想不符，另外由于调门进汽顺序设计，使低负荷时仅下半缸进汽，汽缸负温差加剧。汽缸上、下缸温差大，造成汽缸变形，法兰螺栓承受附加应力增大，螺栓易断裂或松弛。另外，据计算上、下缸温差每增加1℃，通流径向间隙将减小0.01mm，径向汽封易受到磨损，导致通流效率下降。

本次大修在高压内外缸夹层加装阻汽片，重新调整高压缸夹层蒸汽流向；并在高压外缸前部加装了上、下缸壁温度测点和内上缸壁温度测点，便于在运行中监视上、下缸温差的变化情况。大修后试验，6VW0工况时外缸上、下缸温差达到-37℃左右，内缸上、下缸温差达到-41℃左右。高压缸夹层的结构仍需进一步改善。

另外，为进一步改善机组低负荷运行的性能，可考虑改变调节汽门的开启顺序，使低负荷时上下缸温度均匀，并对增高轴系的稳定性也有好处。

### 5.8 关于布莱登汽封使用效果

针对引进型300MW汽轮机普遍存在的问题，根据汽轮机结构的特殊性，作为重要技术改进措施之一，使用了布莱登汽封。与同类型机组实施相同完善改进措施后，但仍采用传统结构汽封的效果相比，以及机组大修后的试验和实际运行效果分析。该汽封工作正常，并达到预期效果。以下所主要体现的几个方面效果与采用布莱登汽封有直接关系。

1) 与同类型机组相比，采用传统结构汽封与布莱登汽封，同是大修后在有关规程规

定的时间内进行试验，漏汽量相对小25%左右。随机组运行时间增长，启停次数增多，两者漏汽量相对差值增大；

2) 机组大修前、后，试验结果相比较，高压缸末级通流排汽温度与高压缸排汽温度之差，5VW0、6VW0、300MW共四个工况试验平均值，减小3.9℃；

3) 经试验测定和计算，经中压缸平衡盘漏入中压缸第一级流量和经夹层漏入高压缸排汽流量之和，大修前、后相对下降71.7%；与设计值相比，大修前是设计值的4.74倍，大修后是设计值的1.34倍；

4) 高压缸效率提高5.35个百分点，中压缸效率提高1.26个百分点；高、中压缸温差大和内效率下降快的问题得到改善；

5) 大修前、后在5VW0试验工况下，修正至相同初、终参数，机组功率增加2.5%。其中，高压缸前轴封漏汽量减小，使机组高压缸增发功率5.9%，占机组功率1.8%。

## 6 高压缸改造可行性分析

### 6.1 概述及目的

引进型300MW机组运行中普遍存在高压缸排汽温度偏高，高压缸效率低的问题。随着经济性越来越受到广泛关注，这一问题更加受到各有关电厂的重视。嘉兴电厂有意对高压缸进行改造，以提高缸效率，因此借本次1号机完善改进项目的机会，委托热工研究院提出高压缸改造的可行性分析。

本次机组大修及诊断试验的过程中，对高压缸的实际情况进行了检查与测试，收集有关数据。对高压缸的通流部分进行了校核计算，结合同类型机组普遍存在的问题，分析了高压缸效率偏低的原因。在此基础上，提出高压缸改造方案选择的意见和建议。

### 6.2 高压缸效率低的原因分析

#### 6.2.1 基本状况

引进型300MW汽轮机运行反映最为普遍的问题之一，是高压缸排汽温度高出设计值15~30℃。1号机设计高压缸排汽温度为316.9℃。本次大修后试验结果高压缸排汽温度比设计值高出14.7℃。高压缸排汽温度高，是高压缸效率低的直观反映。

为分析问题及讨论的方便对下文中使用的几个效率作一说明：

高压缸效率，是指按照主蒸汽参数和高压缸排汽管道上测量的参数计算的效率：

高压缸通流效率，是指按照主蒸汽参数和高压缸排汽管上的压力和高压缸排汽缸上的温度计算的效率；

调节级效率，按主蒸汽参数和调节级后参数计算；

压力级效率，按调节级后参数和高压缸排汽管上的压力和高压缸排汽缸上的温度计算。

为排除调节汽门开度不同的节流影响因素，比较计算时选用5VW0工况。

大修前、后的高压缸效率数据见表10。

表10 大修前、后高压缸效率

项目名称	单位	设计值	大修前	大修后
工况		额定负荷	5VW0 基准	5VW0 基准
高压缸效率	%	86.24	77.07	82.42
与设计值相差	%		-9.17	-3.82
高压缸通流效率	%	86.24	80.72	83.38
与设计值相差	%		-5.52	-2.85

可见大修前机组高压缸效率较低，大修后高压缸效率有明显提高，但仍未达到设计值。按照理论计算可知，高压缸效率每提高1个百分点，影响机组热耗率16.7kJ/(kW·h)，折合发电煤耗率相当于0.63g/(kW·h)左右。

高压缸效率低的最直接原因在于其通流部分效率低。因此，许多电厂都在考虑高压缸通流部分改造以提高效率。然而，根据对引进型300MW汽轮机的广泛调查和大量试验结果计算与分析表明，该型机组高压缸效率低的原因不仅是通流效率，还有诸多其他影响因素。

### 6.2.2 通流效率的计算

根据汽轮机厂给出的设计数据，对高压缸的通流进行了校核，计算结果见表11。

表11 高压缸通流部分校核计算结果

项目名称	单位	设计额定	计算额定	计算对比
高压缸进口压力	MPa	16.70	16.71	16.70
高压缸进口温度	℃	537.0	537.0	537.0
高压缸进口焓	kJ/kg	3394.2	3394.1	3394.1
调节级出口压力	MPa	11.60	11.46	11.42
调节级出口温度	℃	483.5	482.8	482.5
调节级出口焓	kJ/kg	3310.7	3310.8	3310.5
一抽压力	%	5.86	6.09	6.08
一抽温度	0	380.70	386.75	387.51
一抽焓	0	3133.0	3144.15	3146.36
高压缸出口压力	MPa	3.57	3.57	3.57
高压缸出口温度	℃	316.7	317.1	318.5
高压缸出口焓	kJ/kg	3021.2	3022.3	3026.0
高压缸效率	%	86.24	85.96	85.13
调节级效率	%	72.00	69.70	69.32
压力级效率	%	89.27	89.72	88.78

表中“设计额定值”为制造厂设计说明书中提供的数据，“计算额定”值为通流

部分校核计算的结果，“计算对比”数据为将通流部分动静叶径向间隙增大至设计间隙的1.3倍进行计算的结果。计算所依据的机组通流部分数据及通流各级详细计算结果见附表2、附表3。

从计算结果可见，计算校核的高压缸效率仅略低于制造厂的设计值0.28个百分点，可见通流部分的效率基本是能够达到设计要求的。

“计算对比”工况将各压力级汽封间隙由设计的0.75mm放大至0.98mm，计算结果表明高压缸效率比计算额定值低0.83个百分点。

### 6.2.3 调节级效率

在此所讨论的调节级效率按主汽门前与调节级后参数计算，包含了主汽门和调门的节流影响。调节级设计效率为72%，1号机组在5VW0工况下调节级效率大修前为53.78%，大修后为57.03%，由于调节级温度测点为双层套管，所测调节级温度通常偏低，实际调节级效率更低。额定工况下，调节级功率占高压缸总功率的20.8%，调节级效率达不到设计值，对高压缸的效率影响较大。

一般而言，对调节级效率低，有以下影响因素：

#### 1) 调门节流损失大

由于所讨论的调节级效率包括了调门的节流，若调门节流损失增大，将影响调节级效率。在相同蒸汽流量下，调门的开度越小，节流损失越大，调节级效率越低。反之，节流损失损失越小，调节级效率越高。

由图4可见，阀门开度在40%以上，流量可达到阀门通流能力的95%以上；阀门开度低于40%，流量减小较快，节流损失迅速增大。

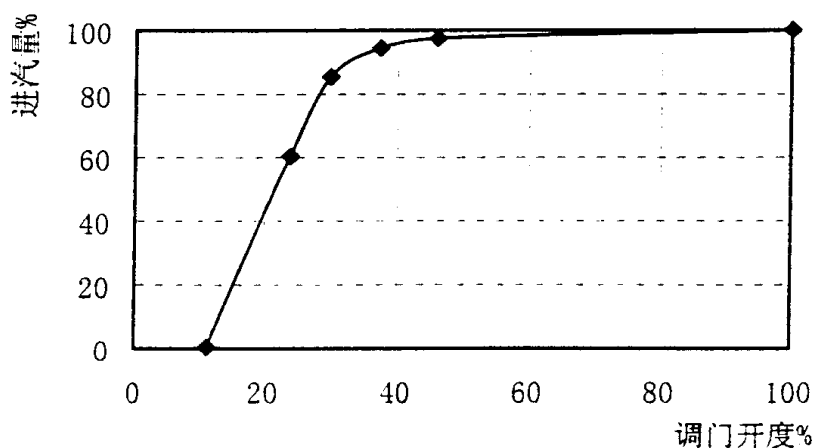


图 4 阀门特性曲线

## 2) 调节级动叶汽封径向间隙大

调节级动叶叶顶及叶根共有三道汽封，径向间隙设计值为 $2.5 \pm 0.05\text{mm}$ ，根据该处汽封直径，可求得漏汽面积为 $8721.8\text{mm}^2$ ，相当于内径为 $106\text{mm}$ 的管道。不同电厂同类型机组大修揭缸检查结果，该汽封没有受到任何磨损，表明设计间隙值偏大。经计算可减少到 $0.8\text{mm}$ 。本次大修中调节级动叶叶顶及叶根径向间隙由 $2.5\text{mm}$ 改至 $1.2 \pm 0.05\text{mm}$ ，最下面一道径向间隙由 $2.0\text{mm}$ 改为 $1.0 \pm 0.05\text{mm}$ 。是调节级效率提高的主要因素之一。但调节级压差较大，该处汽封仍显得薄弱，可进一步通过结构方面的改进增加调节级汽封片数。

## 3) 汽封结构不合理

主蒸汽设计压力为 $16.7\text{MPa}$ ，调节级动叶后设计压力为 $11.60\text{MPa}$ ，扣除汽门节流损失，调节级整级压差达到 $3.43\text{MPa}$ 。现设计的调节级汽封采用单齿、镶嵌式固定结构。单齿阻力系数小，密封效果差，固定式汽封若出现动静碰磨，汽封无法退让，易受到磨损，汽封间隙增大，漏汽量增加。

## 4) 喷嘴组弧段之间间隙大

安装在6个汽室上的6个喷嘴组弧段之间设计预留膨胀间隙，设计值左、右水平中分面间隙为 $5\text{mm}$ ，其他4道间隙分别为 $3\text{mm}$ 。根据其结构和计算分析以及同类型机组改进后结果表明，该间隙预留值太大。调节级喷嘴出口蒸汽通过该间隙，未经过动叶做功，直接漏至第一压力级。同类型机组实际大修检查发现，有些机组该间隙可达 $10 \sim 15\text{mm}$ ，使漏汽量增大，调节级漏汽损失增加。

## 5) 喷嘴叶片损伤

由于调节级叶片处在主蒸汽进入汽轮机的第一级，工作条件恶劣，很容易受到蒸汽中携带的固体粒子的侵蚀，导致调节级喷嘴叶片损伤。当调节级叶片损伤达到一定程度，对调节级的通流效率影响较大。

## 6) 反流式结构损失

机组的调节级为反流式结构，在汽流从调节级出口反转流向压力级进口的过程中，流动损失较大。

## 7) 工况偏差大

由于调节级的工作特点，调节级经常工作在变工况状态下，与设计状态偏差较大，导致流动效率降低。

### 6.2.4 夹层漏汽的影响

高压缸夹层的漏汽主要有以下几个来源：

1) 调节级后蒸汽通过高压缸进汽平衡盘汽封漏汽至高压缸夹层，其中一部分通过中

压缸进汽平衡盘汽封漏汽至中压缸，一部分通过夹层流向高压缸排汽口；

2) 6根高压缸进汽导汽管及一段抽汽导汽管与内缸接口的密封圈。若密封不严造成主蒸汽或一段抽汽漏至高压缸夹层；

3) 高压内缸及持环变形，法兰螺栓断裂或松弛等，造成水平结合面张口，蒸汽从通流部分漏至夹层；

4) 高压内缸调节级压力传压管断裂，内缸漏汽到高压缸夹层；

5) 由于中压缸冷却蒸汽管的割除，使中压缸进汽平衡盘第一道汽封发挥了密封作用，夹层漏至中压缸的流量减小。也造成夹层排向高排流量相对增大。

这些漏汽旁路部分压力级组直接达到高排，减小高压缸做功量，加热高压缸排汽温度，使高压缸效率降低。

表12 夹层漏汽量估算及其对高压缸效率的影响

项目名称		设计值	大修前	大修前	大修后	大修后
工况	单位	额定负荷	5VWO 基准	6VWO	5VWO 基准	6VWO
高压缸排汽管蒸汽温度	℃	316.7	334.8	341.6	331.4	338.5
高压缸排汽缸蒸汽温度	℃	316.7	328.8	337.4	329.8	337.6
高排温差	℃	0.00	6.05	4.10	1.62	0.91
夹层漏汽至高排流量	t/h	9.07	41.93	30.57	10.65	6.50
与设计值之差	t/h	0.00	32.86	21.50	1.58	-2.57
影响高压缸效率	%	-0.09	-2.89	-1.89	-0.14	0.23

试验中高压缸排汽温度测点位于高排出口竖直管段上，所测温度为混合后的温度。在汽轮机本体的高压缸排汽缸上有一个温度测点，所测温度为高压缸通流末级出口的温度。根据上述两个测点的温差，可以计算出夹层漏汽量对高压缸效率的影响。但高压缸排汽区汽温测点采用电厂DAS采集数据，测量元件精度低于试验标准，其数据可能存在误差。而且高压缸排汽区汽流比较紊乱，本身测量温度就不能准确反映实际状态，因此对这一因素的分析 and 定量计算可能存在误差。

由表12计算结果可以看出大修前后高排温差有明显减小，反映夹层漏汽至高排的流量有明显降低。大修后6VWO工况计算的漏汽量甚至低于设计值。

### 6.2.5 缸效率与设计值偏差

根据大修前后试验数据，可以计算出高压缸的调节级效率、压力级效率及夹层漏汽至高排的流量对高压缸效率的影响，见表13和图5。经过细分的影响因素与高压缸效率的实际降低值并未完全吻合，但量级基本相当，可以认为是试验和计算中存在的误差所致，其差值在表中以“分析偏差”列出。

从图中可以看出，大修后各因素对高压缸效率的影响值均有所下降，但总体上说各

部分影响因素仍达不到设计值。其中，以夹层漏汽的降低最多，但夹层漏汽对高压缸效率的影响是按照计算的漏汽量与设计漏汽量的差值计算的，而不是以漏汽量的全部流量计算的。若考虑到由于改进夹层漏汽结构面还可降低夹层的漏汽量，那么，高压缸效率还可以进一步提高。

表13 高压缸效率与设计值偏差的影响因素分析

项目名称		设计值	大修前	大修前	大修后	大修后
工 况	单位	额定负荷	5VWO 基准	6VWO	5VWO 基准	6VWO
高压缸效率	%	86.24	77.07	78.04	82.42	83.85
与设计值相差		0.00	-9.17	-8.20	-3.82	-2.39
调节级效率	%	72.00	53.78	50.65	57.03	60.26
与设计值之差	%	0.00	-18.22	-21.35	-14.97	-11.74
影响高压缸效率	%	(0.20)	-3.61	-4.23	-2.97	-2.33
压力级效率	%	89.27	86.93	85.87	89.14	88.24
与设计值之差	%	0.00	-2.34	-3.40	-0.14	-1.04
影响高压缸效率	%	(0.77)	-1.79	-2.61	-0.11	-0.30
高排温差	℃		6.05	4.10	1.62	0.91
夹层漏汽至高排流量	t / h	9.07	41.93	30.57	10.65	6.50
与设计值之差	%	0.00	32.86	21.50	1.58	-2.57
影响高压缸效率	%	(-0.09)	-2.89	-1.89	-0.14	0.23
累计影响高压缸效率			-8.30	-8.73	-3.21	-2.90
分析偏差			-0.87	0.53	-0.61	0.50

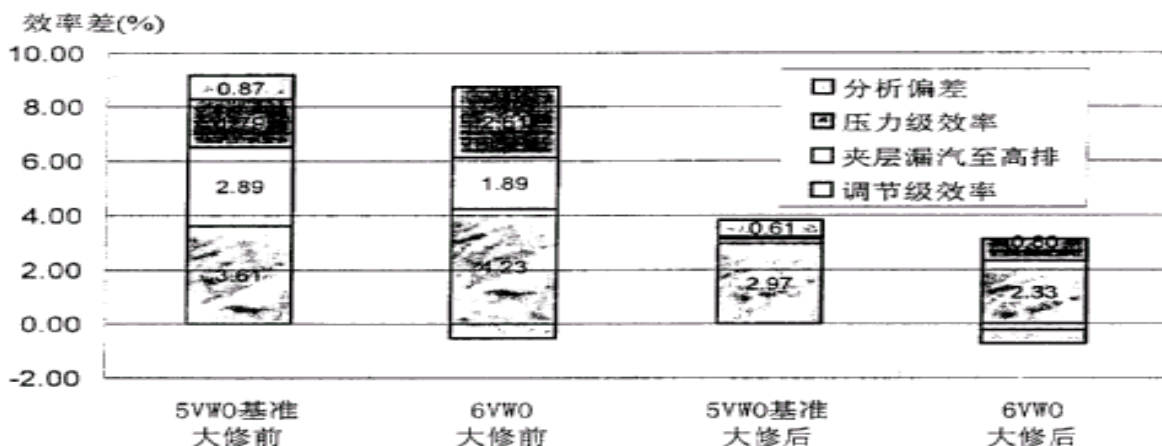


图 5 各因素对高压缸效率影响图

大修后压力级的效率提高较多，基本达到了设计值，大修后的影响图中，压力级效率基本对高压缸效率低无影响。压力级效率主要受汽封间隙调整和通流部分结垢的影响。通流计算表明额定工况下，若汽封间隙达到1mm左右，对缸效率的影响达到0.83个百分点。

大修后调节级的效率提高较小，至少仍比设计值低10个百分点以上。如前所述，造成调节级效率低的原因较多，由于各种原因调节级存在的问题也最多，从大修后的影响图中可见，机组大修后高压缸效率低于设计值主要是调节级实际效率偏低所致。

### 6.3 改造措施分析

从以上分析可以看到，引进型300MW高压缸效率低，主要是由于各种原因，使高压缸效率降低，达不到设计值。其中影响最大的是调节级的效率低和夹层漏汽，而机组的通流效率基本达到了设计值。另一方面，由于机组设计技术的进步，使机组的设计值也有潜力可以提高。

这些因素中有些是经过改进可以避免，通过采取改进措施，对机组结构、检修、运行方式等方面的优化，消除缺陷，延缓机组老化，使高压缸效率接近或达到设计值。

另一方面，通过通流部分改造，提高高压缸的通流效率，从而使汽缸的设计效率得到提高，也是一个有效的途径。

两个手段是相辅相成的。片面强调通流部分改造，提高通流效率，首先汽轮机叶栅的设计目前已日臻完善，效率提高的潜力已不大。尤其当机组的缺陷未得到治理，通流改造的效益被缺陷所引起的损耗淹没，也达不到预定的目的。而片面地强调减少缺陷，缺陷减少到一定程度，继续完善是很困难的，且只能使缸效率更加接近设计值，而永远达不到设计值。

## 7 关于机组完善改进后效果的评价

热工研究院根据多年来对国内外300MW等级机组运行情况深入的调查了解和对引进型300MW汽轮机组大量试验数据的综合分析研究，对机组所存在的问题及原因有了比较深刻的认识。并针对性地提出各种完善改进方案，并在有关电厂同类型机组上逐步实施，已取得了显著效果。

针对嘉兴电厂1号机组实际状况，并充分考虑到电厂首次实施该项目，对问题有一个逐步认识的过程等具体情况，提出了1号汽轮机组完善改进方案。尽管最终实施的方案还不尽完善，所存在白~有些问题并未得到完全解决，但经机组大修后冷态启动及启动带初始负荷的各种常规试验，甩满负荷试验及停机，极热态启动，性能试验等运行及试验结果表明，机组性能已得到基本改善。在机组运行安全性及经济性方面取得初步效果，体现在以下方面：

### 7.1 安全性方面

重点解决了以下几个方面的问题：机组运行中，随工况变化，高压缸上下缸温差变化大，造成通流汽封磨损，螺栓承受交变应力易出现断裂或松弛，汽缸变形量大、结合面漏汽严重；转子和高压静止部件受局部过度冷却，转子寿命损耗大，静止部件出现永



久性变形；按运行规程及设计控制方式运行，停机过程中机组转速不能到零，启动时未开汽门冲转，机组已开始升速，汽缸进水或冷蒸汽易造成汽缸上下缸温差大；用于指导机组启停及运行的重要参数的测量位置安装错误等。

经在最易出现温差的部位加装的汽缸上、下缸壁温测点测量显示，带负荷运行中内缸上、下缸温差最大为 $41.7^{\circ}\text{C}$ ，外缸上下缸温差最大为 $37.0^{\circ}\text{C}$ 。内缸与外缸上、下缸温差大的问题得到改善，解决了运行中监视汽缸温差的问题。

经改进优化后的疏水系统，使接在本体和危急疏水扩容器上的疏水管数量相对减少65%。改进前机组启停过程中，各类疏水开启时，疏水返回汽缸造成未开主汽门机组已开始升速和关闭汽门后机组转速不能到零及可能造成进冷汽或水的问题得到彻底解决。

经对夹层汽流等的改进，转子和高温部件受局部过度冷却问题得到改善。

实施各项完善改进方案之后，机组启停和运行各项控制指标在规程要求范围之内。

## 7.2 经济性方面

评价经济性所获得的收益可分为两个方面，其一是不易计算的间接经济效益，主要包括：

- 1) 经济性提高带来的社会效益；
- 2) 改善或解决所存在的问题之后，设备运行安全性、可靠性提高，所获得的收益；
- 3) 机组性能提高后，锅炉蒸发量下降，主机、辅机设备寿命增长；
- 4) 机组在大修后普遍存在内效率下降快的问题得到了改善，可长期保持较高的运行效率。

其二是可较准确计算的直接经济效益，主要包括：

- 1) 机组发电煤耗率下降；
- 2) 厂用电率降低；
- 3) 二氧化硫和粉尘排放量下降；
- 4) 锅炉排灰、排渣量减小，处理费用下降及灰场利用年限增长；
- 5) 机组带负荷能力增强，相同阀位及参数下运行，机组功率增大；
- 6) 备品、备件和维修费用降低。

在评价机组经技术改进和完善后所取得的经济效益时，考虑到计算和测定各种经济效益的复杂性，仅以机组发电煤耗率下降作为基本评价标准。

根据统计，机组按部颁标准进行常规大修，煤耗率可下降1—2%，即 $3\sim 6\text{g}/(\text{kWh})$ 。参考1号机组第1次大修效果，大修前商定大修效果为 $5.5\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

按照已确定的试验方法、数据测量、数据处理、结果计算方法等合同规定，1号汽

轮机组大修前、后在5VW0基准工况下，发电煤耗率相对下降268 / (kWh) (见表2)，扣除大修效果5.5g / (kWh)，完善改进取得效果20.5g / (kWh)。

然而，大修前的试验过程中发现机组已很不完善，主要存在的问题是系统存在严重的内漏，尽管采取了各种措施，仍难以消除。从试验结果可见，大修前试验5VW0基准和5VW0-1工况结果相差很小。

系统内漏造成工质做功损失，可严重影响机组运行的经济性。由于各漏点工质能级不同，表14~----I见，对经济性的影响程度亦有差别，因各漏点流量又无法测量，所造成的损失亦难以准确定量，大修前基准工况试验结果有所偏高。

表14 300MW机组系统内漏对经济性的影响

项目名称	漏汽量	影响热耗率	影响煤耗率	运行小时	年发电量	影响煤耗量
单位	t/h	KJ/(KW. h)	g/(KW. h)	小时/年	万(kW. h)	t/年
1 主蒸汽漏至凝汽器	1	9.76	0.370	7864	191117.5	706.5
2 冷再漏至凝汽器	1	6.99	0.265	7864	191117.5	506.0
3 锅炉排污量	1	3.95	0.150	7864	191117.5	285.9
4 低压旁路漏至凝汽器	1	8.73	0.331	7864	19111.5	631.9
5 高压旁路漏至冷再	1	2.77	0.105	7864	191117.5	200.5
6 1段抽汽漏至凝汽器	1	7.85	0.297	7864	191117.5	568.2
7 3段抽汽漏至凝汽器	1	7.17	0.272	7864	191117.5	519.0
8 4段抽汽漏至凝汽器	1	5.73	0.217	7864	191117.5	414.8
9 5段抽汽漏至凝汽器	1	4.24	0.161	7864	191117.5	306.9
10 6段抽汽漏至凝汽器	1	2.99	0.113	7864	191117.5	216.4
11 小汽机用汽量增大	1	5.73	0.217	7864	191117.5	414.8
12 高压轴封漏汽至中压缸 E	1	2.02	0.077	7864	191117.5	146.2
13 1号高加危急疏水漏至凝汽器	1	1.66	0.063	7864	191117.5	120.2
14 2号高加危急疏水漏至凝汽器	1	1.14	0.043	7864	191117.5	82.5
15 3号高加危急疏水漏至凝汽器	1	0.84	0.032	7864	191117.5	60.8
16 除氧器放水漏至凝汽器	1	0.44	0.017	7864	191117.5	31.8
17 每项漏汽按 1t/h 合计	16	72.01	2.727	7864	191117.5	5212.4

大修之后，大修前对应的两个5VW0试验工况中，系统严格隔离和正常运行隔离的两个工况的结果，发电煤耗率相差7.18 / (kWh)，表明系统及阀门的检修效果是显著的。

根据这一结果和参考1号机组大修前、后的统计煤耗率变化，经商定本次1号机组大修和完善改进后发电煤耗率下降17.5g / (kWh)，扣除合同中已商定的大修效果5.5g / (kWh)，完善改进所取得的发电煤耗率下降为12g / (kWh)。

## 8 结论

1) 改进前、后机组试验与大修后的运行结果表明, 机组存在的问题得到一定程度地解决和改善, 性能得到较大幅度地提高。机组运行各项控制指标在规程要求之内, 各项经济性指标有明显提高。在相同的5VW0基准工况下, 机组功率增加2.5%, 高、中压缸效率分别提高5.35和1.26个百分点。试验条件下, 汽轮机热耗率下降了694.9kJ / (kW-h), 机组发电煤耗率相对下降了26g / (kWh), 厂用电率有较大幅度下降。考虑实际运行与试验条件不同等因素, 实际运行发电煤耗率下降17.5g / (kWh), 直接经济效益和社会效益显著。

2) 国产引进型300MW汽轮机组普遍存在的问题是影响机组性能和效益正常发挥的主要原因之一。1号汽轮机组采用诊断技术, 分析存在的问题及其原因, 进行设备及系统完善改进后, 机组性能得到较大幅度的提高。但与设计值和同类型进口机组相比, 仍存在相当差距。结合机组实际情况, 进一步采取切实可行的完善改进措施, 提高机组性能, 仍有较大空间。

3) 同类型机组和1号机组运行及试验结果表明, 系统不完善对机组运行安全性、经济性有较大影响, 进行完善改进是十分必要和可行的, 所取得的效果显著。

4) 针对国产引进型300MW汽轮机, 对高压缸采用全部通流部分改造, 投入成本大, 并不能达到预期效果。可根据高压缸结构特点, 采取可行且有效的改进措施对高压缸进行完善改进, 可取得明显效果。由于调节级效率对高压缸效率的影响较大, 有改进的可行性及潜力。同类型机组改进后的效果充分表明了这一点。

## 参考文献

- [1] 上海汽轮机厂, “N300-16.7/537 / 537]00MW中间再热; 凝汽式汽轮机热力性能数据, 产品编号D156”, 1992年6月
- [2] 国家电力公司热工研究院, “国产引进型300MW机组运行情况及存在问题调查报告”, 技术报告, 1998.10

大修前、后实验数据与计算结果汇总表

试验	单位	设计值	大修前					大修后					
			5VWO 基准	5VWO-1	6VWO	300MW	150MW	5VWO 基准	5VWO-1	6VWO	300MW	230MW	150MW
工况													
试验口期	Y/m/d		01/01/16	01/01/16	01/01/17	01/01/15	01/01/18	01/08/07	01/08/07	01/08/07	01/08/07	01/08/06	01/08/06
试验时间			16: 19	18: 45	13: 50	15: 10	2: 45	13: 00	22: 33	18: 00	10: 25	14: 48	18: 18
负荷	MW	300.01	285.18	285.30	304.16	299.70	149.28	288.56	285.07	309.78	298.44	230.30	151.43
主汽压力	MPa	16.700	16.457	16.526	16.310	16.804	14.216	16.726	16.661	16.559	16.807	16.696	13.866
主汽温度	℃	537.0	534.2	531.4	532.9	532.9	535.6	542.3	535.8	540.5	527.3	544.3	545.2
调节级压力	MPa	11.600	11.638	11.686	12.600	12.311	5.950	11.997	11.954	13.000	12.713	9.443	6.160
调节级温度	℃	483.5	490.8	488.1	501.2	494.9	446.4	499.2		507.8	491.2	477.?	459.8
高排压力	MPa	3.570	3.676	3.671	3.959	3.899	1.878	3.702	3.688	4.018	3.871	2.934	1.968
高排温度	℃	316.7	334.8	331.8	341.6	338.0	304.0	331.4	325.9	338.5	322.9	316.7	309.7
高压缸效率	%	86.24	77.07	77.08	78.04	76.75	69.22	82.42	82.55	83.85	82.82	77.50	73.26
中压缸进汽压力	MPa	3.210	3.287	3.282	3.538	3.490	1.682	3.323	3.311	3.608	3.472	2.631	1.763
中压缸进汽温度	℃	537.0	538.4	539.0	537.4	537.8	536.7	542.7	541.8	542.7	541.3	542.6	542.1
中压缸排汽压力	MPa	0.789	0.828	0.826	0.889	0.880	0.434	0.850	0.838	0.919	0.883	0.680	0.462
中压缸排汽温度	℃	334.2	338.3	338.6	337.0	337.4	338.5	343.4	341.8	342.9	341.1	343.8	343.6
中压缸效率	%	92.20	92.25	92.30	92.21	92.41	93.66	92.36	92.16	92.21	92.48	93.02	94.30
中压缸实际效率	%		90.13					91.39					
再热压损	%	10.08	10.57	10.61	10.64	10.51	10.42	10.23	10.22	10.20	10.29	10.34	10.42
凝汽器压力	kPa	4.90	4.43	4.39	4.74	4.81	3.12	8.61	9.17	8.91	8.88	7.65	6.91
凝汽器出口凝结水温度	℃	32.6	28.7	28.5	29.9	30.2	24.8	42.1	43.5	42.7	42.7	40.7	38.8
循环水进口温度	℃	20.0	9.0	8.7	8.8	9.1	9.2	30.1	30.1	30.0	30.1	30.0	29.9
循环水出口温度	℃	29.0	24.2	24.0	25.6	25.2	18.6	39.2	39.8	39.7	39.7	37.8	35.3
凝结水泵出口压力	MPa	2.600	2.898	2.901	2.825	2.804	3.170	2.310	2.199	2.201	2.200	2.464	2.650
凝结水泵电流	A		102.67	102.74	104.42	99.67	84.38	80.88	82.46	82.57	82.58	77.30	69.14
除氧器进汽压力	MPa	0.749	0.828	0.826	0.889	0.880	0.434	0.850	0.838	0.919	0.883	0.680	0.462

试验	单位	设计值	大修前					大修后					
			额定负荷	5VWO 基准	5VWO-1	6VWO	300MW	150MW	5VWO 基准	5VWO-1	6VWO	300MW	230MW
工况													
除氧器进汽温度	℃	333.8	338.3	338.6	337.0	337.4	338.5	343.4	341.8	342.9	341.1	343.8	343.6
除氧器进口水温	℃	132.8	135.5	135.5	137.1	136.6	116.3	138.9	138.5	141.3	139.6	131.8	120.0
除氧器水箱水温(饱和)	℃	167.70	168.62	168.54	171.79	171.36	143.9	169.9	169.2	173.1	171.5	160.8	146.1
除氧器水位(始)	mm	0	2643	2647	2646	2655	2677	2691	2542	2545	2597	2627	2572
涂氧器水位(末)	mm	0	2651	2642	2651	2651	2669	2606	2508	2499	2510	2596	2639
除氧器进口凝结水压力	MPa	1.200	1.077	1.075	1.140	1.136	0.653	1.020	1.009	1.093	1.058	0.843	0.621
除氧器进汽焓	KJ/kg	89.1	3137.2	3137.9	3133.2	3134.3	3145.7	3147.6	3144.5	3145.1	3142.1	3151.8	3155.6
除氧器进口水焓	KJ/kg	558.9	570.1	570.5	577.3	574.8	488.2	585.0	582.9	595.1	587.9	554.3	503.9
除氧器出口水焓	KJ/kg	709.3	713.2	712.9	727.1	725.2	606.1	718.8	715.9	733.0	725.7	678.9	615.4
进汽量	t/h	40.10	41.80	41.33	46.98	47.08	17.21	34.67	35.71	39.11	38.58	26.13	15.99
给水泵出口压力	MPa	18.000	19.197	19.282	19.400	19.759	15.255	19.434	19.367	19.650	19.798	18.414	14.841
给水泵出口温度	℃	170.8	173.3	173.2	176.3	176.2	146.0	174.0	174.4	177.7	176.0	163.2	147.8
给泵密封水供水量	t/h	0.00	22.83	23.39	23.17	23.35	23.17	36.97	32.74	35.41	35.25	35.25	35.25
给泵密封水回水量	t/h	0.00	7.41	8.23	7.29	7.55	7.29	12.78	11.12	12.24	12.19	12.19	12.19
给泵密封水进入给水量	t/h	0.00	15.42	15.16	15.88	15.80	15.88	24.19	21.42	23.16	23.06	23.06	23.06
3号高加进汽压力	MPa	1.540	1.685	1.680	1.810	1.787	0.883	1.709	1.695	1.857	1.780	L 348	0.914
3号高加进汽温度	℃	434.2	448.6	448.6	448.9	449.0	445.8	450.4	448.1	449.6	447.8	451.2	449.3
3号高加疏水温度	℃	176.3	177.0	176.9	180.4	180.0	147.7	181.3	180.6	185.4	183.0	171.4	152.4
3号高加进口水温	℃	170.8	173.3	173.2	176.3	176.2	146.0	174.0	174.4	177.7	176.0	163.2	147.8
3号高加出口水温	℃	199.6	206.2	206.1	209.3	208.7	178.0	208.6	207.2	212.3	210.1	200.4	182.0
3号高加进汽焓	kJ/kg	3329.7	3359.0	3359.0	3358.0	3358.5	3363.4	3362.5	3357.7	3358.7	3355.9	3369.0	3370.5
3号高加疏水焓	kJ/kg	747.1	750.1	750.0	765.4	763.5	622.6	769.1	766.2	787.5	776.9	725.4	642.6
3号高加进口焓	kJ/kg	732.3	743.5	743.4	757.0	756.5	624.2	747.0	748.7	762.9	755.8	699.7	631.9
3号高加出口焓	kJ/kg	857.7	887.5	886.9	901.3	899.0	761.8	898.0	891.8	914.8	905.0	861.3	779.0
上端差	℃	-0.1	-2.4	-2.3	1.9	-2.0	-3.5	-4.0	-3.0	-3.7	-3.5	-7.1	-5.9



试验	单位	设计值	大修前					大修后					
			额定负荷	5VWO 基准	5VWO-1	6VWO	300MW	150MW	5VWO 基准	5VWO-1	6VWO	300MW	230MW
最终给水压力	MPa	18.000	18.387	18.460	18.500	18.878	15.255	18.600	18.547	18.709	18.878	18.414	14.841
最终给水温度	°C	273.8	275.6	275.4	279.5	279.1	236.2	277.0	275.3	282.0	279.4	267.6	242.2
汽包水位(始)	mm	0.0	-14.8	-11.5	-7.7	-7.0	5.6	6.2	2.8	-4.8	0.9	1.1	4.2
汽包水位(末)	mm	0.0	-5.5	-15.0	-10.1	-10.3	-2.7	2.2	-1.4	1.3	4.2	-3.4	1.8
最终给水焓	KJ/kg	1201.1	1209.7	1209.0	1229.4	1227.2	1021.9	1217.0	1208.3	1242.0	1228.6	1170.6	1049.7
锅炉连续排污流量	t/h	0.00	1.94	1.96	2.00	7.72	7.05	2.90	2.55	2.81	2.90	2.69	2.97
	t/h												
凝结水流量	t/h	690.16	756.02	752.56	806.22	805.30	381.40	695.50	719.26	761.30	750.42	572.76	382.88
吐热减温水流量	t/h	0.00	3.19	2.95	4.16	3.84	8.05	15.09	14.77	15.27	14.94	10.58	21.96
再热减温水流量	t/h	0.00	27.38	21.22	28.04	35.22	3.22	16.49	17.64	25.91	5.95	7.93	7.85
给水流量	t/h	909.15	967.23	972.24	1039.27	1010.36	479.27	909.97	923.81	982.15	1000.02	752.64	459.29
主气流量	t/h	909.15	968.31	973.26	1041.44	1026.51	480.39	922.22	936.08	994.55	1012.02	760.61	478.27
高排流量	t/h	745.89	765.91	769.84	821.14	807.65	395.38	761.96	773.97	816.79	832.50	633.69	409.56
再热汽流量	t/h	745.89	793.29	791.06	849.18	842.87	398.60	778.45	791.61	842.70	838.25	641.62	417.41
3 高压门杆漏至轴加	t/h	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.10	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.10
3 高内缸轴封漏汽至中压缸	t/h	10.39	50.53	50.39	54.09	53.69	25.39	16.04	16.32	17.37	17.28	13.23	8.61
平衡盘漏至中排	t/h	10.15	10.45	10.44	11.26	11.08	5.34	10.52	10.49	11.42	11.00	8.34	5.59
N+M 高压缸前轴封漏汽	t/h	0.80	0.83	0.83	0.89	0.88	0.42	0.83	0.83	0.90	0.87	0.66	0.44
J 高压导汽管漏汽至高排	t/h	4.54	4.47	4.49	4.4: 1	4.57	3.86	4.55	4.53	4.50	4.57	4.54	3.77
E 高内缸轴封漏汽至高排	t/h	9.07	8.94	8.98	8.86	9.13	7.72	9.08	9.05	8.99	9.13	9.07	7.53
A 高压门杆漏至高排	t/h	0.42	0.41	0.42	0.41	0.42	0.36	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
A 高压门杆漏至再热	t/h		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.35
试验热耗率	kJ/(kWh)	7925.9	8938.7	8916.6	8884.1	8942.7	9108.1	8479.5	8725.9	8457.8	8749.3	8937.1	9155.4
试验发电煤耗率	g/(kWh)	300.2	334.9	334.0	332.8	335.0	341.2	317.7	326.9	316.8	327.8	334.8	343.0
*参数修正结果**													
主汽压力	MPa	16.670	16.457	16.526	16.310	16.804		16.726	16.661	16.559	16.807		
热耗修正系数	/	1.0000	1.0008	1.0006	1.0013	0.9995		0.9998	1.0000	1.0004	0.9995		

试验	单位	设计值	大修前					大修后					
			5VW0 基准	5VW0-1	6VW0	300MW	150MW	5VW0 基准	5VW0-1	6VW0	300MW	230MW	150MW
工况													
功率修正系数	/	1.0000	0.9864	0.9908	0.9771	1.0085		1.0036	0.9994	0.9929	1.0087		
主汽温度	℃	537.0	534.2	531.4	532.9	532.9		542.3	535.8	540.5	527.3		
热耗修正系数	/	1.0000	1.0009	1.0017	1.0013	1.0013		0.9984	1.0004	0.9989	1.0030		
功率修正系数	/	1.0000	1.0002	1.0005	1.0001	1.0003		0.9996	1.0001	0.9999	1.0007		
再热蒸汽温度	℃	537.0	538.4	539.0	537.4	537.8		542.7	541.8	542.7	541.3		
热耗修正系数	/	1.0000	0.9997	0.9995	0.9999	0.9998		0.9986	0.9988	0.9986	0.9989		
功率修正系数	/	1.0000	1.0012	1.0016	1.0003	1.0007		1.0047	1.0040	1.0047	1.0036		
排汽压力	kPa	4.90	4.43	4.39	4.74	4.81		8.61	9.17	8.91	8.88		
循环水流量	t/h	35300.0	22714.0	22714.0	22714.0	22714.0		35368.0	32493.0	35368.0	35368.0		
循环水进口温度	℃	20.0	9.0	8.7	8.8	9.1		30.1	30.1	30.0	30.1		
排汽压力基准值	kPa	4.90	4.43	4.39	4.74	4.81		4.10	4.23	4.44	4.18		
热耗修正系数	/	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000		1.0334	1.0368	1.0320	1.0326		
功率修正系数	/	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000		0.9674	0.9643	0.9685	0.9680		
热耗总修正系数	/	1.0000	1.0014	1.0018	1.0024	1.0006		1.0301	1.0360	1.0299	1.0341		
功率总修正系数	/	1.0000	0.9878	0.9929	0.9775	1.0095		0.9750	0.9677	0.9661	0.9806		
修正后点功率	MW	300.01	288.70	287.34	311.15	296.89		295.95	294.58	320.65	304.36		
修正后主蒸汽流量	t/h	909.15	979.00	976.96	1061.70	1013.62		923.61	935.51	1005.03	993.60		
修正后热耗率	KJ/kWh	7925.9	8926.6	8900.5	8862.5	8937.6		8231.7	8422.6	8212.2	8460.9		
修正后煤耗率	g/Kwh	300.2	334.4	333.4	332.0	334.8		308.4	315.5	307.6	317.0		
功率变化	MW						\	7.25	7.24	9.50	7.47		
主蒸汽流量变化	t/h							-55.39	-41.45	-56.67	-20.03		
热耗率变化	KJ/kWh							-694.8	-477.9	-650.3	-476.8		
功率变化	%							2.51	2.52	3.05	2.52		
主蒸汽流量变化	%							-5.66	-4.24	-5.34	-1.98		
热耗率变化	%							-7.78	-5.37	-7.34	-5.33		



附表2 高压缸通流部分主要技术参数

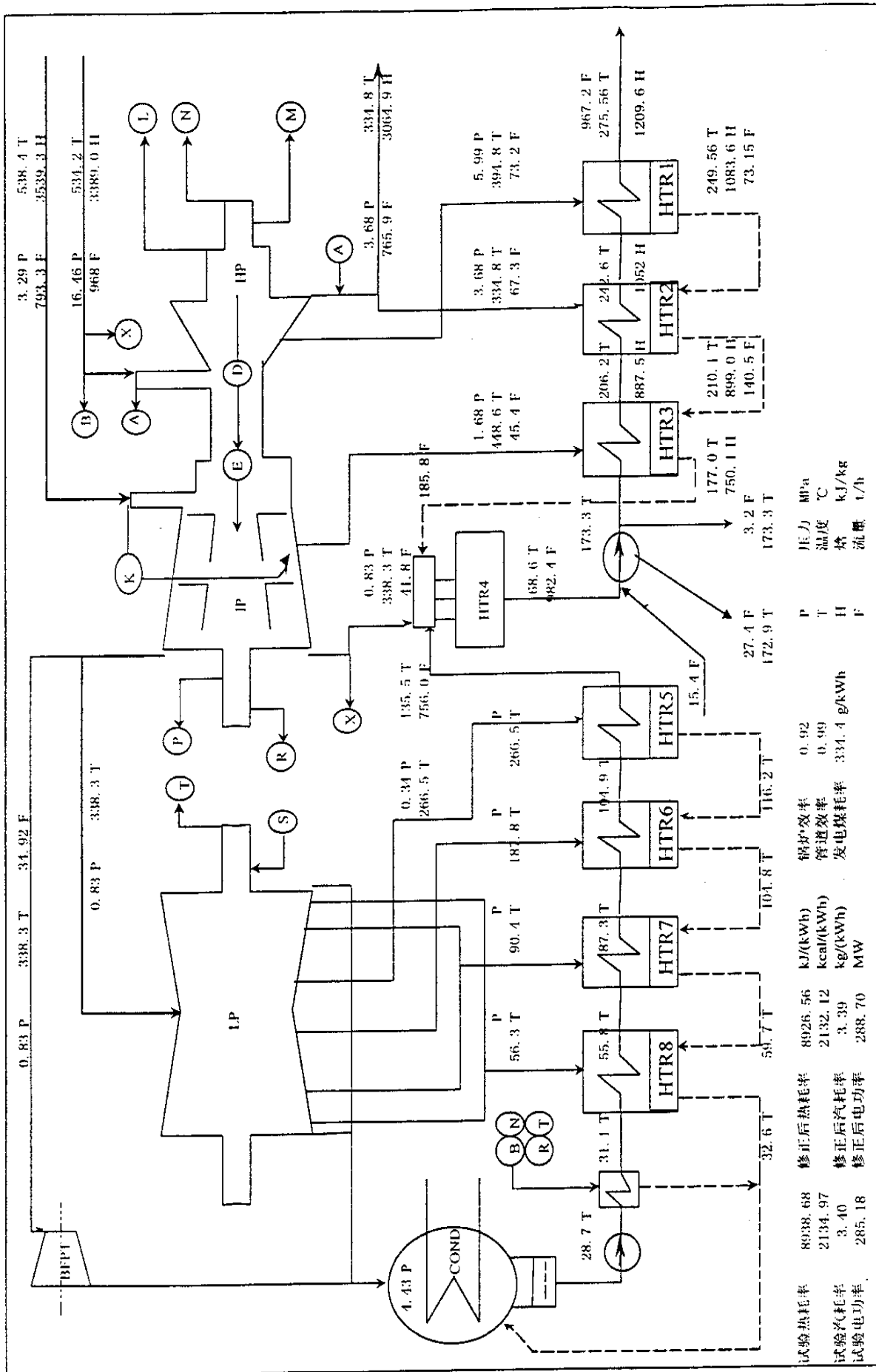
		节径	高度	轴向宽度	数日	节距	sin(出口角)	出口角	出口面积	汽封片数	汽封间隙	汽封直径
		mm	mm	mm	0	mm	/	Deg	mm <sup>2</sup>		mm	mm
喷嘴	调节级	1063.8	22.4	50.823	126	25.32	0.264	15.308	14148.13	X	X	X
	1	840.2	64.4	31.75	72	36.66	0.2507	14.519	42616.01	3	0.75	733.80
	9	860.2	65.2	25.4	92	29.37	0.2508	14.525	44190.04	3	0.75	753.10
	3	880.2	66	25.4	94	29.42	0.2511	14.543	45827.05	3	0.75	772.30
	4	900.4	66.9	25.4	94	30.09	0.2553	14.791	48312.81	3	0.75	791.50
	5	922	69.4	25.4	96	30.17	0.2558	14.821	51421.03	3	0.75	810.7
	6	944	72.2	25.4	98	30.26	0.2563	14.851	54879.19	3	0.75	829.9
	7	966.8	75.6	25.4	100	30.37	0.257	14.892	59012.15	3	0.75	849.2
	8	989.4	79	25.4	104	29.89	0.254	14.714	62370.98	3	0.75	868.4
	9	1012	82.5	25.4	106	29.99	0.2546	14.750	66779.43	3	0.75	887.6
	10	1037	88.3	25.4	1 10	29.62	0.2523	14.614	72578.27	3	0.75	906.8
	11	1061.6	93.7	25.4	112	29.78	0.2533	14.673	79156.31	3	0.75	926.1
动叶	调节级	1063.8	27.4	63.5	80	41.78	0.35	20.487	22943.82	1	2.50	
	1	850.19	64.82	25.4	92	29.03	0.2481	14.365	42953.81	3	0.75	
	2	870.24	65.56	25.4	92	29.72	0.2524	14.620	45239.44	3	0.75	
	3	890.39	66.52	25.4	94	29.76	0.2527	14.637	47020.54	3	0.75	
	4	911.04	67.96	25.4	96	29.81	0.253	14.655	49210.89	3	0.75	
	5	933.14	70.86	25.4	98	29.91	0.2537	14.697	52700.93	3	0.75	
	6	955.14	73.66	25.4	100	30	0.2543	14.732	56207.59	3	0.75	
	7	979.44	78.66	25.4	106	29.03	0.2481	14.365	60049.36	3	0.75	
	8	1000.39	80.42	25.4	108	29.1	0.2486	14.395	62832.51	3	0.75	
	9	1024.69	85.5	25.4	112	28.74	0.2463	14.259	67791.13	3	0.75	
	10	1049.74	91.36	25.4	116	28.43	0.2444	14.146	73635.78	3	0.75	
	11	1075.04	97.36	25.4	118	28.62	0.2456	14.217	80757.60	3	0.75	

续附表2 高压缸通流计算结果

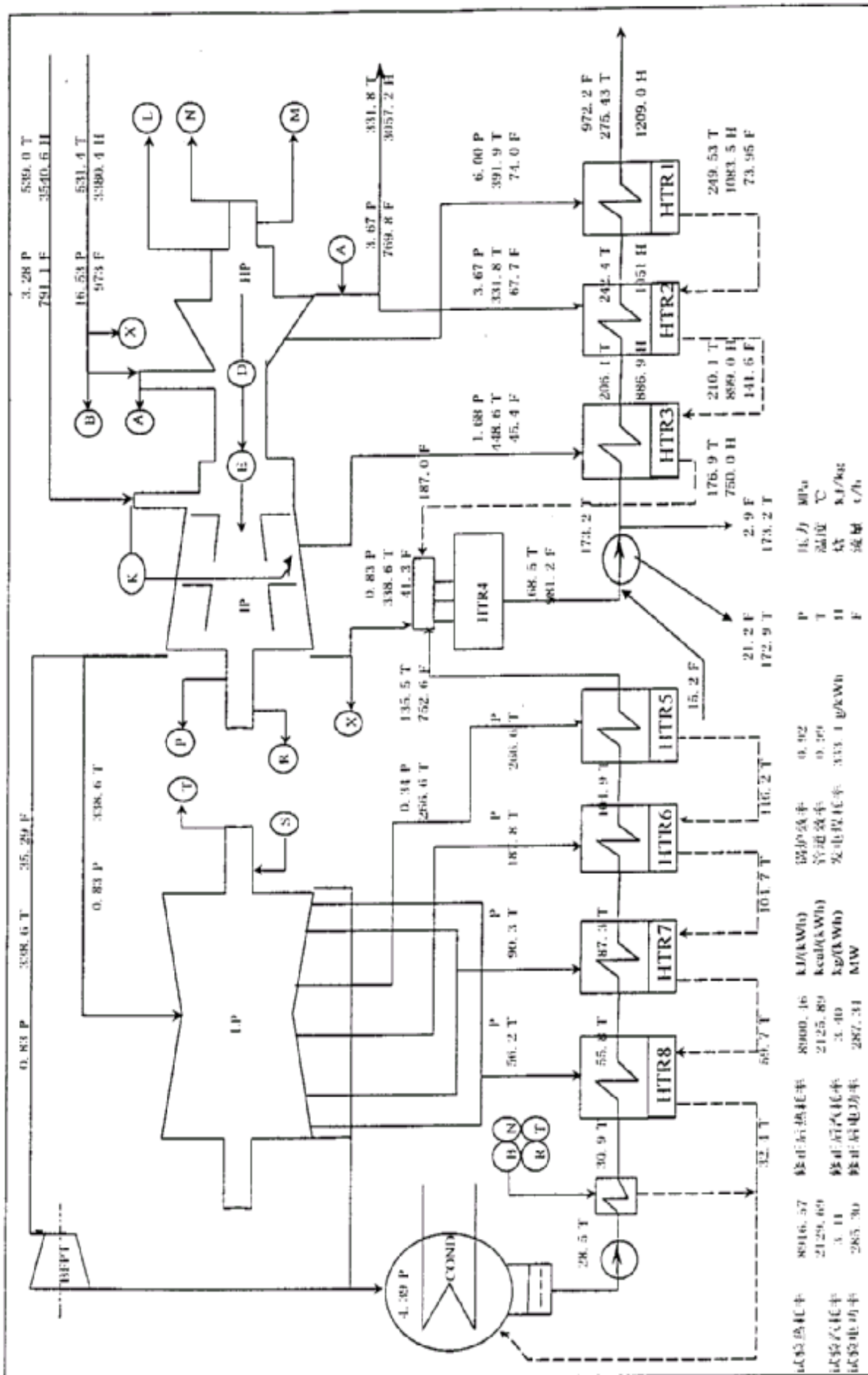
	项 目	单位	设计额定	计算额定	计算对比
第 5 级、	静叶出口压力	MPa		7.84	7.82
	静叶出口温度	℃		423.1	423.4
	静叶出口焓	kJ / kg		3207.2	3208.4
	动叶出口压力	MPa	7.36	7.48	7.46
	动叶出口温度	℃	413.3	416.6	417.1
	动叶出口焓	kJ / kg	3189.8	3196.4	3197.9
	反动度	/		0.490	0.490
第 6 级	静叶出口压力	MPa		7.11	7.09
	静叶出口温度	℃		408.6	409.1
	静叶出口焓	kJ / kg		3182.0	3183.5
	动叶出口压力	MPa	6.60	6.77	6.75
	动叶出口温度	℃	397.3	401.9	402.5
	动叶出口焓	kJ / kg	3161.8	3170.7	3172.6
	反动度	/		0.490	0.490
第 7 级	静叶出口压力	MPa		6.42	6.41
	静叶出口温度	℃		393.8	394.4
	静叶出口焓	kJ / kg		3156.0	3157.9
	动叶出口压力	MPa	5.86	6.09	6.08
	动叶出口温度	℃	380.7	386.7	387.5
	动叶出口焓	kJ / kg	3133.0	3144.1	3146.4
	反动度	/		0.496	0.495
第 8 级	静叶出口压力	MPa		5.75	5.74
	静叶出口温度	℃		378.1	378.8
	静叶出口焓	kJ / kg		3128.4	3130.7
	动叶出口压力	MPa	5.25	5.42	5.41
	动叶出口温度	℃	365.0	370.3	371.3
	动叶出口焓	kJ / kg	3105.0	3115.3	3117.9
	反动度	/		0.502	0.501
第 9 级	静叶出口压力	MPa		5.09	5.08
	静叶出口温度	℃		361.1	362.1
	静叶出口焓	kJ / kg		3098.6	3101.2
	动叶出口压力	MPa	4.65	4.77	4.77
	动叶出口温度	℃	348.6	353.0	354.1
	动叶出口焓	kJ / kg	3076.1	3084.7	3087.7
	反动度	/		0.502	0.501
第 10 级	静叶出口压力	MPa		4.46	4.46
	静叶出口温度	℃		343.8	344.9
	静叶出口焓	kJ / kg		3068.3	3071.2
	动叶出口压力	MPa	4.09	4.15	4.15
	动叶出口温度	℃	331.6	335.6	336.9
	动叶出口焓	kJ / kg	3045.8	3054.6	3057.9

	反动度	/		0.510	0.509
第 11 级	静叶出口压力	MPa		3.86	3.86
	静叶出口温度	℃		325.9	327.1
	静叶出口焓	kJ/kg		3037.0	3040.3
	动叶出口压力	MPa	3.57	3.57	3.57
	动叶出口温度	℃	316.7	317.1	318.5
	动叶出口焓	kJ/Kg	3021.2	3022.3	3026.0
	反动度	/		0.510	0.509

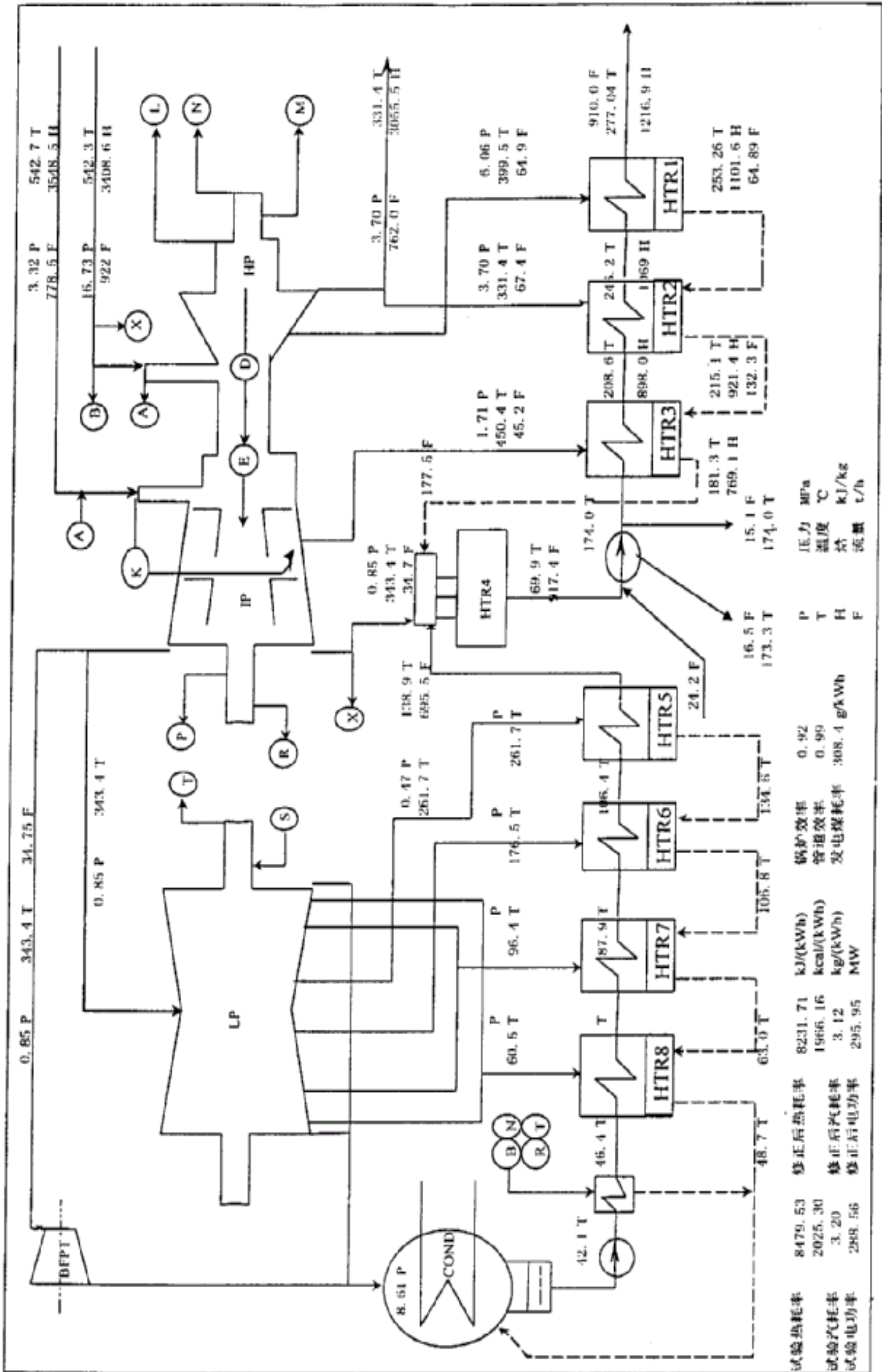




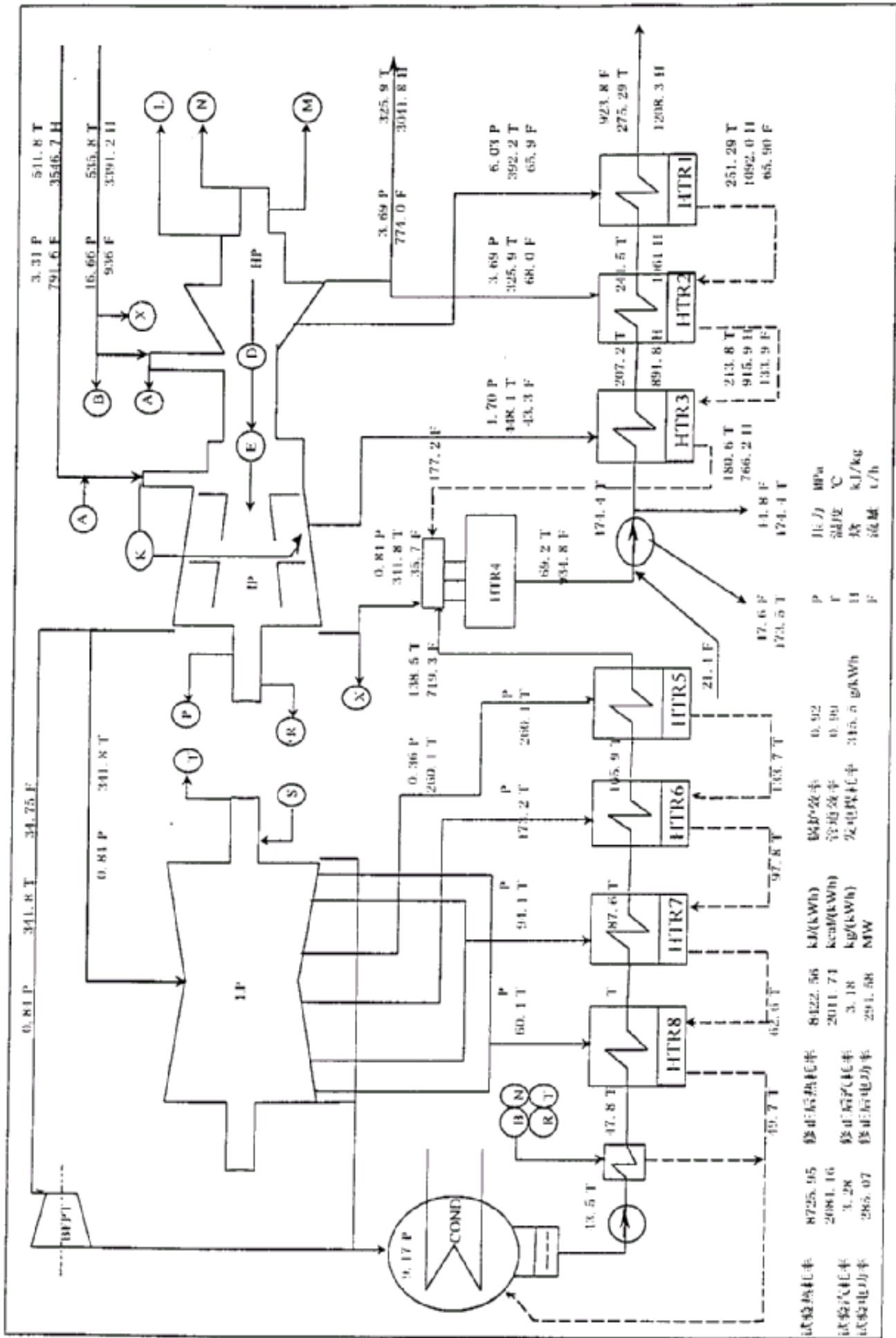
附图 1 大修前 5VWO 基准工况热平衡图



附图 2 大修前 5VWO-1 工况热平衡图



附图 3 大修后 5VWO 基准工况热平衡图



附图 3 大修后 5VWO-1 工况热平衡图



嘉兴发电有限责任公司1号汽轮机组机大修前、后评价试验

选用参数及修正方法的确定

会 审：

审 核：

批 准：

嘉兴发电有限责任公司  
2001 年 1 月 8 日

嘉兴发电有限责任公司1号汽轮机组机大修前、  
后评价试验

选用参数及修正方法的确定

嘉兴发电责任有限公司(甲方)  
国家电力公司热工研究院(乙方)

2001年1月

嘉兴发电有限责任公司1号汽轮机组机大修前、后

评价试验

选用参数及修正方法的确定

大修前、后1号机组评价试验结果的计算选用相同试验测点的参数，以利对大修前、后试验结果的相对比较。根据现场实际条件，经双方研究决定将计算用参数及修正方法达成如下一致意见：

## 1 工况

采用单元制5阀全开工况，试验期间进行辅汽隔离，不排污，不补水，不吹灰；

## 2 评价标准

采用发电煤耗作为大修前后评价指标，锅炉效率取91%，管道效率取99%；

### 3主蒸汽压力

主蒸汽压力更换为校验过的压力变送器测定，测点位于主汽管道三通前；

### 4主蒸汽温度

主蒸汽温度更换为校验过的热电偶测定，测点位于主汽管道三通前；

### 5高排压力

高排压力更换为校验过的压力变送器测定，测点位于高排管道逆止门前垂直管上；

### 6 高排温度

高排温度更换为校验过的热电偶测定，选用高压缸高排温度测点；

### 7再热蒸汽压力

再热蒸汽压力更换为校验过的压力变送器测定，选用再热蒸汽管道三通前压力测点；

### 8再热蒸汽温度

再热蒸汽压力更换为校验过的热电偶测定，选用再热蒸汽管道三通前温度测点；

### 9 中压缸排汽压力

中压缸排汽压力更换为校验过的压力变送器测定，选用四抽管道的压力测点；

### 10 中压缸排汽温度

中压缸排汽温度更换为校验过的热电偶测定，测点选用四抽逆止门后供小机总管温度测点；

### 11 1-3号高加、除氧器进汽压力、温度

认为从抽汽口至加热器进口为等焓过程，计算参数选用1号机DAS1-4抽汽管道抽汽电动门后测点；

### 12 除氧器进口凝结水温度

除氧器进口凝结水温度更换为校验过的热电偶测定，测点位于主凝结水流量测量孔板前，同时该温度也用于凝结水流量计算的温

度修正；

### 13 主凝结水流量

主凝结水流量测量元件采用现场5号低加出口流量孔板，流量差压更换为经校验的差压变送器测定。通过压力、温度、雷诺数修正计算主凝结水流量；

### 14 主凝结水压力

主凝结水压力在5号低加出口加装经校验的压力变送器测定；

### 15 1-3高加进、出口主给水参数

1-3号高加进、出口水温，疏水温度选用现场DAS测点；

### 16 主给水温度

主给水温度选用现场DAS测点的热电偶测定，测点位于主给水大旁路后；

### 17 1号高加出口水温

1号高加出口水温更换为校验过的热电偶测定，测点位于1号高加出口给水管道；

### 18 轴封漏汽量

大修前、后轴封漏汽流量不测量，计算中高压后轴封漏汽流量为设计漏汽流量，并用高压缸排汽压力进行修正；中压后轴封漏汽流量为设计漏汽流量，并用中压缸排汽压力进行修正；

### 19 高、中压缸平衡盘轴封漏汽流量

计算中高、中压缸平衡盘轴封漏汽流量为设计漏汽流量，用调节级压力修正高压内缸平衡盘漏量，用高压缸排汽压力修正中压缸平衡盘漏量；

### 20 高、中压缸平衡盘漏汽量

计算中高中压缸平衡盘漏汽量为设计平衡管漏汽量，用高排压力进行修正；

### 21 门杆漏汽流量

计算中高压门杆漏汽流量为设计漏汽量，并用主汽压力进行修正；中压门杆漏汽流量为设计漏汽量，并用再热蒸汽压力进行修正；

## 22 功率

采用经校验过的功率变送器进行测量；

## 23 排汽压力

排汽压力更换 2 块经校验过的绝对压力变送器；

## 24 凝汽器循环水进出口温度及流量

凝汽器循环水进出口温度更换为经校验过的铂电阻；进凝汽器循环水流量采用超声波流量计测量；

## 25 大修前后试验结果的修正方法

- 1) 不对试验结果进行系统修正；
- 2) 试验参数修正只进行主蒸汽压力修正、主蒸汽温度修正、再热蒸汽温度修正；
- 3) 不直接对试验结果进行凝汽器压力参数修正，若大修前、后试验循环水温度和循环水量不同，将循环水温度和水量均修正到设计值；
- 4) 不对试验结果进行机组老化修正。

## 26 其他有关计算用参数

加装测点采用计算机数据采集系统进行采集，采样速度每分钟 1 次；

其他有关计算用参数，采用 DAS 系统进行采集。试验前对 DAS 系统所测量参数进行分析，对异常测量参数，对测点进行检查校验或更换。



