

火电工程调试技术手册

汽轮机卷

0101 100 01010701

河南省电力公司 编

010 1 01 1

0101 0101 01



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

责任编辑：郑艳芬

CEMP

火电工程调试技术手册

综合卷

汽轮机卷

锅炉卷

金属卷

热工卷

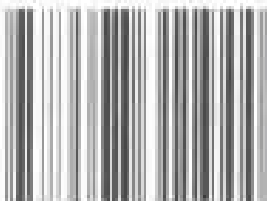
化学卷

电气卷

• 本书主要概述了汽轮机的基础知识、分部试运、整套启动、阶段汽轮机调试、典型机组调试实例、调试过程中常见的故障与处理、性能考核试验等内容。

本手册是汽轮机组调试人员对新机组调试的工具书，对汽轮机组运行人员也有较大的帮助，可供相关专业和工程技术人员参考。

ISBN 7-5083-1194-9



9 787508 311944 >

ISBN 7-5083-1194-9

定价： 66.00 元

CHINA ELECTRIC POWER PRESS

火电工程调试技术手册 汽轮机卷

河南省电力公司 编



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

图书在版编目 (CIP) 数据

火电工程调试技术手册. 汽轮机卷/河南省电力公司
编. -北京: 中国电力出版社, 2002

ISBN 7-5083-1194-9

I. 火... II. 河... III. ①火力发电-发电机 机组-调试 技术手册 ②火力发电-汽轮发电机 机组-调试-技术手册 IV. TM31-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2002) 第 056429 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号 100044 http://www.ccpp.com.cn)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2003年4月第1版 2003年4月北京第一次印刷

787毫米×1092毫米 16开本 33.5印张 826千字 1插页

印数 0001—4000册 定价 66.00元

版权专有 翻印必究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)

《火电工程调试技术手册》编委会

主 任 吴华斌

副 主 任 尚全忠 方志民 刘毓琦

委 员 (按姓氏笔画排列)

马淮军 石 光 白明九 刘韶林 刘遵义

刘静宇 张 强 李丙军 李庆渝 李春茂

李春林 陈守聚 时进荣 邱武斌 易绪涛

郭子仁 袁立平 崔文涛 阎留保

责任编辑 尚全忠 李庆渝 白明九

《火电工程调试技术手册》 (汽轮机卷) 编写人员

徐广喜 刘静宇 卢允谦 马建伟

黄 智 抄 勇 范伊波 胡 兵

前 言

电力工程调整试运行工作是电力基本建设不可替代的重要环节。调试工作既是一个相对独立的阶段，同时又贯穿于整个工程建设全过程。通过对整套设备的调整试运行，可使各系统单个设备形成具有活力和生产力的有机整体。

在长期的电力建设中，广大电力工程调试工作者善于学习、勇于探索、勤于实践、开拓创新，积累了丰富的调试经验，为电力建设整体水平的不断提高奠定了坚实的基础。随着现代化、大容量、高参数火电机组迅猛的发展，新设备、新技术、新工艺、新材料广泛运用，对电力工程调整试运行工作提出了更高、更新的要求。

“工欲善其事，必先利其器。”为适应调试技术不断发展的需要，提高电力调试队伍的整体素质和调试技术水平，我们组织了电力工程调试战线上的一批专家和工程技术人员，立足电力工程基本建设的实际，重视经验的总结和积累，努力跟踪国内外电力工程调试前沿新技术，从大量纷繁零散的资料中综合提炼，融会贯通，历时两年，几易其稿，终于完成了这套火电工程调试技术手册的编辑出版工作。

该《手册》详细阐释了火电工程中汽轮机、锅炉、金属、热工、化学、电气等各系统基础知识、基本原理、技术参数、经济指标以及调试的标准、方法、步骤等等。其内容既是电力工程调试工作经验的升华，又充分反映了当今国际国内调试技术的最新成果，具有较强的科学性、实用性，对指导电力建设工程调试工作、提高工程调试人员的综合素质都大有裨益。

本套技术手册能在 21 世纪的开元之际如期付梓，要感谢各位作者以科学、严谨的治学态度，满腔热情投入资料的整理和编写中，为确保手册的高质量完成，付出了辛勤的汗水。要感谢各位专家，他们的学术造诣和敬业精神令人钦佩，使本套手册既有较强的实用性，又具有较高的学术价值。同时还要感谢出版社各位编辑的辛勤劳动。在此谨向他们致以诚挚的谢意和崇高的敬意。

火电工程调试是一个复杂的系统工程。电力调试工作的技术含量之高、配

合分工之严，使我们在编辑过程中感到压力和责任。尽管经过专家和编者的认真审查和核校，百密一疏，错误和纰漏在所难免，敬请各位同仁和广大调试工作者斧正，以期在今后的修订中不断完善。

吴华斌

2002年1月3日于郑州

编写说明

《火电工程调试技术手册》共有七卷，即：汽轮机卷、锅炉卷、电气卷、热工卷、化学卷、金属卷、综合卷。汽轮机卷共分为六篇，三十三章，主要概括了汽轮机的基础知识、汽轮机组分部试运、整套启动阶段汽轮机调试、典型机组调试实例、汽轮机调试中常见的故障与处理、汽轮机组启动验收性能考核试验等内容。

《火电工程调试技术手册汽轮机卷》第一篇为基础知识篇，主要介绍了汽轮机的分类、火电厂热力基础知识及机组的经济性指标、汽轮机的结构、调节保安系统、辅助系统等。第二篇为汽轮机的分部试运篇，主要介绍了分部试运前的准备工作、分部试运过程、调节系统试验。第三篇为整套启动篇，主要介绍了汽轮机空负荷、带负荷、满负荷调试的基本内容、汽轮机启动导则、汽轮机启动方式分类、热态启动、参数监测、典型事故预防措施、标准及规定。第四篇主要介绍了国内外典型机组调试实例。第五篇为调试中常见的故障与处理，主要介绍了故障处理的原则、一般方法和故障实例。第六篇为汽轮机组性能考核试验，主要介绍了机组热耗试验、汽轮机最大出力试验（VWO工况）、汽轮机额定出力试验、汽轮机组供电煤耗试验和汽轮机机组轴系振动试验等。

《火电工程调试技术手册汽轮机卷》的编写得到了华北电力试验研究所教授级高工孙天行、河南电力试验研究所教授级高工姚新杰、西北电力建设调试所高工张宗绎等同志的大力支持和悉心指导、帮助，在此表示衷心的感谢。

《火电工程调试技术手册汽轮机卷》由河南电力试验研究所和河南电力建设调试所徐广喜、刘静宇、卢允谦、马建伟、黄智、抄勇、范伊波、胡兵编写，由徐广喜同志组织编写并负责全面统稿工作。参与本手册编写的工作人员均是具体从事汽轮发电机组安装调试的专业技术人员，对汽轮机设备及其附属系统的安装、结构、工作原理、启动调试运行方式、性能特点、性能试验较为熟悉。为适应火力发电建设需要，手册编写用了两年的时间，收集整理了大量的技术文献与相关资料，重点是与300MW以上汽轮发电机组有关的技术规程、标准、文献与资料。由于编写人员的水平有限，特别是编写时间仓促，难免有不少疏漏、不妥之处，敬请广大读者指正。

目 录

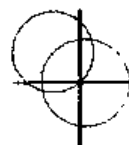
前言
编写说明



第一篇

基础知识

第一章 汽轮机的分类和型号	3
第一节 汽轮机的分类	3
第二节 汽轮机型号表示方法的表示方法	4
第二章 火电厂热力循环与热经济性	6
第一节 卡诺循环和朗肯循环	6
第二节 提高火电厂热力循环热经济性的途径	7
第三节 汽轮发电机组的效率和热经济性指标	8
第三章 发电厂的热力系统	13
第一节 原则性热力系统	13
第二节 全面性热力系统	16
第四章 汽轮发电机组的辅助系统	19
第五章 汽轮机调节保安系统	21
第一节 汽轮机调节、保安系统的任务	21
第二节 汽轮机的调节系统	21
第六章 国内外大型汽轮机的主要类型介绍	27
第一节 300MW 汽轮机介绍	27
第二节 600MW 汽轮机介绍	52
第三节 俄罗斯大型供热汽轮机介绍	70



第二篇

汽轮机组分部试运

第七章 概述	81
第八章 分部试运	84
第一节 阀门调整与真空系统严密性检查	84
第二节 主要附属机械装置	85

第三节	汽水管道的吹扫和冲洗	102
第四节	汽轮机主要辅助设备试运行	103
第五节	油系统试运和油循环	118
第九章	调节保安系统试验	121
第一节	调节系统和自动保护装置试验	121
第二节	典型调节系统简介	123
第三节	液压调节系统部套的调整	129
第四节	汽轮机调节保安系统的调整实例	140
第五节	分部试运的验收	175

第三篇

整套启动

第十章	总则	181
第十一章	汽轮机启动导则	183
第一节	汽轮机寿命管理	183
第二节	汽轮机的启动	188
第三节	汽轮机的运行	191
第四节	汽轮机的停机	193
第五节	汽轮机的热控及试验	196
第六节	汽轮机的主要辅机	198
第七节	汽轮机的主要保护、监测参数及控制装置	199
第十二章	汽轮机启动方式	201
第一节	汽轮机启动方式分类	201
第二节	国内外汽轮机技术特点	205
第三节	汽轮机启动方式举例	209
第十三章	整套启动的准备工作	226
第一节	整套启动工作的基本要求	226
第二节	整套启动方案编写要求	226
第三节	整套启动试运前应具备的条件	227
第十四章	整套启动调试工作程序	230
第一节	国内机组整套启动工作程序	230
第二节	国外机组整套启动工作程序	237
第三节	引进型 300MW 汽轮机组启动工作程序	247
第十五章	整套启动调试	250
第一节	空负荷调试	250
第二节	带负荷调试	254
第三节	满负荷试运	259
第四节	汽轮机组参数监测	262
第十六章	整套启动过程有关试验方法	267
第一节	空负荷阶段试验	267

第二节	带负荷阶段试验	269
第三节	满负荷阶段试验	270
第十七章	主要设备及系统投入要点	277
第十八章	相关专业试验	282
第十九章	典型事故预防措施	285
第一节	事故预防的基本要求	285
第二节	防止汽轮机超速	285
第三节	防止汽轮发电机组轴瓦损坏	286
第四节	防止汽轮机大轴弯曲	288
第五节	防止汽轮机水冲击	289
第六节	防止机组轴承出现过大大振动	290
第七节	防止汽轮机真空下降	292
第八节	防止通流部分动静磨损	293
第九节	防止汽轮机叶片损坏	294
第十节	防止调节控制系统异常	297
第十一节	防止厂用电中断	298
第十二节	防止给水泵故障	300
第十三节	防止汽水管道故障	303
第十四节	防止油系统着火	304
第十五节	防止主、再热蒸汽参数异常	305
第十六节	防止负荷骤变	306
第十七节	防止发电机甩负荷	306
第十八节	防止轴向位移增大	307
第二十章	标准及规定	308
第一节	轴承及轴振动标准	308
第二节	发电机氢系统严密性试验标准	309
第三节	常用油脂品种及适用范围	311
第四节	汽轮机油及抗燃油清洁规范	312
第五节	火电工程调整试运质量检验及评定标准	313
第六节	《火电机组达标投产考核标准》(原国家电力公司电源建设部 2001 年版)	316
第七节	《火电优质工程评选办法》(1998 年版) 原国家电力公司	323
第八节	《火电建设精品工程考核评选暂行办法》华中电力集团公司 2000 年 6 号文	324

第四篇

典型机组调试实例

第二十一章	国产 300MW 机组	329
第一节	东方汽轮机厂生产的 300MW 机组调试	329
第二节	哈尔滨和上海汽轮机厂生产的引进型 300MW 机组调试	334
第三节	北京重型电动机厂生产的 300MW 机组调试	342
第二十二章	进口 300MW (350MW) 机组	346

第一节	瑞士 ABB-350MW 机组调试	346
第二节	日本日立 300MW 机组调试	352
第三节	美国西屋公司生产的 350MW 机组调试	367
第二十三章	供热汽轮机组	376
第二十四章	600MW 机组	381
第一节	超临界压力 600MW 机组调试	381
第二节	亚临界压力 600MW 机组调试	402

第五篇

调试中常见的故障与处理

第二十五章	事故处理原则和预防对策	419
第二十六章	故障与处理实例	421
第一节	机组振动故障	421
第二节	主机存在的故障	426
第三节	调节系统及油系统出现的故障	428
第四节	给水泵及系统出现的故障	434
第五节	加热器出现的故障	441
第六节	给水泵汽轮机出现的故障	444
第七节	汽轮机叶片出现的故障	445
第八节	辅助设备及系统出现的故障	450
第九节	其他故障与预防	452

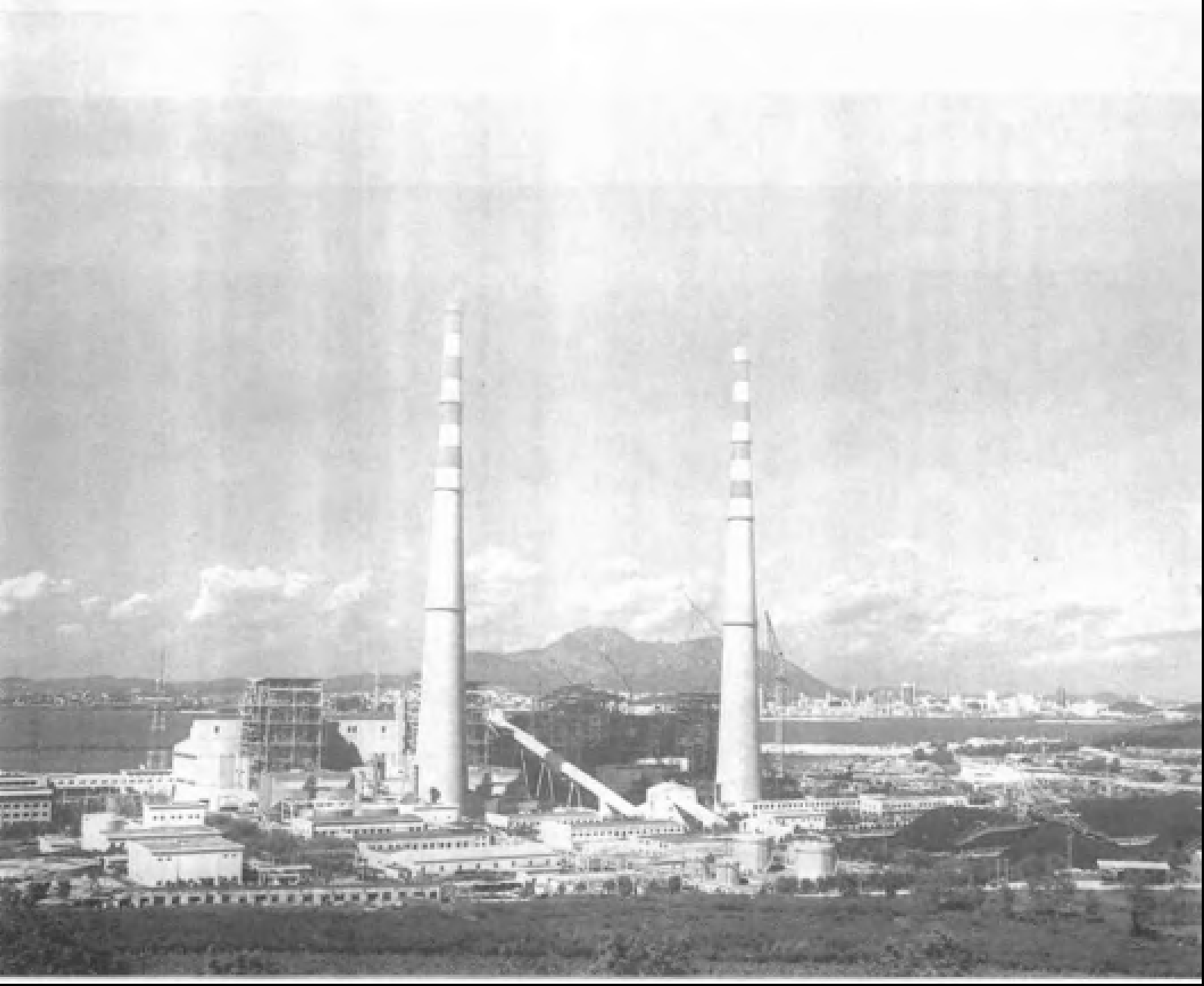
第六篇

汽轮机组启动验收性能试验

第二十七章	总则	459
第二十八章	机组热耗试验	460
第一节	机组热耗试验概述	460
第二节	我国国家标准 (GB 8117—1987) 介绍	463
第三节	美国国家标准 (ASME PTC6—1996) 介绍	480
第二十九章	汽轮机最大出力试验	492
第三十章	汽轮机额定出力试验	494
第三十一章	机组供电煤耗测试	496
第三十二章	机组轴系振动试验	498
第三十三章	典型机组试验实例	500
第一节	300MW 凝汽式汽轮机组的试验介绍	500
第二节	165MW 双抽供热机组试验介绍	509
参考文献		526

第一篇

基础知识



第一章 汽轮机的分类和型号

第一节 汽轮机的分类

自从 1883 年瑞典工程师拉瓦尔发明出第一台实用的单级汽轮机以来，汽轮机已经走过了一百多年的发展历史。如今汽轮机已经拥有众多的种类，在工业领域获得了广泛的应用。如表 1-1 所示，根据不同的分类方法可以对它们进行不同的分类。

表 1-1 汽轮机的分类

分类标准	类 型	简 要 描 述
工作原理	冲动式汽轮机	主要由冲动级组成，蒸汽主要在喷嘴叶栅中膨胀，在动叶栅中只有少量膨胀
	反动式汽轮机	主要由反动级组成，蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅中膨胀程度相同。由于反动级不能做成部分进汽，故调节级常采用单列冲动级或复速级
热力特性	凝汽式汽轮机	蒸汽在汽轮机中膨胀做功后，在高度真空状态下进入凝汽器凝结成水。有些给水泵汽轮机没有回热系统，称为纯凝汽式汽轮机
	背压式汽轮机	蒸汽在汽轮机中膨胀做功后，排汽直接用于供热，不设凝汽器。当排汽作为其他中低压汽轮机的工作蒸汽时，称为前置式汽轮机
	调节抽汽式汽轮机	从汽轮机某级后抽出一定压力的部分蒸汽对外供热，其余排汽仍进入凝汽器。由于热用户对供热蒸汽压力有一定要求，需要对抽汽供热压力进行自动调节，故称为调节抽汽。根据供热需要，有一次调节抽汽和两次调节抽汽之分
	抽汽背压式汽轮机	具有调节抽汽的背压式汽轮机
	中间再热式汽轮机	进入汽轮机的蒸汽膨胀到某一压力后，被送往锅炉的再热器进行再热，再热后返回汽轮机继续膨胀做功
	混压式汽轮机	利用其他来源的蒸汽引入汽轮机相应的中间级，与原来的蒸汽一起工作。通常用于工业生产的流程中，用来综合利用蒸汽的热能
用 途	电站汽轮机	用于拖动发电机，汽轮机发电机组需按供电频率定转速运行，也称为定转速汽轮机，主要采用凝汽式汽轮机，也采用同时供热供电的（调节抽汽式、背压式）汽轮机，通常称它们为热电汽轮机或供热汽轮机
	工业汽轮机	用于拖动风机、水泵等转动机械，其运行速度经常是变动的，也称为变转速汽轮机
	船用汽轮机	用于船舶推进动力装置、驱动螺旋桨。为适应倒车的需要，其转动方向是可变的
	凝汽式供暖汽轮机	在中低压缸连通管上加装蝶阀来调节供暖抽汽量，抽汽压力不像调节抽汽式汽轮机那样维持规定的数值，而是随流量大小，基本上按直线规律变化的

续表

分类标准	类 型	简 要 描 述
进汽参数	低压汽轮机	新蒸汽压力小于 1.5MPa
	中压汽轮机	新蒸汽压力为 2~4MPa
	高压汽轮机	新蒸汽压力为 6~10MPa
	超高压汽轮机	新蒸汽压力为 12~14MPa
	亚临界汽轮机	新蒸汽压力为 16~18MPa
	超临界汽轮机	新蒸汽压力超过 22.2MPa

除了以上的分类方法以外，还可以按汽轮机的汽流方向、功率、汽缸数等进行分类。实际的汽轮机往往是几种类型的组合，比如我国火力发电厂目前运行的许多 300MW 汽轮机就是亚临界、凝汽式、中间再热、冲动式汽轮机。

第二节 汽轮机型号表示方法

目前，国产汽轮机采用汉语拼音加数字的表示方法来表示汽轮机的型号，表示方法如图 1-1 所示。

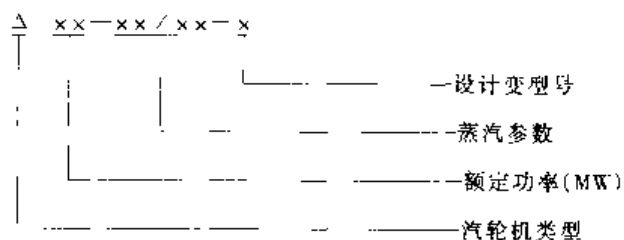


图 1-1 汽轮机型号表示方法

其中，汽轮机型号用汉语拼音字母表示，如表 1-2 所示，额定功率、蒸汽参数和设计变型号用数字表示。

表 1-2 国产汽轮机类型的代号

代 号	类 型	代 号	类 型
N	凝汽式	CB	抽汽背压式
B	背压式	H	船用
C	一次调节抽汽式	Y	移动式
CC	两次调节抽汽式		

表 1-3 给出了几种汽轮机型号表示的示例。

表 1-3 汽轮机型号中参数/表示方法

汽轮机类型	蒸汽参数表示方法	示 例
凝汽式	- 主蒸汽压力/主蒸汽温度 -	N50-8.82/535
中间再热式	- 主蒸汽压力/主蒸汽温度/中间再热温度 -	N300-16.7/537/537
一次调节抽汽式	- 主蒸汽压力/调节抽汽压力 -	C50-8.82/0.118
两次调节抽汽式	- 主蒸汽压力/高压抽汽压力/低压抽汽压力 -	CC25-8.82/0.98/0.118
背压式	- 主蒸汽压力/背压 -	B50-8.82/0.98
抽汽背压式	- 主蒸汽压力/抽汽压力/背压 -	CB25-8.82/0.98/0.118

国外汽轮机型号的编制方法随各制造厂而异。例如日本三菱公司的 TC2F-33.5 型汽轮机型号中：T 表示单轴；C 表示双缸；2F 表示双排汽；33.5 表示末级叶片长度为 33.5in (851mm)。法国阿尔斯通公司的 T2A330-30-2F1044 型汽轮机型号中：T 表示汽轮机；2 表示两次过热；A 表示对称布置；330 表示额定功率为 330MW；30 表示转速为 3000r/min；2F 表示双排汽；1044 表示末级叶片长为 1044mm。

第二章 火电厂热力循环与热经济性

第一节 卡诺循环和朗肯循环

1. 卡诺循环

卡诺循环由两个可逆的定温过程和两个可逆的绝热过程组成，根据卡诺定理可知：卡诺循环的热效率是所有热机循环中最高的。

卡诺热机循环的效率为

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_0} \quad (2-1)$$

式中 T_1 ——卡诺循环的冷源温度，k；
 T_0 ——卡诺循环的热源温度，k。

2. 朗肯循环

朗肯循环是最简单的蒸汽动力理想循环，其 T - S 图如图 2-1 所示。图中循环 1-2-3-4-1 为饱和蒸汽朗肯循环，饱和蒸汽从状态 1 进入汽轮机，过绝热膨胀到达状态 2；过程 2-3 为湿蒸汽在凝汽器中的定温放热过程；过程 3-4 为水在给水泵中的绝热可逆压缩；4-4'-1 为蒸汽在锅炉中的定压吸热过程。

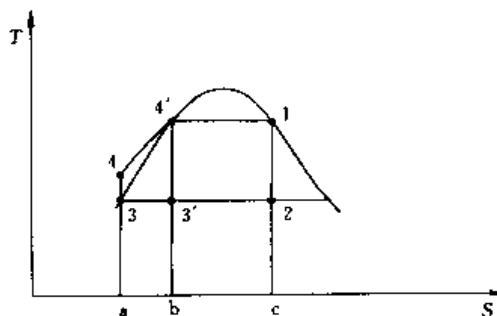


图 2-1 饱和蒸汽朗肯循环

朗肯循环的吸热量 q_H 、放热量 q_L 和循环净功 W_{net} 可以用 T - S 图上相应的面积表示，在图 2-1 中， q_H 为面积 1ca44'1， q_L 为面积 2ca32， W_{net} 为 q_H 与 q_L 的差，可以用面积 12344'1 表示，循环的热效率为

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = 1 - \frac{q_L}{q_H} \quad (2-2)$$

循环的热效率还可以表示为

$$\eta_t = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{T_{m,L} \Delta S_{ac}}{T_{m,H} \Delta S_{ac}} = 1 - \frac{T_{m,L}}{T_{m,H}} \quad (2-3)$$

式中， $T_{m,L} = \frac{q_L}{\Delta S_{ac}}$ 为平均放热温度， $T_{m,H} = \frac{q_H}{\Delta S_{ac}}$ 为平均吸热温度。

ΔS_{ac} 为过程 2-3，过程 3-4-4'-1 的熵变绝对值，显然， $T_{m,L} = T_2$ ，而 $T_{m,H} < T_1$ 。根据卡诺循环的定义可知图 2-1 中，循环 1-2-3'-4'-1 为一个卡诺循环，其高温热源温度为 T_1 ，低温热源温度为 T_2 ，则卡诺循环的效率为

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2-4)$$

可知, $\eta_i < \eta$, 即朗肯循环的效率小于卡诺循环。

第二节 提高火电厂热力循环热经济性的途径

电厂热力循环以朗肯循环为基础, 根据上面的分析可知, 提高电厂热力循环效率的途径有: 提高循环的平均吸热温度, 降低循环的平均放热温度, 采用给水回热、蒸汽再热、热电联产和双工质复合循环等。

1. 提高蒸汽初参数

在平均放热温度不变的情况下, 提高蒸汽的初温可以提高循环的平均吸热温度, 因此可以提高循环效率。提高蒸汽初温, 也提高了汽轮机排汽干度, 减少汽轮机末级叶片水蚀。提高蒸汽的初压力可以提高蒸汽的饱和温度, 从而提高循环的平均吸热温度, 提高循环效率。但随着蒸汽初压的提高, 汽轮机的排汽干度降低, 从而限制了蒸汽初压的提高。

提高热力循环初参数受到金属材料所能承受的最高温度的限制。目前, 电厂热力循环蒸汽初温在 550 ~ 600℃ 以下。表 2-1 给出了我国常用的汽轮机初参数。

表 2-1 我国常用汽轮机参数

额定出力 (MW)	主蒸汽压力 (MPa)	主蒸汽温度 (℃)	额定出力 (MW)	主蒸汽压力 (MPa)	主蒸汽温度 (℃)
12, 25	3.43	435	125, 200	12.74 ~ 13.24	535
50, 100	8.82	535	300, 600	16.7	537

2. 降低排汽压力

汽轮机的排汽是湿蒸汽, 降低了汽轮机的排汽压力就降低了热力循环的平均放热温度, 从而使热力循环的效率提高。但是排汽压力的降低会使汽轮机排汽的干度下降, 造成汽轮机最后几级蒸汽中的水滴增加, 对汽轮机叶片产生水蚀, 影响机组运行的安全。另外电厂一般以大气环境作为冷源, 排汽温度的降低还受到环境温度的限制。排汽压力的降低会增大排汽容积流量, 从而要求汽轮机有更大的排汽面积, 增加了汽轮机末级叶片的长度和凝汽器的尺寸, 提高了造价和制造难度。同时循环水泵容量及其耗电量也会增加。因此, 汽轮机排汽压力的选择应综合考虑冷却水温度、末级叶片尺寸、凝汽器和循环水泵的投资费用等因素, 在进行技术经济比较后确定。

3. 采用中间再热

提高电厂热力循环的蒸汽初压力可以提高循环效率, 但是蒸汽初压力的提高却使排汽干度下降, 使得提高受到了限制。为了进一步提高蒸汽的初压力, 可以当蒸汽在汽轮机中膨胀到一定压力时, 将蒸汽引入锅炉进行再热, 从而提高汽轮机排汽干度。再热汽轮机不仅可以减少汽轮机低压段的蒸汽含水量, 也提高了循环效率。

4. 采用给水回热

给水回热就是利用汽轮机中间级抽汽加热锅炉给水, 从而提高锅炉的给水温度热力循环方式。采用给水回热可以使工质在热力循环内部互相传递热量, 减少蒸汽在凝汽器中的冷源损失, 使循环的效率得以提高。从理论上讲, 给水回热级数越多, 给水温度越高, 整个热力循环越接近卡诺循环, 回热循环效率越高。但随着回热级数的增加, 循环效率的提高越来越小, 回热级数的增加受到设备投资的限制。在一定的回热级数下, 给水温度有一个最佳值。

目前对于大型机组来说, 给水回热级数一般为 7~8 级, 给水温度为 240~280℃。

5. 热电联合循环

利用汽轮机中作过功的蒸汽(抽汽或排汽)为热用户供热, 这种既发电又供热的热力循环方式称为热电联合循环。热电联产中, 由于部分或全部蒸汽供给热用户使用, 减少了冷源损失, 从而提高了燃料的利用率。

6. 双工质复合循环

双工质复合循环是利用不同工质的热力特性组成复合循环, 从而提高循环的热经济性。目前使用最多是燃气—蒸汽联合循环。燃气—蒸汽联合循环是利用燃气循环平均吸热温度高和蒸汽循环平均放热温度低的特点, 用燃气轮机和蒸汽轮机组成联合循环, 提高循环效率。一般来说, 它可以比单一的蒸汽循环(蒸汽参数相同)效率提高 5%~10%。

第三节 汽轮发电机组的效率和热经济性指标

一、汽轮发电机组的效率

汽轮发电机组的各种效率反映各个设备在能量转换和能量传递方面的完善程度。

(一) 汽轮机的内效率

在没有任何损失的理想汽轮机中, 蒸汽的理想焓降 ΔH_i 将全部转化为机械功 N_i 。但在实际汽轮机中, 由于存在各种损失, 蒸汽在汽轮机中的实际焓降为 ΔH_i , 发出的功率小于理想功率, 为内功率 N_i 。汽轮机实际焓降 ΔH_i 和理想焓降 ΔH_i 之比称为汽轮机的内效率, 即

$$\eta_n = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_i} = \frac{\Delta N_i}{\Delta N_i} \quad (2-5)$$

汽轮机内效率考虑了所有的内部损失, 是一个表示汽轮机内部工作完善程度的指标。目前汽轮机的内效率已达 78%~93%。

(二) 汽轮发电机组的相对电效率

由于存在轴承摩擦、驱动主油泵和调速器等机械损失, 汽轮机轴端输出的功率并不是内功率 N_i , 而是有功功率 N_e 。有功功率和汽轮机内功率之比称为机械效率, 即

$$\eta_m = \frac{\Delta N_e}{\Delta N_i} \quad (2-6)$$

由于发电机中存在电气损失和机械损失, 发电机出线端的电功率 N_{el} 要小于汽轮机的有功功率 N_e 。发电机的输出电功率和有功功率之比称为发电机效率, 即

$$\eta_g = \frac{\Delta N_{el}}{\Delta N_e} \quad (2-7)$$

发电机的输出电功率和汽轮机理想功率之比称为汽轮发电机组的相对电效率, 即

$$\eta_{rel} = \frac{\Delta N_{el}}{\Delta N_i} = \frac{\Delta N_i}{\Delta N_i} \frac{\Delta N_e}{\Delta N_i} \frac{\Delta N_{el}}{\Delta N_e} = \eta_n \eta_m \eta_g \quad (2-8)$$

从式 (2-8) 可以看出, 汽轮发电机组的相对电效率等于汽轮机内效率与机械效率和发电机效率的乘积。表示 1kg 蒸汽的理想做功中有多少最终转化成了电能, 是一个综合反映汽轮发电机组工作完善程度的指标。

二、凝汽式汽轮发电机组的热经济性指标

凝汽式汽轮发电机组的热经济性指标主要有: 汽耗、热耗和绝对电效率。

(一) 汽耗和汽耗率

具有回热抽汽的再热汽轮机组的汽耗为

$$D_0 = \left[\frac{3600 N_{el}}{(h_0 - h_c + \Delta q_{rh}) \eta_m \eta_g} \right] \left(\frac{1}{1 - \sum \alpha_j Y_j} \right) \quad \text{kg/h} \quad (2-9)$$

式中 N_{el} ——发电机功率, kW;

h_0 ——新蒸汽焓, kJ/kg;

h_c ——汽轮机排汽焓, kJ/kg;

Δq_{rh} ——1kg 蒸汽在再热器中吸收的热量, kJ/kg;

η_m ——汽轮机机械效率;

η_g ——发电机效率;

α_j ——回热系统各级抽汽系数;

Y_j ——高、中、低压缸回热抽汽做功不足系数。

相应汽耗率 d_0 为

$$d_0 = \frac{D_0}{N_{el}} = \frac{3600}{(h_0 - h_c + \Delta q_{rh}) \eta_m \eta_g} \left(\frac{1}{1 - \sum \alpha_j Y_j} \right) \quad \text{kg/(kW} \cdot \text{h)} \quad (2-10)$$

对非再热机组, $\Delta q_{rh} = 0$, 式 (2-9) 和式 (2-10) 中便为其汽耗和汽耗率; 如果 $\sum \alpha_j = 0$, 则式 (2-9) 和式 (2-10) 即为纯凝汽式机组的汽耗、汽耗率。

(二) 热耗和热耗率

具有中间再热的机组热耗 Q_0 为

$$Q_0 = D_0(h_0 - \overline{t_{fw}}) + D_{rh} \Delta q_{rh} \quad \text{kJ/h} \quad (2-11)$$

式中 $\overline{t_{fw}}$ ——最终给水焓, kJ/kg;

D_{rh} ——再热蒸汽量, kJ/h。

热耗率 q_0 为

$$q = \frac{Q_0}{N_{el}} = q_0 \left[(h_0 - \overline{t_{fw}}) + \frac{D_{rh}}{D_0} \Delta q_{rh} \right] \quad \text{kg/(kW} \cdot \text{h)} \quad (2-12)$$

对于非再热机组, 式 (2-9) 和式 (2-10) 中 $\Delta q_{rh} = 0$ 。

(三) 绝对电效率 η_{el}

$$\eta_{el} = \frac{3600 N_{el}}{Q_0} = \frac{3600}{Q_0 / N_{el}} = \frac{3600}{q_0} \quad (2-13)$$

$$\eta_{el} = \eta_i \eta_{rel}$$

式中 η_t ——理想循环效率。

可见机组热耗率 q_0 与绝对电效率 η_{ei} 之间的关系密切，都是衡量汽轮发电机组经济性的主要指标，不同的是一个以热量的方式表示，另一个以效率的方式表示。

三、热电联产汽轮发电机组热经济性指标

因为热电联产机组同时生产形式不同、质量不同的产品——热能和电能，热电联产机组的经济指标比凝汽式机组要复杂。通常用热电厂总的经济指标反映燃料的有效利用程度，用分项的热经济指标说明供电和供热的热经济性。

(一) 热电厂总的热经济指标

(1) 热电厂的总效率。热电厂的总效率为

$$\eta_{tp} = \frac{3600 N_{ei} + Q_h}{B_{tp} Q_{net, v, ar}} \quad (2-14)$$

式中 N_{ei} ——热电厂发电机出力，kW；

Q_h ——热电厂的供热量，kJ/h；

B_{tp} ——热电厂的燃料消耗量，kg/h；

$Q_{net, v, ar}$ ——燃料低位发热量，kJ/kg。

由于 η_{tp} 未考虑热电两种能量质的差别，它只表明热电厂燃料在数量上有效利用的程度，因此常称其为燃料利用系数。 η_{tp} 不能用来比较两个热电厂之间的热经济性，只用来与凝汽式电厂比较燃料的有效利用程度和估计热电厂的燃料消耗量。

(2) 热化发电率。为了评价热电厂能源利用的完善程度，引入了热化发电率 ω 指标

$$\omega = \frac{W_h}{Q_h} \quad (2-15)$$

式中 W_h ——供热机组的热化发电量，kW；

Q_h ——供热机组的热化供热量，kJ/h。

热化发电量 W_h 是指供热汽轮机供热抽（排）汽所产生的电量，它由两部分组成：对外供热汽流直接产生的电量，称为外部热化发电量；回热抽汽加热供热循环的给水产生的电量，称为内部热化发电量。一般工程简化计算时，常忽略内部热化发电量，则热化发电率可用式 (2-16) 计算。

$$\omega = \frac{h_0 - h_h}{h_h - \varphi t_{ch}} \eta_{ci} \eta_m \eta_g \quad (2-16)$$

式中 h_0 ——汽轮机入口蒸汽焓，kJ/kg；

h_h ——对外供热蒸汽焓，kJ/kg；

t_{ch} ——由用户返回电厂的凝结水焓，kJ/kg；

φ ——由用户返回电厂的凝结水百分率。

从式 (2-16) 中可以看出，热化发电率和供热汽轮机的初参数、供热抽汽压力、供热汽流流过的通流部分的相对内效率、返回水率和返回水温、机电效率等有关，所以 ω 是用来评价供热机组热电联产部分技术完善程度的质量指标。 ω 不能用于不同抽汽参数的供热机组、热电厂和凝汽式电厂之间的热经济性比较。但 ω 可以用于比较相同抽汽参数供热机组

的热经济性。

(二) 热电厂燃料消耗的分配

热电厂的燃料消耗包括发电用和供热用两个部分，为了分别计算其能源指标和经济指标，可以假想把热电厂的燃料消耗量分为

$$B_{tp} = B_{tp,e} + B_{tp,h} \quad (2-17)$$

式中 $B_{tp,e}$ ——发电用的燃料消耗量；

$B_{tp,h}$ ——供热用的燃料消耗量。

如何划分这两部分燃料消耗量是一个复杂的问题，常用的划分方法有以下两种：

(1) 热量法。该方法从热能数量利用的观点来分配总的燃料消耗量，认为热电厂中的热化发电没有冷源损失和不可逆损失，这部分损失全部被用来对外供热。按照这样的分配方法，热电联产节约的全部燃料都归发电部分，分配的供热热耗与联产、分产的方式，供热参数的高低无关。供热用的燃料消耗量为

$$B_{tp,h} = \frac{Q_h}{\eta_b \eta_p \eta_{hs}} \cdot \frac{1}{Q_{net,v.ar}} \quad \text{kg/h} \quad (2-18)$$

式中 Q_h ——热电厂的供热量，kJ/h；

$Q_{net,v.ar}$ ——燃料的低位发热量，kJ/kg；

$\eta_b, \eta_p, \eta_{hs}$ ——锅炉效率、管道效率和热网效率。

发电用的燃料消耗量为

$$B_{tp,e} = B_{tp} - B_{tp,h}$$

(2) 做功能力法。做功能力法就是按照供热抽汽与新蒸汽的做功能力之比来分配供热机组的热耗和燃料消耗。

$$B_{tp,h} = B_{tp} \frac{D_h E_h}{D_0 E_0} \quad (2-19)$$

$$\left. \begin{aligned} E_h &= (h_h - h_{en}) + T_{en}(S_{en} - S_h) \\ E_0 &= (h_0 - h_{en}) + T_{en}(S_{en} - S_0) \end{aligned} \right\} \quad (2-20)$$

式中 D_h ——供热蒸汽量；

D_0 ——新蒸汽量；

h_h, h_0 ——供热蒸汽焓、新蒸汽焓；

S_h, S_0 ——供热蒸汽熵、新蒸汽熵；

h_{en}, T_{en}, S_{en} ——环境焓、环境温度、环境熵。

该方法以热量的质量（做功能力）作为燃料消耗的分配基础，在理论上较合理，但在实际应用中计算熵很不方便，故尚未得到实际应用。

(三) 供热、供电分项计算的热经济指标

(1) 发电方面的热经济指标。

1) 热电厂发电热效率为

$$\eta_{tp,e} = \frac{3600 N_{el}}{Q_{tp,e}} \quad (2-21)$$

2) 热电厂发电热耗率为

$$q_{tp,e} = \frac{Q_{tp,e}}{N_{el}} = \frac{3600}{\eta_{tp,e}} \text{ kJ/kWh} \quad (2-22)$$

(2) 供热方面的热经济指标。热电厂供热热效率为

$$\eta_{tp,h} = \frac{Q_h}{Q_{tp,h}} \quad (2-23)$$

第三章 发电厂的热力系统

根据发电厂热力循环的特征，将热力部分主辅设备及其管道附件连接成一整体的系统图，称为发电厂的热力系统图。按其应用目的和编制方法的不同，它可分为原则性热力系统和全面性热力系统两种。

第一节 原则性热力系统

一、基本概念

发电厂的原则性热力系统就是以规定的符号表明工质在完成某种热力循环时所必须流经的各种热力设备之间的系统图。原则性热力系统具有以下特点：

(1) 只表示工质流过时状态参数发生变化的各种必须的热力设备，同类型同参数的设备在图上只表示一个；

(2) 仅表明设备之间的主要联系，备用设备、管路和附属机构都不画出；

(3) 除额定工况时所必须的附件（如定压运行除氧器进汽管上的调节阀）外，一般附件均不表示。

原则性热力系统主要由下列各局部热力系统组成：锅炉、汽轮机、主蒸汽及再热蒸汽管道和凝汽设备的连接系统，给水回热系统，除氧器系统，补充水系统，辅助设备系统及“废热”回收系统。凝汽式发电厂内若有多种单元机组，其原则性热力系统即为多个单元的组合。对于热电厂，无论是同种类型的供热机组还是不同类型的供热机组，全厂的对外供热的管道和设备是连在一起的，原则性热力系统较为复杂。

二、原则性热力系统的工作

原则性热力系统实质上表明了工质的能量转换及热能利用的过程，反映了发电厂热功能量转换过程的技术完善程度和热经济性。拟定合理的原则性热力系统，是电厂设计和电厂节能工作的重要环节。

(一) 确定发电厂的型式和容量

根据国民经济的发展规划和地区的自然条件对电、热负荷的需求，研究确定发电厂的型式和容量。根据发电厂的厂区情况和所在电网的结构，以及有关设备的规范，拟定出多个可行性方案，然后通过全面的技术经济比较和经济效益分析确定。

(二) 选择汽轮机的型式、单机容量

根据已经确定的发电厂的型式和容量，选择汽轮机的型式、单机容量。对于凝汽式发电厂，可根据机组承担基本负荷或调峰负荷等因素，选择经济性高的大容量、中间再热凝汽式汽轮发电机组。对于热电厂可根据热用户的情况，选择抽汽供热机组或背压式机组。

取定了发电厂的容量和汽轮机的单机容量后，全厂的汽轮机台数就可以确定了。

(三) 绘制原则性热力系统图

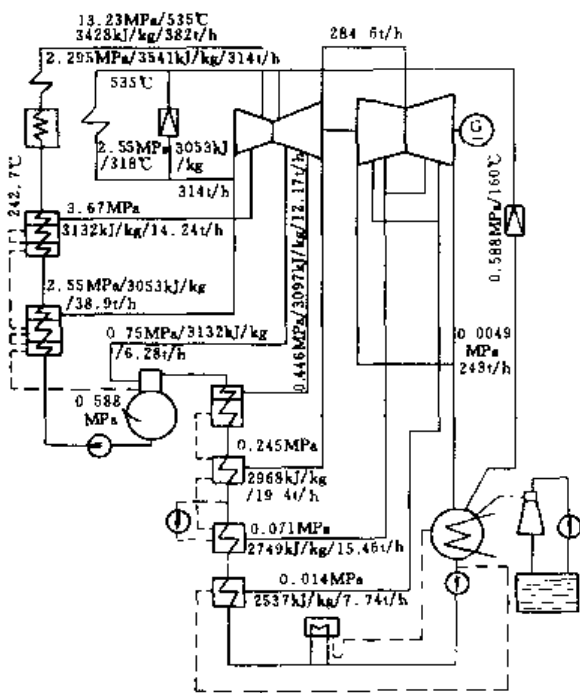


图 3-1 125MW 机组火力发电厂
原则性热力系统

汽轮机的型式和单机容量确定后，可以根据汽轮机制造厂提供的汽轮机资料和选定的锅炉型式，绘制原则性热力系统图。这时，机组的初、终参数和再热参数，回热系统的型式和参数，最终给水温度都已经确定。绘制原则性热力系统图主要确定下列系统：

- 1) 蒸汽冷却器和疏水冷却器系统；
- 2) 除氧器的原则性热力系统；
- 3) 补水方式及其设备和系统；
- 4) 汽包式锅炉的连续排污系统；
- 5) 辅助换热设备及其连接方式的选择。

对于热电厂还要选择供热方式、供热设备和连接方式。这些系统都要通过全面的技术经济比较和经济性分析来确定。图 3-1、3-2、3-3、3-4 分别给出了 125、200、300、600MW 机组的原则性系统图。

(四) 进行原则性热力系统计算

原则性热力系统计算就是对全厂范围内的热力系统进行的热力计算，是机组热力计算的扩展。

进行原则性热力系统计算的主要目的是：确定电厂某一运行方式下，各部分汽水流量、参数，该工况下的全厂热经济性指标，从而对其安全性和经济性进行评价；根据最大负荷设计工况的设计结果，选择锅炉、热力辅助设备和管道。

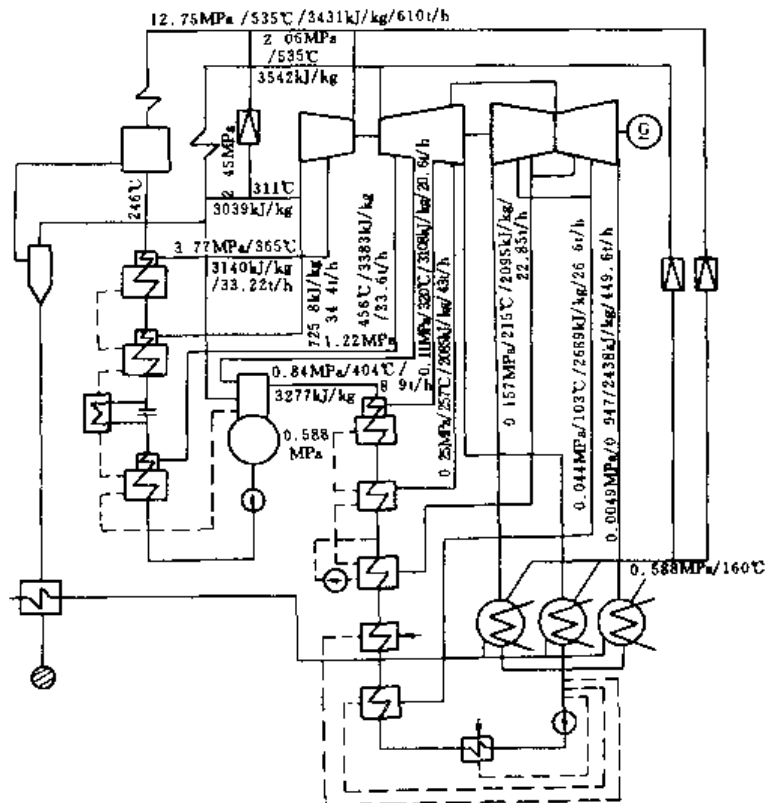


图 3-2 200MW 机组火力发电厂原则性热力系统

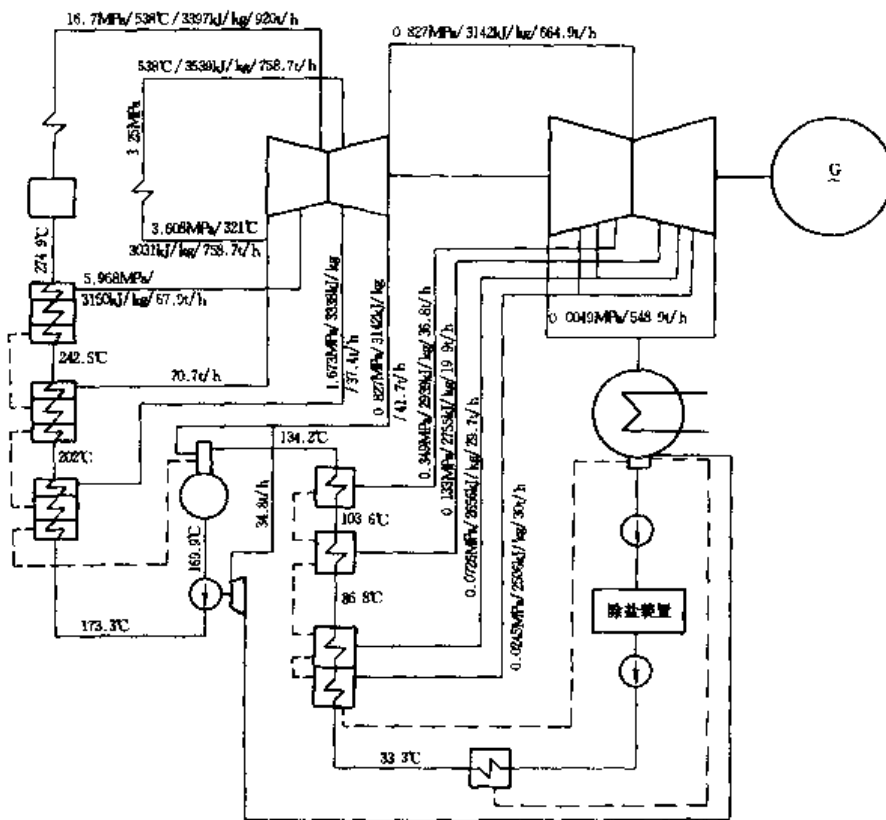


图 3-3 300MW 机组火力发电厂原则性热力系统

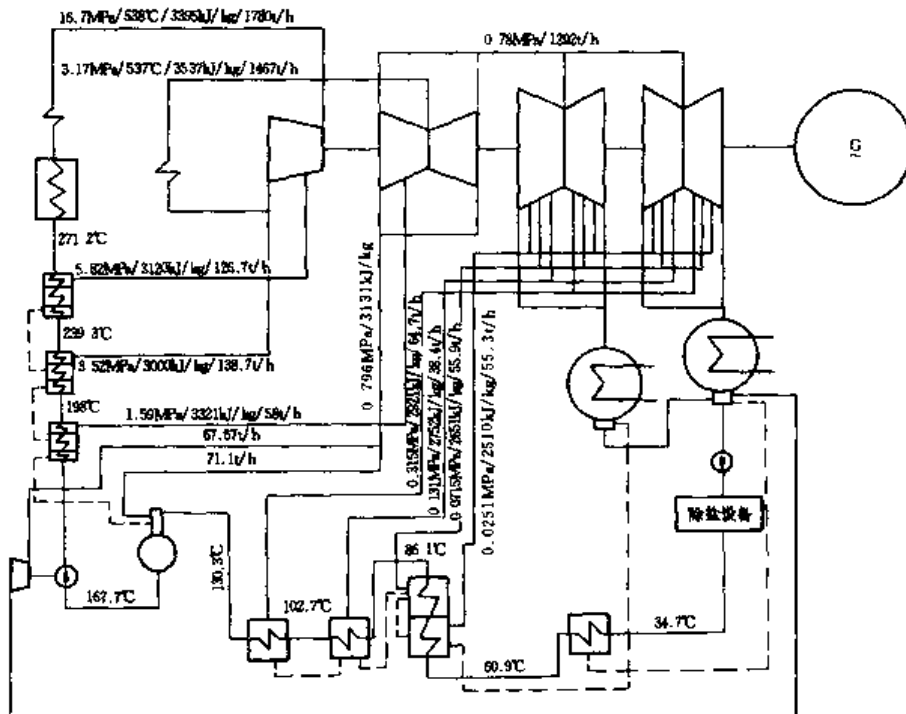


图 3-4 600MW 机组火力发电厂原则性热力系统

(五) 选择锅炉的容量

根据原则性热力系统计算的锅炉最大连续蒸发量和必需的富裕容量来选择锅炉的容量。对于凝汽式发电厂，一般采用一炉配一机，根据需要的锅炉容量，便可以确定锅炉的台数和单台锅炉的容量。对于热电厂，应保证当一台最大的锅炉停用时，其余锅炉的蒸发量满足热

力用户连续生产需要的蒸汽量和冬季采暖、通风和生活用热量的 60% ~ 75%。

(六) 辅助热力设备的选择

根据原则性热力系统计算的各项汽水流量，按照相关的设计技术规程和有关的辅助热力设备的产品规范，合理的选择原则性热力系统所包括的各项辅助热力设备。

第二节 全面性热力系统

一、基本概念

火力发电厂的全面性热力系统就是以规定的符号表明火力发电厂全厂的所有热力设备及汽水管道连接的总系统图。全面性热力系统的任务是要明确反映发电厂在各种工况及事故、检修时的运行方式。其特点是按设备的实际数量，即可能通过的运行和备用的全部主辅热力设备及其系统，表明一切必需的连接管路和管路上的附件。

全面性热力系统与原则性热力系统的区别在于：原则性热力系统只涉及能量转换及其热量利用过程；而全面性热力系统则反映怎样实现电厂的能量转换。因此，全面性热力系统不仅要考虑发电厂在进行能量转换过程中，不能因为某一设备的检修、事故而影响主机乃至整个发电厂的运行，而且必须装设一定的设备或管道，使其满足机组在启动、低负荷运行、变工况、事故以及停机时各项操作的需要。通过全面性热力系统可以了解全厂热力设备的配置情况和各种运行工况时的切换方式。

为使全面性热力系统清晰明了，对属于设备本身组成部分的管道（如锅炉本体的汽水管道系统、汽轮机本体的疏水系统和驱动给水泵给水泵汽轮机的疏水系统等）和一些次要的管道系统（如热力设备的空气抽出管路系统），一般不在全面性热力系统图中表示。要想更详细地表示某部分设备及其系统，可绘制局部的全面性热力系统图。

二、全面性热力系统的内容

全面性热力系统图是发电厂具有指导性意义的重要资料。在电厂设计工作中，它是编制热力设备总表、管道及管道附件汇总表，布置主厂房和管道系统的依据。全面性热力系统对于发电厂的投资规模、施工工作量、施工周期，发电厂运行的可靠性、灵活性和经济性都有重要的影响。因此，在拟定全面性热力系统时必须符合和满足下列要求：

- (1) 保证电厂安全可靠运行；
- (2) 保证电厂运行方便灵活，便于各种运行工况下的切换；
- (3) 各种管路系统及其布置力求简明；
- (4) 建造费用和运行费用符合经济要求；
- (5) 便于扩建。

全面性热力系统包括锅炉、汽轮发电机组、各种热交换器、减温减压器、各种泵类和箱类等汽水热力主辅设备。主要包括下列各项管道系统：

- (1) 主蒸汽和再热蒸汽管道系统；
- (2) 给水管道系统；
- (3) 回热加热器管道系统；
- (4) 除氧器和给水箱管道系统；
- (5) 补充水处理系统；

- (6) 疏水系统;
- (7) 汽轮机旁路系统;
- (8) 供热管道系统。

图 3-5 和图 3-6 分别给出了 300MW 和 600MW 全面性热力系统图。

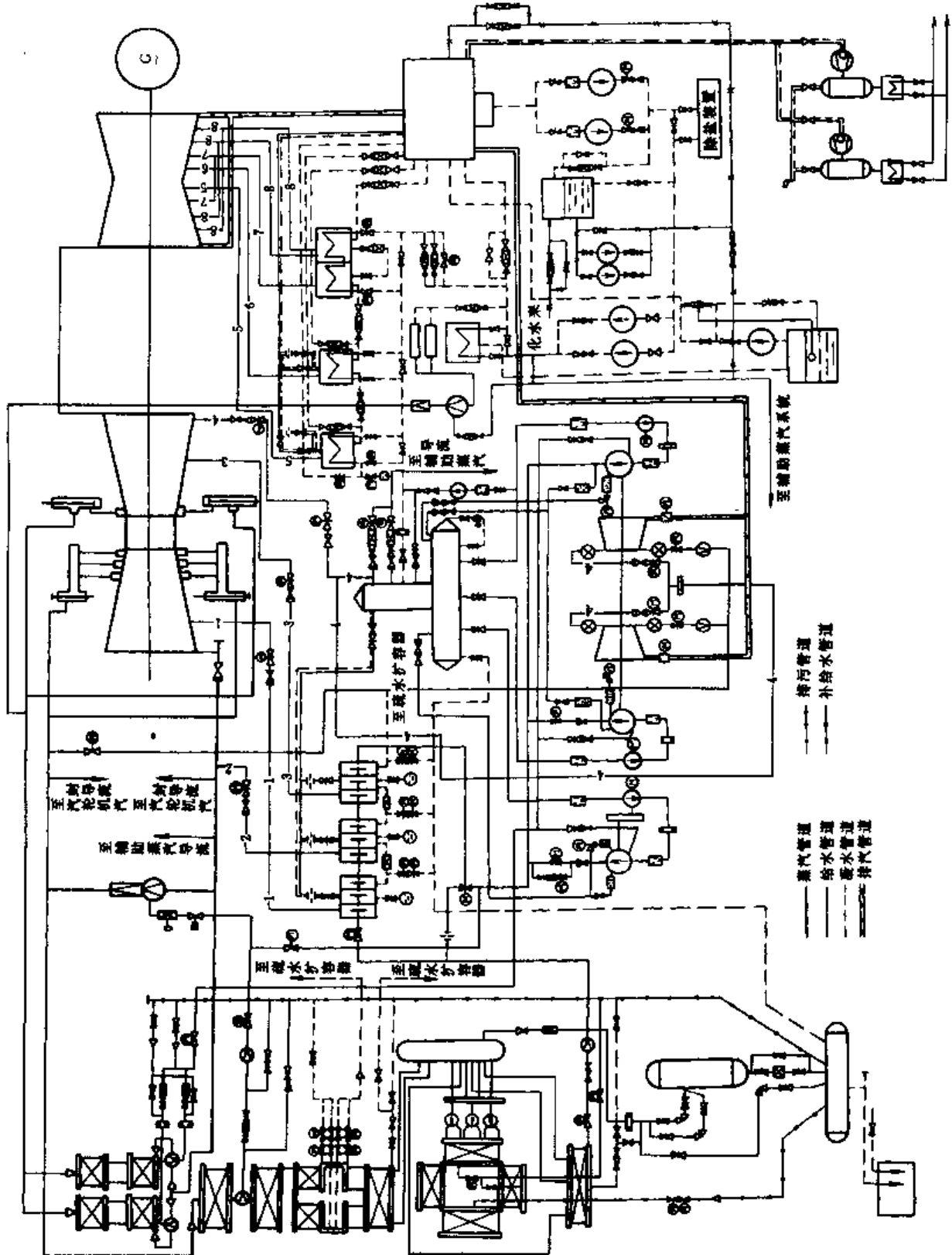


图 3-5 300MW 机组火力发电厂全面性热力系统

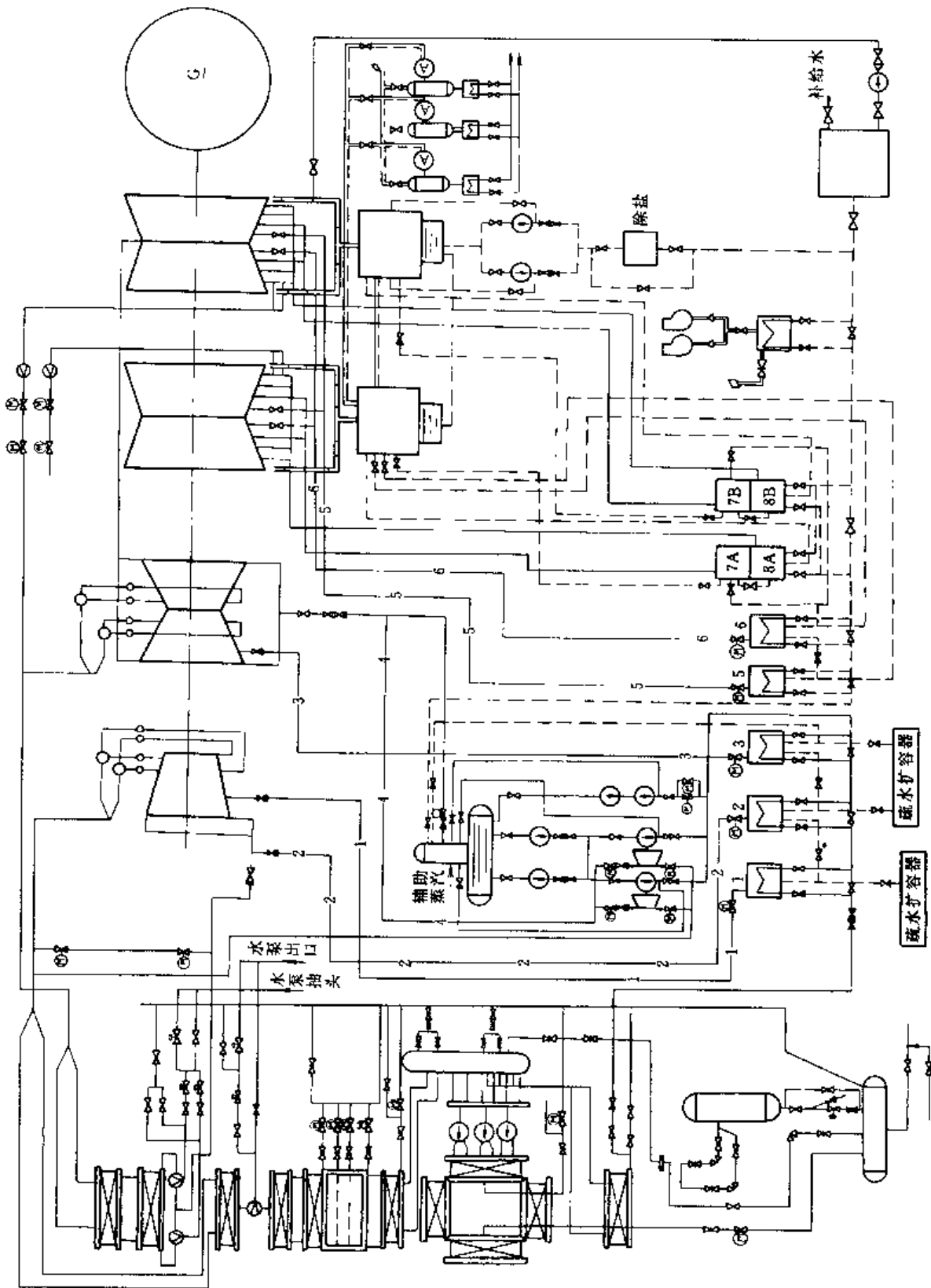


图 3-6 600MW 机组火力发电厂全面性热力系统

第四章 汽轮发电机组的辅助系统

为了使汽轮发电机组能正常运行，还需要很多辅助系统。比如，为了使做完功的乏汽凝结，需要凝汽系统；为了使汽轮机正常工作，需要供油系统向轴承供油；为了提高机组的经济性，需要有回热系统；另外，为了使机组运行安全可靠，还需要有旁路系统（再热机组）。

一、凝汽设备及其系统

凝汽设备是凝汽式汽轮机设备的重要组成部分，其工作的好坏直接影响整个设备运行的热经济性和可靠性。凝汽设备一般由凝汽器、循环水泵、抽气器（或真空泵）和凝结水泵等主要部件以及它们之间的连接管道和附件组成。凝汽设备的作用有两个：

- 1) 在汽轮机排汽口建立并维持一定的真空；
- 2) 回收洁净的凝结水作为锅炉给水的一部分。

二、回热加热系统

在火力发电厂中，提高朗肯循环效率的方法有多种，其中之一是采用给水加热，即从汽轮机的中间级抽出一部分蒸汽，在给水加热器中对锅炉给水进行加热。与之相应的热力循环称为给水回热循环。由于汽轮机抽汽在加热器中对给水进行加热，减少了在凝汽器中的热损失，从而使蒸汽的热量得到充分利用，提高了循环的热效率。

三、供油系统

汽轮发电机组的供油系统是保证机组安全稳定运行的重要系统。在机组正常运行时，润滑油系统由主轴带动的主油泵供油。其基本功能是为机组全部轴承和盘车装置提供润滑油，为发电机氢密封系统供油以及为机械式超速遮断及手动遮断提供安全油。大多数采用给水泵汽轮机带动给水泵的机组，其主机和给水泵汽轮机各自采用独立的润滑油系统。

对于高参数大容量机组，为了提高调节系统的工作性能，增加可靠性和灵敏度，减少执行机构的尺寸，降低机械惯性和摩擦的影响，调节系统要求有更高的工作油压。但油压的提高可能会引起泄露，增加了发生火灾的危险。显然，采用抗燃油可以解决这个问题。一般，抗燃油具有 500℃ 以上的闪点，因此漏油接触高温部件不易引起火灾。300MW 及以上容量的机组，均采用独立的、封闭的抗燃油供油系统。

四、旁路系统

汽轮机的旁路系统是指与中间再热汽轮机并联的蒸汽减温减压系统，一般由减温减压装置、管道、控制机构和其他阀门组成。其作用是将锅炉产生的蒸汽不经过汽轮机而直接引至下一级压力的蒸汽管道或凝汽器。蒸汽旁通整台汽轮机、直接引入凝汽器的称为大旁路；蒸汽旁通汽轮机高压缸、引入再热冷段称为高压旁路；蒸汽旁通汽轮机中低压缸、引入凝汽器的称为低压旁路。

旁路系统主要功能如下：

（一）调节工况

旁路系统在下列工况中用来调节锅炉和汽轮机之间的工况：

(1) 在机组冷、热态启动和停运时，锅炉产生的蒸汽量与汽轮机的要求不相一致时，由旁路系统进行调节，使其相匹配；

(2) 在机组冷、热态启动初期，锅炉给出的蒸汽参数尚未达到汽轮机冲转的要求时，用于主、再热蒸汽管道的暖管；

(3) 对于采用中压缸启动的机组，配合机组进行中压缸启动。

(二) 安全保护

旁路系统在下列工况中对机组起到保护作用：

(1) 锅炉点火至汽轮机冲转前和停机不停炉的工况下，通过高压旁路向再热器供汽，以冷却再热器。

(2) 机组甩负荷时，要求汽轮机空转或带厂用电运行，锅炉受到最低负荷的限制，此时，快速打开高低压旁路，将多余的蒸汽通过旁路系统排出，防止再热器超温和锅炉超压使安全门动作。

(3) 设有 100% 容量旁路系统的机组，在锅炉超压和机组甩负荷时，旁路系统起到安全阀的作用。

(4) 机组滑压运行时，旁路系统可配合汽轮机实行压力跟踪。

(三) 回收汽水

在机组启动、停运、事故甩负荷、停机不停炉等工况中，工质可通过旁路系统排入凝汽器，从而回收工质，减少汽水损失。

第五章 汽轮机调节保安系统

第一节 汽轮机调节、保安系统的任务

汽轮机调节系统的作用是在外界负荷变化时，能够及时地调节汽轮机功率以满足用户用电量变化的需要，同时保证汽轮发电机组的工作转速在正常允许的范围之内。

汽轮机保安系统与调节系统紧密联系在一起，它的作用是在汽轮发电机组运行超过机组安全允许的范围时及时动作，使汽轮机自动停机，以保证机组安全，避免事故进一步扩大。大功率汽轮机保护的主要内容有：超速保护、低油压保护、轴向位移大保护、振动大保护、低真空保护等。

调节、保安系统一般应满足如下要求：

- (1) 额定蒸汽参数时，能维持机组空负荷运行；
- (2) 机组由满负荷突然甩到零负荷时，能保证汽轮机危急保安器不动作，并使汽轮机转速稳定；
- (3) 机组增、减负荷时，调节系统应动作平稳，无卡涩、突跳、晃动现象；
- (4) 调节系统的速度不等率应满足要求（一般为4%~6%），迟缓率越小越好（一般小于0.3%）；
- (5) 保安系统动作正常，保安系统动作后，高、中压主汽门、调节汽门应能在规定的时间内迅速关闭；
- (6) 高、中压主汽门、调节汽门的蒸汽严密性合格。

第二节 汽轮机的调节系统

一、汽轮机调节系统的类型

目前广泛使用的汽轮机调节系统大致可以分为四类：

- (1) 液压式调节系统；
- (2) 模拟电液调节系统（Analog Electro-Hydraulic Control System 简称 AEH）；
- (3) 数字式电液调节系统（Digital Electro-Hydraulic Control System 简称 DEH）；
- (4) 电液并存式调节系统。

二、液压式调节系统

液压式调节系统是广泛使用的汽轮机调节系统，我国目前使用的具有代表性的机械液压调节系统有三大类：

- (1) 哈尔滨汽轮机厂（哈汽）生产的具有高速弹性调速器的液压式调节系统。
- (2) 上海汽轮机厂（上汽）生产的具有旋转阻尼调节器的液压调节系统。
- (3) 东方汽轮机厂（东汽）、北京重型电机厂（北重）等生产的具有径向钻孔泵调节器

的液压调节系统。

虽然以上三类液压调节系统在实现方式上差别较大，但其基本原理是一样的，都是转速调节系统。机组并网前调节汽轮机转速，机组并网后利用汽轮机转速和负荷之间的关系，调节机组负荷变化。其原理如图 5-1 所示。

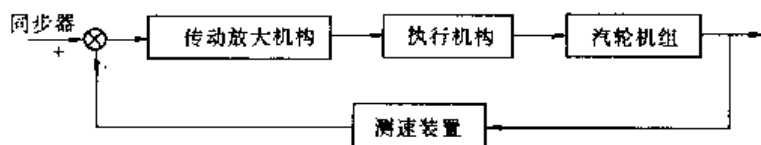


图 5-1 液压调节原理

一个液压式调节系统主要由四部分组成：

(1) 转速感受机构。它的作用就是将汽轮机转速的变化信号变换成位移变化或油压变化信号，以便送往传动放大机构，常用的转速感受机构包括：高速弹簧调速器（哈汽）、径向钻孔泵（东汽）和旋转阻尼调速器（上汽）。

(2) 传动放大机构。它的作用是放大转速敏感机构的输出信号，将其传递到执行机构，传动机构大致可以分为两级，第一级主要进行信号放大，第二级进行功率放大。

信号放大的形式有多种，常用的有：波纹筒放大器（上汽）、随动滑阀放大（哈汽）和调速器滑阀放大（东汽）。

经过第一级放大之后，信号的功率仍然很小，为了能够有足够能量来提升控制汽门，还要进行第二级的功率放大，功率放大由油动机完成。

(3) 执行机构。执行机构根据传动机构的输出信号，改变汽轮机的进汽量，从而控制汽轮机的转速、功率，执行机构由调速汽门和传动机构组成。

(4) 反馈位置。为了保持调节稳定，调节系统内引入反馈装置，常用的反馈机构包括：杠杆反馈、油窗反馈和弹簧反馈。

三、AEH 调节系统

液压式调节系统仅是一种转速调节系统，事实上影响机组负荷的因素很多，特别是大功率汽轮机采用中间再热，蒸汽容积增大，液压系统难以克服蒸汽参数变化等内扰因素的影响，因此出现了用汽轮机功率作内反馈的功频调节系统，其原理如图 5-2 所示。

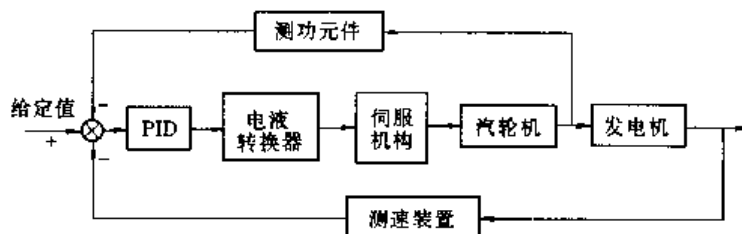


图 5-2 功频电液调节原理

早期的功频电调是通过模拟电路实现的，即 AEH 调节系统。主要由功频电调柜、电液转换器、油动机、电超速保护装置、液压切换元件、汽轮机保护系统等组成，AEH 的功能与液压式调节系统相比，在精确度、功能方面有了很大提高。AEH 主要有下列功能和特点：

(1) 从盘车转速开始将机组升速到并网前的转速，即可实现大范围的自动调速，调速范

围 50 ~ 3400r/min, 调速精确度小于等于 $\pm 1 \sim 2r/min$;

- (2) 可手动或自动准同期并网, 使操作方便, 并网平稳;
- (3) 可按运行要求, 接带从初始负荷到额定负荷的全部负荷;
- (4) 可按预先选定的静态特性, 参与电网调频或带固定负荷;
- (5) 具有抗内扰能力, 以提高机组负荷率及改善其动态品质;
- (6) 可方便地切换成协调运行或调压运行等各种运行方式;
- (7) 甩负荷时抑制机组动态飞升转速作用显著;
- (8) 电力系统故障时, 可以适当地改善电力系统动态稳定的作用;
- (9) 由于采用了电子元件, 并以高压抗燃油作液压执行元件的传动液, 所以显著地提高了调节系统的动态响应能力和稳态精确度;

(10) 经适当组合, 可进一步实现自启停、热应力监视以及满足冲击负荷等自动化的要求, 同时具有阀门管理的功能。

AEH 虽然在功能上较液压式调节系统有了很大提高, 但由于其大量使用模拟仪表、元件, 存在零点漂移严重、元件故障率高等问题, 随着微处理技术的发展, 已逐渐被可靠性更高的数字式电液调节系统 (DEH) 取代。

四、DEH 调节系统

DEH 调节系统的基本原理与 AEH 相同, 但是由于计算机技术的迅猛发展和集散控制技术的广泛应用, DEH 的功能已远远超过了 AEH, 其主要特点为:

(1) 自动检测功能, 由于 DEH 的设计采用的是集散控制 (DCS) 的设计方法, DEH 可以方便地引入汽轮机的功率、新蒸汽参数、汽轮机振动、热膨胀等参数, 实现对汽轮机状态的全面监测, 计算机可以通过软件对这些参数进行处理, 生成趋势图、棒图、报表等, 并可在汽轮机出现事故时, 对有关参数进行追忆, 从而为汽轮机的运行提供了极大的方便。

(2) 控制软件逐步由开发专用软件改为以通用的 Windows 操作系统作为软件平台, 便于软件的升级。

(3) 控制软件采用组态方式, 便于用户对控制逻辑的修改、维护。

(4) 控制软件可以携带专门的汽轮机寿命和其他管理软件包, 从而实现汽轮机的自启停控制 (ATC)。

(5) 可靠性高, 一方面 DEH 采用的数学电路比模拟电路具有更高的可靠性, 另一方面系统采用了冗余设计, 并对重要信号进行三选二处理, 从而使 DEH 的可靠性大大提高。

(6) 超速保护控制 (OPC) 可以在汽轮机转速超过 3090r/min 时或机组部分甩负荷时, 将调节汽门暂关闭, 从而防止汽轮机超速, 维持电网的稳定。

(7) 采用 14.2MPa 的高压抗燃油和单侧高压油动机, 提高了系统动态影响速度和调整精确度。

新华公司的 DEH-III A 使用西屋公司的系统逻辑和控制流程, 具有普遍的代表性。下面以 DEH-III A 为例, 对 DEH 系统进行介绍。

(一) DEH-III A 系统的功能

DEH-III A 系统具有如下功能:

- (1) 转速自动调节;
- (2) 负荷自动调节;

- (3) 手动控制;
- (4) 主汽压控制 (TPC);
- (5) 同步控制 (AS);
- (6) 协调控制 (CCS);
- (7) 快速减负荷 (RUNBACK);
- (8) 阀门试验;
- (9) OPC 控制;
- (10) 双机容错;
- (11) 工况监视、越限报警、追忆打印;
- (12) 多阀控制、阀门管理;
- (13) ATC 自启停;
- (14) 中压缸启动控制 (BY PASS ON)。

(二) DEH-Ⅲ A 的调节系统

DEH-Ⅲ A 的调节系统如图 5-3 所示, 它是一个多输入多输出的控制系统, 主要包括转速调节和负荷调节系统。

(1) 转速控制有三个控制回路: 高压主汽门控制回路、高压调节阀门控制回路和中压调节阀门控制回路。当旁路系统切除时, 机组启动的开始阶段, 由高压主汽门控制汽轮机的转速。此时, 高压调节阀门、中压主汽门、中压调节阀门全开, 由高压主汽门调节器控制高压主汽门将机组转速调节到 2900r/min。按下调门控制按钮, 系统将自动切换到高调门控制回路, 高压主汽门全开, 由高压调门将机组升速到额定转速。

当旁路系统投入时, 采用中压缸启动, 转速在 0~2600r/min 左右, 由中压调门控制回路控制, 高压主汽门、高压调门、中压主汽门全开。转速达到 2600r/min 后, 由中压调门控制切换到高压主汽门控制, 转速达到 2900r/min 后, 再切换到高压调节阀门控制, 由高压调节阀门将机组升速到额定转速。

转速控制与负荷控制的切换根据油开关状态 BR 确定。

(2) 负荷调节。负荷调节是三个回路组成的串级调节系统, 内环为调节级压力回路 (IMP), 调节器为 P515, 中环为功率调节回路 (MW), 调节器 P414, 外环为一次调频回路 (WS), 调节器为 $1/\delta$ 。

(3) 其他调节。DEH 系统可以通过对给定值的处理接受其他调节系统的控制信号, 受其控制。DEH 可以接受的其他调节信号有: 自动同步 (AS)、自启停控制 (ATC)、协调控制 (CCS) 和快速减负荷 (RUNBACK)。

(三) 阀门管理

DEH 系统中, 每只高压调节阀都有一个单独的伺服回路, 调节回路输出的流量信号, 要经过阀门管理程序变成阀位指令, 分别送到各个伺服回路, 使阀门按预先设定的顺序开始。因此阀门管理相当于液压调节系统的配汽机构。

DEH-Ⅲ A 的阀门管理设计有两种控制方式。

(1) 单阀控制, 即采用节流调节方法, 所有阀门开启方式相同, 开度一样。这样汽轮机全周进汽, 热应力较小但节流损失较大, 适合于机组冷态启动或带低负荷。

(2) 多阀控制, 即采用喷嘴调节方法, 各调节阀门按照预先设定的顺序依次开启, 调节

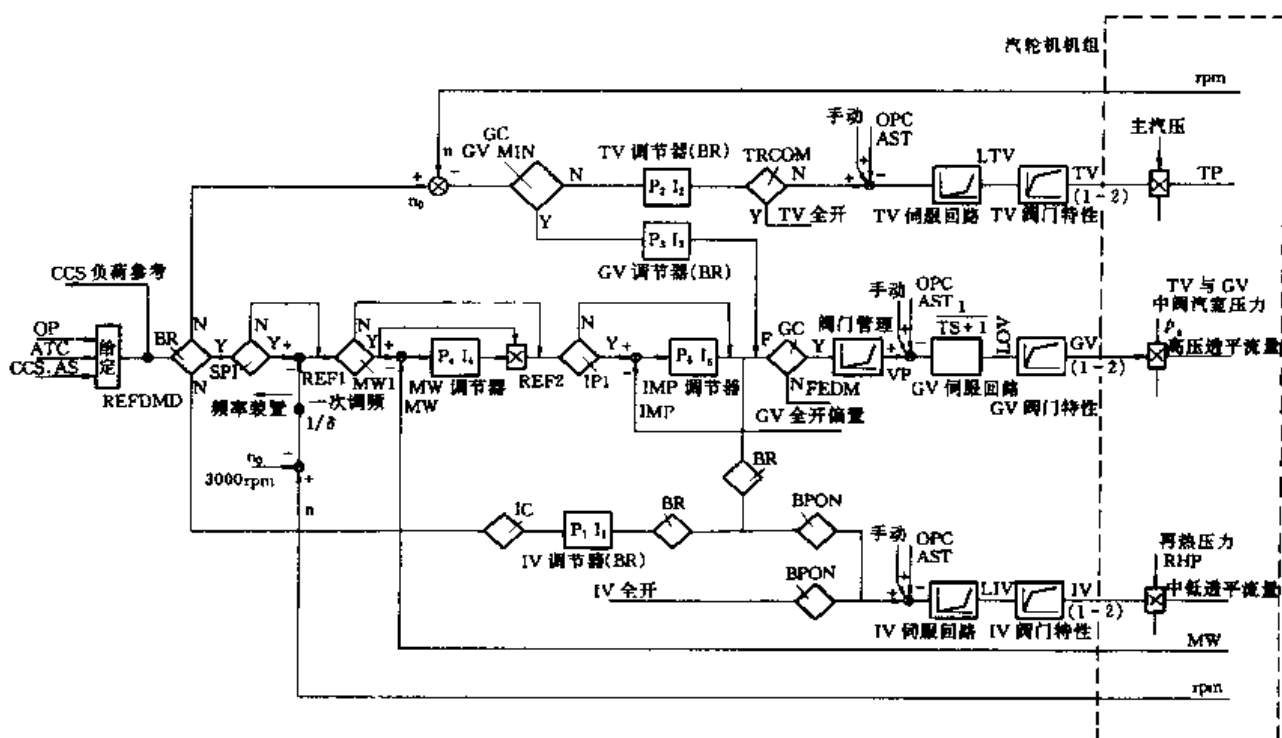


图 5-3 DEH-III A 调节系统

BR	—油开关	REFDMD	—给定值	OP	—操作员自动
SPI	—一次调频回路投入	REF1	—功率指令	ATC	—自动透平控制
MWI	—功率回路投入	REF2	—调节级压力指令	CCS	—协调控制
IPI	—调节线压力回路投入	FEDM	—流量指令	AS	—自同步
GC	—高压调节阀控制	VPOZ	—阀位指令		
IC	—中压调节阀控制	L	—油动机升程		
BPON	—旁路投入				
TRCOM	—TV 向 GV 切换完成				

级部分进汽，节流损失小但热应力大，适合于机组带部分负荷及高负荷运行。

单、多阀控制之间可以实现切换。

(四) 超速保护控制 (OPC)

OPC 共包括三项功能：

(1) 103%超速控制。在任何情况下，当机组转速超过额定转速的 103% 时，OPC 将高压、中压调节阀关闭，直到机组转速小于额定转速的 103%，OPC 复位，高、中压调节阀重新打开。

(2) 全部甩负荷。机组在运行过程中出现下列情况中的任何一种，便认为机组全部甩负荷：

- 1) 发电机励磁电路断开，且汽轮机功率大于设定功率的 30%；
- 2) 发电机励磁电路断开，再热器压力出现低限报警。

当机组甩负荷时，DEH 将负荷设定值改为额定转速，进行转速控制。OPC 将高压、中压调门关闭，延时 1~10s 后，转速小于额定转速的 103% 时，OPC 复位，DEH 将转速调节到额定转速。

(3) 部分甩负荷（中压调节阀门快关）。机组正常运行时，汽轮机功率和发电机功率相等，中压调节阀门禁止关闭。当电力系统故障引起机组部分甩负荷（汽轮机的机械功率和发电机的功率差异超过设定值）时，OPC 动作，将中压调节门关闭一段时间（0.3 ~ 1.0s）后释放。这样可以减少中、低压缸的出力，避免汽轮机功率与发电机功率的不平衡引起功角增大，使得发电机失步，电力系统失去稳定。

五、电液并存式调节系统

电液并存式调节系统是液压式调节系统和电液调节系统的结合，系统既可以在液压调节方式下运行也可以在电调方式下运行。常见的电调和液调的结合方式有两种：

(1) 电调输出用来驱动同步器电动机。这种情况下，液压调节系统全部保留，电调的输出驱动同步器电动机改变同步器的位置，通过液压调节系统控制汽轮机。因此，在这种方式下，液压调节仍然发挥主要作用，电调的作用主要是引入自动监测系统充当自动同步、协调控制、自动调度等系统和汽轮机调节系统的接口。

(2) 电调输出通过电液转换器将电信号转变成液压信号。这种情况下，电调的输出信号通过电液转换器转变为二次油压信号，然后通过液压调节系统的放大机构和执行机构，对汽轮机进行控制。液压调节系统全部保留，液调二次油压和电调二次油压可以互相跟踪。液调和电调之间可以通过二次油回路上的切换阀进行互相切换。

电液并存式调节系统是液压调节系统向电液调节系统过渡的阶段产物。电调和液调系统并存不仅增加了系统的复杂性，而且电调仍然要借助液调才能实现控制，大大影响了电调功能的充分发挥，系统仍然无法克服液调易卡涩、调节精确度低的缺点。随着 DEH 调节系统可靠性的不断提高和人们对 DEH 认识的不断加深，电液并存式调节系统必然会被纯电调取代。

第六章 国内外大型汽轮机的主要类型介绍

随着我国电力工业的不断发展，汽轮发电机组的单机容量不断增加，种类越来越多。特别是改革开放以来，许多国外的汽轮机也进入我国电力市场，更加丰富了汽轮机的类型。目前我国电力工业中运行的汽轮机发电机组正在逐步由超高压、大容量机组向亚临界、超临界机组过渡，300MW、600MW凝汽式汽轮发电机组将会成为主力发电机组。本章将对国内主要生产厂家和一些进口的300MW、600MW汽轮机进行介绍，同时也介绍了俄罗斯的大型供热汽轮机。

第一节 300MW 汽轮机介绍

一、上海汽轮机厂生产的引进优化型 300MW 汽轮机

(一) 概述

1974年我国第一台国产300MW汽轮机诞生在上海汽轮机厂。该机为亚临界、中间再热、单轴三缸四排汽冲动凝汽式汽轮机，设有8级回热抽汽，末级叶片长700mm。该机型设计制造在60年代，问题较多，经多次改进、提高后定型生产。80年代初，上海汽轮机厂引进美国西屋公司专利技术，研制生产了国产引进型和引进优化型300MW机组。该机是亚临界、中间再热、单轴两缸两排汽凝汽式汽轮机，具有运行效率高、调峰性能好和可靠性高的特点。自从1986制造出第一台引进型300MW机组以来，到1999年底已经有50余台引进型和引进优化型汽轮机投入运行。引进优化型N300-16.67/537/537汽轮机的主要技术规范如表6-1所示。

汽轮机的通流部分共有35级，其中高压通流部分包括1个调节级和11级压力级，中压部分包括9级，低压部分为2×7级。

表 6-1 上汽引进优化型 N300-16.7/537/537 汽轮机主要技术规范

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	发电机功率	MW	306	325.338
2	净出力	MW	300	318.967
3	主蒸汽压力	MPa	16.7	16.7
4	主蒸汽温度	℃	537	537
5	再热蒸汽压力	MPa	3.174	3.392
6	再热蒸汽温度	℃	537	537
7	主蒸汽流量	t/h	907.827	976.190
8	排汽压力	kPa	5.39	5.39

续表

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
9	最终给水温度	℃	273.7	278.2
10	净热耗率	kJ/(kW·h)	7906.4	7898.1
11	末级叶片长度	mm	905	
12	抽汽级数	级	8	
13	回热系统的结构		3台高压加热器 + 除氧器 + 4台低压加热器	
14	转动方向 (从汽轮机向发电机看)		顺时针	
15	汽轮机总长度 (包括罩壳)	mm	18069	
16	汽轮机最大宽度 (包括罩壳)	mm	10373	

来自锅炉的新蒸汽经主汽阀、调节阀，通过高压进汽管进入汽轮机高压缸，做功后的蒸汽通过外缸下部两个排汽口到再热器。再热后的蒸汽从再热器通过两个再热主汽阀和调节汽阀进入中压缸，调节阀的出口用滑动接合连接到中压缸的进汽室。蒸汽流经中压缸做功后，通过连通管从中部进入低压缸，做功后的蒸汽从低压缸两端的排汽口排入凝汽器。

(二) 汽轮机本体的结构

引进优化型 N300-16.7/537/537 汽轮机高、中压部分采用合缸结构，低压缸为对称分流结构。

高、中压内外缸均由合金钢铸造而成。在水平中分面分成上缸和下缸，用双头螺栓紧固成一体。内缸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。高压外缸由四个与下缸端部铸成一体的“猫爪”支撑在轴承座之间的键上，“猫爪”在键上可自由滑动。

低压缸为双层缸结构，内缸和外缸都是由焊接的下部和上部组成。外下缸支撑在连续底脚上。底脚支撑在预埋于基础中的台板上，它的位置由底脚与台板之间的四个键来保持。

高压外缸的每一端通过一个 H 形梁，用螺栓和定位销将外缸与邻近的轴承座连接，这样使汽缸相对于轴承座可保持正确的轴向和横向的位置。高、中压缸排汽端轴承座与低压缸是一个整体，可使高、中压缸相对于低压缸的轴向位置确切固定。其调速器端的轴承座可在台板上沿轴向自由滑动，但为了防止横向移动，由一个放置在轴承座与台板之间的纵向键导向。轴承座上还设有导向立销，任何歪斜或升起倾向都受到导向立销的限制。立销与轴承座之间有足够的装配间隙，可允许轴向自由移动。每个猫爪上的双头螺栓用来限制汽缸离开轴承座的任何倾向，这些螺栓在装配时，其周围和螺母下部留有足够间隙，以便汽缸猫爪能随温度变化而自由移动。

低压外下缸通过连续底脚支撑在预埋于基础的台板上，它的位置由底脚与台板之间的四个键来保持。其中两个键沿纵向中心线轴向放置，低压缸每端一个，使汽缸在横向定位而允许在轴向自由膨胀；另外两个键靠近低压缸横向中心线横向放置，每侧各一个，使汽缸在轴向定位而允许向横向自由膨胀。这样低压缸以靠近中心的一点为中心，汽缸可在基础台板上部水平面上向任何方向自由膨胀。

高、中压转子是由整体合金钢锻件加工制成的。在第一轴承端用螺栓连接一短轴，以形成推力盘，并装有主油泵叶轮和危急遮断器。在整体转子上被加工成一个二级平衡活塞

(鼓), 用来平衡叶片的推力。高、中压转子的脆性转变温度为 121℃。低压转子同样由整体合金钢锻件加工制成, 转子的脆性转变温度为 13℃。

高、中压转子和低压转子之间、低压转子和发电机转子之间用刚性联轴器连接, 形成轴系。各转子的临界转速如表6-2所示。

汽轮机设有转速为 2.51r/min 的盘车装置。

(三) 引进型 300MW 汽轮机的优化技术

上海汽轮机厂等单位的设计科研人员,

根据 10 余年积累的引进型大型汽轮机的设计、制造、调试等方面的经验, 对引进型 300MW 汽轮机的通流部分进行了优化设计, 使机组经济性有了明显提高。

(1) 优化高压缸的焓降分配。改进前的机组高压缸各级的焓降分配不是最佳, 调节级及各反动级的速比较小, 高压缸效率不太高。这是因为西屋公司原设计高压缸是没有抽汽的, 而为了满足我国的要求, 在高压缸部分增加了抽汽口, 不得不减少一级压力级。在改进设计中, 调整了调节级焓降, 使在最大流量工况时, 调节级出口的蒸汽温度不超过 500℃, 同时把反动级的级数从原来的 10 级增加到 11 级。

(2) 调节级改用新叶型。调节级喷嘴和动叶的叶型是西屋公司早期开发的。优化后采用西屋公司新开发的一组调节级叶型, 喷嘴的型线号为 2195, 动叶的型线号为 2197。新叶型的出口角均比原来型线小, 喷嘴的子午面采用型线端壁代替原来的圆锥形壁。改进后的调节级除型线改变、子午面型线改变和叶高改变外, 结构型式仍和原来相同, 即叶根为侧装式枞树型, 叶顶有双层围带, 根部进汽侧和叶顶侧均带有汽封。调节级的改进可提高级效率 4%。

(3) 高压缸压力级叶片改用新型线。高压缸静叶原采用的等截面叶片, 顶部反动度大, 进口冲角大, 漏汽量较大, 损失较大。改进设计利用三元可控涡技术, 采用反扭的静叶片, 使反动度沿叶高充分均匀、冲角减小, 提高了级组效率。高压缸采用扭转静叶后, 级效率可提高 0.8%。

高压缸动叶型线改用西屋公司新开发的等截面叶片。根据叶型的气动计算及风洞试验表明, 新叶型的损失系数至少下降 0.01。动叶片采用新叶型后, 可提高级效率 0.4%。

(4) 高压缸动叶片叶根改为倒 T 形叶根。高压缸动叶片原来采用侧装式枞树型叶根, 齿的非工作面与轮槽间有间隙, 安装在叶轮上的相邻叶片的中间体之间较大的装配间隙, 当叶片前后有压差时, 就有轴向泄漏。这种现象在反动式汽轮机的高压部分比较显著。侧装式枞树型叶根转子是盘式结构, 还有摩擦鼓风损失。改为切向装配的倒 T 形叶根后, 可减少这些损失, 提高高压缸的实际效率。高压缸叶片不长, 离心力较小, 采用 T 型叶根强度可以满足要求, 同时也不会增加通流部分的轴向长度。

(5) 采用可控涡技术优化中、低压缸气动性能。应用三元气动方法, 采用可控涡流型, 对中、低压缸进行优化, 大幅度减少了各级冲角损失; 改善了沿叶高的反动度分布, 减少了根部段的二次流损失及顶部的漏汽损失; 级的出口更加均匀, 减少余速损失。

(6) 新设计 905mm 末级动叶。优化设计了新的高度为 905mm 的末级动叶片。该叶片的设计采用了一系列的气动、强度振动方面的最新技术。

表 6-2 转子的临界转速

轴段名称	一阶临界转速设计值 (r/min)	二阶临界转速设计值 (r/min)
高、中压转子	1690	< 4000
低压转子	1610	> 4000
发电机转子	890	2310

在气动设计中,完全采用三元流场的气动参数进行叶型设计,在跨音速区域为直线型背弧,以减少激波损失。超音速叶栅风洞试验证实,新的905mm叶片各主要截面损失系数小,性能优于其他长叶片。

905mm叶片结构形式与869mm叶片相同,仍为双焊拉金成组连接,叶根采用西屋加强型型线。叶根及轮槽的应力均低于原869mm叶片。叶片的振动特性与869mm叶片基本相同,各阶调频振型的动频均在最佳位置,而就振动强度性能而言,905mm叶片则优于869mm叶片。

(四) 满足调峰运行采用的技术

为了满足调峰及两班制运行,汽轮机设计中主要采用下列技术:

(1) 采用了一系列应力集中小的结构和型式,如强化型枞树型叶根和轮槽,使得应力集中下降50%;自带围带的中、低压缸叶片,应力集中减少2/3;采用混合调频的次末级叶片。

(2) 采用动应力考核的设计准则。

(3) 高压缸调节级和中压缸第一级采用600℃高温蠕变性能更好的1Cr10NiMoW2VbN材料,其高温持久性和抗松弛性能较好。

(4) 汽缸设计有优良的滑销定位系统,汽缸采用高窄法兰型式,保证汽轮机膨胀顺畅,热应力较小。

(5) 反动式汽轮机具有足够大的动静叶轴向间隙。

(6) 低压通流部分采用全三维气动设计,提高根部反动度,减少和延期低负荷工况出现的回流区。

(7) 低压通流部分末端采用蜂窝式汽封,具有优良的去湿效应。

(五) 回热系统

引进优化型N300-16.7/537/537汽轮机共设计有8级抽汽,分别供3台高压加热器、1台除氧器和4台低压加热器。每台高压和低压加热器都设有内置的疏水冷却器。高压加热器的疏水逐级自流到除氧器,低压加热器的疏水逐级自流到凝汽器。各段抽汽的参数和用途如表6-3所示。

表 6-3 额定工况下回热系统各级抽汽参数表

抽汽级数	用途	压力 (MPa)	温度 (℃)	流量 (kg/h)
第一级	1号高压加热器	5.855	384.1	67522
第二级	2号高压加热器	3.526	317.9	72214
第三级	3号高压加热器	1.639	436.9	37152
第四级	除氧器	0.798	337.9	40837
第五级	5号低压加热器	0.317	233.9	32895
第六级	6号低压加热器	0.132	144.9	20181
第七级	7号低压加热器	0.071	91.7	31355
第八级	8号低压加热器	0.022	63.4	26163

二、东方汽轮机厂生产的300MW汽轮机

(一) 概述

1983年东方汽轮机厂自行设计了高、中合缸、两缸两排汽300MW汽轮机。近年来,东

方汽轮机厂引进和吸收日立、GE 和西屋公司的先进技术，开发出了性能较好的新型 300MW 机组。N300-16.7/537/537-3 型汽轮机就是东方汽轮机厂引进和吸收国内外 80 年代最新技术制造的亚临界一次中间再热两缸两排汽凝汽式汽轮机。汽轮机的额定功率为 300MW，最大功率为 330MW。在夏季冷却水温度为 33℃ 时，能够发足额定功率。该汽轮机的主要技术规范如表 6-4 所示。

表 6-4 东汽 N300-16.7/537/537-3 型汽轮机主要技术规范

序 号	项 目 名 称	单 位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	发电机功率	MW	300	330
2	主蒸汽压力	MPa	16.7	16.7
3	主蒸汽温度	℃	537	537
4	再热蒸汽温度	℃	537	537
5	主蒸汽流量	t/h	935	1025
6	排汽压力	kPa	5.39	5.39
7	最终给水温度	℃	268.9	—
8	设计热耗率	kJ/(kW·h)	8015.2	—
9	末级叶片长度	mm	851	
10	抽汽级数	级	8	
11	回热系统的结构		3 台高压加热器 + 除氧器 + 4 台低压加热器	
12	转动方向 (从汽轮机向发电机看)		逆时针	
13	汽轮机总长度	mm	18055	
14	汽轮机最大宽度	mm	7464	

该机组为两缸两排汽式，高、中压部分采用合缸结构。因为机组的工作参数较高，为了减小汽缸应力，增加机组启停及变负荷的灵活性，高压部分设计为双层缸，低压缸也采用双层缸结构。机组的纵剖面如图 6-1 所示。高、中压阀门采用落地式，左右两侧对称布置。

为了平衡转子的轴向力，高压部分设计为反向流动，因此高压、中压进汽口布置在高、中压缸中部，该部位是整个机组工作温度最高的部分。来自锅炉过热器的新蒸汽通过主汽管道进入高压调节汽阀，再由 4 根 $\phi 273 \times 40$ mm 的高压进汽管分别从高压外缸中部上、下方向进入高压内缸中的喷嘴室，汽流通过调节级和 9 个压力级做功后，由 2 个高压排汽口排出，经 2 根冷段再热汽管去锅炉再热器。

经过再热的蒸汽通过 2 根热段再热汽管进入中压联合汽门，再由 2 根 $\phi 508 \times 28$ mm 的中压进汽管进入中压通流部分，蒸汽通过中压缸的 6 个压力级做功后，从中压排汽口通过连通管进入低压缸。

低压缸为对称分流结构。蒸汽由低压缸中部进入通流部分，分别向前后两个方向流动，经 2×6 个压力级做功后排入凝汽器。

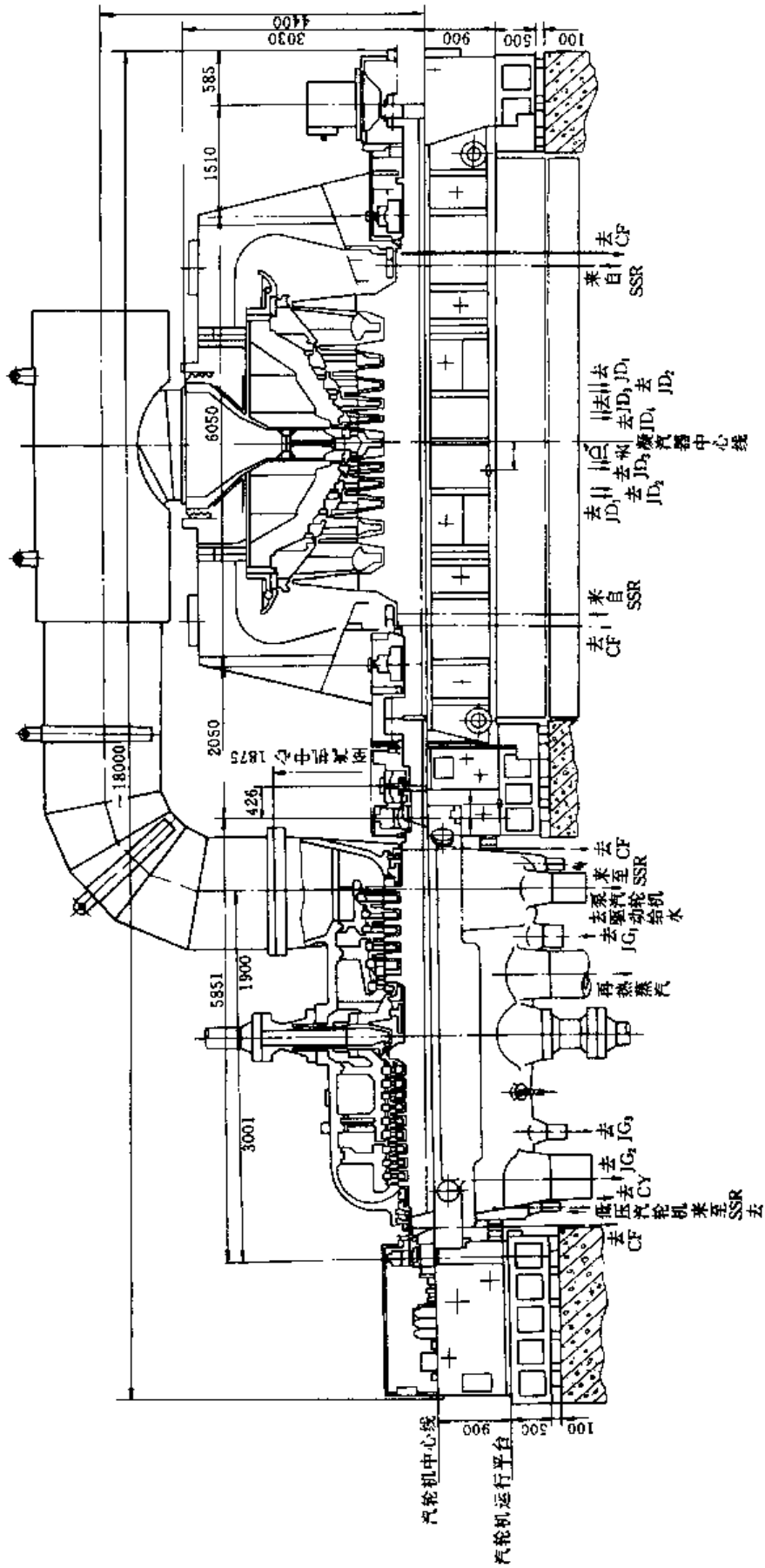


图 6-1 东汽 N300-16.7/537-3 型汽轮机纵剖面图

汽轮机的通流部分共 28 级，其中：

高压缸：1 调节级 + 9 压力级；

中压缸：6 压力级；

低压缸：2 × 6 压力级，末级叶片长度为 851mm。

(二) 汽缸结构

N300-16.7/537/537-3 型汽轮机共有两个汽缸。高、中压部分采用合缸结构，高压部分采用反向流动布置，低压缸为对称分流布置结构。

(1) 高中压外缸。高、中压外缸内装有高压内缸、喷嘴室、隔板套、隔板、汽封等高、中压部分静止部件，这些部件和转子一起构成了汽轮机的高、中压通流部分。外缸采用 ZG15Cr2Mol 铸造而成，最大壁厚为 100mm，允许工作温度不大于 566℃。

高、中压外缸中部上下有 4 个安装高压进汽管的法兰，高压部分有安装固定高压内缸和 *1 隔板套的凸台和凹缘，前端下部有 2 个 $\phi 610 \times 16\text{mm}$ 高压排汽口，下部第 7 级后有 1 个 $\phi 219 \times 9\text{mm}$ 抽汽口。高、中压外缸中部下半左右侧各有 1 个 $\phi 508 \times 28\text{mm}$ 中压进汽口，中压部分有安装 *2、*3 隔板套的凸缘，中压第 3 级后下部有 1 个 $\phi 273 \times 8\text{mm}$ 抽汽口，后端上部有 1 个 $\phi 1400$ 中压排汽口。前后两端有安装高压和中压汽封的凹窝和相应的抽汽管道。

高压进汽管分别通过弹性法兰固定在外缸上，进汽内套管插入内缸喷嘴室内，用活塞环密封。内套管可以在喷嘴室内滑动，以补偿内外缸胀差和进汽管与外缸的胀差，并允许有少许轴向和周向移动。弹性法兰与内套管之间有遮热筒，可以降低内套管的内外温差，减少对弹性法兰的热辐射。

外缸由下缸中分面前后两端左右侧伸出的 4 个元宝型猫爪搭在前轴承箱和中、低压轴承箱的中分面上，构成高、中压外缸的支撑。这种结构可以保证定子中心高度不受温度变化的影响，保证汽缸中分面连接螺栓受力状态和汽缸密封性较好。

(2) 高压内缸。高压内缸的进汽端装有 4 个喷嘴室，缸内支撑高压 27 级隔板，选用的材料为 ZG15Cr2Mol，允许工作温度不大于 566℃。

内缸外壁对应于第 2 级隔板处有一个定位环，环外缘的槽与外缸上相应位置的凸缘配合，确定内缸轴向位置，构成内缸相对于外缸的轴向膨胀死点。内缸壁第 5 级处设置隔热环，将内外缸夹层空间分为 2 个区域。

内缸由下半中分面前后两端左右侧伸出的 4 个猫爪搭在外缸下半近中分面处相应的凸台上，猫爪和外缸之间留有热膨胀间隙。在内缸前后两端的顶部和底部各装有 1 个纵向键，在温度变化时，内外缸中心保持一致。

(3) 低压缸。低压缸为双层缸结构，低压内缸和低压外缸都采用焊接方式。

低压内缸沿中分面分为上下两部分。由于低压缸进汽温度在 350℃左右，面内外缸夹层温度为排汽温度，为了减少进汽部分的内外壁温差，在内缸中部外壁上装有遮热板，在汽缸中部进汽环形腔室左右水平法兰上各开有 3 条弹性键，使得整个环形进汽腔室与其他部分分隔开，以减少热变形和热应力。低压内缸两端装有导流环，与外缸组成扩压段，以减少排汽损失。

在低压内缸下半水平中分面法兰的四个角上各有 1 个猫爪搭在低压外缸上，作为内缸和低压隔板的支撑。在水平法兰中部对应进汽中心处有侧键，作为内缸轴向定位的相对死点，但允许内缸在横向自由膨胀。下半内缸两端底部沿纵向中心线轴向有纵向键，使内缸横向定

位而允许轴向自由膨胀。

下半低压外缸两端为低压轴承箱，四周的支撑台板放在矩形排列的后基架上，承受整个低压部分的重量。

(三) 隔板

高、中压隔板采用焊接结构。静叶片采用高效分流叶栅。隔板汽封采用椭圆汽封，在动叶围带顶部设置了径向汽封，在动叶根部设置了根部汽封。低压部分第 1、2 级隔板采用焊接结构，第 3~6 级采用铸造结构。1~3 级静叶为直叶片，其中第 1 级采用分流叶栅。4~6 级静叶为扭叶片。隔板汽封采用斜平齿汽封，各级均有径向汽封。第 6 级隔板出汽边外沿装有去湿环，汽流中的小水滴在离心力的作用下落入去湿环，绕过末级动叶片，直接进入排汽口。

(四) 转子

N300-16.7/537/537-3 型汽轮机的高、中压转子和低压转子都采用整锻结构，转子采用的材料及其长度和质量如表 6-5 所示。

表 6-5 N300-16.7/537/537-3 型汽轮机转子特性

	材 料	总长度 (mm)	总重量 (t)
高、中压转子	30Cr1MoV	7391	~ 21.5
低压转子	25Cr2NiMoV	8330	~ 56

高、中压转子有 $\phi 125$ 的中心孔。调节级叶轮为锥形截面，三叉型叶根槽；2~10 级叶轮为等厚截面，倒 T 型叶根槽。中压第 1 级叶轮为锥形截面，26 级叶轮为等厚截面，15 级为倒 T 型叶根槽，第 6 级为菌型叶根槽。与低压转子之间采用刚性联轴器连接。在联轴器圆周面上有装平衡块的 T 型槽，供电厂轴系平衡用。高压转子的脆性转变温度为 121℃。

低压转子有 $\phi 160$ 的中心孔。叶轮为锥形截面，轮缘上有叶根槽，1~5 级为三菌型叶根，末级为七叉型叶根。与中压转子和发电机转子都采用刚性联轴器连接。在转子两端联轴器圆周面上各有 1 个平衡槽，供电厂轴系平衡使用。

(五) 轴系和支撑系统

高、中压转子、低压转子和发电机转子分别用联轴器联结成轴系，支撑在 6 个支持轴承上。轴系还包括通过齿型联轴节与高、中压转子前端相连的主油泵、调速油泵和发电机后端的主、副励磁机。轴系的临界转速如表 6-6 所示。

表 6-6 轴系临界转速计算值

名 称	单 位	高、中压转子	低压转子	发电机转子
一阶临界转速	r/min	1679	1753	1399
二阶临界转速	r/min	—	—	3406

机组共有 6 个支持轴承，其中汽轮机 4 个，发电机 2 个。此外，还设有 1 个独立结构的推力轴承，位于高压转子后端。汽轮机 4 个支持轴承均为带球面轴瓦套的椭圆轴承。*1、*2 轴承为双侧进油；*3 和 *4 轴承单侧进油，另一侧开有排油孔，上瓦开周向槽。推力瓦采用活支可倾瓦块型——密切尔型，轴承带有球面轴瓦套，依靠球面的自位能力保证推力瓦块载荷均匀。工作推力瓦和定位推力瓦各 11 块，分别位于转子推力盘的两侧。正常运行时，

轴向推力向后。

机组设 4.1r/min 盘车装置，并带有顶轴油系统，可以保证盘车时建立油膜。

(六) 滑销系统

高压内缸相对于高压外缸的死点以定位环凸缘槽定位，低压内缸相对于低压外缸的死点在低压缸进汽中心线处，高、低压内缸分别由死点向前后两个方向膨胀。

汽轮机定子通过横键相对于基础保持两个绝对死点，一个在 #2 轴承中心线后 205mm 中、低压轴承箱基架上，另一个在低压进汽中心线前 360mm 低压缸左右两侧基架上。转子相对于定子的死点在中、低压轴承箱内推力轴承处。机组启动时，高、中压缸、前轴承箱向前膨胀，低压缸向前后方向膨胀，转子从相对死点向前后膨胀。

(七) 汽封系统

汽轮机高、中压外缸的前端和后端分别有高压后汽封和中压后汽封，都采用高低齿迷宫式椭圆汽封。椭圆汽封中垂直方向汽封齿的直径略大于水平方向，形成一个立椭圆。转子与汽封的摩擦通常发生在上下方向，椭圆汽封能较好适应这种情况，既减少了摩擦又不增加水平方向的漏汽，安全性和密封性较好。高压内缸的进汽端装有高、中压间汽封，分为 2 段，也采用高低齿迷宫式椭圆汽封。低压外缸两端内侧分别装有低压汽封，其采用斜平齿汽封。

机组采用自密封汽封系统。正常运行时，高、中压汽封漏汽作为低压汽封的供汽，多余蒸汽溢流至 #1 低压加热器，如 #1 低压加热器停用，可溢流至凝汽器。启动和低负荷时，汽封系统由主蒸汽、再热冷端或辅助汽源供给。

(八) 调速保安系统

N300-16.7/537/537-3 配东汽生产的液压调速系统，该系统采用调速油泵作为测速元件，调节原理见第一篇第五章。

随着电调技术的发展，该机组也采用电液并存式调节系统、数字式电液调节系统 (DEH)。在电液并存系统中仍保留了全套液调系统，电调和液调之间可以无扰切换，执行机构采用压力为 3.92MPa 的抗燃油。目前已有一些机组采用了 DEH，这些 DEH 中既有东方汽轮机厂自己生产的也有其他专业控制公司提供的。DEH 完全取消了液调部套，仅保留危急保安器以及相连的低压保安油回路，执行机构采用 14.2MPa 的高压抗燃油。关于电液并存和纯电调的工作原理见第一篇第五章。

(九) 回热系统

给水回热抽汽共有 8 级，一、二、三段抽汽分别共 3 台高压加热器，四段抽汽供除氧器，五~八段抽汽分别供 4 台低压加热器。除氧器为滑压运行方式。在额定工况下，回热系统正常投入时，最终给水温度为 268.9℃。

三、哈尔滨汽轮机厂生产的 300MW 汽轮机

(一) 概述

哈尔滨汽轮机厂生产的 N300-16.7/537/537 型汽轮机为亚临界、一次中间再热、单轴、两缸两排汽反动式汽轮机。该产品是根据中国机械对外经济技术合作公司、中国电工设备总公司和美国西屋电气公司于 1980 年 9 月 9 日签署的《大型汽轮发电机组制造技术转让合同》引进技术制造的，并在考核机组的基础上对通流部分作了优化设计的新型机组。该汽轮机的额定功率为 300MW，最大功率为 326MW。在额定排汽压力下，热耗率为 7954.9kJ/(kW·h)，比优化前的考核机组约低 125.6kJ/(kW·h)。汽轮机的主要技术规范如表 6-7 所示。

表 6-7 哈汽 N300-16.7/537/537 型汽轮机主要技术规范

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	发电机功率	MW	300	326
2	主蒸汽压力	MPa	16.7	16.7
3	主蒸汽温度	℃	537	537
4	最大允许主蒸汽压力	MPa	17.5	17.5
5	再热蒸汽温度	℃	537	537
6	主蒸汽流量	t/h	911	1021
7	排汽压力	kPa	5.39	5.39
8	最终给水温度	℃	272.3	—
9	净热耗率	kJ/(kW·h)	7954.9	—
10	末级叶片长度	mm	900	
11	抽汽级数	级	8	
12	回热系统的结构		3 台高压加热器 + 除氧器 + 4 台低压加热器	
13	汽轮机总长度 (包括罩壳)	mm	~ 17000	

汽轮机的通流部分共有 36 级，其中高压部分包括 1 个调节级和 12 个压力级，中压部分有 9 级，低压部分为对称分流结构正反方向各有 7 级。汽轮机的纵剖面如图 6-2 所示。

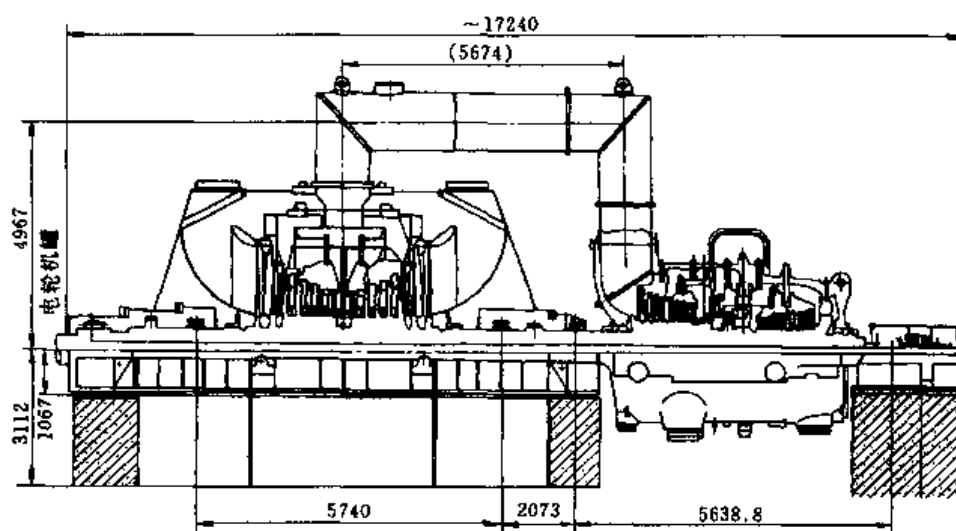


图 6-2 哈汽 N300-16.7/537/537 型汽轮机纵剖面

新蒸汽由下部进入汽轮机两侧的高压主汽调节联合阀，经过每侧的 3 个调节阀，由 6 根高压导汽管引入高压缸喷嘴室。蒸汽通过 6 组喷嘴组进入正向布置的调节级，然后反流经过反向布置的 12 级压力级，由高压缸下部两侧排出进入再热器。再热后的蒸汽经过中压主汽调节联合阀及两根中压导汽管从下部进入中压缸，流过正向布置的 9 级反动式压力级，从中

压缸上部排汽口排出，经过连通管进入低压缸。低压缸为对称分流结构，蒸汽从中部进入经过正反方向各7级反动式压力级后，从两个排汽口排入凝汽器。

(二) 汽轮机的主要技术特点

哈尔滨汽轮机厂在引进技术的基础上经过进一步优化生产的引进优化型 N300-16.7/537/537 汽轮机主要有以下特点：

(1) 通流部分内、外壁子午面光滑，高压缸压力级反向布置，低压缸对称布置，轴向推力自平衡。

(2) 采用多层缸结构，通流部分轴向间隙大、径向间隙小，具有较好的热负荷适应性。

(3) 应用可控涡方法设计高、中低压通流部分。高中压缸压力级全部采用扭曲静叶片和变截面动叶片，减小了二次流损失、漏汽损失和冲角损失，调节级和低压缸末二级分别采用了子午面型线汽道弯曲或弯扭静叶片，减小了二次流损失，采用弯曲静叶片还能减小对动叶片的激振力。

(4) 高压缸压力级叶片为倒 T 型叶根，中、低压缸叶片采用枞树型叶根，尺寸小、强度高、拆装方便。

(5) 采用二维跨音速叶栅设计方法设计了末级 900mm 动叶片。

(6) 采用积木块式的设计方法，低压积木块能与 600MW 机组通用。

(三) 汽缸结构

该汽轮机采用积木块式的设计方法，共设计有两个汽缸积木块。高中压部分采用合缸结构，高压部分的压力级为反向流动布置，低压缸为对称分流布置结构。

(1) 高中压缸积木块。高、中压缸积木块由外缸、内缸、隔板套、平衡环、隔板、转子、汽封等部套组成。

高、中压缸采用双层缸结构，由外缸和内缸组成，这样每层缸壁承受的压差和温差都有所下降，内外汽缸壁的厚度都可以设计的比较薄，运行中汽缸壁的热应力较小。高压内缸和中压内缸的结构相似，都由水平中分面分开形成上下两部分。内缸都支撑在外缸的水平接合面上，外缸顶部和底部的定位销保证了内缸在外缸上的横向定位，可使内缸随温度的变化在外缸内沿轴向自由的膨胀和收缩，内缸的轴向定位靠内缸凸台与外缸槽的配合来实现。

高、中压隔板由单只自带内外环的扭曲静叶片整圈组焊而成。静叶片之间靠内外环处型线配合形成圈，内环、外环分别由整圈焊缝，焊接后形成一块隔板。中分面处有斜线或折线切口，将隔板分成上下两半。在隔板内环开有膨胀槽以吸收静叶的膨胀量。在隔板外环处，通过 L 形塞紧条将隔板固定在隔板套内。

高、中压缸内设计有蒸汽冷却系统。调节级后的蒸汽一股通过调节级叶轮根部的平衡孔反向流动，冷却高压转子及蒸汽室；另一路通过高压平衡环的汽封漏向高压内缸与高压外缸的夹层，冷却高压内缸外壁及高温进汽部分，然后经过冷却蒸汽管流入中压缸与从汽封漏过来的蒸汽汇合，冷却中压转子。在中压外缸与中压内缸的夹层中有来自中压 5 级后的冷却蒸汽冷却中压内缸外壁。

高、中压转子为耐热合金钢整锻转子，高压部分为鼓型结构，中压部分为半鼓型结构，总长为 6983.6mm，最大外圆直径为 $\phi 1532$ 。在转子的前后和中部各设有一个动平衡盘，可以实现制造厂内的高速动平衡和电厂不揭缸动平衡。高压通流部分反向布置，中压通流部分正向布置，转子设计有高压进汽平衡盘、高压排汽平衡盘和中压进汽平衡盘，使机组在各种条

件下保持适当的推力。

(2) 低压缸积木块。低压积木块为双流对称结构，由外缸、内缸、隔板套、转子、汽封等部件组成。

低压缸为3层缸结构，由外缸、1号内缸、2号内缸组成，因此每层缸的温差较小，减少了整个汽缸的绝对膨胀量。低压汽缸全部由钢板焊接而成，汽缸上下半各有3部分组成：汽轮机端、发电机端和中部，各部分之间通过垂直法兰面由螺栓作永久性连接而成为一个整体，可以整体起吊。低压缸下半部分通过与缸体连成一体的整圈撑脚坐落在基架上，使得低压缸的重量均匀地分布在基础上。

低压转子为合金钢整锻转子，转子总长7515mm，最大外圆直径为 $\phi 3582\text{mm}$ 。低压1~5级为半鼓型结构，6~7级带有较大的整锻叶轮。在低压转子的中部和前后各有一个动平衡面，可以实现制造厂内的高速动平衡和电厂不揭缸动平衡。低压转子通过中间轴与发电机转子刚性连接。由于使用了中间轴，300MW机组的低压转子可以与600MW机组低压转子互相通用。

(四) 叶片

调节级喷嘴采用红旗IV叶型，为弯曲静叶片，以减小端部二次流损失，子午面轮廓线为收缩汽道。调节级动叶片选用红旗叶型，为冲动式型线，以适应调节级焓降大、变工况下级焓降变化大和经常处于部分进汽的工作状态。除调节级外，其余的动叶均为反动式。

高、中压部分都采用扭曲静叶片。高压的12级动叶片为变截面叶片，采用自带围带和倒T型叶根，围带断面为斜 30° 的平行四边形。叶片通过预扭装配并在围带上加短拉筋。中压缸9级动叶片为自带围带和枞树型叶根结构。第12级枞树型叶根和围带都设计成直状，叶片中间体和轮缘间装一个轴向定位销，防止叶片轴向窜动，末叶片的轴向固定采用在叶根底部用锁紧片定位，相邻叶片围带间无间隙装配。第3~9级枞树型叶根和围带均设计成与轴线方向成 30° 的斜状，叶片预扭装配。第1~9级动叶片围带内装有短拉筋形成整圈连接，各级末叶片为围带中间封口结构。

低压1~5级采用扭曲静叶片，动叶片与中压缸39级叶根和围带结构相同，叶根与叶轮的装配形式也和中压叶片相同。低压6、7级为弯扭联合成型的“马刀型”静叶片，能够减小横向和径向的二次流损失，减小静叶根部的漏汽量，使动、静叶合理配合，以达到较高的效率。低压第6级动叶片为圆弧枞树型叶根，拱形围带结构，整个叶片经喷丸处理。当每只叶片装入叶轮到位后，在中间体和轮缘间用圆柱定位锁与叶根底部的垫片一起将叶片轴向固定。末叶片用螺钉与相邻叶片固紧。

低压第七级动叶片是900mm长叶片，圆弧枞树型叶根，拱形围带加松拉筋结构，其固定方式与次末级相同。

(五) 高压和中压阀门

机组的高压阀门为主汽调节联合阀，阀门壳体为一个整体耐热合金钢铸件。机组共配有两个高压主汽调节联合阀，分别位于高压缸两侧。每个主汽调节联合阀包括1个水平布置的主汽阀和3个垂直布置的调节阀。这些阀门的开度分别由各自的油动机控制，油动机的行程由数字式电液调节系统(DEH)来控制。

主汽阀包括预启阀和主阀。预启阀位于主阀内部，启动时预启阀先打开，以减少打开主阀所需要的力。3个调节阀结构相同，为单阀座球头型结构，带有扩散管出口。3个调节阀

平行地布置在一个蒸汽室内。

中压阀门安装在中压缸入口，机组两侧各有一个。中压阀门也为主汽调节联合阀，每个中压阀门包括1个中压主汽阀和1个中压调节阀，中压主汽阀和中压调节阀共用一个壳体。中压主汽阀为不平衡的摇板式阀门，为了保证阀门在试验工况下能打开，设有外旁通节流孔，以平衡摇板前后的压力。

(六) 轴承

优化改进后汽轮机共有5个轴承，4个支撑轴承和1个推力轴承。根据整个轴系各支撑位置和负荷的不同，从高压缸到低压缸的4个支撑轴承分别选用了的不同形式。高、中压转子两端选用4瓦块可倾瓦轴承；低压转子汽轮机端选用2瓦块可倾瓦轴承，发电机端选用椭圆瓦轴承。

推力轴承位于前轴承箱内，为京上伯里自位推力轴承。该推力轴承在靠近推力盘两侧的支撑环内各安装6块可滑动的推力瓦块，推力瓦块有背面的调整块支撑，通过调整块的摇摆运动，使同侧的各瓦块承载均匀，从而不受轴承与推力盘的偏心 and 轴承巴氏合金厚度不均匀的影响。

4瓦块可倾瓦轴承是自对中式轴承，合金瓦块通过瓦背部的球面垫片支撑在轴承套中，瓦块可以摆动，自位性能好。轴承中分面上部的两个瓦块一端背面分别装有弹簧，压迫瓦块，人为地使瓦块倾斜，同时将各瓦块进油边巴氏合金修去一些，以防瓦块进油边与转子相摩擦，有助于油楔的形成。

2瓦块可倾瓦轴承上半部分为一整块半圆形瓦块，下半部分由两瓦块组成，下瓦通过背面的矩形键支撑在轴承套内。矩形键中心线与轴承45°中心线偏离了16.45mm，有助于油膜的形成。瓦块可以作微小的摆动，自位性能好。下半部分的两块瓦块背面采用铜质材料，导热性能好，承载能力较强。

椭圆瓦轴承的长径比远小于1，稳定性好。轴承通过3个均匀分布的钢制球面垫块支撑在轴承箱的球型孔上。

(七) 滑销系统

机组膨胀的绝对死点位于低压缸的中心，由预埋在基础中的两块横向键和两块轴向键限制低压缸的中心移动，形成机组的绝对死点。

高、中压缸由搭在轴承箱上的4只“猫爪”支撑。高、中压缸与轴承箱、低压缸之间在水平中分面都用定中心梁连接。汽轮机膨胀时，低压缸后半部分沿机组轴线向发电机端膨胀，低压缸前半部分通过定中心梁和高、中压缸、前轴承箱一起沿机组轴向向调速器端膨胀。轴承箱受基架导向键的限制，可以沿机组轴向自由滑动，不能在横向移动。轴承箱侧面的压板限制了可能出现的任何倾斜或抬高。

高、中压转子与低压转子、低压转子与发电机转子、发电机转子与励磁机转子都采用法兰式刚性联轴器连接形成轴系，轴系的轴向位置由高、中压转子上的推力盘定位。推力盘包围在推力轴承中，位于前轴承箱内。机组定子部件膨胀和收缩时，前轴承箱也发生相应的轴向移动，推力轴承即轴系的定位点也随之移动，因此称该定位点为机组的“相对死点”。

(八) 盘车装置

机组配有链条、蜗轮蜗杆、齿轮复合减速、摆轮啮合的低速盘车装置，盘车转速为3r/min左右。

盘车装置有如下特点：

- (1) 在停机时，低速盘动汽轮发电机转子，避免转子热弯曲；
- (2) 当汽轮发电机组启动时，能够自动脱开；
- (3) 盘车装置安装在低压缸下半部分，拆卸轴承盖或联轴器盖时无需拆卸盘车装置；
- (4) 在装上和拆掉轴承盖的情况下都可以进行盘车；
- (5) 盘车既可以自动投入，也可以手动投入。

(九) 轴封系统

汽轮机的轴封系统为自密封系统，系统由轴封、轴封压力调节站、低压轴封减温站、轴封冷却器、蒸汽过滤器、安全阀等组成。

当负荷达到约 20% 额定负荷时，高、中压缸轴封达到自密封。当负荷达到约 80% 额定负荷时，高、中压缸轴封的漏汽可以满足低压缸轴封的需要，系统达到自密封。负荷大于 80% 额定负荷后，高、中压缸轴封的漏汽除了满足低压缸轴封用汽外，多余的蒸汽通过溢流调节阀排入凝汽器。

低压轴封减温站将低压轴封供汽温度调节到 121 ~ 177℃ 之间，以防止轴封体可能的变形和损坏汽轮机转子。

四、北京重型机械厂生产的 330MW 汽轮机

(一) 概述

北京重型电机厂生产的 330MW 汽轮机是根据 1986 年 11 月北京重型电机厂与法国阿尔斯通公司 (ALSTOM) 签订的 300MW 级汽轮发电机组长期合作协议生产的，目前在江油、台州、达旗电厂已经有 8 台机组投入运行。

该汽轮机为亚临界一次再热三缸两排汽凝汽式汽轮机，包括高压、中压和低压三个汽缸。高压通流部分 11 级，中压 12 级，低压 2 × 5 级，末级叶片长度为 1055mm。汽轮机的主要技术规范如表 6-8 所示。

表 6-8 北重 330MW 汽轮机主要技术规范

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	功率 (扣除非同轴励磁所消耗的功率)	MW	330.416	344.595
2	主蒸汽压力	MPa	17.75	17.75
3	主蒸汽温度	℃	540	540
4	再热蒸汽温度	℃	540	540
5	主蒸汽流量	t/h	930	980
6	排汽压力	kPa	5.39	5.39
7	最终给水温度	℃	252.9	255.8
8	计算热耗率	kJ/(kW·h)	7726.5	7728.4
9	扣除给水泵功后的热耗	kJ/(kW·h)	7922.6	7926.4
10	末级叶片长度	mm	1055	
11	抽汽级数	级	7	
12	回热系统的结构		2 台高压加热器 + 除氧器 + 4 台低压加热器	
13	转动方向 (从汽轮机向发电机看)		逆时针	
14	汽轮机总长度 (包括罩壳)	mm	20376	
15	汽轮机最大宽度 (包括罩壳)	mm	13430	

北京重型电机厂生产的 N330-17.75/540/540 型汽轮机纵剖面如图 6-3 所示。

(二) 汽轮机的主要特点

北重厂生产的 330MW 汽轮机主要有以下特点：

(1) 采用三缸结构。北重厂生产的 330MW 汽轮机由高压、中压、低压三个模块组成，国内其他制造厂生产的 300MW 汽轮机采用的是高、中压合缸加一个双流低压缸结构。因此，北重厂的 330MW 汽轮机较其他厂的汽轮机长 11.5m，并增加了两个轴承。

(2) 运行灵活性较好。高、中压合缸的汽轮机高、中压转子较长，为了保持刚度，转子的直径被加大，增加了启动和调峰运行中转子的热应力，延长了启动时间，降低了升、降负荷速率。高、中压分缸有利于减小转子热应力，便于采用中压缸启动，机组启动快、调峰灵活。

(3) 内效率较高。北重厂生产的 330MW 汽轮机中压级数比高、中压合缸的汽轮机多，从而降低了低压缸的进汽压力，增大了低压缸的容积流量。这样可以提高低压缸的叶片高度，减小二次流损失和漏汽损失。

(4) 采用中压缸启动。机组利用高、低压旁路，采用中压缸启动，启动速度快。冷态启动，从冲转到满负荷需要 3h20min；热态启动，从冲转到满负荷需要 50min；极热态启动，从冲转到满负荷需要 35min。

(5) 安装方便。汽轮机的高压缸、中压缸以及高、中压联合阀门都是在制造厂总装好后整体出厂的，运抵安装工地后无须拆卸重装。这样，一方面可以保证动、静间隙和清洁度，另一方面安装方便快捷，可以缩短安装周期，节省建设费用。

(三) 本体结构

(1) 汽缸。北重厂生产的 330MW 汽轮机采用模块化的设计方法，高、中压缸采用分缸结构，由高、中、低压缸三个模块组成。

高、中、低压缸的设计采用双层缸、薄壁、大圆弧过渡高窄法兰结构。上猫爪结构，无法兰加热装置，使得汽轮机在启动、带负荷、连续稳定运行及冷却过程中，温度梯度造成的变形量很小，始终保持正确的同心度。

高、中压模块整装出厂，不用现场装配，可以严格保证质量。

(2) 叶片。调节级、高压和中压叶片采用法国 CO3L-J 耐热不锈钢，低压缸的前两级采用法国 CO1L-J 叶片钢，低压后三级采用法国 CO6L-J 高强叶片钢。

除低压缸末级、次末级外所有叶片均为非调频叶片，采用叉型叶根和整圈围带，叶片在允许的频率变化范围内不产生共振。末级和次末级叶片均采用圆弧枞树型叶根。末级叶片采用准三维/全三维计算设计，叶片长 1055mm，采用整体鳍片式拉筋，无围带。机组低压部分的设有足够的去湿疏水口，末级叶片采用中频淬火硬化，无司太立合金焊层。

(3) 转子。汽轮机的高压、中压转子采用的材料为 B12N-S，低压转子采用的材料为 B30-S。高压转子重 6830kg，中压转子重 13100kg，低压转子重 63100kg。高、中压转子的脆性转变温度为 100℃，低压转子的脆性转变温度为 15℃。高压转子相对子推力瓦的位置设有标记，易于确定转子的位置。

高压、中压和低压转子出厂前进行高速动平衡，试验精确度小子 1.2mm/s。高、中压模块整装出厂，不用现场装配，高压、中压转子不需要进行现场动平衡，低压转子可不必揭缸进行动平衡。转子的临界转速如表 6-9 所示。

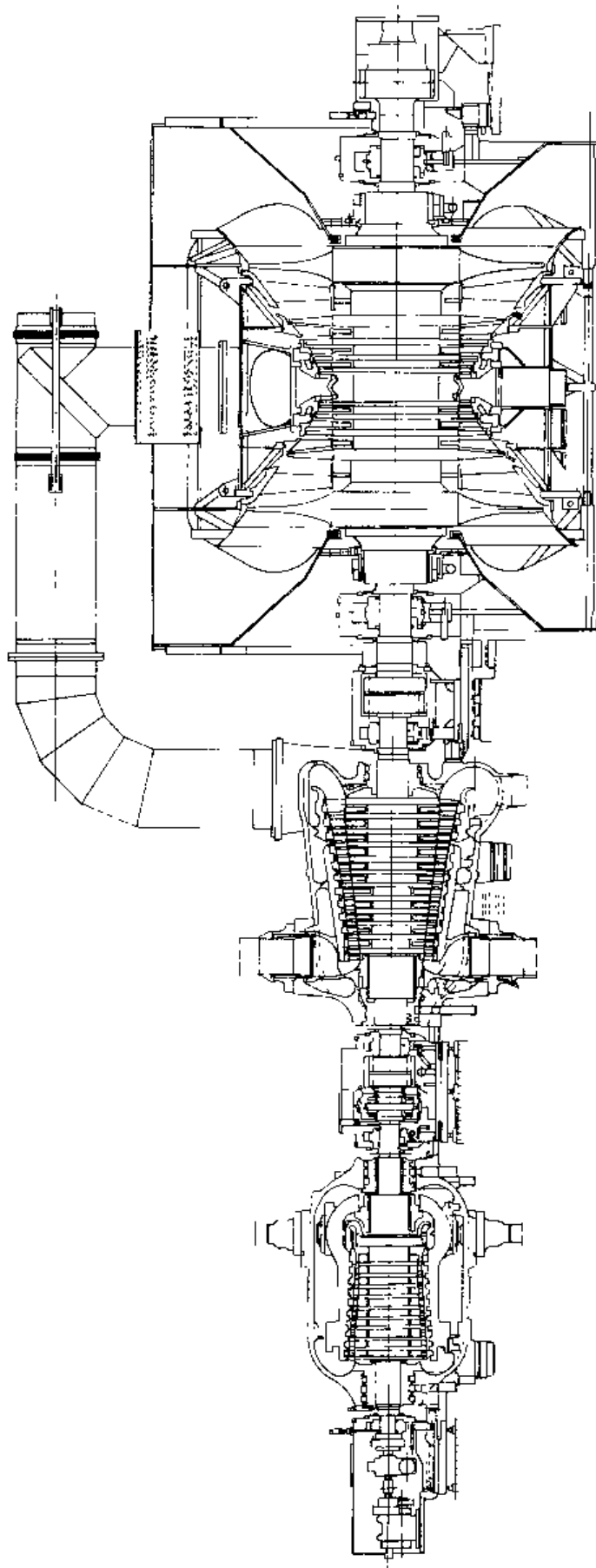


图 6-3 北京重型电机厂 N330-17.75/540/540 型汽轮机纵剖面图

表 6-9 转子的设计临界转速

轴段名称	一阶临界转速设计值 (r/min)	二阶临界转速设计值 (r/min)	轴段名称	一阶临界转速设计值 (r/min)	二阶临界转速设计值 (r/min)
高压转子	2400	> 4400	低压转子	1800	4400
中压转子	2400	> 4400	发电机转子	1400	> 3600

汽轮机的 6 个轴承均采用椭圆轴承。

(4) 滑销系统。汽轮机高、中压缸采用中分面支撑，轴承箱固定在台板上，高、中压缸通过猫爪在轴承箱中分面上滑动。绝对死点设置在中压缸后部靠近轴承中心线处。高、中压缸之间、高压缸和推力轴承之间采用了推拉装置。这种结构运行中不用高温润滑脂，可保证汽轮机滑销系统长期灵活运行，中压缸后轴承箱固定不动。

(四) 盘车装置

盘车装置为自动啮合型，能够实现程序控制。盘车转速为 54r/min。转子转速超过盘车转速后，盘车装置自动退出。

盘车装置设有一套压力开关和压力连锁保护装置，可防止在油压建立之前投入盘车，油压降低到安全值以下时，盘车自动停止。

(五) 轴封供汽系统

轴封系统设有轴封压力自动调节装置、溢流泄压装置、轴封减温装置和轴封抽气装置。系统配备有一台 100% 容量轴封冷却器，轴封冷却器配备有两台 100% 容量电动排气风机。

轴封汽源来自辅助蒸汽、再热冷段或主蒸汽。压力调节器控制供汽调节阀的开度，维持轴封供汽的母管压力为 50kPa。当机组负荷达到额定负荷的 50% 时，主汽门门杆一档漏汽和高、中压缸的轴封漏汽足以满足高、中、低压轴封的用汽量，供汽调节阀关闭。为了防止低压缸轴封受到较高温度的蒸汽加热，引起低压转子弯曲，低压轴封供汽设置了减温装置，保持向低压轴封的供汽温度为 160℃。

(六) 回热系统

回热系统共设计有 7 段抽汽，分别供给 2 台高压加热器、1 台除氧器和 4 台低压加热器。高压加热器设置有内置疏水冷却器和 1 台外置式过热蒸汽冷却器，各级加热器疏水逐级自流。额定工况下回热系统各级抽汽参数如表 6-10 所示。

表 6-10 额定工况下回热系统各级抽汽参数表

抽汽级数	用途	压力/温度 (MPa/℃)	流量 (t/h)
第一级	1 号高压加热器	4.301/336.03	89.66
第二级	2 号高压加热器	2.131/449.39	50.51
第三级	除氧器	0.992/342.67	43.84
第三级	厂用蒸汽	0.992/342.67	40
第四级	4 号低压加热器	0.438/244.09	52.06
第四级	厂用蒸汽	0.438/244.09	40
第五级	5 号低压加热器	0.121/120.45	23.59
第六级	6 号低压加热器	0.062/86.81	29.61
第七级	7 号低压加热器	0.022/62.33	30.42

(七) 中压缸启动

北重厂的 330MW 汽轮发电机组采用 ALSTOM 公司首创的汽轮机中压缸启动技术 (见图 6-4)。采用中压缸启动主要有以下优点:

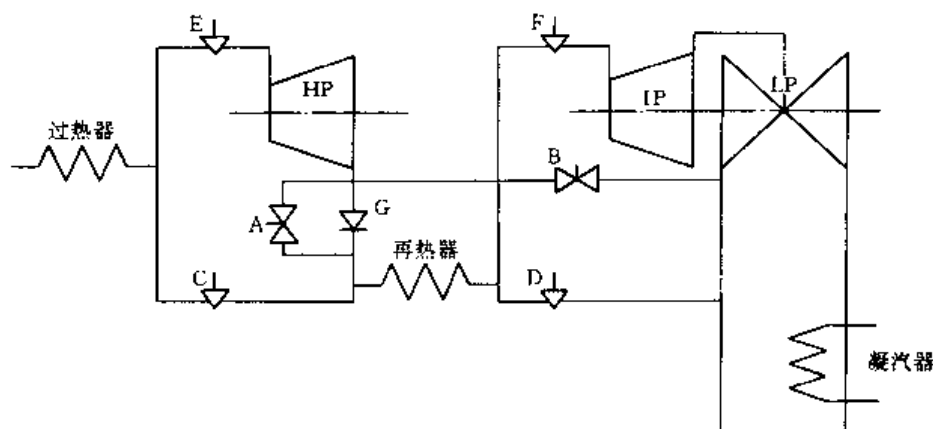


图 6-4 北重 N330-17.75/540/540 型汽轮机中压缸启动示意

(1) 启动性能好。采用中压缸启动可以利用高、低压旁路使锅炉快速升压、升温至合适状态。启动时，高压缸暂处于真空暖缸状态，由中、低压缸承担启动及低负荷任务。在带负荷至 12%~15% 额定功率后，汽轮机迅速切换至高压缸进汽，转入正常运行。这种启动方式可以使汽温与缸温匹配良好，汽轮机的热应力较小，因而启动速度快。采用中压缸启动可以比高压缸启动缩短一半左右的时间，且又安全可靠，节约燃油。

(2) 汽轮机热应力小。中压缸汽态启动，使冲转后中压转子立即得到充分暖机，不仅缩短中压缸的暖机时间，而且可以避免在高转速时，中压转子金属材料“冷脆”发生意外。在热态启动中，则可同时使高、中压转子得到匹配良好的主、再热汽温，不使有关部件受到冷、热冲击，从而减少启动过程中的热应力和寿命损耗。

(3) 运行灵活可靠。机组平时带基本负荷，又具有良好的高峰性能。在热态下运行，当负荷大于 50% 时，负荷递增率可达 10%/min。机组有优良的甩负荷性能，在旁路的配合下，不会使锅炉过热器安全门动作，可以迅速转入带厂用电运行，保持锅炉不投油稳燃。由于高压缸已抽真空隔离，中、低压缸在低压、低温蒸汽中可以长时间带厂用电运行。

(八) 旁路系统

为了充分发挥北重厂的 330MW 机组的中压缸启动、快速调峰以及安全可靠的优良性能，厂家建议采用配电液控制的 70% BMCR 和 40% BMCR 的高、低压旁路系统。

高压旁路的容量取决于冷态启动。在中压缸冲转及带负荷过程中，再热蒸汽的流量均通过高压旁路而来。因此，高压旁路的通流能力必须略大于高压缸切缸时中压缸所需的流量。切换至高压缸时，主蒸汽压力为 4MPa，温度为 380℃，通流量为 159t/h，折算到额定工况下的通流量应为 680t/h，所需的高压旁路容量为 67.7% BMCR，设计选取 70% BMCR。

低压旁路的容量取决于极热态启动。中压缸启动过程中，中压阀前压力恒定在 1.5MPa，蒸汽比体积最大值是在极热态启动的 510℃ 时，这时通流量为 393t/h，设计选取 40% BMCR。

(九) 调节系统

北重厂生产的 330MW 汽轮机采用 DEH-ⅢA 调节系统，调节系统为中压缸启动设计了专用的程序和系统，机组的启动全部实现自动化。关于 DEH-ⅢA 调节系统的其他功能，见第一篇第五章。

五、ABB DK3Y20104 型汽轮机

(一) 概述

DK3Y20104 型汽轮机是 ABB 公司制造的亚临界一次中间再热三缸两排汽反动式凝汽汽

轮机。汽轮机的最大连续出力 (MCR) 为 370.886MW, 经济连续出力 (ECR 工况) 为 350.783MW。

汽轮机包括一个带调节级的单流高压透平, 一个单流中压透平和一个双流低压透平。高压透平设计为双层缸结构, 具有带一级焊接调节级的整体转子, 设置有两个高压主蒸汽阀和四个高压调节阀。高压通流部分包括一个冲动式调节级和 21 个反动式压力级。中压透平也设计为双层缸结构, 具有一焊接转子, 设置有两个中压主蒸汽阀和两个中压调节阀。中压通流部分包括 16 级反动式压力级。高、中压透平整装出厂, 不用现场装配, 可以严格保证质量。低压透平设有一个焊接的两段外壳和一个带焊接转子的内壳, 低压通流部分包括 2×5 级反动式压力级。该汽轮机的主要技术规范如表 6-11 所示。

表 6-11 ABB DK3Y20104 型汽轮机主要技术规范

序号	项目名称	单位	经济工况 (ECR)	最大工况 MCR
1	发电机功率	MW	350.783	370.866
2	主蒸汽压力	MPa	16.9	16.9
3	主蒸汽温度	℃	540	540
4	再热蒸汽温度	℃	540	540
5	主蒸汽流量	t/h	987.84	1052.64
6	排汽压力	kPa	4.9	4.9
7	最终给水温度	℃	247.0	250.8
8	净热耗率	kJ/(kW·h)	7935.5	7952.4
9	末级叶片长度	mm		1048
10	抽汽级数	级		7
11	回热系统的结构		2 台高压加热器 + 除氧器 + 4 台低压加热器	
12	转动方向 (从汽轮机向发电机看)		顺时针	
13	汽轮机总长度 (包括罩壳)	mm	16205	

来自锅炉的新蒸汽经过两个高压主蒸汽阀和四个高压调节阀进入高压透平, 在高压透平内膨胀做功后排往锅炉再热器。再热后的蒸汽经过中压主汽门和中压调节门进入中压透平, 流过正向布置的 16 级反动式压力级, 从中压缸上部排汽口排出, 经过连通管进入低压缸。低压缸为对称分流结构, 蒸汽从中部进入经过正反方向各 5 级反动式压力级后, 从两个排汽口排入凝汽器。

(二) 汽轮机进汽装置

(1) 进汽阀门。高压进汽部分包括两个高压主蒸汽阀和四个高压调节阀, 每一个主蒸汽阀和两个调节阀共用一个阀壳, 并通过法兰与高压透平连接。高压主蒸汽阀和高压调节阀都有预启阀机构, 属于降压单座阀型式。阀门的设计都遵循“液压开阀, 弹簧关闭”的原则。

再热进汽部分包括两个中压主蒸汽阀和两个中压调节阀, 每一个中压主蒸汽阀和一个中压调节阀共用一个阀壳。阀门的设计都遵循“液压开阀, 弹簧关闭”的原则。在稳定工况下, 当负荷大于 25% 的额定负荷时, 中压调节阀全开, 不再参与调节。

(2) 入口螺旋。ABB DK3Y20104 型汽轮机在高压、中压和低压透平的进汽部分都采用了入口螺旋。利用这些涡壳, 可以将蒸汽正确的引入叶片而没有任何的速度突变或方向的改变, 在较大的蒸汽速度情况下获得比较好的效率。同时使得设计更加紧凑、耐用和简单。采用入口螺旋主要有以下优点:

- 1) 设计紧凑耐用;
- 2) 流动损失小;
- 3) 相对不变径向固定叶片的冲角;
- 4) 相对低的蒸汽速度。

高压透平进汽布置如图 6-5 所示。上部的蒸汽通过热伸缩性的调节阀扩压器和入口螺旋，进入组合在高压透平内壳体内部的喷嘴室。下部的蒸汽则通过两根进汽管道进入喷嘴室。

中压透平进汽布置如图 6-6 所示。再热蒸汽进入位于中压透平两侧的中压主蒸汽阀和中压调节阀，通过中压透平外壳，经热弹性蒸汽管道，进入由两个半螺旋管组成的内壳入口，再螺旋管的引导下蒸汽以一种最佳的方式进入叶栅。

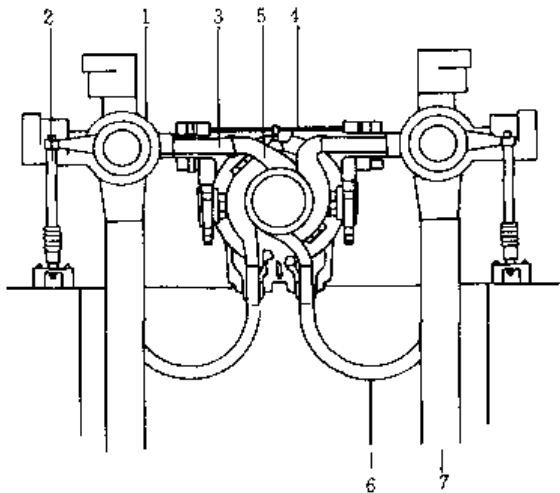


图 6-5 ABB DK3Y-20104 型汽轮机
高压透平进汽布置

1—阀壳；2—阀支架；3—调节阀扩压器；4—外壳；
5—内壳（喷嘴室）；6—入口管道连接；7—新蒸汽管道

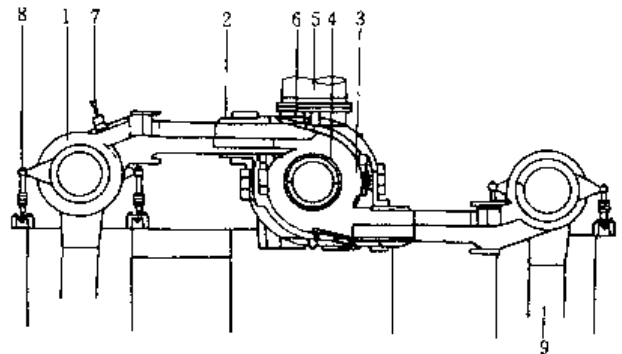


图 6-6 ABB DK3Y-20104 型汽轮机中压透平进汽布置
1—阀壳；2—蒸汽管路；3—内壳（入口螺旋）；4—径向首
级导翼；5—排汽连接；6—外壳；7—温度探测装置；8—
阀门支架；9—蒸汽入口管

对于低压透平，蒸汽通过连通管进入低压透平内壳的入口部分。低压透平内壳的入口部分设有一个 360° 的涡壳，它将蒸汽导入双流反向叶栅。

（三）汽缸结构

ABB 公司的 DK3Y20104 型汽轮机由三个汽缸组成，包括一个反向布置的单流高压缸，一个正向布置的单流中压缸和一个双流低压缸。

1. 高压缸

高压缸由内、外两个壳体组成，两个壳体都是简单的圆柱形。

外壳体从水平面分为上下两个部分，为了获得规定的力传送和合理的密封，外壳的水平法兰装备了密封和支撑条，外壳体的上下两个部分用液压颈缩螺栓紧固在一起。

内壳具有斜分割线。ABB 公司的大型再热机组高压缸的内壳都是用 5~10 个热套环固定在一起的，而不是采用大的法兰和螺栓。采用热套环的方法主要有以下特点：

- 1) 因为没有大的法兰或螺栓，故设计质量轻；
- 2) 允许高压缸内壳为轴对称结构，在负荷变化期间，优于内壳为完全的轴对称可以降低应力，使得机组的启停快速，性能优良；
- 3) 维修期间在电厂内拆卸和重新组装简单，与法兰连接相比，拆装时间缩短。

汽缸上开有用于转子动平衡的专用孔和进行叶片检查的内窥检查仪用孔，可以实现不开缸进行现场动平衡，不开缸用内窥检查仪对调节级和首末级叶片进行检查。

2. 中压缸

中压缸由内、外两个壳体组成，两个壳体都基本上是圆柱形。

外壳体从轴线的水平面分为上下两个部分，外壳体的上下两个部分是用液压颈缩螺栓紧固在一起的。外壳上装有蒸汽进入和排出的接头以及供水预加热的抽汽接头。

内壳体同样从轴线的水平面分为上下两部分，内壳体设置有法兰，上下两部分是用液压颈缩螺栓紧固在一起的。在蒸汽的入口平面，内壳在水平中分线的水平面上与外壳固定在一起，在其他水平面上，内壳由滑键侧面支撑在外壳上。

汽缸上开有用于转子动平衡的专用孔和进行叶片检查的内窥检查仪用孔。

3. 低压缸

低压缸由内、外两个壳体组成。

外壳为焊接结构。外壳体从轴线的水平面分为上下两部分，上下两部分设置有法兰，外壳体通过螺栓紧固在一起。外壳放置在特殊的基础上，在该基础上外壳由横向和轴向的固定点起可以自由膨胀。

内壳为铸造结构。内壳从轴线的水平面分为上下两部分，通过螺栓紧固在一起。内壳利用两对支架将其支撑在外壳内法兰水平面的位置，其中一个支架的平面相对外壳是内壳的固定点，从该固定点起，内壳可以在所有方向自由膨胀。

汽缸上开有用于转子动平衡的专用孔和进行叶片检查的内窥检查仪用孔。

(四) 转子

DK3Y20104 型汽轮机的高压、中压和低压转子都是焊接转子。每根转子由转盘和端轴组成，各轮盘、轮毂和端部锻件通过焊接连接在一起。联轴器的凸缘和轴做成一个整体，转子可以利用两端面的平衡孔进行现场动平衡，不用拆开汽缸外壳。

焊接转子是把相对较小的一些锻件焊接在一起形成的，这些小的锻件可以进行彻底的锻造，提供坚实的机械和金相性能。和整锻转子相比，焊接转子的检查比较简单且更有效，不需要在转子上打孔作检查。如果发现转子的某个断面上有缺陷，可以方便简单地替换该断面。焊接转子各段的随机处理排除了整锻转子上可能发生的热不稳定性的各种问题。

转子的各个轮盘都是采用氩弧焊和埋弧自动焊工艺在自动焊接机上焊接的，焊缝采用外观和超声波技术作全面检查，焊接成的转子最后在电炉内作应力消除。

由于焊接转子的各段是在圆周上焊在一起的，转子的轴向应力实际上是消除的，所以转子允许相对较快的升温和降温，能够快速的启动和承受大的负荷变化。

(五) 叶片

DK3Y20104 型汽轮机除调节级采用冲动级叶片以外，其余的叶片都为反动级叶片。

汽轮机的所有动叶和高、中压部分的静叶都是整锻制造的，叶片、叶根和围带都是用整体金属材料铣制而成。除最后几级叶片外，其余的动叶片都是菱形的。最后几级叶片采用轴向、斜的或曲线的枞树型叶根。低压部分最后几级叶片都进行了感应淬硬，作为防止水蚀的保护。

低压透平的末级叶片长度为 1048mm，采用自由叶片，叶片没有用围带、拉筋或其他中间连接块联结在一起。末级叶片采用自由叶片主要有以下优点：

- (1) 个别叶片更换方便；
- (2) 没有因为拉筋或其他中间联结元件造成的空气动力损失；
- (3) 由于没有不可确定的边界条件，可以正确的计算出自然频率和工作应力；

- (4) 没有拉筋孔周围的应力集中;
- (5) 单独叶片上频率的测定方便。
- (六) 轴承

ABB 公司生产的 DK3Y20104 型汽轮发电机组无励磁机, 整个轴系由 6 个径向轴承支撑。轴系轴承的总体布置如图 6-7 所示。

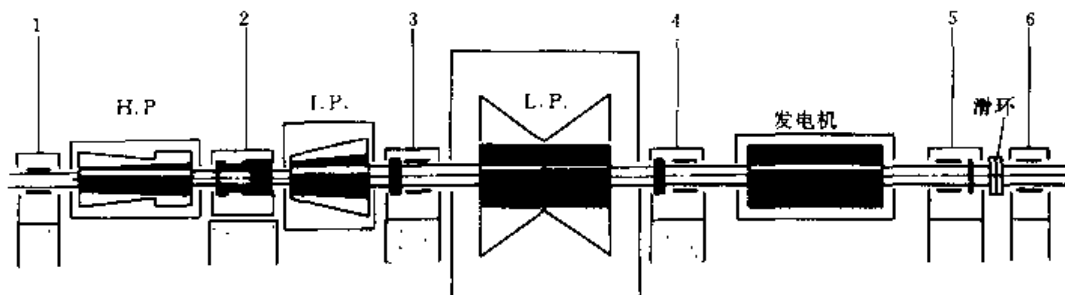


图 6-7 ABB 公司生产的 DK3Y-20104 型汽轮发电机组轴承总布置
1、3、4、5、6—径向轴承；2—推力和径向联合轴承

在中压和低压透平之间以及低压透平和发电机之间分别设置了一个普通径向轴承。在高压和中压透平之间设置了一个推力径向联合轴承, 用来保持汽轮发电机转子相对于汽缸的轴向位置。各径向轴承都不是自动就中调整型轴承。为了监视推力轴承的过度磨损, 推力轴承提供了磨损指示装置。

(七) 润滑油系统

润滑油系统由交流油泵、直流油泵、主轴驱动的主油泵、冷油器、温控器、可切换滤网等组成。

正常运行中, 润滑油由主轴驱动的主油泵供给。在启动和紧急情况下, 由交流油泵和直流油泵向系统供油。由主轴驱动的主油泵是一台自注油并具有大的吸入压头的齿轮式油泵。这种齿轮油泵按正排量原理设计, 为双侧内吸式齿轮油泵, 当发生极端情况, 例如交、直流油泵出故障时, 只要汽轮机还在转动, 主油泵就能继续给各轴承供油, 直到转子静止, 不会导致断油烧瓦。

润滑油压低保护由三个压力变送器组成, 设计为“3 取 2”输出信号, 较为可靠, 并且在运行中, 三个压力变送器可利用试验阀进行逐一试验。

(八) 回热系统

ABB DK3Y20104 型汽轮机共设计有 7 级抽汽, 分别供 2 台高压加热器、1 台除氧器和 4 台低压加热器。高压加热器的疏水逐级自流到除氧器, 低压加热器的疏水逐级自流到凝汽器。各段抽汽的参数和用途如表 6-12 所示。

表 6-12 额定工况下回热系统各级抽汽参数表

抽汽级数	用途	压力 (MPa)	温度 (°C)	流量 (kg/s)
第一级	7 号高压加热器	4.16	336.9	21.796
第二级	6 号高压加热器	2.13	454.7	12.26
第三级	除氧器	1.12	351.5	15.07
第四级	4 号低压加热器	0.46	261.6	12.58
第五级	3 号低压加热器	0.217	176.3	13.23
第六级	2 号低压加热器	0.096	饱和	9.36
第七级	1 号低压加热器	0.026	饱和	11.25

表 6-13 300MW 等级汽轮机主要技术参数汇总表

汽轮机型号	N300-16.2/550/550	N300-16.7/537/537	N300-16.7/538/538	N300-16.7/537/537	N300-16.17/535/535	N300-16.7/537/537
类型	亚临界一次中间再热, 单轴四缸四排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 反动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 反动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴三缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机
制造商	上海汽轮机厂	上海汽轮机厂引进型	上海汽轮机厂优化引进型	东方汽轮机厂	东方汽轮机厂	哈尔滨汽轮机厂优化引进型
额定功率 (MW)	300	300	300	300	330	300
最大功率 (MW)	326	325	330	345		
额定主蒸汽流量 (t/h)			907.8	935	930	911
主蒸汽压力/温度 (MPa/°C)	16.2/550	16.67/537	16.7/537	16.7/537	17.75/540	16.7/537
再热蒸汽压力/温度 (MPa/°C)	3.12/550	3.29/537	3.174/537	3.3/537	/540	3.14/537
额定排汽压力 (MPa)	0.0051	0.0054	0.00539	0.00539	0.00539	
额定冷却水温度 (°C)	20	20	20	20	20	20
给水温度 (°C)	263	272.4	273.7	268.9	252.9	273
回热抽汽级数	8	8	8	8	7	8
汽轮机级数 (高/中/低)	1 + 8/11/ (4 × 6) = 44	1 + 10/9 (2 × 7) = 34	1 + 11/9/ (2 × 7) = 35	10/6/ (2 × 5) = 26	11/12/ (2 × 5) = 33	1 + 12/9/ (2 × 7) = 36
末级叶片长度 (mm)	700	869	905	851	1055	900
保证净热耗率 [kJ/ (kW·h), kcal/ (kW·h)]	8331 (1990)	8080 (1930)	7906.4 (1888.4)	8015.2 (1914.4)	7922.6 (1892.3)	7954.9 (1900)

续表

汽轮机型号	N2A300-30-2F1044	D3YTT2 × 54	N2A330-30-2F1044	N2A360-30-2F1044	TC2F-33.5	TC4F
类 型	亚临界一次中间再热, 单轴三缸两排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴三缸两排汽, 反动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴三缸两排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴三缸两排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 反动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴三缸四排汽, 冲动凝汽式汽轮机
制造商	法国阿尔斯通公司	法国 CEM	法国 A-A 公司	法国阿尔斯通公司	日本三菱	
额定功率 (MW)	300	300	330	360	350	350
最大功率 (MW)			350	375	364.3	
额定主蒸汽流量 (t/h)	923.742	921	936.4	1017.5	1061.9	
主蒸汽压力/温度 (MPa/℃)	17.75/540	17.76/540	17.7/540	17.9/538	16.6/538	16.6/538
再热蒸汽压力/温度 (MPa/℃)	3.91/540	3.78/540	3.77/540	3.79/538	3.49/538	3.53/538
额定排汽压力 (MPa)	0.0053	0.00558	0.0049		0.0049	0.0058
额定冷却水温度 (℃)	20	20	20	20	20.5	20
给水温度 (℃)	257	258	254	255.7	274.7	274
回热抽汽级数	7	7	7	7	8	8
汽轮机级数 (高/中/低)	1 + 10/12/ (2 × 5) = 33	1 + 1714/ (2 × 5) = 42	1 + 10/12 (2 × 5) = 33	1 + 10/12 (2 × 5) = 33	1 + 11/10 (2 × 6) = 34	1 + 7/6/ (4 × 7) = 57
末级叶片长度 (mm)	1080	867	1080	1080	851	660.4
保证净热耗率 [kJ/ (kW·h), kcal/ (kW·h)]	7846 (1874) (毛)	7938 (1896)	7749.7 (1851)	7701.2 (1839)	7884 (1883)	7754 (1852) (毛)

续表

汽轮机型号	TC2F-33.5	N362-16.85/540/540	TCDF-328.5	K-300-240-1	K-310-240-3	TCDF-33.5
类型	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴一缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	超临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 冲动凝汽式汽轮机	亚临界一次中间再热, 单轴双缸双排汽, 反动凝汽式汽轮机
制造商	美国 GE 公司	英国 GEC 公司	意大利 GIE	前苏联 a. m. 3	前苏联 xtr3	日本日立
额定功率 (MW)	352	362.5	328.5	300	310	300
最大功率 TMCR (MW)	364	376.4	334.6			
额定主蒸汽流量 (t/h)	1085.078	1124.03 (TMCR)	1025	930	1000	939.5
主蒸汽压力/温度 (MPa/°C)	17.5/537.8	16.85/540	16.67/538	23.54/560	23.54/540	16.67/538
再热蒸汽压力/温度 (MPa/°C)	3.11/537.8	3.77/540	3.207/538	3.53/565	3.6/540	3.75/538
额定排汽压力 (MPa)	0.0049	0.0049 (TMCR)	0.0049	0.0035	0.0037	0.0049
额定冷却水温度 (°C)	28.86	20				
给水温度 (°C)	282	273.2	290.5	265	276	280.3
回热抽汽级数	8	8	8	8	9	8
汽轮机级数 (高/中/低)	1 + 8/7/ (2 × 5) = 26	9/10/ (2 × 5) = 29	1 + 9/6/ (2 × 6) 28	1 + 10/ (12 + 5) / (5 + 2 × 5) = 44	9/11/ (2 × 4) = 28	8/6/ (2 × 6) = 26
末级叶片长度 (mm)	851	945	851	960	1030	844.6
保证净热耗率 [kJ/ (kW·h), kcal/ (kW·h)]	7980 (1906)	8017 (1915) (TMCR)	7874 (1880)		7700 (1839)	7998 (1907.9)

第二节 600MW 汽轮机介绍

一、哈汽 N600-16.67/537/537 型汽轮机结构

(一) 概述

哈尔滨汽轮机厂生产的 N600-16.67/537/537-I 型汽轮机为亚临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、反动凝汽式汽轮机。该产品是根据中国机械对外经济技术合作公司、中国电工设备总公司和美国西屋电气公司于 1980 年 9 月 9 日签署的《大型汽轮发电机组制造技术转让合同》引进技术制造的考核机组的基础上对通流部分作了优化设计的新型机组。该汽轮机的额定功率为 600MW，最大功率为 654MW。在额定排汽压力下，热耗率为 7835.6 kJ/(kW·h)，比优化前的考核机组低约 169.6kJ/(kW·h)。汽轮机的主要技术规范如表 6-14 所示。

表 6-14 N600-16.67/537/537 型汽轮机主要技术规范

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	发电机功率	MW	600	654
2	主蒸汽压力	MPa	16.67	16.67
3	主蒸汽温度	℃	537	537
4	再热蒸汽温度	℃	537	537
5	主蒸汽流量	t/h	1783	1990
6	排汽压力	kPa	4.9	4.9
7	热耗率	kJ/(kW·h)	8030	—
8	末级叶片长度	mm	869	
9	汽轮机总长度 (包括罩壳)	mm	31595	

机组设有 8 级回热抽汽，分别供 3 台高压加热器、4 台低压加热器和 1 台除氧器。其通流部分共 57 级，其中：

高压缸调节级 1 级，反动级 10 级

中压缸反动级 2×9 级

低压缸反动级 7×2×2=28 级

哈尔滨汽轮机厂生产的 N600-16.7/537/537-I 型汽轮机纵剖面如图 6-8 所示。

新蒸汽由下部进入汽轮机两侧的高压主汽调节联合阀，经过每侧的 2 个调节阀，由 4 根高压导汽管引入高压缸喷嘴室。蒸汽通过 4 组喷嘴组经过反向布置的调节级和 10 级压力级，由高压缸下部两侧排出进入再热器。再热后的蒸汽经过中压主汽调节联合阀及 4 根中压导汽管从中部进入双分流的中压缸，流过正反向布置的 9 级反动式压力级，从中压缸上部的 4 个排汽口排出，合并成两根连通管，分别进入 1 号、2 号低压缸。低压缸为对称分流结构，蒸汽从中部进入经过正反方向各 7 级反动式压力级后，从 4 个排汽口排入 2 个凝汽器。

(二) 汽轮机的主要技术特点

哈尔滨汽轮机厂在引进技术的基础上经过进一步优化生产的引进优化型 N600-16.67/537/537-I 型汽轮机主要有以下特点：

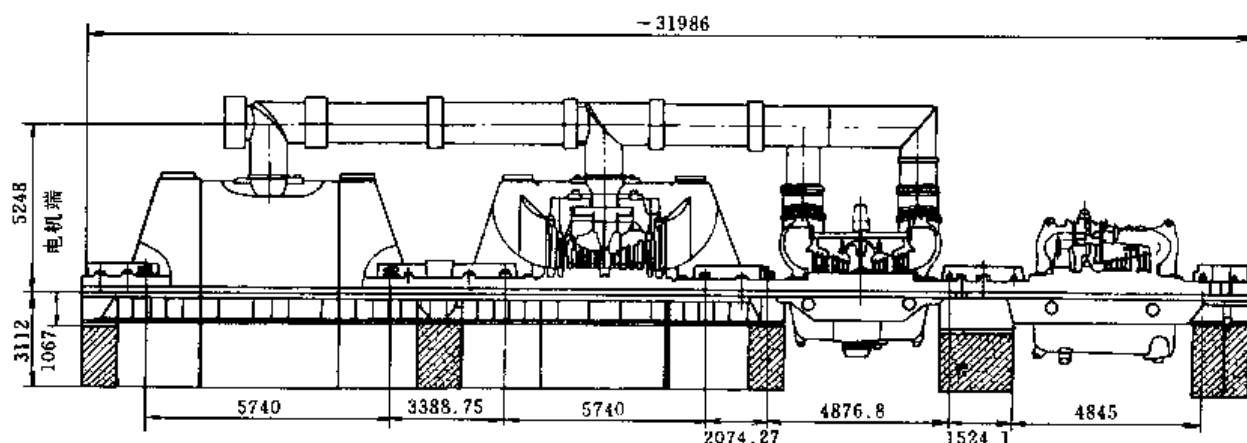


图 6-8 哈汽 N600-16.7/537/537-I 型汽轮机纵剖面

(1) 通流部分内、外壁子午面光滑，高压缸压力级反向布置，中、低压缸对称布置，轴向推力自平衡。

(2) 采用多层缸结构，通流部分轴向间隙大、径向间隙小，具有较好的热负荷适应性。

(3) 应用可控涡方法设计高、中、低压通流部分。高、中压缸压力级全部采用扭曲静叶片和变截面动叶片，减小了二次流损失、漏汽损失和冲角损失。调节级和低压缸末二级分别采用了子午面型线汽道弯曲或弯扭静叶片，减小了二次流损失，采用弯曲静叶片还能减小对动叶片的激振力。

(4) 叶片采用枫树型叶根，尺寸小、强度高、拆装方便。

(5) 采用二维跨音速叶栅设计方法设计了末级 1000mm 动叶片。

(6) 动叶片采用自带围带成圈连接替代铆接围带成组连接，能大大减小产生共振的几率，降低振动应力。

(三) 汽缸结构

该汽轮机采用积木块式的设计方法，共设计有 3 个汽缸积木块。高压缸的压力级为反向流动布置，中压缸、低压缸为对称分流布置结构。

1. 高、中压缸积木块

高、中压缸积木块由外缸、内缸、隔板套、平衡环、隔板、转子、汽封等部套组成。

高、中压缸采用双层缸结构，由外缸和内缸组成，机组内缸的内外壁温差较小，压差较大，主要承受压应力，外缸内外壁温差较大，压差较小，主要承受热应力。由于外缸温差大而压差较小，因此可采用较薄的缸壁，较小的法兰，运行中汽缸壁的热应力较小。另外，内缸水平中分面螺栓靠近缸壁中心线，使缸壁与法兰厚度差别减小，汽缸、法兰和螺栓都容易加热，所以汽缸、法兰等均无加热或冷却措施。高压内外缸夹层有少量来自第 5 级后的蒸汽反向流过，用以冷却汽缸进汽部分的高温区。

高压内缸由水平中分面分开形成上下两部分。内缸都支撑在外缸的水平接合面上，外缸顶部和底部的定位销保证了内缸在外缸上的横向定位，可使内缸随温度的变化在外缸内沿轴向自由的膨胀和收缩，内缸的轴向定位靠内缸凸台与外缸槽的配合来实现。

高压隔板有单只自带内外环的扭曲静叶片整圈组焊而成。静叶片之间靠内外环处型线配合形成圈，内环、外环分别由整圈焊缝，焊接后形成一块隔板。中分面处有斜线或折线切

口,将隔板分成上下两半。在隔板内环开有膨胀槽以吸收静叶的膨胀量。在隔板外环处,通过L形塞紧条将隔板固定在隔板套内。

高压转子为半鼓型耐热合金钢整锻转子,总长为6144mm,最大外圆直径为 $\phi 1313.5$ 。转子叶片组装完后,在热箱内(在加热和真空状态下)进行高速动平衡。在转子的前后和中部各设有一个动平衡盘,可以实现制造厂内的高速动平衡和电厂不揭缸动平衡。整个转子轴向尺寸短、内孔应力小、刚性好、负荷适应性强。

2. 中压缸积木块

中压缸积木块由外缸、内缸、隔板套、隔板、进汽导流环、转子、汽封等部套组成。中压缸在结构上基本上与高压缸相同,如双层缸结构、整锻转子、内外缸固定方式、隔板结构形式等。此外,还具有以下特点:

1) 汽缸为双分流对称结构,再热后的蒸汽从汽缸中部进入进汽导流环,对称向两端流动。由于采用对称结构,中压部分轴向推力自平衡。

2) 有一段来自高压缸排汽的冷却蒸汽通过空心定位销进入中压缸,冷却高温进汽区。

3) 中压转子为双分流对称半鼓型整锻转子,转子总长为6415.7mm,最大外圆直径为 $\phi 1532$ 。转子叶片组装完后,在厂内进行高速动平衡。在转子的前后和中部各设有一个动平衡盘,可以实现制造厂内的高速动平衡和电厂不揭缸动平衡。

3. 低压缸积木块

该机有两个双流对称结构的低压缸。低压缸积木块由外缸、内缸、隔板套、转子、汽封等部件组成。

由于低压缸进汽与排汽温差较大(303℃),为了减小缸壁的温度梯度,采用3层缸结构,包括外缸、1号内缸、2号内缸,因此每层缸的温差较小,减少了整个汽缸的绝对膨胀量。低压汽缸全部由钢板焊接而成,汽缸上下半各有3部分组成:汽轮机端、发电机端和中部,各部分之间通过垂直法兰面由螺栓作永久性连接而成为一个整体,可以整体起吊。低压缸下缸部分通过与缸体连成一体的整圈撑脚坐落在基架上,使得低压缸的重量均匀地分布在基架上。

低压转子为双分流合金钢整锻转子。蒸汽由中部进入,分别向前、后两端流动,对称性好。转子总长7515mm,最大外圆直径为 $\phi 3582$ 。低压1~5级为半鼓型结构,6~7级带有较大的整锻叶轮。在低压转子的中部和前后各有一个动平衡面,可以实现制造厂内的高速动平衡和电厂不揭缸动平衡。低压转子通过中间轴与发电机转子刚性连接。由于使用了中间轴,300MW机组的低压转子可以与300MW机组低压转子互相通用。

(四) 动叶片

调节级动叶片选用冲动式型线,以适应调节级焓降大、变工况下级焓降变化大和经常处于部分进汽的工作状态。

高压部分10级压力级都为反动式,叶片采用自带围带和枞树型叶根结构。各级叶片的轴向定位采用每只叶片中间体和轮缘间装一个轴向定位销的方法,防止叶片轴向窜动。各级末叶片的轴向定位采用在叶根底部用锁紧片定位,相邻叶片围带间无间隙装配。叶片装完以后,在围带进汽侧装入一根松拉筋,形成整圈连接。

中压部分双流9×2级都为反动式叶片,叶片采用自带围带和枞树型叶根结构。装配方式与高压缸叶片相同。叶片预扭装配并在围带上加短拉筋。各级末叶片为围带中间封口结

构。

低压第6级动叶片为圆弧枞树型叶根，拱形围带结构，整个叶片经喷丸处理。当每只叶片装入叶轮到位后，在中间体和轮缘间用圆柱定位锁与叶根底部的垫片一起将叶片轴向固定。末叶片用螺钉与相邻叶片固紧。

低压第七级动叶片是1000mm长叶片，为圆弧枞树型叶根，拱形围带加松拉筋结构，其固定方式与次末级相同。该叶片在相对叶高等于0.65处装有整圈松拉筋。

(五) 高压和中压阀门

机组的高压阀门为主汽调节联合阀，阀门壳体为一个整体耐热合金钢铸件。机组共配有两个高压主汽调节联合阀，分别位于高压缸两侧。每个主汽调节联合阀包括1个水平布置的主汽阀和2个垂直布置的调节阀。这些阀门的开度分别由各自的油动机控制，油动机的行程由数字式电液调节系统（DEH）控制。

主汽阀包括预启阀和主阀。预启阀位于主阀内部，启动时预启阀先打开，以减小打开主阀所需要的力。2个调节阀结构相同，为单阀座球头型结构，带有扩散管出口。2个调节阀平行地布置在一个蒸汽室内。

中压阀门安装在中压缸入口，机组两侧各有一个。中压阀门也为主汽调节联合阀，每个中压阀门包括1个中压主汽阀和1个中压调节阀，中压主汽阀和中压调节阀共用一个壳体。中压主汽阀为不平衡的摇板式阀门，为了保证阀门在试验工况下能打开，设计有外旁通节流孔，用来平衡摇板前后的压力。

(六) 轴承

优化改进后汽轮机共有8个支持轴承和1个推力轴承。根据整个轴系各支撑位置和负荷的不同，高、中压转子两端选用4瓦块可倾瓦轴承，1号低压转子汽轮机端选用2瓦块可倾瓦轴承，其余3个支持轴承选用短圆瓦轴承。

该机组采用单独的自位推力轴承，推力轴承位于高、中压缸之间的中压轴承箱内。推力盘两侧各装有8块可活动的推力瓦块，承载面积各为 1484cm^2 ，并支撑在平衡板块上，可使各瓦块承受均匀的载荷，推力瓦块由背面的调整块支撑，通过调整块的摇摆运动，使同侧的各瓦块承载均匀，从而对推力盘与轴承的偏心 and 瓦块厚度的不均匀的要求比密切尔式推力轴承低一些。

4瓦块可倾瓦轴承是自对中式轴承，合金瓦块通过瓦背部的球面垫片支撑在轴承套中，瓦块可以摆动，自位性能好。轴承中分面上部的两个瓦块一端背面分别装有弹簧，压迫瓦块，人为地使瓦块倾斜，同时将各瓦块进油边巴氏合金修去一些，以防瓦块进油边与转子相摩擦，有助于油楔的形成。

2瓦块可倾瓦轴承上半部分为一整块半圆形瓦块，下半部分由两瓦块组成，下瓦通过背面的矩形键支撑在轴承套内。瓦块可以作微小的摆动，自位性能好。下半部分的两块瓦块背面采用铜质材料，导热性能好，承载能力较强。

短圆瓦轴承的长径比远小于1，稳定性好。轴承通过3个均匀分布的钢制球面垫块支撑在轴承箱的球型孔上。

(七) 滑销系统

机组膨胀的绝对死点位于1号低压缸的中心，由预埋在基础中的两块横向键和两块轴向键限制低压缸的中心移动，形成机组的绝对死点。2号低压缸只有两块轴向键限制它的横向

移动,使它只能沿轴向膨胀。

高压缸、中压缸由搭在轴承箱上的4只“猫爪”支撑。“猫爪”与轴承箱之间通过键配合,“猫爪”在键上可以自由滑动。

高压缸、中压缸与轴承箱之间,1号低压缸与2号低压缸之间在水平中分面以下都用定中心梁连接。汽轮机膨胀时,1号低压缸中心保持不变,它的后半部分通过定中心梁推动2号低压缸沿机组轴线向发电机端膨胀;1号低压缸前半部分通过定中心梁和高压缸、前轴承箱、中压缸、中压轴承箱一起沿机组轴向向调速器端膨胀。轴承箱受基架导向键的限制,可以沿机组轴向自由滑动,但不能在横向移动。轴承箱侧面的压板限制了可能出现的任何倾斜或抬高。

高压转子与中压转子、中压转子与低压转子、低压转子与发电机转子、发电机转子与励磁机转子都采用法兰式刚性联轴器连接形成轴系,轴系的轴向位置由高压转子上的推力盘定位。推力盘包围在推力轴承中,位于中轴承箱内。机组定子部件膨胀和收缩时,中轴承箱也发生相应的轴向移动,推力轴承即轴系的定位点也随之移动,因此称该定位点为机组的“相对死点”。

(八) 盘车装置

机组配有链条、蜗轮蜗杆、齿轮复合减速、摆轮啮合的低速盘车装置,盘车转速为3 r/min左右。

盘车装置有如下特点:

- (1) 盘车装置安装在低压缸下半部分,拆卸轴承盖或联轴器盖时无需拆卸盘车装置;
- (2) 在装上和拆掉轴承盖的情况下都可以进行盘车;
- (3) 盘车既可以自动投入,也可以手动投入。

(九) 轴封系统

汽轮机的轴封系统为自密封系统,系统由轴封、轴封压力调节站、高压轴封减温站、低压轴封减温站、轴封冷却器、蒸汽过滤器、安全阀等组成。

当负荷达到约10%额定负荷时,高压缸轴封达到自密封;负荷达到约25%额定负荷时,中压缸轴封达到自密封;负荷达到约70%额定负荷时,高、中压缸轴封的漏汽可以满足低压缸轴封的需要,系统达到自密封。负荷大于70%额定负荷后,高、中压缸轴封的漏汽除了满足低压缸轴封用汽外,多余的蒸汽通过溢流调节阀排入主凝汽器。

为了防止轴封蒸汽与高压转子轴封区金属间产生过大的温差,导致转子热应力过大产生变形和裂纹,设置了高温轴封减温站。当轴封蒸汽温度与调速器端高压缸端壁金属温差大于85℃时,通过高温轴封减温站对轴封蒸汽喷水减温。低压轴封减温站将低压轴封供汽温度调节到121~177℃之间,以防止轴封体可能的变形和损坏汽轮机转子。

二、东方-日立合作型600MW汽轮机介绍

(一) 概述

东方汽轮机厂生产的600MW汽轮机是根据中国东方电站成套设备公司与日本国伊藤忠商事株式会社/日立制做所株式会社1991年5月20日签订的《关于六十万千瓦汽轮机组合设计与合作生产合同》联合设计生产的。该机是亚临界、一次中间再热、单轴、三缸四排汽冲动式汽轮机,机组型号为DH-600-40T。目前已经生产的2台安装在山东省邹县发电厂,分别于1996年和1997年投入商业运行。

该汽轮机高压通流部分包括 1 个单列调节级和 6 个压力级，中压通流部分包括 5 个压力级，高压通流部分和中压通流部分采用反流合缸布置。低压部分为两个双流低压缸，包括 4 × 7 压力级。DH-600-40-T 型汽轮机的主要技术规范如表 6-15 所示。

表 6-15 DH-600-40-T 汽轮机主要技术规范

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	发电机功率	MW	600	658
2	主蒸汽压力	MPa	16.67	16.67
3	主蒸汽温度	℃	538	538
4	再热蒸汽温度	℃	538	538
5	主蒸汽流量	t/h	1810	—
6	排汽压力	kPa	4.4	5.5
7	最终给水温度	℃	271.5	—
8	设计热耗率	kJ/(kW·h)	7888	—
9	末级叶片长度	mm	1016	
10	抽汽级数	级	8	
11	回热系统的结构	3 台高压加热器 + 除氧器 + 4 台低压加热器		
12	转动方向 (从汽轮机向发电机看)	逆时针		

主蒸汽从高、中压外缸中部上下对称布置的 4 根进汽管进入汽轮机，通过高压 7 级做功后排出，进入锅炉再热器。再热蒸汽同样由高、中压缸中部进入汽轮机的中压部分，通过中压 5 级做功后经一根异径连通管分别进入两个双流低压缸，通过各缸双向布置的 7 级做功后，排入双背压凝汽器。双背压凝汽器两个壳体的背压分别为 4.4kPa 和 5.4kPa。东方 DH-600-40-T 型汽轮机的纵剖面如图 6-9 (见文后插页) 所示。

(二) 汽轮机的本体结构

1. 汽缸

高、中压部分采用合缸结构。高、中压内外汽缸上半部分均为 Cr-Mo 缸整体铸件，汽缸的高温部分上半和下半接近于对称设计，尽可能保证在温度变化时汽缸均匀地膨胀和收缩。

低压缸有 A、B 两个，为分流式双层缸焊接结构，具有良好的空气动力性能。整个汽缸的上下部分分别分为三块，可以整体装运，分块运输。低压外缸组合后上缸/下缸质量为 30t/80t，内缸组合后上缸/下缸质量为 30t/39t。低压缸上设置有自动控制的喷水装置。

2. 阀门

机组设有两只高压主汽阀。每只主汽阀只有两个阀位——全开或全关，液压打开、弹簧关闭。阀座与阀瓣的球型密封表面堆焊有一圈司太立合金，可以提高耐磨性，保证紧密配合。上部阀杆套筒和阀杆上密封凸台的配合面上堆焊有司太立合金，当阀门全开时保证密封面接触良好，防止蒸汽泄漏。阀内设有蒸汽滤网，可以防止异物通过阀门进入汽轮机通流部分。主汽阀阀壳材料为 Cr-Mo 钢铸件，阀杆材料为 Cr-Mo-Al 氮化钢，高温螺栓材料为 Cr-Mo-W-V 合金钢。

机组设有四只主蒸汽调节阀用来调节进入汽轮机的蒸汽量。四个调节阀成一字形安装在

一个公用的阀壳内，调节阀壳与汽缸本体分离。阀座与阀瓣的球形密封表面堆焊有一圈司太立合金，可以提高耐磨性，保证紧密配合。调节阀设有一个平衡室以防止阀门振动。调节阀壳材料为 Cr-Mo 钢铸件，阀杆和高温螺栓材料为 Cr-Mo-W-V 合金钢。

中压主汽阀和中压调节阀为联合阀，两者共用一个阀座。中压主汽阀为套阀，中压调节阀为球型阀，两者可各自独立，互不干扰地进行全行程移动。中压主汽阀和中压调节阀都是液压开启，弹簧关闭。

机组设有两只中压联合汽阀，每只联合汽阀都带有蒸汽滤网，可以防止异物通过阀门进入汽轮机通流部分。正常工况下，中压主汽阀和中压调节阀全开。

3. 轴系

机组的轴系由汽轮机高、中压转子、低压转子（A）、低压转子（B）和发电机转子组成，各转子采用刚性联轴器连接。

汽轮机转子均采用整体转子。高、中压转子轴承跨距为 5590mm，质量为 25.7t，转子材料为 Cr-Mo-V 锻钢。Cr-Mo-V 钢是日立公司在制钢、检验及热处理等方面采用许多先进技术开发的用于 566℃ 的高、中压转子的标准材料，用于 538℃ 的工作温度下高温性能十分充裕。低压转子轴承跨距为 6000mm，质量为 66.4t。每根转子上均设有供在电厂现场不开缸的情况下进行动平衡的装置。

4. 轴承

汽轮机共有 7 只轴承。高、中压转子采用两只可倾瓦轴承支撑，两根低压转子各用两只椭圆轴承支撑。各轴承均为水平中分式、球面支座，具有自动对中和调整能力。推力轴承位于高、中压缸与低压缸之间，为斜面式双推力盘结构，在任何负荷下均具有较小的损失和较高的承受轴向推力的能力。

5. 通流部分

汽轮机通流部分由 40 个结构级组成，其中高压部分为 7 级（1 个调节级 + 6 个压力级），中压部分为 5 级，两个双流低压缸为 $2 \times 2 \times 7$ 级。通流部分各级均为冲动级。

通流部分的设计主要有以下特点：

- 1) 采用改进型层流喷嘴静叶片和动叶片，以减少二次流损失、汽流分离损失和尾迹损失；
- 2) 采用三元高效弯扭静叶片，以减少进口冲角损失、二次流损失和叶顶漏汽损失；
- 3) 采用平衡动叶片，以减少动叶出口的分流损失、尾迹损失和二次流损失；
- 4) 末级叶片采用 40 英寸（1016mm）长叶片；
- 5) 高压缸叶片采用外包菌型叶根，中压缸各级采用轴向装入式枞树型叶根，低压缸 15 极为外包菌型叶根，次末级和末级采用叉型叶根；
- 6) 隔板汽封采用迷宫式高、低齿结构的椭圆汽封，叶顶部采用多层汽封，以减少隔板汽封和动叶叶顶部位的漏汽量；
- 7) 轴端汽封采用椭圆汽封，以减少轴端的漏汽量。

6. 盘车装置

盘车装置安装在汽轮机和发电机之间，由电动机和齿轮系组成。盘车转速约为 1.5 r/min。盘车装置有如下特点：

- 1) 可以在集控室遥控，也可以在现场手动或自动投入；

2) 设有润滑油压未建立、顶轴油压未建立、盘车装置润滑油压未建立不得投入盘车装置的保护系统;

3) 设有润滑油压低跳闸保护。

(三) 汽轮机疏水放水系统

高、中压缸本体部分无疏水点, 汽缸疏水经抽汽管道上的疏水孔排出。低压缸疏水至凝汽器热井平面, 高压主汽管道疏水至凝汽器扩容器。每个高压主汽阀有 2 个疏水点, 分别疏水到锅炉排污箱和凝汽器扩容器。每个中压联合汽阀有一个疏水点, 疏水至低压联箱。

为了防止甩负荷时, 蒸汽通过高、中压间汽封进入中、低压部分做功, 在高、中压轴封处设置了一个紧急排放阀。当中压调节阀关闭时, 紧急排放阀自动打开将大部分的泄漏蒸汽排入凝汽器。

在机组采用中压缸启动或使用高、低压旁路带低负荷运行时, 高压缸排汽部分可能会由于鼓风损失而过热。为了减轻这种情况, 在高压缸排汽管道上安装了一个通风阀, 该阀与凝汽器连通。

(四) 热力系统

回热系统有 8 级非调整抽汽, 分别供给 3 台高压加热器, 1 台除氧器和 4 台低压加热器。各级加热器的疏水逐级自流, 高压加热器最后一级疏水至除氧器, 低压加热器最后一级疏水进入凝汽器。系统不设低压疏水泵, 不使用外置式蒸汽冷却器。

正常运行时, 给水泵汽轮机的汽源来自中压缸排汽, 额定工况时抽汽流量为 57.59t/h。给水泵汽轮机的排汽进入主凝汽器。在额定工况下, 第 4 段抽汽作为厂用蒸汽汽源, 在额定工况下供汽量可达 58t/h。在低负荷时, 厂用蒸汽汽源自动切换到第 2 段抽汽。

(五) 轴封蒸汽系统

轴封系统为自密封系统。系统包括汽封供汽阀、汽封转换阀和自动卸载阀, 设置有一台 100% 容量的轴封加热器, 轴封加热器配有两台 100% 容量的交流电动风机。

低压轴封送汽管道通过低压排汽口进入低压轴封腔室, 蒸汽经过低压缸喷水冷却 (在启动和低负荷时) 或低压缸排汽的冷却 (在额定负荷时), 可以保证低压轴封供汽温度不超过 149℃。

机组在启动和各种运行工况下轴封系统能够实现自动控制。在启动或低负荷时, 轴封汽源为新蒸汽或辅助蒸汽, 由汽封供汽阀和自动卸载阀共同维持汽封蒸汽母管的压力为 21 ~ 28kPa。在高负荷时 (大于 50% 额定负荷), 系统实现自密封, 轴封供汽阀关闭, 由卸载阀将汽封母管压力维持在设定值, 过剩的蒸汽通过卸载阀排入 #1 低压加热器。在 #1 低压加热器事故情况下, 为了防止轴封过剩蒸汽通过抽汽管道反入低压缸, 系统设置有汽封转换阀, 通过汽封转换阀将过剩的蒸汽排入凝汽器。

(六) 润滑油系统

润滑油系统为汽轮机主轴驱动的主油泵—油涡轮系统。该系统向汽轮发电机的所有轴承提供润滑油, 同时向发电机氢气密封系统、盘车齿轮润滑装置供油。油管路采用套装油管。润滑油系统主要包括以下主要设备:

- (1) 主油箱及其附件;
- (2) 主油泵;
- (3) 交流电动启动油泵;

- (4) 直流电动事故油泵；
- (5) 全容量交流电动抽油烟机；
- (6) 两台全容量的冷油器。

汽轮机正常运行时，汽轮机主轴直接驱动的主油泵排油作为动力油源，油压为 1.55MPa，流量为 6300l/min。主油泵的压力油驱动装在油箱上的油涡轮。与油涡轮同轴装有离心式升压泵，升压泵的排油供主油泵的吸油，流量为 6300l/min，压力为 0.1765MPa。主油泵的压力油经过油涡轮后压力下降，由油涡轮排出后经过冷油器冷却后被送到汽轮发电机各个轴承、发电机密封油系统和盘车齿轮润滑装置。

在启动过程中，当汽轮机的转速达到额定转速的 90%~95% 以前，主油泵的排油不足以驱动油涡轮升压泵。在启动时，由交流启动油泵来完成油涡轮升压泵的功能，交流电动辅助油泵直接向润滑油系统供油。

交流辅助油泵是润滑油系统的备用油泵，当主油泵或油涡轮的出口油压出现异常下降时，该泵自动启动，如果此时交流电源失去该泵不能连动，直流电动事故油泵将自动启动。

(七) 顶轴油系统

顶轴油系统在机组启动和停机时向各轴承供高压油以便能顺利地投入盘车装置。系统共设有 4 台顶轴油泵。其中发电机前后轴承各设一台顶轴油泵，两台泵既可以单独供油，也可以并列供油。汽轮机 1~6 号轴承设有 2 台并列运行的顶轴油泵。

(八) 汽轮机控制及保护系统

东方汽轮机厂与日立公司合作生产的汽轮机控制及保护系统主要有以下部分组成：

- (1) 汽轮机高压抗燃油数字电液控制系统 S-DEHG；
- (2) 汽轮机自动启动系统 HITASS-200E；
- (3) 汽轮机监视仪表系统 TSI；
- (4) 汽轮机跳闸保护系统 PRP；
- (5) 汽轮机数据采集处理系统 DAS。

三、日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机结构

(一) 概述

日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机是由日本东芝公司京浜事务所采用美国 GE 公司的专利技术制造的 600MW 汽轮发电机组。汽轮机的型号中：T (Tandem) 指串联单轴，C (Condensing) 指凝汽式，4F-Four Flows 指四个排汽口，33.5"表示末级叶片的长度为 33.5 英寸即 851mm。该汽轮机组是一台初参数为亚临界、一次中间再热，单轴、四缸四排汽冲动凝汽式汽轮机。主蒸汽压力为 16.66MPa，再热冷段蒸汽压力 3.6MPa，再热热段蒸汽压力 3.26MPa，主蒸汽温度和再热蒸汽温度均为 537℃。在额定功率下，双背压凝汽器的压力相应为 0.00457MPa 和 0.00569MPa，汽耗率为 2.988kg/(kW·h)，热耗率为 7871.2kJ/(kW·h)。

根据美国的标准，汽轮机调节汽门约有 5% 的流量富裕量，即在额定参数下所有调节阀全开时的蒸汽流量较额定流量大 5%；另外，在各汽阀全开时尚可允许蒸汽初压力超过额定值 5% (17.49MPa) (Valve Wide Open Plus Five Percent Over Pressure, 简称 VWO + 5% OP 工况) 作长时间连续运行，此时的蒸汽流量称为锅炉的最大计算流量 (Maximum Continuous Rating 简称 MCR)。在此 MCR 流量下，回热系统正常投运以及汽轮机背压为额定值时汽轮发电机组所能发出的功率称为该机组的最大功率。对于 TC-4F33.5"型机组，其最大功率为

656.619MW，但该工况不是保证工况。

日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机的主要技术规范如表 6-16 所示。

表 6-16 日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机的主要技术规范

序号	项目名称	单位	额定工况 (THA)	最大保证工况 T-MCR
1	发电机功率	MW	600	656.6
2	主蒸汽压力	MPa	16.66	16.66
3	主蒸汽温度	℃	537	537
4	再热蒸汽压力	MPa	3.6	3.99
5	再热蒸汽温度	℃	537	537
6	主蒸汽流量	t/h	1792.447	—
7	排汽压力	kPa	4.57/5.69	4.57/5.69
8	最终给水温度	℃	272.55	279.7
9	末级叶片长度	mm	851	
10	抽汽级数	级	8	
11	回热系统的结构	3 台高压加热器 + 除氧器 + 4 台低压加热器		
12	汽轮机总长度 (包括罩壳)	mm	292720	
13	汽轮机运行层高度	m	13.7	

机组保证当循环水温度为 33℃ 时，汽轮机保证其净出力为 600MW。当循环水温度为 20℃ 时，汽轮机的热耗值如表 6-17 所示。

表 6-17 循环水温度为 20℃ 时汽轮机的热耗值

负荷百分率 (%)	负荷 (MW)	保证热耗 [kJ/(kW·h)]	负荷百分率 (%)	负荷 (MW)	保证热耗 [kJ/(kW·h)]
100	600	7871.2	70	420	7921.4
85	510	7871.2	50	300	8068

日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机的纵剖面如图 6-10 (见文后插页) 所示，其通流部分由高压、中压缸以及两个低压缸 (A) 和 (B) 组成。汽轮机采用喷嘴调节方式。来自锅炉过热器出口联箱的主蒸汽，经先后主蒸汽管道和两个主汽阀、四个调节汽阀进入汽轮机的高压汽缸。高压缸排汽在锅炉再热器再热后，经过两个中压缸主汽阀和两个中压缸调节汽阀从中压缸的中部进入汽轮机。中压缸为对称分流式结构布置，再热蒸汽在中压缸内膨胀做功后由两端的两个排汽口排出，排汽通过一根中、低压缸连通管分别流入低压缸 (A) 和 (B)。低压缸 (A) 和 (B) 也都分别为对称分流式结构布置，蒸汽在低压缸 (A) 和 (B) 内膨胀做功后，通过四个排汽口排入凝汽器 (A) 和 (B)。

该汽轮机的高压缸、中压缸、低压缸 (A) 和 (B) 均采用双层缸中分面结构。高中压缸分别由前、中和 3 号轴承座支撑，两个低压缸则分别直接坐落在基础台板上。

由于该机容量较大，所以在中压缸部分蒸汽就采用了对称分流式，这样一方面可降低叶片的高度，另一方面可以抵消中压缸的轴向推力。

该汽轮机的低压缸末级叶片高度为 851mm (相当于 33.5 英寸)，这与由美国西屋公司引进生产的 300MW 和 600MW 的末级叶片长度 869mm 基本相当。对于这种高度的叶片其单排汽

口的做功能力为 150MW, 600MW 机组需要有 4 个排汽口, 所以汽轮机的低压缸部分采用了四分流结构, 即低压缸 (A)、(B) 各为对称分流结构。

该机共有 40 级, 其中:

高压缸部分: 1 个单列调节级和 7 个压力级。

中压缸部分: 采用对称分流式有 2×6 个压力级。

低压缸部分 (A) 和 (B): 均采用对称分流式, 各有 2×5 个压力级。

汽轮机共有高、中、低压缸 (A)、(B) 4 根转子, 均为整锻转子。其叶轮、联轴器法兰和主轴锻为一体。各转子之间均为刚性连接, 每个转子均有两个轴承支撑。中压转子与低压转子 (A) 以及低压转子 (A) 与 (B) 的联轴器法兰之间均设有调整垫片, 用来调整汽轮机通流部分动静部件间的轴向间隙。

为了保证汽轮机在启停以及运行时汽缸转子等部件能按设计要求进行膨胀收缩和定位, 汽轮机还设有一套完整的滑销系统。

该机配有二级旁路系统: 高压旁路旁通高压缸, 低压旁路旁通中低压缸。高、低压旁路串联运行时, 来自锅炉的主蒸汽可旁通汽轮机各汽缸直接进入高、低压凝汽器, 以确保在停机不停炉的工况下锅炉燃烧的稳定。

系统设有一套双背压双壳体的高、低压凝汽器——凝汽器 (A) 和 (B), 压力分别为 4.57kPa 和 5.69kPa, 真空系统配置 6 台水环真空泵。

(二) 调节方式与阀门

东芝 TC-4F33.5"型汽轮机采用喷嘴调节方式, 即通过各调节阀的依次开启程度, 改变调节级喷嘴的组数和通流面积, 以调节进入汽轮机的蒸汽量和发出的功率。高压内缸喷嘴室由四个喷嘴组组成, 沿周围方向均匀布置。四根高压进汽管为上下 180° 垂直布置, 进汽管直接插入高压内缸的喷嘴室, 在喷嘴室进口处用密封环密封。第一、第二喷嘴组有 31 个喷嘴, 第三、第四喷嘴组有 21 个喷嘴。

新蒸汽经两个高压主汽阀和四个依次开启的高压调节阀进入高压缸, 高压缸排汽经高压缸排汽止回阀进入锅炉再热器。蒸汽再热后经两个中压联合汽阀进入中压缸, 中压缸排汽分流进入两个低压缸, 做功后排入高、低压凝汽器。调节系统采用日本东芝的数字式电液调节系统, 简称 D—EHC。高压主汽阀, 高压调节阀和中压联合汽阀都由 D—EHC 控制。启动时高压缸采用全周进汽方式, 负荷升至 1% 左右, 切换为部分进汽方式升负荷。在额定参数下, 三个高压调节阀全开可带额定负荷 600MW, 四个高压调节阀全开时可带 628.7MW 负荷。

高压主汽阀与调节阀焊接为一体, 布置在高压缸的下前方 (13.7m 运行层下方), 调节阀的四根 $\phi 355.6 \times 63\text{mm}$ 导汽管分别通往高压内缸的四个喷嘴组。导汽管与下汽缸的喷嘴室采用焊接连接方式, 与上汽缸的喷嘴室采用法兰连接。

两只高压主汽阀的通流直径均为 $\phi 330.2$, 行程均为 $140 \pm 5\text{mm}$, 阀杆与阀杆套筒之间的间隙为 $0.4 \sim 0.5\text{mm}$, 阀门壳体材料为 1.25Cr-1Mo-0.25V 铸钢件, 阀杆材料为 12Cr-1Mo-1W-0.25V。2 号主汽阀带有预启阀, 用来预热高压调节阀壳体并可减少主汽阀开启时的阀门提升力。

四只高压调节阀都带有预启阀, 阀壳材料为 1.25Cr-1Mo-0.25V, 阀杆材料为 12Cr-1Mo-1W-0.25V, 1 号、2 号调节阀的通流直径为 $\phi 228.6$, 阀门行程为 51.4mm; 3 号、4 号调节阀的通流直径为 $\phi 203.2$, 阀门行程为 45.9mm。1 号高压主汽阀对应 1 号、2 号高压调节阀, 2

号高压主汽阀对应 3 号、4 号高压调节阀。

高压主汽阀的执行机构即油动机和弹簧操纵座都布置在高压主汽阀的下方，高压调节阀的执行机构即滑阀及油动机位于高压调节阀的前方，而弹簧操纵座则位于高压调节阀的上方。中压主汽阀和中压调节阀为联合汽阀，简称中联阀。两只中联阀分别装在运行层中压缸的两侧。两只中压主汽阀和两只中压调节阀都带有预启阀，主汽阀和调节阀为上下垂直布置，主汽阀在上方，调节阀在下方。主汽阀和调节阀各自配有执行机构，以控制阀门的开启和关闭。中联阀的主汽阀通流直径和行程分别为 $\phi 685.8$ 和 $180 \pm 5\text{mm}$ ，中联阀的调节阀通流直径和行程分别为 $\phi 609.6$ 和 $191 \pm 5\text{mm}$ 。

(三) 汽缸

日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机分高、中、低压缸 (A)、(B) 四个汽缸。由于蒸汽初参数很高，所有汽缸均为双层缸中分面结构，其材料和数量如表 6-18 所示。

表 6-18 日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机汽缸数据

名称	内缸材料/数量	外壳材料/数量	名称	内缸材料/数量	外壳材料/数量
高压缸	Cr-Mo 铸钢/1	—	低压缸 (A)	碳钢钢板焊接/1	碳钢钢板焊接/1
中压缸	Cr-Mo 铸钢/2	Cr-Mo 铸钢/1	低压缸 (B)	碳钢钢板焊接/1	碳钢钢板焊接/1

高压外缸上缸的前后四个猫爪通过工作垫铁分别支撑在前后 1 号、2 号轴承座上。高压内缸通过它的四个猫爪支撑在高压外缸上，实现与外缸的连接。高压内缸相对于高压外缸的轴向膨胀死点位于内外缸的连接处，内外缸的同心度由上下缸的销子保持。

中压缸的支撑方式类似高压缸，应用上猫爪方式支撑在 2 号、3 号轴承座上。中压内缸相对于中压外缸的膨胀死点位于进汽管中心线平面内。

两只低压缸结构相似，下内缸通过四个垫块支撑在外缸排汽口上，内缸相对于外缸的死点位于低压缸进汽管中心线平面内。低压缸进汽管上装有波纹管以防止空气漏入凝汽器，并可以使内缸相对于外缸移动。每只排汽缸上均装有排汽安全阀及人孔口。为了增加排汽部分的刚性，减少汽流流动损失，排汽缸中均设有加强筋和导流装置。排汽缸上设有喷水冷却装置，当排汽缸温度过高时，喷入凝结水以降低排汽温度。低压缸 (A)、(B) 的支撑方式均为落地结构，直接坐落在低压缸四周的基础台板上 ($2050 \times 350 \times 64\text{mm}$ 共八块)。

高、中压汽缸以及低压缸 (A)、(B) 的前后轴封均采用梳齿型汽封。

(四) 滑销系统

为了保证汽轮机在启动、运行和停机时，汽缸、转子、轴承座等部件能沿着纵向、横向和垂直方向自由地膨胀（收缩），以及保证汽缸与轴承座、轴承座与基础台板间的中心不变和动静部分和中心一致，TC-4F33.5"型汽轮机具有一套完整的滑销系统，如图 6-11 所示。由图 6-11 可以看出，汽轮机整体滑销系统由纵销、横销和立销组成，其功能为：

(1) 轴承座与基础台板间沿中心线有六个纵销，纵销的作用是为了引导轴承座沿着纵销作轴向滑动。由于纵销的存在，轴承座相对于基础台板的中心保持不变。

(2) 3 号轴承与它的台板间，低压缸 (A) 后排汽室搭脚与它的后台板间，低压缸 (B) 前排汽室搭脚与它的前台板间有三对横销。横销的作用是引导轴承座和低压缸 (A)、(B) 相对于基础台板作沿着横销的横向滑动。

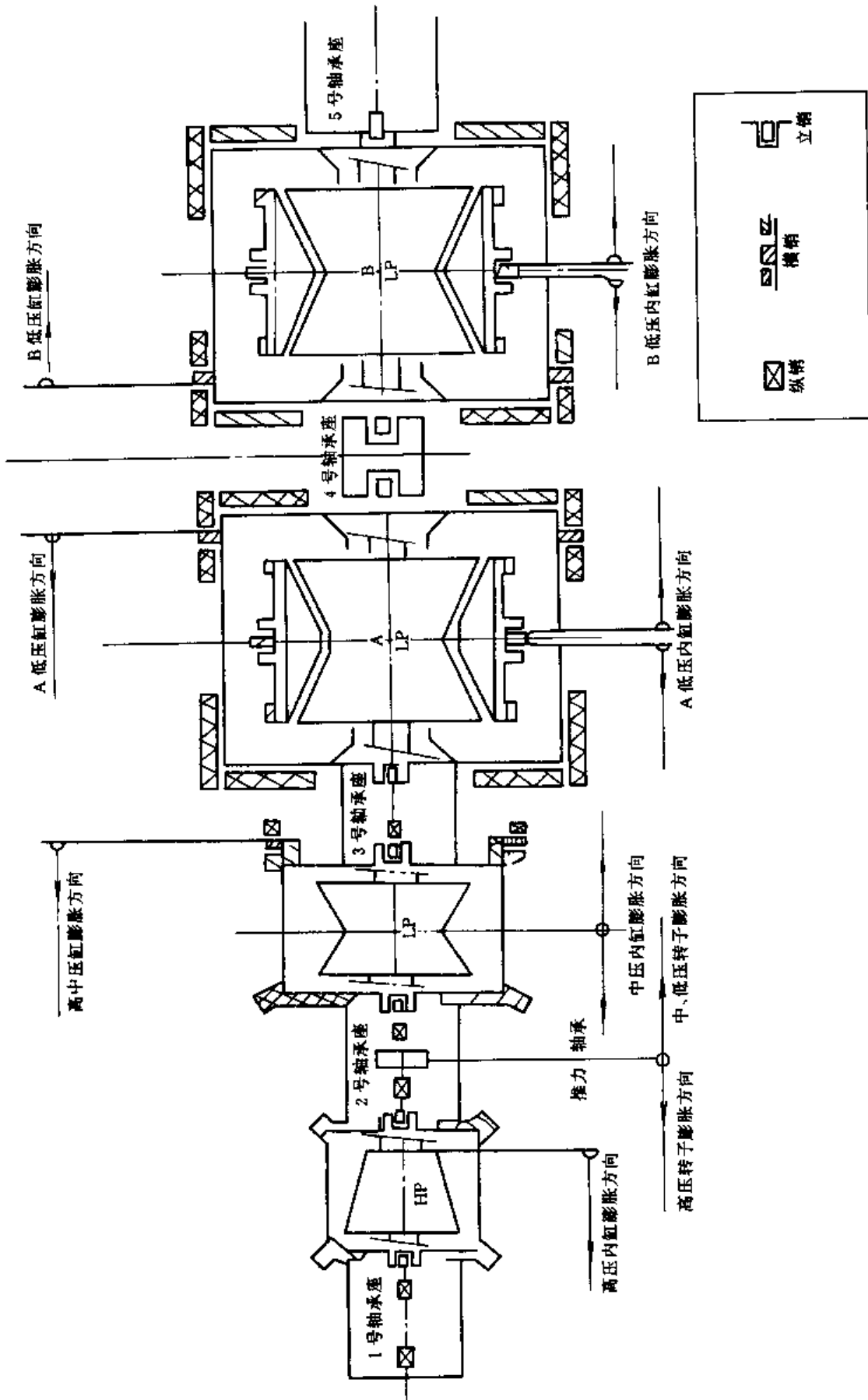


图 6-11 日本东芝 TC-4F33.5 型汽轮机滑销系统

(3) 高压缸与1号、2号轴承座间,中压缸与2号、3号轴承座间,低压缸(A)前后排汽室与连接铁间,低压缸(B)前排汽室与连接铁间设有七个立销。立销的作用是引导汽缸相对于轴承座和连接铁作沿着立销的垂直方向滑动。

3号轴承座下的横销中心线与纵销中心线的交点决定了3号轴承座下的该点为一绝对(相对于基础台板而言)热膨胀死点。另外,低压缸(A)、(B)的两对横销中心线与纵销中心线的交点也决定了低压缸(A)的后排汽室中心和低压缸(B)的前排汽室中心为两个绝对热膨胀死点。由于本汽轮机轴向尺寸较长,并具有两个笨重庞大的凝汽器,所以设计了三个热膨胀死点。这样当机组受热膨胀时,两个凝汽器的中心和3号轴承座下的死点可以不动,低压缸(A)向机头方向膨胀,低压缸(B)向发电机方向膨胀,高中压汽缸以3号轴承座下的死点为基准向机头方向膨胀。

(4) 高、中压汽缸前后猫爪与轴承座间有四对猫爪横销(上猫爪支撑方式)。猫爪横销的作用是为了当汽缸受热膨胀时汽缸能推着轴承座沿着纵销方向滑动,以及当同时存在立销时,使得汽缸相对于轴承座能不失中心地向两侧作热膨胀横向滑动。高、中压缸的前后四对猫爪横销以及两对立销保证了高、中压缸和轴承座的定位与热膨胀时的中心不变。

内缸通过前后四个支持搭耳支撑在外缸上,内缸相对于外缸的轴向膨胀死点位于内外缸的凸凹槽配合连接处。内外缸的同心度由内缸两端的径向销子来保证。

中压转子上的轴向推力盘为转子相对汽缸的膨胀死点。当转子受热膨胀时,以该相对死点为基准,高压转子相机头方向膨胀,中压转子、低压转子(A)和(B)向发电机方向膨胀。

(五) 转子和联轴器

日本东芝 TC-4F33.5"型汽轮机共有四根转子,均为整锻式转子,其叶轮、联轴器法兰、推力盘与主轴为由同一锻件加工而成,所有转子均无中心孔,转子的叶轮处开有平衡孔以减少转子的轴向推力。高、中压转子采用整锻转子结构,不仅提高了强度、刚性,而且叶轮和轴是一个整锻体解决了高温下叶轮和轴可能松动的问题。由于低压转子的工作温度较低,也可以采用套装叶轮结构和焊接转子结构。但是对子套装式叶轮结构毕竟还存在着机械加工、装配工作量大;转子超速时叶轮容易松动以及缸套工艺往往会使主轴伸长,给控制转子隔板间的轴向间隙带来一定的困难等缺点。该汽轮机低压转子采用整锻式结构克服了上述缺点。

高、中压整锻转子的材料采用能耐高温疲劳的 Cr-Mo-V 合金钢,而低压整锻转子的材料采用能耐低温脆性的 Ni-Cr-Mo-V 钢。

汽轮机的四根转子分别由1~8号八个轴承支撑,即1号、2号轴承支撑高压转子;3号、4号轴承支撑中压转子;5号、6号轴承支撑低压(A)转子;7号、8号轴承支撑低压(B)转子;各转子之间用刚性联轴器连接。

转子的轴向位置由推力轴承定位,推力轴承邻靠3号轴承,位于2号轴承座中。在邻近3号轴承的中压转子上有一个推力盘和一个测量推力盘磨损的检测器。

在低压转子(B)与发电机转子相连接的联轴器法兰中间固定有盘车装置的大齿轮。

各转子在制造厂内均进行过热稳定试验(热饱和和去应力处理)、叶片测频试验以及超速动平衡试验(120%额定转速),电厂的现场动平衡可在不开缸的条件下进行。

各转子在轴系条件下的临界转速如表6-19所示。

表 6-19 各转子在轴系条件下的临界转速

转子类型	临界转速 (r/min)	转子类型	临界转速 (r/min)
高压转子	2500	低压转子 (B)	1850
中压转子	2360r	发电机转子	1000
低压转子 (A)	1800		

(六) 叶片

调节级采用宽型直叶片并采用双围带结构。其余各级为提高级效率均采用宽型扭曲叶片。末级叶片为 851mm (33.5") 的长叶片, 为了防止饱和蒸汽的水冲刷, 在其进汽边上部的背弧处焊有带型线的整条 (长度为 250mm) 司太立合金片。

高压转子及中压转子各级, 低压转子 (A)、(B) 的前三级均采用成组叶片, 其成组情况如表 6-20 所示。

表 6-20 东芝 TC-4F33.5"型汽轮机转子叶片成组情况

	高压转子	中压转子 (汽轮机侧)
级号	1、2、3、4、5、6、7	1、2、3、4、5、6
组数	20、17、19、19、19、17、16	23、28、28、23、26、22
组内叶片数	4、5、4、4、4、4、4	5、4、4、4、4、4
	中压转子 (发电机侧)	低压转子 (A) (B) 相同
级号	1、2、3、4、5、6	1、2、3、4、5 ^①
组数	20、28、23、23、21、22	45、45、14、13、18
组内叶片数	4、4、5、5、5、4	4、4、3、9、5

①第 5 级的第 1、5、14 组叶片数为 6 片。

对于低压转子 (A)、(B) 的第四级 (倒数第二级) 采用了整圈松拉筋结构, 第五级 (末级) 采用了自带拉筋和围带焊接成组结构。

末级长叶片采用了插入式七叉形叶根结构。这种型式的叶根, 叶片的离心力通过铆钉传给轮缘, 其优点是轮缘不受过大的弯曲应力, 因而较小的尺寸可以承受较大的离心力, 并可通过增加叶根的叉数保证叶根有足够的强度。除了末级叶片外, 其余各级的叶根均采用外包菌型叶根结构, 这种叶根可承受较大的离心力, 并且随着齿数的增加, 其承载负荷也可增加, 但叶片加工比较复杂。

高温高压部分均采用焊接隔板, 末几级采用铸造隔板。

(七) 轴承

东芝 TC-4F33.5"型汽轮机共有八个径向支持轴承和一个轴向止推轴承。径向支持轴承用来承担转子的重量以及由于部分进汽或振动而产生的附加作用力, 并确定转子的径向位置, 以保证转子与汽缸中心线的一致。轴向止推轴承承担汽流作用在转子上的轴向推力, 确定转子的轴向位置, 以保证通流部分动静间正确的轴向间隙。

1. 支持轴承

TC-4F33.5"型汽轮机共有八个支持轴承（发电机另有两个端盖轴承）。支持轴承设计数据如表 6-21 所示。

表 6-21 TC-4F33.5"型汽轮机支持轴承设计数据

轴承号	部位	型式	公称直径 (mm)	公称有效长度 (mm)
1	高压转子	双向可倾瓦	254	177.8
2	高压转子	双向可倾瓦	330.2	177.8
3	中压转子	双向可倾瓦	330.2	228.6
4	中压转子	双向可倾瓦	419.1	203.2
5	低压转子 A	双向可倾瓦	431.8	330.2
6	低压转子 A	椭圆瓦	482.6	279.4
7	低压转子 B	椭圆瓦	482.6	279.4
8	低压转子 B	椭圆瓦	508	304.8

(1) 双向可倾瓦支持轴承。汽轮机的 1~5 号轴承均采用双向可倾瓦轴承。该轴承由六块弧形瓦块组成，弧形瓦块上衬有巴氏合金。上下半轴承各有三块，均匀分布。上半轴承的三个瓦块的背部设有调整块，以调整可倾瓦块与转子轴颈间的间隙，转子轴颈在轴承中的运动稳定性在很大程度上与此间隙值有关。在制造厂，可倾瓦支持轴承径向间隙通常设计为轴颈孔直径的 0.0013~0.0015 倍，最大值为 0.002 倍，若超过 0.002 倍，则需要考虑更换可倾瓦块。

可倾瓦轴承的上部瓦块开有油槽，槽宽约为轴承瓦块有效宽度的一半，槽深约为 1.6~4.8mm。轴承的下部瓦块上设有热电偶装置，以测量瓦块的乌金温度。

可倾瓦轴承的优点是可倾瓦块在工作时能随转速和载荷的不同而自由摆动，在轴颈周围形成多油楔，因而具有较高的油膜稳定性和抗振荡能力。

(2) 椭圆瓦支持轴承。汽轮机的 6~8 号轴承系采用椭圆瓦轴承。椭圆瓦轴承的垂直直径间隙设计为轴颈直径的 0.0013，而水平方向的直径间隙设计为轴颈直径的 0.0026 倍。椭圆轴瓦的上半轴瓦开有油槽，其宽度约为轴瓦有效宽度的一半，槽深约 1.6~4.8mm。

椭圆瓦轴承的内径直径间隙最大值为内轴颈孔直径的 0.0025 倍，当间隙值达到或者超过此最大值时，应考虑重新浇铸巴氏合金。

为了使润滑油能够方便地进出轴瓦，在轴承的水平中分面处将巴氏合金切掉一点使之成为圆角状，这一圆角状区域可一直延展到接近轴承的两端，油从向上的油流侧的水平接合面进入轴承。在水平接合面的另一侧的油槽中钻有一限油孔，此限油孔能够限制润滑油的泄油量，使其在轴承润滑油的出口处能建立起一个微小的压力，润滑油通过泄油口排入润滑油观察箱，当然大部分的润滑油还是由轴承的两端泄出。

2. 推力轴承

东芝 TC-4F33.5"型汽轮机为冲动式汽轮机，蒸汽产生的轴向推力较反动式机组小。在结构设计上，由于低压缸和中压缸采用分流形式，因此轴向推力相互抵消。高压缸转子的轴向推力指向机头方向，由推力轴承承担。

该汽轮机的推力轴承被单独安置在高、中压缸之间的2号轴承座内，其型式为一种被称之为金斯布里型（Kingsbury）的推力轴承。这一轴承与通常的密切尔推力轴承的差别仅在于瓦块的支撑方式上。该推力轴承的工作面和非工作面各装有8块推力瓦块，推力盘与中压转子轴制成一体，推力盘旋转时推力瓦块在圆周方向倾斜，推力瓦块与推力盘之间形成油楔，承受轴向推力。

金斯布里型推力轴承的优点是各推力瓦块的负荷可以自动调节分配，以保证不会产生个别推力瓦块因负荷过大而被烧毁的现象。其工作原理是：当推力盘对某推力瓦给了一个比其他推力瓦大的作用力时，这个推力瓦块就将力传给它的垫块，而这个垫块又把推力传给它的两个支持块的一头，在推力作用下就把这两个支持块的另两头向上顶，这样就把推力通过垫块传给相邻的两个推力瓦块，也就保证了几个推力瓦块的负荷基本上平衡。这种推力瓦块的胎底常为钢制件而不采用黄铜体，垫块也是钢制件，并且要淬火。

推力轴承的推力轴瓦与推力盘之间的轴向总间隙为0.46~0.51mm，推力盘外径为 $\phi 616$ ，中压转子轴径外径 $\phi 330.2$ 。

在推力轴承上半部的工作面和非工作面瓦块上各设有2个温度热电偶测点，用于测量瓦块的乌金温度。

推力轴承还装有液压式推力轴承磨损检测装置，用于监测瓦块的磨损情况。

（八）轴封系统

汽轮机轴封为迷宫式结构，各主汽阀和有关调节阀阀杆汽封采用密封衬圈。

轴封的汽源来自辅助蒸汽或主蒸汽。在机组启动和低负荷阶段，辅助蒸汽或主蒸汽经各自的压力调节阀向轴封汽母管供汽。机组负荷大于45%额定负荷时，高压缸轴封第5汽室、中压缸汽封第4汽室、高压主汽阀阀杆内挡等漏汽回流到轴封汽母管，供给低压缸轴封，汽封母管供汽调节阀关闭。随着负荷的升高，多余的蒸汽则经轴封汽卸荷阀排到8号低压加热器或凝汽器。

高压缸轴封第4汽室蒸汽排到第4级抽汽。高压主汽阀阀杆内挡漏汽排到轴封汽母管或地沟（视其压力和温度而定）。高压主汽阀阀杆外挡漏汽排到高压疏水扩容母管或大气。中压主汽阀阀杆漏汽排至低压疏水扩容母管。高压调节阀阀杆外挡漏汽及低压旁路减压阀阀杆漏汽管也排到轴封汽母管。高压调节阀阀杆内挡漏汽排到再热器冷段。

轴封母管卸荷阀为三通阀结构，用压缩空气控制。正常工况时将轴封母管的多余蒸汽排至8号低压加热器。当8级抽汽管的蒸汽温度高于150℃或8号低压加热器满水时，卸荷阀将蒸汽排到凝汽器。

汽轮机低压缸轴封供汽管通过排汽缸，这样可以冷却轴封供汽，保证轴封气温与低压缸轴封金属温度相匹配，减小低压轴封段转子和汽缸的热应力。

（九）中、低压缸（A）、（B）的蒸汽连通管（Crossover Pipe）

中压缸的排汽通过一根变直径的蒸汽连通管分别流入低压缸（A）和（B）。整个连通管由3部分组成，第1段位于中压缸排汽口上方，直径为 $\phi 1828.8$ ，第2段位于低压缸（A）进汽口上方，直径为 $\phi 1828.8$ ，第3段位于低压缸（B）的进汽口上方，直径为 $\phi 1219.2$ 。每段连通管均设有波形膨胀节，各段连通管之间采用法兰、螺栓连接，其间装有密封垫片。

各段连通管连接时均需进行冷拉，以减小运行时受热膨胀而产生的应力，各段连通管连接时，其计算冷拉值为：

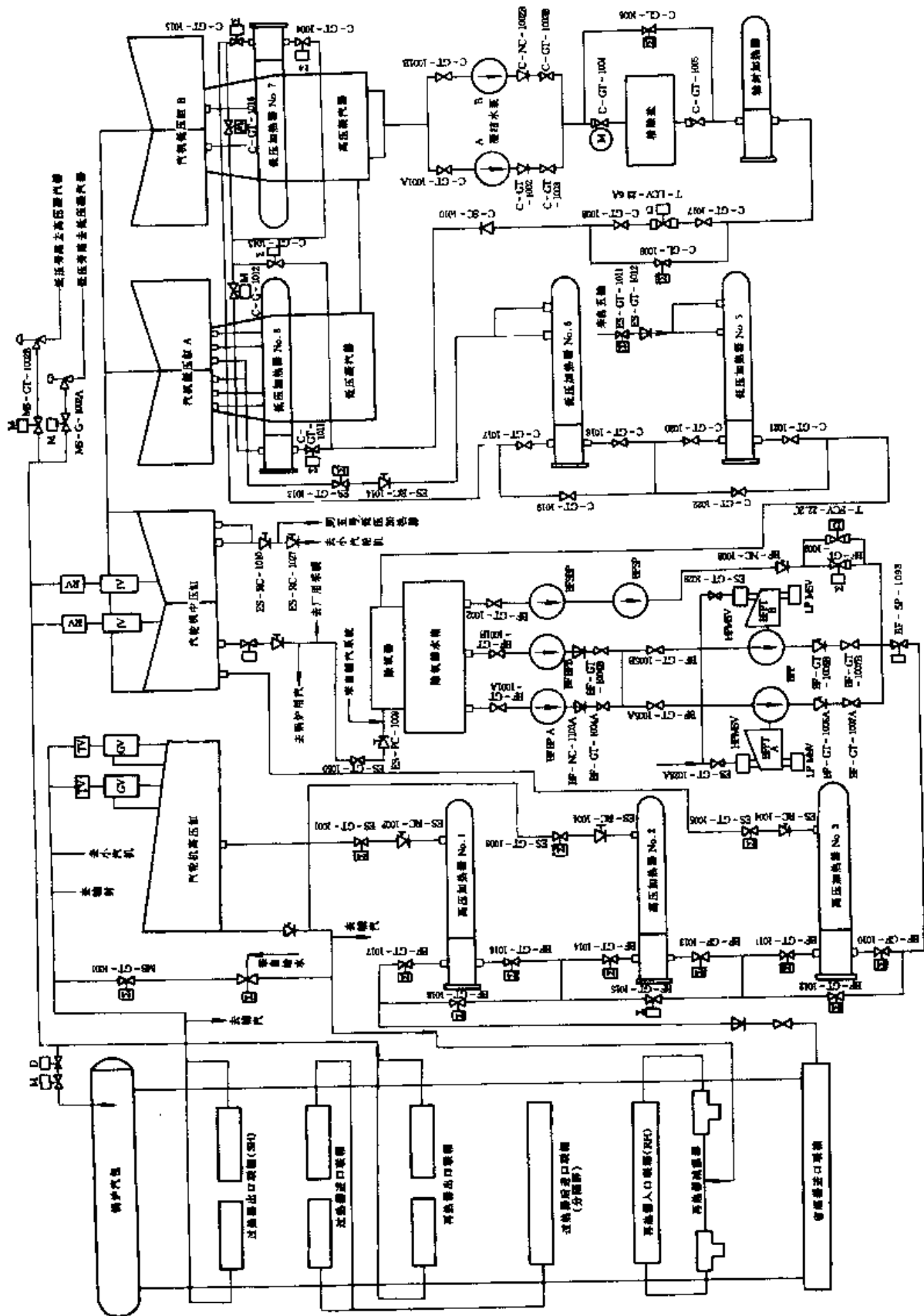


图 6-12 日本东芝 TC-4F33.5F 型汽轮机热力系统

第 1 段与第 2 段之间: 17.2mm

第 2 段与第 3 段之间: 26.2mm

第 2 段、第 3 段连通管与低压缸 (A)、(B) 的连接法兰之间也设有膨胀节, 以使连通管与低压缸之间允许作少量的相对移动, 并防止空气漏入低压缸。

(十) 给水回热系统

汽轮机设有 8 级非调整回热抽汽, 其中 3 级供高压加热器、4 级供低压加热器、1 级供除氧器。回热系统见图 6-12, 系统由 1 台轴封加热器、4 台低压加热器、1 台除氧器和 3 台高压加热器组成。

第 1 级抽汽位于高压缸第五级后, 供 1 号高压加热器。高压缸排汽为第 2 级抽汽, 供 2 号高压加热器。第 3 级抽汽位于中压缸机头侧第三级后, 供 3 号高压加热器。第 4 级抽汽位于中压缸发电机侧第五级后, 供除氧器。中压缸两端排汽为第 5 级抽汽, 供 5 号低压加热器及作为给水泵汽轮机的低压汽源。第 6 级抽汽位于低压缸 (A) 左右第一级后, 供 6 号低压加热器, 低压缸 (A) 左右第三级后的两个抽汽口为第 8 级抽汽, 供 8 号低压加热器。第 7 级抽汽位于低压缸 (B) 左右第二级后, 供 7 号低压加热器。

低压缸的排汽在凝汽器内凝结成凝结水, 凝结水自低压凝汽器 (A) 流入高压凝汽器 (B) 的热井, 由凝结水泵升压后, 经精除盐装置、轴封加热器及各级低压加热器, 最后流入除氧器。除氧器水箱的出水, 经前置泵、电动给水泵或汽动给水泵二次升压后, 经各级高压加热器, 最后进入锅炉省煤器进口联箱。

第三节 俄罗斯大型供热汽轮机介绍

涡轮发动机厂股份公司是俄罗斯设计和生产供热汽轮机的主要厂商。该厂的前身是始建于 1938 年的乌拉尔汽轮机厂, 1948 年乌拉尔汽轮机厂与发动机厂合并为乌拉尔涡轮发动机厂, 1993 年改组为目前的涡轮发动机厂股份公司。该厂在世界上首家生产的 250MW 超临界供热汽轮机是世界上最大的供热汽轮机之一, 主蒸汽压力为 28.4MPa, 主蒸汽和再热蒸汽温度均为 560℃。近几年我国先后从俄罗斯进口了 10 台供热机组, 本节将选取这 10 台机组中的一种即 IIT-140/165-130/15-2 型和其生产的 T-255/305-240-5 型超临界供热汽轮机为例, 对俄罗斯的大型供热机组进行介绍。

一、IIT-140/165-130/15-2 型供热汽轮机

(一) 概述

IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机是俄罗斯乌拉尔汽轮机厂生产的具有三段调整抽汽的供热汽轮机。该机的主蒸汽压力为 12.8MPa, 主汽温度为 555℃, 没有中间再热。机组的额定功率为 142MW, 凝汽功率为 120MW, 最大功率为 167MW。运行中调节级压力不能超过 9.81MPa。该汽轮机可以提供三段不同参数的调整抽汽, 包括一段生产抽汽和两段采暖抽汽。生产抽汽的压力为 1.18~2.06MPa, 额定抽汽量为 335t/h, 最大流量可达 500t/h。采暖抽汽额定抽汽量为 220t/h, 最大流量可达 270t/h, 上段采暖抽汽压力为 0.059~0.245MPa, 下段采暖抽汽压力为 0.039~0.118MPa。IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机的主要技术规范如表 6-22 所示。

表 6-22 IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机的主要技术规范

序号	项目名称	数值
1	额定功率/最大功率/纯凝汽功率 (MW)	142/167/120
2	主蒸汽压力 (MPa)	12.8
3	主蒸汽温度 (°C)	555
4	主蒸汽流量: 额定/最大/凝汽 (t/h)	788/810/446
5	排汽压力 (kPa)	6.1
6	生产抽汽流量: 额定/最大 (t/h)	335/500
7	生产抽汽压力 (MPa)	1.18 ~ 2.06
8	供暖抽汽流量: 额定/最大 (t/h)	220/270
9	供暖上段抽汽压力 (MPa)	0.059 ~ 0.245
10	供暖下段抽汽压力 (MPa)	0.039 ~ 0.118
11	低压缸最小通流量 (t/h)	15
12	凝汽器通水量 (t/h)	13500
13	额定转速 (r/min)	3000

汽轮机在 49 ~ 50.5Hz 范围内长期运行。在 50.5 ~ 51Hz 范围内一次不超过 3min, 总时间不超过 500min; 在 49 ~ 48Hz 范围内一次不超过 5min, 总时间不超过 750min; 在 48 ~ 47Hz 范围内一次不超过 1min, 总时间不超过 180min; 在 47 ~ 46Hz 范围内一次不超过 10s, 总时间不超过 30min。

汽轮机配有转速为 4r/min 的盘车装置。

(二) 本体结构

IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机为单轴双缸结构, 具有一段生产调整抽汽, 两段供暖调整抽汽, 四段非调整抽汽。IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机的纵剖面如图 6-13 所示。

该汽轮机分为高压缸和低压缸。高压缸为逆流式双层缸结构, 蒸汽由汽缸中部进入汽轮机, 经 #1 轴承方向 (机头方向) 通流部分 1 个单列调节级和 6 个压力级, 通过汽缸夹层再流经 #2 轴承方向的 6 个压力级再进入中、低压部分。低压缸通流部分由三部分组成, 中压部分包括 1 个单列调节级和 6 个压力级, 中间部分包括 1 个单列调节级和 1 个压力级, 低压部分包括 1 个单列调节级和 2 个压力级。高压缸设有法兰、螺栓加热装置, 用于调整内外壁的温差以及高压缸胀差。汽轮机膨胀的死点位于低压缸横销和纵销的交叉点上。低压缸设有安全门, 安全门的动作压力为 0.118MPa。

汽轮机转子由高压转子和低压转子组成。高压转子为整体锻造, 叶轮与大轴锻造为一个整体。低压转子的前 6 级叶轮与大轴整体锻造为一体, 后 6 级叶轮为套装方式。高、低压转子和发电机转子均为刚性连接。转子一阶临界转速: 高压为 1780r/min, 低压为 1490r/min, 发电机为 1390r/min。动叶片的共振转速为 2200 ~ 2400r/min。

(三) 配汽机构

IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机设有 2 个自动主汽门, 对称布置在汽轮机的两侧。高压缸有 4 个调速汽门, 主蒸汽经过 4 个调门后, 通过 4 根导汽管分别从高压汽缸中部的上下侧进入喷嘴室。高压缸进汽如图 6-14 所示。

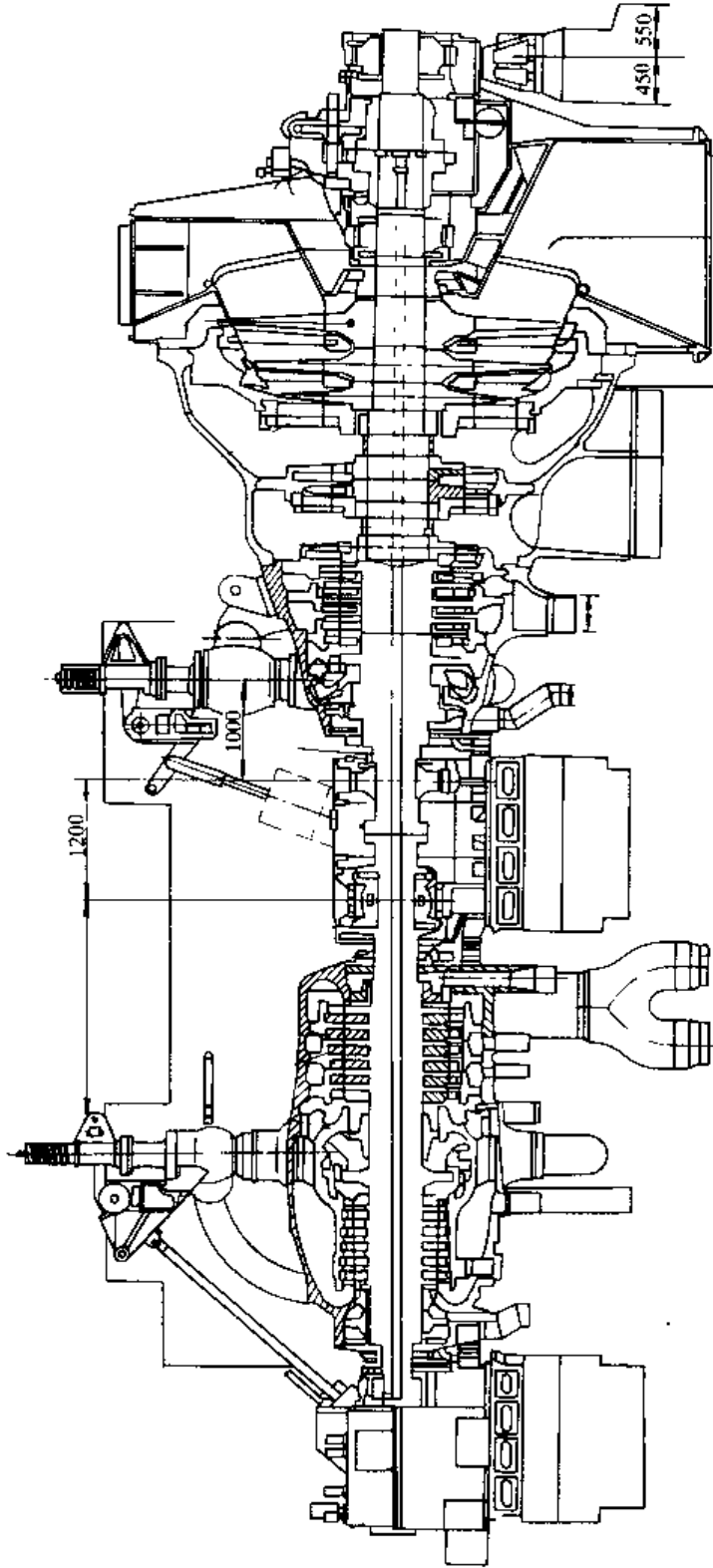


图 6-13 俄罗斯 ИТ-140/165-130/15-2 型汽轮机纵剖面

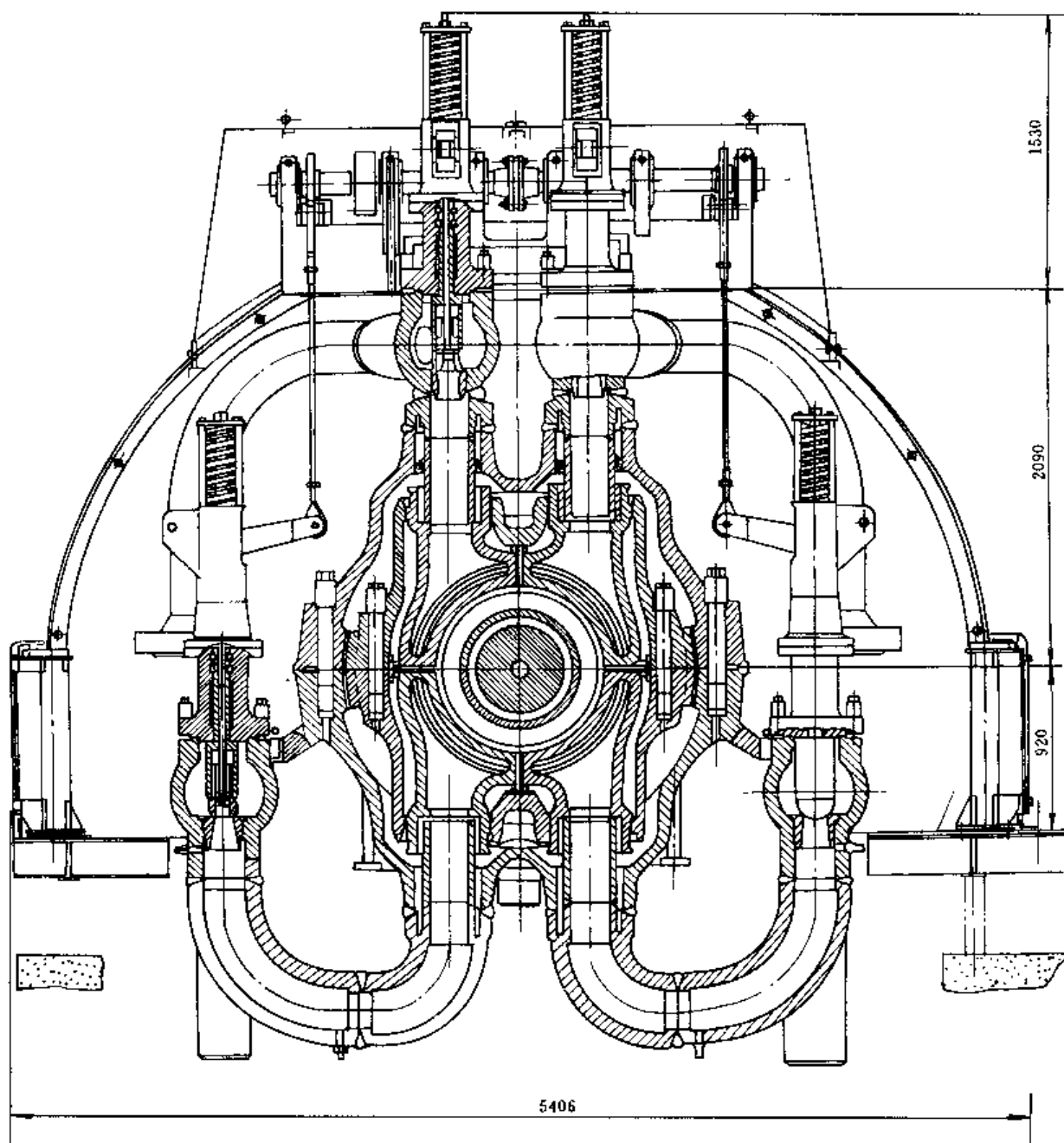


图 6-14 俄罗斯 IIT-140/165-130/15-2 型汽轮机高压缸进汽结构

低压缸设有 4 个调速汽门，当生产抽汽投入时，可以用来调整生产抽汽量和压力，生产抽汽不投入，4 个调速汽门全开。供暖抽汽分为上下两段，各自分别设有旋转隔板，用来调整上、下采暖的抽汽压力和流量。

(四) 调节系统

调节系统包括一套液压调速系统和一套电液调节系统。

液压调速系统由同步器、调速油泵、薄膜钢带转速调节器、 $\phi 65$ 滑阀、 $\phi 70$ 滑阀和油动机组成。系统的速度变动率为 $4.5\% \pm 0.5\%$ ，迟缓率为 0.3% 。同步器在启动时可以完成危急保安器挂闸，开启自动主汽门、高、中压调速汽门和旋转隔板，并网以后，可以调整发电机负荷。

汽轮机冲转后,调速脉冲油泵就投入工作。当转速达到 2700r/min 左右时,调速脉冲油泵油压使薄膜变形,与其相连的钢带离开喷油口,喷嘴开始喷油,φ65 滑阀、φ70 滑阀投入工作,控制油动机的动作,液压调速系统实现闭环调节。

电液调节系统包括功率调节器、生产抽汽调节器、上段采暖抽汽调节器、下段采暖抽汽调节器(热网水温调节器)和补给水温度调节器。功率控制器通过执行电动机,控制液压调速系统的同步器,实现对机组负荷的控制。上下段采暖抽汽调节器和补给水温度调节器,通过执行机构和低压油动机、上下采暖隔板油动机的滑阀,控制相应的油动机,实现控制。

保安系统的危急保安器为偏心飞环式,动作转速为 3300~3360r/min。自动主汽门关闭或发电机解列时,强制关闭抽汽逆止门。

(五) 回热系统和调整抽汽

ITT-140/165-130/15-2 型汽轮机具有一段生产调整抽汽,两段供暖调整抽汽,四段非调整抽汽。回热系统包括四台低压加热器、三台高压加热器、一台高压除氧器、一台低压除氧器和两台热网加热器。各段抽汽的压力和用途如表 6-23 所示。

表 6-23 ITT-140/165-130/15-2 型汽轮机各段抽汽压力和用途

名称	级数	抽汽室压力 (MPa)	抽汽温度 (℃)	抽汽量 (t/h)	用途
一段抽汽	9	3.36	375	36.4	#7 高压加热器
二段抽汽	11	2.28	325	36.4	#6 高压加热器
二段可调抽汽	13	1.18~2.06	275	35.3+48 ^①	#5 高压加热器用汽,高压除氧器用汽,汽封、生产抽汽、抽气器用汽
四段抽汽	16	0.53	183	32.2	#4 低压加热器
五段抽汽	18	0.25	127	32	#3 低压加热器
六段可调抽汽	20	0.059~0.245			#2 低压加热器,#2 热网加热器,低压除氧器
七段可调抽汽	22	0.039~0.118			#1 低压加热器,#1 热网加热器

①给出的抽汽量为#5 高压加热器用汽量和高压除氧器用汽量。

生产抽汽和供暖抽汽的参数和抽汽量随负荷的变化而不同。负荷为 167MW 时,生产抽汽流量为 230~260t/h,供暖抽汽流量为 0。负荷为 142MW 时,生产抽汽流量为 335t/h,压力 1.47MPa,供暖抽汽流量为 220t/h;当生产抽汽流量为 415t/h 时,供暖总抽汽流量为 0。当生产抽汽流量为 500t/h 时,供暖总抽汽流量为 0,汽轮机最大负荷为 115MW。当供暖总抽汽流量为 270t/h 时,生产抽汽流量为 0,汽轮机最大负荷为 100MW。

上下段供暖抽汽分别供给#2 热网加热器和#1 热网加热器。当上段旋转隔板全开时,#2 热网加热器出口温度由下段旋转隔板控制,下段抽汽室最大压力可以达到 0.196MPa。当上下段旋转隔板同时投入控制时,上段抽汽压力必须比下段抽汽压力高 0.049MPa 以上,此时上段抽汽压力范围应为 0.088~0.245MPa。在#2 热网加热器停运,在#1 热网加热器单独运行的方式下,热网水温度由下段隔板调整。当#1 加热器需要停运时,#2 加热器应同时停运,不允许#2 热网加速器单独运行。

抽汽工况禁止在下列情况下运行：

- (1) 各抽汽室压力超过最大允许值；
 - (2) 生产抽汽室压力低于 1.118MPa，上段供暖抽汽室压力低于 0.059MPa，下段供暖抽汽室压力低于 0.039MPa；
 - (3) 抽汽排大气；
 - (4) 供暖抽汽上下段抽汽室压力差小于 0.049MPa；
 - (5) 只投入 *2 热网加热器，*1 热网加热器停运；
 - (6) 生产抽汽安全门不能按照设定值动作。
- 回热系统配备了高压、低压除氧器，其主要技术规范如表 6-24 所示。

表 6-24 高压、低压除氧器主要技术规范

名 称	低压除氧器	高压除氧器
型 号	DY-400 型膜式除氧器	Gm1000-10 型
工作温度 (°C)	104	158
工作压力 (MPa) (表压)	0.02	0.6
额定出力/最大出力 (t/h)	400	890/1000
设计压力 (MPa)	0.08	1.0
设计温度 (°C)	350	350
汽源	汽轮机三段采暖抽汽、二次连排	汽轮机三段抽汽、调门门杆漏汽、锅炉连排扩容器来汽、备用汽源

二、T-255/305-240-5 型超临界供热汽轮机

(一) 概述

T-255/305-240-5 型超临界供热汽轮机是俄罗斯涡轮发动机厂股份公司生产的 T-250/300-240 系列超临界供热汽轮机的第 5 次改进型。到目前为止，T-250/300-240 系列超临界供热汽轮机共生产了 31 台，运行在前苏联的各个热电厂，总使用小时数已经超过了 330 万 h。

T-255/305-240-5 型汽轮机为单轴 4 缸两排汽轮机组。机组包括一个高压缸、两个中压缸和一个低压缸，共有 40 个级，两级排汽共用一个凝汽器。机组的主要技术规范如表 6-25 所示。

表 6-25 T-255/305-240-5 型汽轮机主要技术规范

序 号	项 目 名 称	数 值
1	额定功率/最大功率 (MW)	260/305
2	主蒸汽压力/再热蒸汽压力 (MPa)	23.5/3.68
3	主蒸汽温度/再热蒸汽温度 (°C)	540/540
4	额定主蒸汽流量 (t/h)	980
5	最大主蒸汽流量 (t/h)	1000
6	凝汽工况下最大功率时的主蒸汽流量 (t/h)	980
7	额定热负荷 (GJ/h)	1508
8	上采暖抽汽压力范围 (下采暖抽汽开启) (kPa)	5.79 ~ 19.22

续表

序号	项目名称	数值
9	下采暖抽汽压力范围（上采暖抽汽关闭）（kPa）	4.80 ~ 14.41
10	最大凝汽工况下凝汽器中的压力（kPa）	6.1
11	凝汽器的热交换面积（m ² ）	14000
12	设计冷却水温度（℃）	20
13	额定工况下给水温度（℃）	265
14	回热系统的结构	5台低压加热器 + 除氧器 + 3台高压加热器
15	末级叶片长度（mm）	940
16	凝汽工况下的热耗 [kJ/（kW·h）]	8121
17	热网最大耗水量（m ³ /h）	8000
18	汽轮机长度（mm）	26607

锅炉的新蒸汽通过两个独立的阀门组，通过连通管进入高压缸，经过高压缸后，蒸汽导向锅炉进行中间过热。再热后的蒸汽进入中压部分的阀门组，通过连通管进入#2中压缸，然后进入#2中压缸和低压缸排汽导向凝汽器。在供热工况下，#2中压缸的大部分蒸汽进入热网#1加热器和热网#2加热器，对热网水进行预加热。

（二）本体结构

T-255/305-240-5型汽轮机由4个汽缸组成，包括一个高压缸、两个中压缸和一个低压缸。高压缸为逆流式，由内外两个缸组成，两个缸均有水平结合面。高压缸共有12级，其中内缸中有一个单列调节级和5个压力级，外缸中有6个压力级。内缸的隔板直接安装在缸内，外缸的隔板安装在两个隔板套上。外缸的前后猫爪支撑在相应轴承的壳体上。

#1中压缸为单流单壁式，有4个隔板套，10个压力级。#1中压缸的第一级导向装置和第二级隔板安装在汽缸洼窝内，其他隔板安装在隔板套内。汽缸的前后猫爪支撑在相应轴承的壳体上。

#2中压缸由两个铸造的进汽部分和一个焊接的后部组成。进汽部分相对于中间部分对称分布，与其以垂直法兰连接。蒸汽从中间部分的上半部分流向低压缸。#2中压缸包括6×2级，隔板安装在隔板套上。每侧进汽的头两个隔板套安装在进汽部分的洼窝内，第3个隔板套安装在中间部分垂直结合面的法兰上。#2中压缸前后以进汽部分的猫爪固定在相应的轴承壳体上。为了减少挠度，汽缸具有与中间部分连在一起的侧支撑。

低压缸为双流式，每个汽流方向均安装3级，其中包括第一个调节级。低压缸由3个焊接结构组成，中间部分和两个排汽部分之间用螺栓通过垂直结合面固定。中间部分为双壁式，中间部分的内缸以4个猫爪支撑在外缸上，猫爪焊接在内缸的下半部分法兰上。内缸的出口均采用伸缩节，不影响低压缸体的自由温度膨胀。

高压缸和#1中压缸各级的动叶安装了高经济性能的轴向轮缘汽封。这些汽封的径向间隙较大（4~5mm），蒸汽的漏汽取决于轴向间隙。在运行中，这种结构排除径向间隙对漏汽沿汽封边缘变化的影响，防止了汽流激振的出现。

汽轮机设计有相对于轴线对称布置的两个独立高压阀门组，每个高压阀门组包括一个自动主汽门和3个调节阀。高压阀门组为焊接铸造结构。主汽门为单座卸载式，自动门位于阀

门上部。调节门为非卸载式，阀门与门杆铸造在一起，借助于油动机驱动的凸轮装置实现控制。汽轮机采用喷嘴式配汽方式。

*1 中压缸对称地布置有一对中压阀门组，这两个中压阀门组以法兰与*1 中压缸前部分的下半部分连接。中压缸的每个阀门组包括下列主要部分：位于一个壳体内的中压自动主汽门和调节阀；驱动它们的油动机、传动杆柄和支撑。阀门组的壳体是焊接铸造的。负荷大于30%时，调节门完全开启。

供热抽汽蒸汽流量的调节通过调节旋转隔板来实现。汽轮机处于供热工况下运行时，旋转隔板关小直至仅通过用于冷却动叶的少量蒸汽数量，以确保提高汽轮机的经济性。

(三) 自动调节系统

汽轮机自动调节系统保证汽轮机在下述之一工况下运行：

(1) 凝汽式工况，无采暖抽汽。在这种工况下，自动调节系统的电动和液压部分保持汽轮机前新汽的压力或高压部分调节门的状态，在电网频率下，带给定的负荷。汽轮机调节器控制高压部分调节门的状态，调节隔板位于完全开启状态。

(2) 凝汽式工况，带采暖抽汽。在这种工况下，自动调节系统的电动和液压部分保持汽轮机前新汽的压力或高压部分调节门的状态，在电网频率下，带给定的负荷，保持采暖抽汽温度或加热热网水。汽轮机调节器控制高压部分调节门的状态，供热抽汽调节器控制低压部分调节隔板的状态。

(3) 按照热力曲线运行。在这种工况下，机组保持电网频率。自动调节系统的电动和液压部分保持采暖抽汽温度或加热热网水，必要时可保持给水的温度。供热抽汽调节器可保持采暖抽汽温度或加热热网水时控制高压部分调节门的状态，必要时可以保持热网水温度和低压部分调节隔板状态，即机组的电负荷数量取决于热负荷的大小。

(4) 空转。在这种工况下，自动调节系统的电动和液压部分保证自动安全装置错油门的投入，开启汽轮机配汽机构，保持和改变转子，在对安全装置的飞锤进行超速试验时提高转子转速。

自动调节系统的电动部分运用了微处理技术，包括标准柜和控制站。自动调节系统的液压部分包括两个调节回路：转子转速调节回路和抽汽调节回路（对热网水或给水进行预加热）。

转速调节回路根据调节比例法保持汽轮机转子的转速。调节器的传感器为离心脉冲泵，反映转速变化的脉冲压力由薄膜-钢带转换器接受，它可通过进一步的放大系统来控制汽轮机的执行机构。调速脉冲泵位于汽轮机的前轴承内，工质为透平油，透平油从润滑系统吸入。

转速调节回路还设计有电信号输入——通过单转电动机组成的电动机-汽轮机控制机构，以及通过电动液压转换器，传递汽轮机遥控信号或者来自于自动调节系统的电信号。

抽汽调节回路控制调节隔板的状态，它们位于低压缸内。回路设计有通过单转电动机组成的电动机-低压部分油动机控制机构，汽轮机遥控信号或者自动调节系统电信号通过此控制机构调整调节隔板。

(四) 保护系统

为了防止汽轮机转子超速，自动安全保护系统设计了带两个独立的飞环。飞环动作时危急遮断油路动作，切断进入汽轮机的蒸汽通路。

汽轮机还设计有两个电磁开关，它们与开启系统一起形成了关闭汽轮机的两个独立的通道。机组工作参数发生偏差时形成的所有停机电信号，以及从控制台发出的所有遥控停机电信号均传递至电磁开关。

(五) 供油系统

系统设计了4台油泵为汽轮发电机组、汽动给水泵和电动给水泵的轴承提供润滑油，其中包括2台交流电动油泵，2台直流电动事故油泵。正常情况下，一台交流电动油泵工作，另一个处于备用。工作油泵跳闸或润滑油系统内压力降低时，同时启动备用交流电动油泵和第一直流电动事故油泵。在油压降低至第二极限值或者第一事故泵启动失败时，启动第二直流电动事故油泵。

此外，为了防止汽轮机轴承毁坏，在轴承箱上安装了事故油箱。在事故关闭供油系统所有油泵的情况下，事故油箱保证汽轮机安全的情走停机。

(六) 热力系统

T-255/305-204-5型汽轮机的回热系统包括主抽气器、汽封抽气器、5台低压加热器（1~5号加热器）、0.7MPa除氧器和3台高压加热器（6~8号加热器）。

#2中压缸的抽汽对#2热网加热器和#1热网加热器进行加热。下采暖抽汽的蒸汽进入#2低压加热器，上采暖抽汽的蒸汽进入#3低压加热器。

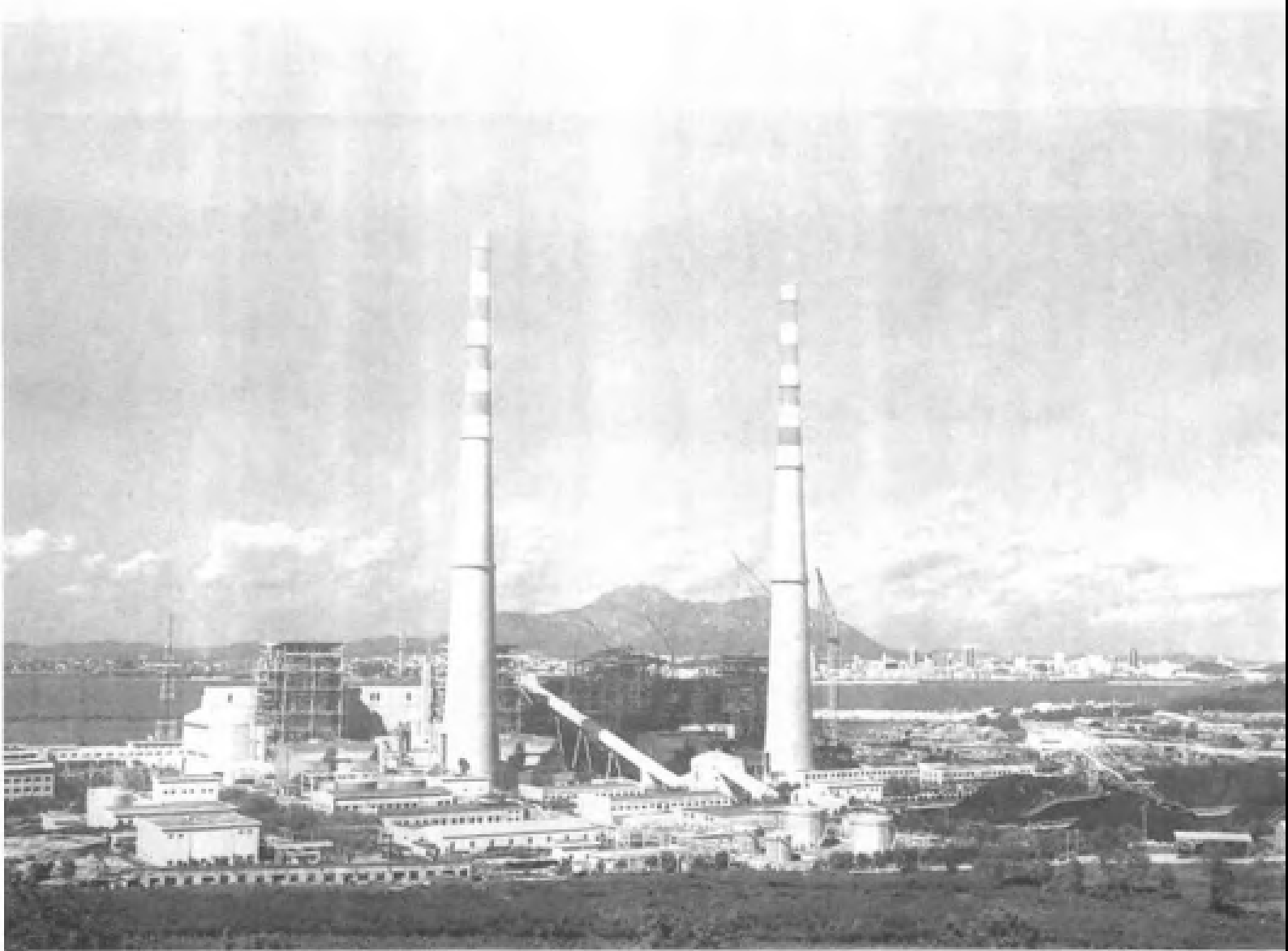
高压加热器的疏水逐级自流，排向除氧器。在降低负荷时，高压加热器的疏水进入5号低压加热器，通过疏水泵将其送往主凝结水。2号低压加热器和3号低压加热器也装备了疏水泵。#1低压加热器的疏水通过水封进入凝汽器。

#1热网加热器和#2热网加热器的加热蒸汽凝结水相应地用若干泵送往#3低压加热器和#4低压加热器前的回热系统。当#1热网加热器加#2热网加热器的加热蒸汽凝结水中含有杂质时，它通过凝结水冷却器排向凝汽器，在单元除盐装置中进行净化处理。

在汽轮机正常运行的情况下，允许凝汽器中的压力达到12kPa，凝结水温度相应地大约为50℃。在汽轮机启动时，允许凝汽器中的压力在短暂时间里达到30kPa，凝结水温度相应地大约为70℃。

第二篇

汽轮机组分部试运



第七章 概 述

一、《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规程》(1996年版)关于分部试运的有关规定

分部试运是指从高压厂用母线受电到整套启动试运前的辅助机械及系统的调试工作,是在设备、系统检查与核查结束后,确认启动是在对人身和设备都安全的基础上进行的,分部试运一般应在整套启动前完成。

分部试运应具备的条件是:相应的建筑和安装工程已经完工并按《火电工程调态试运质量检验及评定标准》验收合格;试运需要的建筑和安装工程的记录等资料齐全;一般应具备设计要求的正式电源;组织落实,人员到位,分部试运的计划、方案和措施已经审批、交底。

分部试运应在试运指挥部下设分部试运组的领导下进行,由施工单位负责(分部试运组长由主体施工单位出任的副总指挥兼任),建设、调试、生产、设计单位参加,主要辅机设备还应有制造厂人员参加。分部试运中的调试工作一般由调试单位完成。

分部试运通常分为单机试运和分系统试运两个步骤进行。一般情况下,分系统试运是在单机试运之后进行,但必须理解两个步骤既相互衔接又相互交叉,是相辅相成的。为了顺利而又有条不紊的进行该项程序,应事先编制试验项目、标准和负责单位或个人的“试验项目总目录”,按逻辑关系和关键路径原则编制的“启动调试项目网络图”,以及按主线表示的“试验进度表”和单机、分系统试运措施。

单机试运即单台辅机的试运,主要是辅机包括电动机及其电气部分试运、带机械部分试运和带负荷单系统试运等。具体来说,单机试运也叫功能试验,它指对设备、机械或系统一个一个地启动、试验和调整,以确认是否与设计性能相符。检查操作指令、测量仪表、信号、程控、连锁、保护等功能是否正确。其中有些设备可能需经过再次检修和调整才能达到设计标准。

分系统试运,系指按工艺系统或功能系统等单个系统的动态运行试验。主要进行控制逻辑顺序、各种保护以及测量与调节回路的运行与调整、在各种运行方式下的系统工况试验等。

单体调试和单机试运合格后,才能进入分系统试运。此时,根据现场实际情况,对辅机进行带负荷、热工保护、程控试验和对整个分系统进行调试,考验工程质量,确定其是否具备参加整套启动试运的条件。分部试运及调整试验应由安装及调试单位做出技术记录,各项试验结果将作为整套启动试运的依据。分部试运项目合格后,一般由施工、调试、建设监理、生产等单位及时进行验收签证。

二、分部试运前的准备工作

调整试运是一项艰难而复杂的工作,以往的经验告诉我们,要想使调整试运有条不紊地进行,加快调试节奏,提高试运质量,调试前的准备工作是至关重要的。而分部试运是机组

整套启动的前奏，分部试运质量的好坏，直接影响到机组在整套启动期间的运行稳定性和机组移交时的质量验评，其中包括机组启停次数的多少、试运工期的长短和各项调整试验是否顺利完成等。

（一）了解图纸、资料

调试人员必须全面掌握机组的设计特点、自动化水平，以及该类型机组的运行特性，通过外出调研、专业培训和查阅厂家及设计院相关图纸、资料，熟知汽轮机全部设备，包括汽轮机本体、调节系统、凝汽设备、加热器、除氧器、各种水泵等的构造和工作原理；熟知每个阀门的位置、仪表的用途、各种保护及自动装置的动作原理和作用；熟练地掌握汽轮机设备的启动、停机和正常运行操作；能根据规程要求及相关经验正确而迅速地处理所发生的各种事故和异常情况。

（二）检查现场系统设备

调试人员必须对现场的设备及系统进行全面检查，其中包括：查看设备供货与设计是否一致；了解掌握设备及系统的安装情况和工程进度；根据图纸、资料，结合现场实际情况及以往的调试经验，检查系统布置的合理性等。在熟知设备及系统的基础上，尽可能提出安装、设计和制造等方面的缺陷和问题等，提出合理化改进建议以保证试运工作的顺利进行。施工单位应提供具有文字证明的设备、系统检查与核査的文件资料（称文件包）。文件包中必须有一完整的工作表，展现已完成的工作、未完成的尾工、设计和施工的变更部分、施工中的改进、工程质量设计标准和与有关规范的不符之处，以及需要更正和悬而未决的问题。

（三）编写调试大纲、调试技术方案和措施

调试人员应在详细掌握有关图纸、资料的基础之上，熟悉掌握各项设备及系统的调试内容、方法和步骤。编写符合实际情况的调试大纲、调试技术方案和措施。

调试大纲分工程调试大纲和专业调试大纲，工程调试大纲一般由项目总工编写，专业调试大纲则由专业负责人完成。调试大纲是整个工程调试和试运工作的规划性方案，是落实调试合同和在具体工程项目中执行有关试运和调试规程的指导性文件。大纲要重点规范和明确调试项目、调试程序、重点或特殊项目（节点）的调试方法和要求、调试的质量标准以及各种调试资料的详细目录清单。

调试方案和措施的编写，其名称应优先选用《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规程》（1996年版）中命名的调试项目名称，其次是《验标》中命名的调试项目名称、《火电工程调试技术手册》中命名的调试方案和措施的名称。调试方案和措施原则上按调试项目对应独立编写，包括名称对应和内容对应。对个别不适宜独立编写的调试项目可以合并编写，但合并编写的方案和措施的名称应能明确反映所包含的调试项目，必要时可以在调试方案和措施的名称下以小号字体标明所涵盖的调试项目或以调试项目名称作为章节的标题。

分部试运阶段的主要调试技术方案及措施如下：

- 1) 循环水系统试运措施；
- 2) 工业水系统试运措施；
- 3) 开式冷却水系统试运措施；
- 4) 闭式冷却水系统试运措施；
- 5) 凝结水系统试运措施；
- 6) 除氧器投运措施；

- 7) 高、低压加热器投运措施;
- 8) 真空泵及其系统调试措施;
- 9) 电动给水泵启动调试方案;
- 10) 汽动给水泵启动调试方案;
- 11) 辅助(厂用)蒸汽系统吹洗及投用措施;
- 12) 有关水管道冲洗措施;
- 13) 汽轮机润滑油及调节保安系统调整试验措施;
- 14) 盘车和顶轴油系统调试措施;
- 15) 汽轮机抗燃油系统调试措施;
- 16) 发电机密封油系统调试措施;
- 17) 发电机冷却水系统调试措施;
- 18) 发电机氢系统吹洗及充氢措施;
- 19) 胶球清洗装置调试措施;
- 20) 油净化装置调试措施;
- 21) 配合炉前给水系统酸洗或碱洗方案;
- 22) 汽轮机组及周围蒸汽管道吹洗措施;
- 23) 汽轮机旁路系统的调试措施;
- 24) 空压机及系统调试措施。

三、提前介入严把分部试运关

(1) 坚持三个信息反馈,即设计缺陷信息反馈、设备缺陷信息反馈和施工缺陷信息反馈。在分部试运阶段组织调试人员进入工地,收集资料、熟悉设备系统、监督检查已投产机组出现过的设计、设备和施工缺陷是否都能反馈到新建机组,这样可基本上杜绝过去发生的问题在新机组上重演,为搞好分部试运和促进机组总体质量水平的提高打下良好的基础。

(2) 开好调试碰头会和专业会,及时解决试运中出现的问题。分部试运中,坚持每天召开一次由施工单位主持,调试、生产、设计、制造等单位参加的碰头会,及时解决当天出现的调试、设计、施工等方面的问题,协调相互配合的进度。遇到较大的专业问题则应及时召开专业会议,研究处理方案和各方分工,以保证分部试运质量和工期的要求。

(3) 调试程序不宜规定的过细、过死。由于各工程机组型式、系统和现场情况不尽相同,各有差异,所以在调试程序上把项目、内容及标准要求明确就行了,要给现场一定的自由度,以便因时制宜、因地制宜,更好地完成启动调试任务。

调试工作的70%在准备,30%在实施,这说明了准备工作的重要性。因此准备工作要尽早着手,包括在组织管理方面的准备。

第八章 分部试运

分部试运及调整试验的主要内容包括：有关阀门的活动与调整、辅助设备安全门的预整定、真空系统严密性检查、附属机械试运行、汽水管道的吹扫和冲洗、汽轮机辅助设备试运行、油系统试运和油循环、调节系统和自动保护装置试验等。

第一节 阀门调整与真空系统严密性检查

一、阀门活动与检查

阀门是现代化火力发电厂中应用最广泛的附属设备，机组所用阀门的设计选型、制造质量、安装质量和检修质量与机组的稳发、满发和安全、经济运行紧密相关。在新机试运阶段，针对性地对有关阀门进行正确地活动与调整，对于调节阀的零位、开关方向的进一步确认等是顺利通过机组试运行的有力保障。

调试初期，将机组所管辖的各类大小阀门分类造册、建立档案，详细记录各阀门的型号、制造厂家、调整试验数据、投运日期、使用情况、检修记录等。通过机组试运，综合评价该阀门的选型、质量是否合理，运行使用是否方便，并在此基础上进一步评价某一类阀门或某一制造厂家生产的阀门的质量，为阀门的选用、检修提供必要的依据。

辅助设备的安全门一般来说，应预先在制造厂家做过起跳及回座压力的调整试验，辅助设备安装使用说明书中附有安全门出厂前的整定试验记录数据，但是不能排除长途运输和安装质量等因素造成安全门整定数据的改变或偏差的可能性。因此，辅助设备的安全门要在安装之前进行检查试验，并将整定数据记录在册。

二、真空系统严密性检查

汽轮机启动前，必须对凝汽器的汽侧、低压缸和排汽部分以及当空负荷时处于真空状态下的辅助设备与管道进行灌水做严密性检查。

灌水前，要求所有与汽轮机连接的管道以及严密性检查范围内的管道与设备均安装完好并经检查合格，但焊口和法兰不得保温；凝汽器汽侧内部已清理干净；各水位计玻璃管及其他测点及表计已安装完好，但在灌水水面以下连接的真空表计应切除；底部设计有支持弹簧的凝汽器，灌水前要加装临时支撑，某些管道支吊架必要时也应加临时支撑，或将弹簧吊架锁住；需灌水的部分还应有排水的设施或措施。

灌水高度一般应在汽封注窝以下 100mm 处，灌注用水一般采用除盐水，引进型机组汽缸与凝汽器间用橡胶或波形管作柔性连接的机组，灌水要求可以参照制造厂规定执行。

灌水后，运行人员配合安装人员共同检查所有处于真空状态下的容器、管道、阀门、法兰、结合面、焊缝、堵头、测点等可能泄漏之处和凝汽器铜管及其胀口，如有泄漏，应采取措施及时处理，处理后需重新进行灌水检查，直至系统检查无泄漏为止。

第二节 主要附属机械装置

在电力生产过程中,各种转动机械是构成各种系统循环的主要辅助设备,它们的工作直接影响到主要设备的安全性和经济性,因此新装机组的各种转动设备都必须经过试运,以检查考核其运行情况是否符合设计及运行的要求,试运合格后方可参与整套试运行。

汽轮发电机组附属机械按系统划分种类如下:

- (1) 循环水系统:循环水泵、管道升压泵、水室真空泵、旋转滤网冲洗水泵。
- (2) 工业水系统:工业水泵。
- (3) 开式冷却水系统:开式冷却水泵。
- (4) 闭式冷却水系统:闭式冷却水泵。
- (5) 凝结水系统:凝结水泵、凝结水升压泵、低压加热器疏水泵。
- (6) 除氧给水系统:电动给水泵及其润滑油泵、汽动给水泵、小汽轮机及其润滑油泵等辅机、除氧器再循环泵。
- (7) 真空系统:真空泵或抽气器。
- (8) 汽轮机润滑油及调节保安系统:调速油泵、交流润滑油泵、直流润滑油泵、抗燃油泵、顶轴油泵。
- (9) 低压补给水系统:中继水泵。
- (10) 热网系统:热网供水泵、热网回水泵、热网补水泵、热网疏水泵。
- (11) 发电机冷却水系统:定子冷却水泵、氢冷升压泵。
- (12) 发电机密封/冷却油系统:交、直流密封油泵。
- (13) 胶球清洗系统:胶球清洗泵。

一、附属机械分部试运的条件

附属机械分部试运前,转动机械的电动机应经单独连续空负荷2~4h试运合格,旋转方向正确,事故按钮试验正常;正确连接对轮后手盘转子检查,设备应无摩擦和卡涩等异常现象;裸露的转动部分应装好保护罩;有关连锁自动保护装置应经过调整,模拟试验动作灵敏、准确;参与试运的容器、冷却水系统应冲洗合格;对于入口无滤网的水泵,试运前应加装有足够通流面积的临时滤网,运行至水质清洁后拆除。

例如给水泵是辅机中最重要且最复杂的旋转机械,试运前要求:强制循环的油系统应经油循环和滤油,达到管路清洁,油质化验及检验达到主机运行油质的标准(或厂家明文规定的标准);各轴承进油节流孔应按设计孔径装好,调整润滑油压达到规定值,检查确认各轴承回油正常;自动再循环门动作应灵活可靠;具有暖泵系统的高压给水泵试运前如必要应进行暖泵,使泵体上下温差小于 15°C ,泵体与给水温差小于 20°C ;密封冷却水畅通、水质清洁。对带液力耦合器的给水泵还要求:试运前做好液力耦合器的静态试验,凸轮转角和勺管行程的对应关系应符合设计要求;对调速工作油及润滑油系统进行油循环,油压调整正常,油质清洁无渗漏;进行各项保护程控装置(如:润滑油压低,工作油温超限报警保护,最小流量自动再循环阀启闭,滤油器滤网差压超限报警,以及其他有关保护)的动作试验,应正确灵敏;主电动机经空负荷试运合格后再接带液力耦合器。对驱动给水泵的汽轮机运行前还要求:汽轮机的主蒸汽管道经过吹扫合格;油系统经油循环冲洗合格,油质符合标准;真空

系统严密性试验合格，循环水系统已通水；调节保安系统试验调整合格；凝结水系统试运合格，排汽门水封能正常供水；汽轮机的主汽门、调节汽门及有关阀门开关正确、严密不漏。汽动、电动给水泵组启动试运前还应根据其自动保护、程控装置情况进行必要的试验或模拟试验，其中，关系到设备或系统安全的保护装置必须投入。

二、附属机械装置试运应达到的要求

- (1) 在试运过程中，泵的出口压力稳定并达到额定数值，电动机电流均不超过额定值。
- (2) 轴承振动应符合表 8-1 要求。

表 8-1 附属机械轴承振动标准

标准 转速 (r/min)	附属机械轴承振动 (双振幅) 标准 (mm)		
	优 等	良 好	合 格
$n \leq 1000$	0.05	0.07	0.10
$1000 \leq n \leq 2000$	0.04	0.06	0.08
$2000 \leq n \leq 3000$	0.03	0.04	0.05
$n > 3000$	0.02	0.03	0.04

(3) 轴承回油温度不高于制造厂规定值，一般使用润滑油的不超过 65 ~ 70℃，用润滑脂的不超过 80℃；油泵油压、供油及轴承回油正常，轴承无渗油现象。

(4) 各转动齿轮啮合良好，无不正常音响、振动和发热现象，泵内无冲击现象。

(5) 对于附属机械的各项连锁装置进行试验调整，应符合设计要求。

(6) 给水泵启动过程中应全面检查，并定时作出运行记录，对于带液力耦合器的泵组应进行下列各项试验与测定工作，并达到设计及运行要求：

1) 电动机定子绕组超温保护及低电压延时跳闸等试验；

2) 试验测试勺管位置 (%) 与水泵转速、进/出口压力、流量的特性，并进行调整，同时检验变速泵的工作特性；

3) 液力耦合器的工作油温与水泵转速关系及进油调节阀与工作油温的关系试验；

4) 自动再循环阀根据流量自动开闭试验正确可靠；

5) 对并列运行的给水泵进行调整，使各泵勺管位置、转速和流量关系趋于一致。

(7) 驱动汽动给水泵的汽轮机要求按制造厂家的有关规定进行试运工作，完成下列试验调整项目后方可与给水泵相连接完成泵组试运：

1) 单机空负荷额定转速试转，调节系统试验调整；

2) 备用高压油泵、交直流润滑油泵等连锁试验；

3) 注油试验、超速试验；

4) 高、低压主汽门开、闭试验；

5) 其他有关保护连锁试验。

三、液动变速给水泵的调试

(一) 给水泵的启停

大多数给水泵在启动前都必须进行暖泵，使泵体上下温差小于 15℃，泵体与给水温差小于 20℃。

暖泵分为正暖和倒暖两种方式。在给水泵全部停运的情况下，采用正暖。当给水泵处于

热备用状态时,采用倒暖。暖泵水由除氧器来,经吸入管进泵,经泵体后由出口逆止门前排出的方式称为正暖。暖泵水从出口逆止门前经高压连通管(带有节流孔板)进入泵内,再由泵入口处回除氧器或由暖泵放水门排出的方式称为倒暖。可以根据运行方式和系统具体情况加以采用。暖泵时必须注意,泵体在升温过程中严禁盘车,以防转子咬住。在正暖结束时,关闭暖泵水门,在其他条件具备时即可启动。当采用倒暖时,启动后应关闭暖泵放水门及高压连通管水门。

给水泵启动前,应确保油系统、冷却水系统、密封水系统和给水系统各阀门置于规程规定的开启或关闭位置。在给水泵灌水和系统投入过程中应注意排尽泵体和系统中的空气。给水泵油系统应在启动前投入,并使油压和油温符合制造厂规定,油系统无泄漏,各瓦回油正常。投入给水泵的各连锁及保护。

启动给水泵时,应注意启动电流的返回时间,并检查轴瓦振动、油温、窜轴、轴端密封和出口压力。如各部正常,注意辅助油泵,应自动停止。对于变速给水泵在启动前应检查勺管位置。检查再循环门自动开启、关闭时的流量定值是否正确。

给水泵投入运行后,注意电动机出入口风温及各轴瓦回油温度,并按规程规定的范围进行调整。

高压给水泵不允许在低于要求的最小流量下运行。如果流量不足,将使泵内水迅速发热汽化而造成泵摩擦振动,可能造成设备损坏。同时,也应防止运行中泵进入低扬程、大流量的极限工作区,否则极易产生过大轴向推力,使平衡损坏。

当需要停止给水泵时,应调整勺管逐渐减小流量,关闭出口门。确认出口门全关后再停泵,以防倒转。停泵时注意观察辅助油泵使其自动启动。给水泵停止后,应关闭冷油器和电动机空气冷却器的入口水门。若此时给水泵作为备用,应保持辅助油泵运行,并投入电动机防潮加热器。

(二) 给水泵的运行

给水泵运行中,应重点检查出入口压力、入口水温、电动机电流、平衡室压力、润滑油压、油箱油位、轴承温度、机械密封或填料密封泄漏情况、电动机风温、振动等。正常的平衡室压力应比入口压力大 $0.05 \sim 0.2\text{MPa}$ 。润滑油应保持 $0.1 \sim 0.24\text{MPa}$ 为宜。当发现油压降低时应查明原因,除油系统漏油或油泵工作失常外,油滤网堵塞是比较常见的原因。润滑冷油器出口油温应为 $35 \sim 46^\circ\text{C}$ 。轴承金属温度不得超过 65°C ,如果达到 70°C ,应发出警报信号,上升到 75°C 时紧急停泵。

新水泵第一次运行 200h 后,应将润滑油全部放掉,更换新油,以后每隔 1000h 换一次油。换油时,应将整个润滑区(包括轴承)用汽油或苯清洗干净。运行中根据油箱油位下降情况及时补油。

当汽轮机紧急减负荷停机时,要注意保持除氧器压力,防止给水泵汽化。

给水泵应尽量避免频繁启停,特别是采用平衡盘平衡轴向推力时,泵每启动一次,平衡盘就可能有一些碰磨。泵从开始转动到定速过程中,也即出口压力从零到定压这一短暂过程中,轴向推力只能被承载能力较低的推力瓦承受。

给水泵连续启动最小间隔时间应按电动机运行规程的规定执行。如果时间间隔较短,将对电动机及其油开关造成损害。事故跳闸后,要对电动机和所属设备进行检查,分析原因,测量电动机绝缘,确认良好后再进行第二次启动。

调速给水泵由前置泵、电动机、液力联轴器、主泵组成。前置泵由电动机轴的一端直接驱动，而主泵由电动机轴的另一端通过增速齿轮带动液力联轴器驱动。液力联轴器由主动轮（泵轮）和从动轮（涡轮）组成。主泵的转速随着液力联轴器工作油量的多少而改变。调整勺管的位置，便调整了联轴器的工作油量，即可改变主泵的转速。液力联轴器的油称工作油，变速箱及泵组各轴承的油称润滑油。与定速给水泵比较，调速给水泵在运行操作上有以下特点：

- 1) 进入锅炉的给水流量和给水压力是用给水泵转速来调节的，不是用阀门的节流来调节的。
- 2) 在泵启动前，应进行勺管调整试验，先手动调节勺管检查是否灵活，再在主控制室电动操作勺管，检查表盘上的勺管位置指示应与就地位置相符。
- 3) 暖泵时，前置泵和主泵同时进行。
- 4) 调速泵运行中，除监视润滑油温外，还要监视工作冷油器的油温。其入口油温不超过 130℃，以防止易熔塞熔化。
- 5) 连动备用的调速给水泵的勺管位置应自动跟踪运行给水泵的勺管位置。如自动跟踪不能投入时，可将勺管放在 40% 以上。这样当运行泵跳闸时，不致使锅炉汽包水位产生过大的波动。

（三）给水泵的事故处理

1. 紧急故障停泵的条件及操作

当发生以下危及人身和设备安全的情况时，要紧急停泵，并立即启动辅助油泵，再开循环门和关闭泵出口门，而不必等待或依赖其连锁装置动作。

- 1) 管道大量热水外流。
- 2) 泵组发生强烈振动。
- 3) 给水泵严重汽化。
- 4) 泵组内有清晰的金属摩擦声。
- 5) 给水泵电动机遭到严重水害。
- 6) 电动机冒烟。
- 7) 轴承急剧升高或冒烟。
- 8) 油系统大量漏油，油箱油位下降至危险油位以下而又无法补油。
- 9) 给水泵流量低于最小流量而再循环门不能开启。
- 10) 达到规定的跳闸条件，保护未动作。

在处理故障泵的同时，及时启动（联动）备用给水泵，保证向锅炉正常供水。

2. 给水泵跳闸及倒转

运行中，给水泵跳闸一般有如下原因：电源中断、给水泵保护动作或误动事故按钮。

给水泵事故跳闸后，如果连锁良好，则故障泵的辅助油泵及备用给水泵均能自动投入。这时要将投入泵的操作开关置于运行位置，然后改变泵与泵之间的连锁关系。如果辅助油泵或备用给水泵未联动，应手动启动。至于再循环门、泵出口门、暖泵门及油系统、冷却水和密封水系统的操作，则应按正常启停方式进行。

对于跳闸泵，应将其开关断开，解除连锁。根据跳闸原因进行检查和处理后，再决定是否启动或备用。

如果是厂用电中断引起的跳闸，待电源恢复后才可重新启动。

给水泵跳闸时，如果出口逆止门不严或卡住，而泵出口门又未关严，必将造成水泵倒转。这一情况除了能就地观察外，还可从表计的变化上加以判断。其现象是：锅炉给水压力下降，除氧器水位上升，给水泵入口压力波动，给水泵倒转时，一般转速都很高，为了防止轴瓦烧损，要检查辅助油泵的运行情况，如油泵未联动，要立即启动。处理时首先检查并关闭给水泵出口门，根据情况也可手动关闭。严禁关闭入口门，以防给水泵低压侧管道爆破。对倒转的给水泵，千万不要重合开关，因为在这种情况下反力矩很大，如果强行合闸可能造成转子损坏或发生电动机损坏事故。

3. 给水泵汽化

当除氧器内压力急剧下降时，除氧器内水温下降较慢，可能造成水温高于对应压力下的饱和温度，从而产生汽化现象。当通过泵体的流量较小时，水泵摩擦热量较大，也可能发生汽化现象。给水泵的汽化表现为：出口压力和电动机电流明显下降摆动；泵体内有明显的冲击声并使泵体发热，平衡室压力大幅度摆动，窜轴变化很大。

当给水泵在小流量下运行，而再循环门又未开启时，最容易发生汽化现象。因为这时水轮高速旋转，转子与水摩擦产生热量不能及时带走，于是使工作水温升高。汽化严重时，会引起动静间隙消失而导致金属碰磨，可能造成给水泵严重损坏，甚至动静部分严重咬死。

另外，当给水泵入口滤网严重堵塞，除氧器压力骤降时，也会产生汽化。

发现给水泵汽化时，应立即停泵。检查除氧器压力和水位，使之恢复正常。再次启动给水泵时，要经过详细检查，盘动转子应轻快，否则不应启动。

4. 油系统故障

给水泵油压下降、油温过高、油箱油位变化以及油中进水等，都严重地威胁着设备安全运行，必须迅速正确处理。

发现油压降低时，首先要检查原因。比如：油滤网是否堵塞，冷油器或油管路是否漏油，减压阀是否失灵，油泵是否出现故障等。然后根据找到的原因，采取相应对策。若油滤网前后压差大，应根据切换阀的结构和特性来掌握切换速度。当发生漏油和设备故障时，应切换为备用给水泵后，停泵检修。

在检查和处理过程中，如果油压继续下降，应按低油压保护定值的规定，及时启动辅助油泵或停止给水泵运行。

当油温过高时，应检查冷却水是否中断或水压是否不足。水压不足时要开大冷却水门，提高水压，或补充工业水。如果油温缓慢升高，可能是冷油器水侧有污物堵塞，应及时清扫。

给水泵安装后试运行，如果发现油温过高又调整不下来，则可能是轴瓦进油量不足，冷油器冷却面积过小造成的，应改变进油的节流孔板直径或采取其他措施。

油箱油位变化，分为油位升高和油位降低两种情况。如果未补油而油位升高时，说明油中已经进水，这时应开启油箱底部放油门排水，强制滤油，通知化学人员化验油质，必要时更换新油。

如果油箱油位下降，则主要是法兰、轴瓦、冷油器等处漏油造成的，应及时消除这些缺陷。

四、引进的 300MW 和 600MW 机组给水泵的调试

在引进的 300MW 机组上，一般配置 $2 \times 50\%$ （或 $1 \times 100\%$ ）容量的汽动泵作为正常运行泵，另配置 $1 \times 50\%$ （或 $1 \times 25\%$ ）的电动泵作为启动及备用泵。而对于 600MW 机组，由于其单机容量大，一般配置两台半容量汽泵，另加一台 50% 容量的电动泵。这样，在满负荷时，即使一台给水泵故障跳闸，备用泵可自动投入，不影响汽轮发电机组的出力。

汽动给水泵正常运行时，汽源一般由主汽轮机四段（五段）抽汽提供。主蒸汽作为低负荷时备用汽源，当负荷降到 40% 时，两个汽源自动内切换；当负荷降至 25% 时，全部切换至主蒸汽供汽。此外从高压辅助汽源站提供的汽源，可实现汽动给水泵提前启动调试。

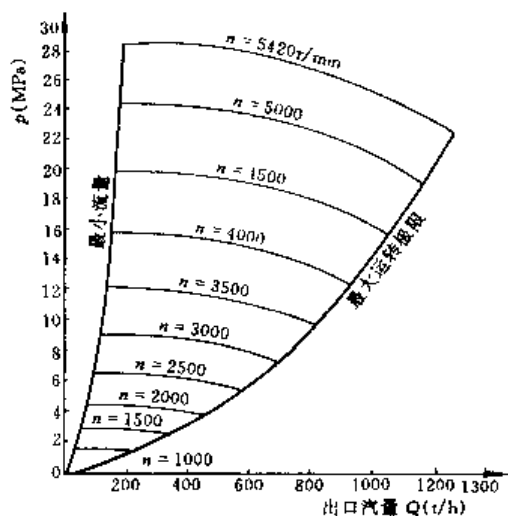


图 8-1 80CHT/4 型给水泵
变速性能曲线

在引进的 300MW 及 600MW 机组中，给水泵以德国 KSB 公司生产的 80CHTA 系统给水泵较为典型，而且国内生产的 50CHTA 系统给水泵就采用了该公司的制造技术。为此，我们以 80CHTA/4 型给水泵为例，说明给水泵的运行。

80CHTA/4 型给水泵可作为全容量泵配置于 300MW 机组上，也可作为半容量泵配置于 600MW 机组上，由双汽源小汽轮机变速驱动，其变速性能曲线如图 8-1 所示。

电动给水泵主泵由电动机经液力联轴器变速驱动，前置泵则由一台低速电动机直接定速驱动。汽动给水泵的前置泵由独立的电动机定速驱动。

（一）给水泵启动前的准备

给水泵启动前应对系统、设备、热工仪表及保护、调节回路进行全面的试验检查，以确认泵组及系统

具备启动状态，保证启动后设备运行正常。因此，必须进行下列准备工作：

（1）检查主给水泵及前置泵密封冷却水系统：检查轴端冷却水、密封水冷却水供水阀门及全开循环冷却水排放空气阀门。

（2）检查油系统：投运电动油泵，使径向轴承、推力轴承和联轴器齿轮事先润滑，并检查各部油压和各结合面有无泄漏。冷油器通水排空后，全开出口门，关闭入口门。当油温低于 30°C 时，应投入电加热装置。

（3）前置泵及主给水泵充水：稍开前置泵入口门，由给水箱给水对给水泵及系统管路和压力表进行充水排气，并开启给水泵再循环门。检查除氧器水位在正常位置。

（4）检查测量和控制仪表：检查给水泵及系统有关表计工作正常，通知热工（电气）投运有关控制及保护回路。

（5）进行给水泵组的保护连锁试验：包括泵组低油压试验，轴承温度高模拟保护试验，出口门、再循环门压力及流量联动试验，备用泵模拟连锁试验，以及给水泵汽轮机保护试验等内容。

（6）备用给水泵液力联轴器试验检查：活动其勺管控制机构，动作平稳，就地位置指示与表盘相符。

（7）进行给水泵汽轮机调节、保安系统静态特性试验及给水系统自动调节系统静态模拟

试验。

(二) 给水泵的暖泵

给水泵在启动前一般进行暖泵加热，使泵壳体的上下温差不致过大，避免外壳变形，动静部件接触，造成启动过程振动增大、动静部分磨损、抱轴等事故。

对于汽泵，由于启动时暖泵与暖机可同时进行，一些进口泵组不主张启动前暖泵。至于启泵前盘车问题，泵与小汽轮机的制造厂家要求不一致。泵制造厂家不主张盘车，在调试过程中，也确实因为初期水质不清洁，低速盘车极易在间隙较小的泵密封环等处卡住，越盘卡得越死，最后，不得不解体检修。所以，调试期间汽泵盘车有危险，建议不盘车。小汽轮机冲转后，在低速下使大轴热弯曲消失，振动下降，然后再升速。当水质好转后，可逐渐改为启动前盘车，以缩短启泵时间。

也有一些采用如 80CHTA/4（见图 8-2）暖泵系统的给水泵组。

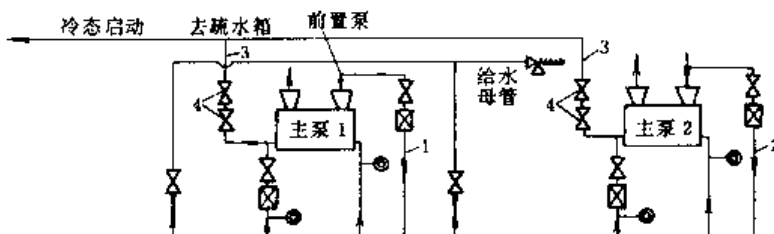


图 8-2 引进的 600MW 机级主给水泵的暖管水管路系统

1、2—暖泵水管；3—暖泵回水管；4—暖泵回水阀

当采用正暖时，其暖泵水引自前置泵出口，经管 1 或管 2 进入给水泵低压端下部接管，并打开阀 4，由高压端下部接管排放至冷凝水回收的汇集箱，当泵采取倒暖时，可由给水管在减压后倒回除氧水箱。暖泵时应注意保证密封冷却水系统投运，并注意调整暖泵水量，控制泵体温升率在 $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 左右。汽动给水泵启动前、运停后的盘车，应确认给水泵已充分注水，并已投入密封冷却水，再循环门开启。

(三) 给水泵的启动

给水泵各项试验准备工作完毕，根据机组整体运行要求投运给水泵，下面以引进 600MW 机组冷态启动过程来说明给水泵的启动步骤及注意事项。

1. 电动泵的启动

1) 启动辅助油泵，检查液力联轴器各部润滑油压正常，进行勺管升降试验，并使勺管放置于 10% 位置。

2) 检查给水箱水位正常，进一步对进水管、前置泵和主给水泵进行充水排空气。

3) 关闭出水门，停用暖泵系统，开启给水泵再循环门。

4) 启动前置泵，检查其运行参数正常，工作状态良好。

5) 确认主给水泵具备启动状态，启动主给水泵。

6) 主泵启动后，逐步调整勺管位置，使其出口压力达到 8.0MPa ，进行全面检查。特别注意再循环管工作情况、轴承油压、油温情况，及时投冷油器水侧，并检查平衡室压力回水温度正常，检查密封水压、水温，轴端漏水、温度正常。

7) 确认泵工作状态良好, 根据锅炉要求, 打开出水阀, 开启给水管路注水阀、排空气门逐级注水, 排空气至锅炉给水调节阀前。

8) 系统注水完毕后, 可通知锅炉上水 (一般锅炉先用 30% 旁路上水), 对给水管道进行冲洗。此时再循环仍在运行中, 直到给水流量大于 200t/h 后, 方可关闭再循门。在锅炉点火、升压过程中, 应及时调整勺管位置, 以适应锅炉给水要求, 但必须注意出水参数是否在泵运行安全区内, 否则应找出原因, 进行调整。

9) 电动泵可满足主机 60% 以内负荷时的给水量要求, 但具体到汽动泵与电动泵切换工况的负荷点, 则与主机及给水泵汽轮机的运行方式有关。600MW 机组设置两台汽动泵, 实际运行中, 存在电泵单独运行, 电动泵与一台汽动泵并列运行, 单台汽动泵运行, 两台汽动泵并列运行的切换过程。

2. 汽动泵的启动

1) 电动泵启动后, 汽动泵应投入倒暖泵系统, 并对汽动泵及其管路进行进一步排空气, 汽动泵投运盘车装置, 进行汽动泵的均匀暖泵。

2) 汽动泵的启动, 首先应完成给水泵汽轮机的启动操作。这主要包括: 连续盘车、给水泵汽轮机抽真空、送轴封、供汽管路暖管、冲转、低速暖机、中速暖机、过临界、定速及定速后的有关试验及检查。给水泵汽轮机冲转可采用主汽 (辅助蒸汽) 进行, 也可采用主机抽汽进行。

3) 当采用主汽进行冲转时, 一般在主机并网后开始冲转, 并依次进行有关启动操作及试验检查, 直到给水泵汽轮机至最低稳定转速运行, 进行定速后的试验, 然后逐步提升转速。当汽动泵出口压力达到给水泵母管压力时, 可开启汽动泵出口门, 并逐步接带负荷与电动泵并列运行。当主机抽汽压力随着负荷上升至一定压力时, 给水泵汽轮机汽源切换为主机抽汽 (切换点在 25% 负荷左右), 在给水泵汽轮机双汽源工作的情况下, 可逐步减小电动泵的负荷, 切换至单台汽动泵运行。当主机负荷至 40% 负荷时, 就可由主机抽汽单独供汽运行, 同时可启动另一台汽动泵, 并逐步转为两台泵并列运行。

4) 给水泵汽轮机冲转采用抽汽进行时, 一般在主机 30% 负荷时进行给水泵汽轮机的启动, 主机达到 50% 负荷时, 可启动另一台汽动泵, 并可停用电动泵, 然后两台汽动泵逐步并列运行。当然, 给水泵汽轮机的主蒸汽供汽应处于良好的热备用状态。

600MW 机组两台半容量的汽动泵及其前置泵启动过程的性能曲线和管路特性曲线如图 8-3 所示。德国 KSB 水泵制造厂估算, 机组在正常的最大保证工况下运行时, 汽动泵的转速在 5100 ~ 5200r/min 之间。为提供主机阀门全开并超压 5% 时相应的给水量, 要求给水泵汽轮机的转速增加到 5400r/min。允许单泵运行时, 给水泵汽轮机可升速到 5500r/min, 此时相当于额定出力的 60% 左右。在图 8-3 中, 曲线 A 表示前置泵入口侧的压力, 该压力为除氧压力加入口静压再减去管道损失。曲线 B 为前置泵出口的压力曲线。由于前置泵出口压力随流量减小而增加, 故补偿了因低负荷时除氧器工作压力较低的影响, 故曲线比较平坦。前置泵出口压力满足主给水泵在各种工况下, 包括静态工况下运行时必需的安全余量的要求。曲线 C 表示水泵吸入口实际压力曲线, 该压力由吸入侧管道阻力损失等组成。系统最终要求压力曲线 (F) 由主汽轮机进汽压力 (曲线 D), 加给水泵和锅炉汽包之间的标高差所产生的静压力 (D), 加给水泵和锅炉汽包之间的标高差所产生的静压力 (曲线 E), 再加给水泵至主汽轮机入口之间所有管道和设备的阻力之和得到。故给水泵汽轮机转速应按曲线 F 上各点

的阻力要求, 进行相匹配的调节。当主机滑压运行时, 可根据滑压曲线, 采取同样的方法绘制类似的特性曲线。

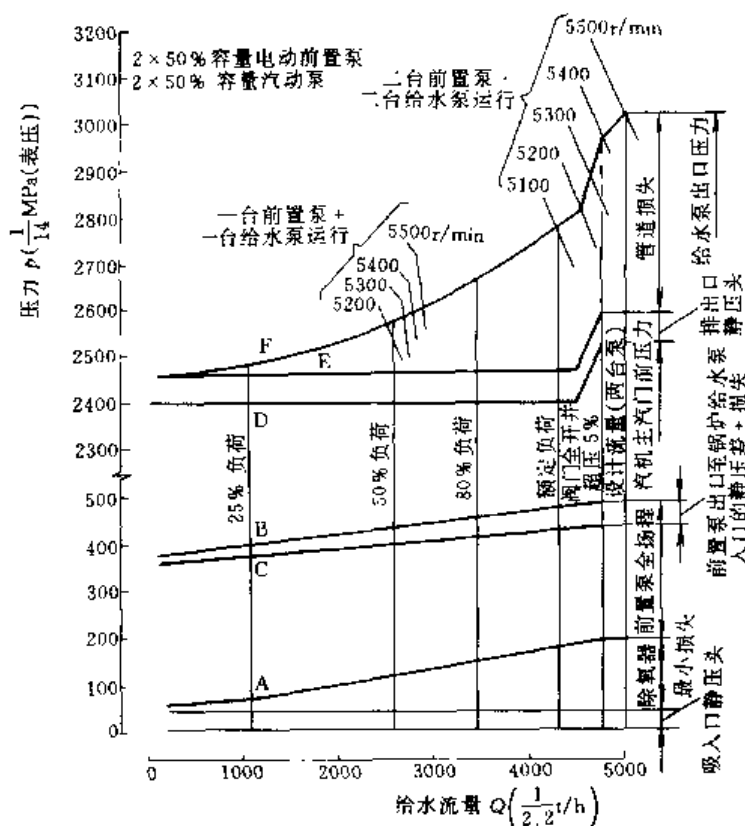


图 8-3 引进的 600MW 机级的汽动泵及其前置泵的性能曲线和管路特性曲线

(四) 给水泵正常运行

给水泵正常运行下的出水量, 是根据锅炉的蒸发量确定的, 并用转速调节来实现。然而, 转速是由给水泵汽轮机高低压调节门的开度控制的, 为此, 必须随时控制调节阀开度, 使其适应负荷变化的规律。本机组汽动泵的运行范围为 20% ~ 105% 额定负荷。但当主机负荷降至 40% 时, 给水泵汽轮机开始用高压蒸汽; 至 25% 时, 全部由主蒸汽供给; 再降至 20%, 便跳闸停用, 并自动投入备用电动泵。

为保证泵组正常运行, 给水泵带负荷后, 应检查和监督以下内容:

- 1) 任何负荷下, 水泵应平稳地运行, 振动在 0.05mm 以下。
- 2) 监视径向轴承、推力轴承温度使其小于极限值, 超限时应紧急停用。
- 3) 平衡装置出水压力应比泵入口压力高 0.1 ~ 0.2MPa, 如发现平衡室压力升高且超限时, 应检查原因。
- 4) 润滑油压应保持在 0.1 ~ 0.2MPa 为宜, 当发现油压降低时应查明原因, 并进行必要的调整。
- 5) 调整润滑冷油器出口油温在 35 ~ 45℃ 之间, 轴承回油温度小于 65℃, 超过 70℃ 时应紧急停用, 并注意润滑油滤网差压不得越限。
- 6) 保持泵入口滤网的清洁, 如差压超限时应紧急停用, 并及时清理。

- 7) 检查轴端密封泄漏情况, 保证密封水压、水温正常。
- 8) 运行中应保证各冷却水正常运行。
- 9) 注意保持除氧器水位, 控制除氧器压力下降速度, 尤其在主机降负荷时, 要注意及时投入除氧器备用汽源, 防止给水泵汽化。
- 10) 对电动泵, 特别应注意液力联轴器的工作情况, 控制其勺管回油温度不得越限。
- 11) 对汽动泵应防止其超速, 还应注意运行转速不得低于最低稳定转速。
- 12) 严防给水泵超出安全工作区运行, 注意调整给水泵流量, 在给水泵启、停及切换时, 应开启再循环门。
- 13) 避免长时间在出口门关闭下运转, 决不允许在低于要求的最小流量下运行。

(五) 给水泵正常停用

电动泵需停用时, 首先降速、减负荷, 并应开启给水泵再循环门, 启动辅助油泵, 关闭出口门, 确认出口门全关后, 再停泵。电动泵停用后, 应关闭冷油器和电动机空冷器入口水门, 但一般继续油循环一段时间。若停用后不作备用, 可关闭进水阀、冷却水供水阀、供油阀, 并打开放水阀, 放水停用; 若停用后作备用泵, 则不必进行上述操作, 但应投入倒暖系统, 并保持各冷却水的密封水正常供给, 冷油器和电动机空冷器可关闭其入口门, 并重新开启泵出口门。

汽动泵正常停运, 应检查和监督以下内容:

- 1) 逐渐减速, 将出力转移至另一台泵。
- 2) 及时投入再循环。
- 3) 转速减至最低工作转速后, 打闸停机, 并关闭进汽阀、出水阀。
- 4) 观察水泵惰走情况, 记录惰走时间。
- 5) 投运盘车装置。
- 6) 在给水泵汽轮机汽缸温度及上下缸温差达允许值时, 停用盘车。

(六) 给水泵事故停用

当给水泵系统故障危及设备及人身安全时, 应紧急停用。紧急停用应首先打开再循环门, 关闭泵出口门, 启用辅助油泵。对于汽动泵, 必要时破坏真空, 进行其他停泵操作, 做好有关善后工作。

当汽动泵故障需紧急停用时, 打闸后, 电动泵及其前置泵应自动投运。当一台汽动泵停用时, 电动泵与另一台汽动泵并列运行应维持主机正常运行; 两台汽动泵均停用时, 主机维持半负荷运行。

当主机甩负荷时, 给水流量瞬间增加, 导致给水泵在瞬间内高于额定转速运转。这时, 为了减少除氧器压力的衰减速度, 避免给水泵进水汽化, 应控制进入除氧器的低温凝结水的流量, 而除氧器应维持在最低水位下继续运行。待瞬间过后, 给水量随即迅速减小 (因主汽轮机进汽已截止), 此时汽动泵应打开再循环门, 关闭出水阀, 保持汽动泵在最小流量下运转。然而, 因主机抽汽已中断, 在锅炉新汽尚未完全中断时, 应改为投运电动泵及其前置泵维持运行, 并投运其再循环。这样, 可避免给水中断, 并且可以随时恢复出力。而除氧器由于进入凝结水量和输出水量同时减少, 因此在备用汽源条件下, 仍可在正常水位范围内继续运行。国外有的机组设置了低压加热器出口凝结水旁路自动保护系统, 当机组故障时, 可引部分凝结水至给水泵 (前置泵) 入口, 可以彻底避免整个动态过程中给水的汽化。一般其旁

路水量不超过给水量的 10%，就能满足给水泵既可靠又稳定地适应除氧器滑压运行的要求。当然，如果系统设计不合理，造成两路水混合不好，形成进入水泵的给水高、低温分层流动，则不但不能排除汽化威胁，还将影响水泵安全运行。

五、循环水泵的调试

(一) 循环水泵的作用和特点

循环水泵主要是用来向汽轮机的凝汽器提供冷却水，冷凝进入凝汽器内的汽轮机排汽。此外，它还向冷油器、发电机冷却器等提供冷却水。这些冷却水的特点是流量大、压力低，故要求循环水泵具有大流量、低扬程的性能，所以循环水泵一般都采用比转速较高的离心泵或轴流泵。

循环水泵的容量选择由凝汽器和其他辅机的用水量确定，而循环水泵的扬程不仅与其布置位置有关，同时也与凝汽器的特性（水阻、流程等）以及供水方式有关。凝汽设备所需的冷却水量，随季节、负荷的改变而变化，设计的循环水倍率一般为 5060。固定转速电动机拖动的循环水泵，主要依靠运行水泵的台数来调节，较大容量的混流式或轴流式循环水泵则采用了改变入口导叶的角度或工作叶片角度的方法来调节。

(二) 循环水泵的分类及应用

随着汽轮发电机组容量的不断发展，对循环水泵的性能、结构等都提出了新的要求。为了适应不同容量机组和不同的供水条件，采用了不同类型的循环水泵。目前在火力发电厂凝汽设备的供水系统中所用的循环水泵有以下几类：

- 1) 按工作原理的不同，有离心泵、混流泵和轴流泵三种类型。
- 2) 按布置方式的不同，有卧式泵和立式泵两种类型。

对于小容量机组多采用卧式离心泵。而近代大容量机组多采用立式混流泵，它们具有结构紧凑、体积小、运行调节简单等优点。另外，由于这种泵的叶轮浸在水中，启动时不需要抽真空，故汽蚀性能也可以得到改善。再就是电动机置于轴上部，离水面较高不易受潮。

近代大容量机组的循环水泵，不仅要求流量大，而且对扬程的要求也有所提高。所以大容量机组的循环水泵采用性能介于离心泵和轴流泵之间的混流式水泵的逐渐增多。

(三) 循环水泵的调试

目前，国内 300MW 机组的循环水泵，多数采用立式混流泵。图 8-4 为一立式混流泵结构示意图。下面以立式混流泵为例说明循环水泵的运行操作。

1. 启动前的准备工作

- 1) 检查并清理吸入水池，不得有木块、铁丝、垃圾和杂物。
- 2) 确认吸入水池的水面在允许的水位以上。水位低于此值时，会卷起旋涡吸入空气，引起泵的振动等问题。
- 3) 确认电动机的旋转方向。在确定电动机转向时，一定要拆掉联轴器的螺栓，电动机单独转动。

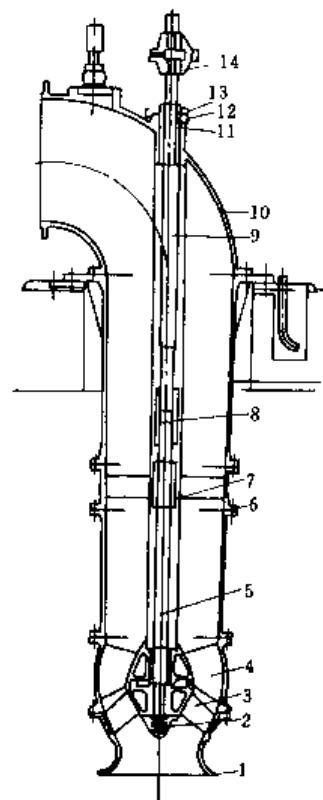


图 8-4 立式混流泵结构
1—喇叭管；2—导流管；3—叶轮；4—导叶；5—下部轴；6—支架；7—轴承；8—联轴器；9—上部轴；10—出口弯管；11—填料管；12—填料；13—压盖；14—联轴器

4) 向橡胶轴承注润滑油, 泵启动前, 由外接水源。第一次注水时, 一定要注水 10 ~ 20min 以上, 以冲洗橡胶轴承, 否则易损坏轴承。

5) 将填料函填料调到不断地漏出少量水的程度。填料过紧时, 有损伤轴、烧坏填料的危险。

6) 泵的第一次启动或停泵时间较长再启动时, 应先顶轴, 使润滑油进入推力瓦下部, 然后松开千斤顶。

7) 排气阀处于工作状态 (手动阀应打开)。

8) 检查电动机上下轴承的润滑油油位正常并送上冷却水。油质应化验合格。

9) 检查各有关表计齐全、完好。

10) 首次启动循环水泵应尽量向管道系统中充水, 以避免开泵后发生水锤的危险。

对于安装在岸边的循环水泵, 还应检查泵入口的回转滤网等设备正常。循环水泵为轴流泵时应检查其动叶角度调整装置, 对只能在静止状态下调整动叶角的, 应调至最小 (对应于流量小扬程低的位置), 以减少启动电流。应该注意的是: 混流泵应在出口蝶阀稍开, 或启泵时同时开出口蝶阀。

2. 循环水泵启动

混流泵的启动可采用闭阀启动和开阀启动两种方式。

所谓闭阀启动是指主泵与出口阀门同时启动, 即主泵启动的同时打开出口阀门, 这种启动方式要求出口阀门在极短的时间内必须打开, 水泵在出口阀关闭的情况下运行不超过 1min。一般在几台循环水泵并联运行时, 泵的出口蝶阀后存有压力水的情况下启动时, 采用闭阀启动。

所谓开阀启动, 是指主泵启动前, 提前将出口蝶阀开启到一定位置, 然后启动主泵并继续开启出口阀到全开, 在泵出口管路系统没有水倒灌的情况下, 可采用开阀启动。出口管路有水压时, 稍开出口蝶阀不会使泵倒转的条件下, 也可采用开阀启动。

水泵启动时应注意检查电动机电流和泵出口压力符合规定; 泵组振动和声音无异常现象; 出口阀门顺利打开, 电动机的轴瓦、绕组、铁芯温度, 应在允许的范围内。如振动、声音等有明显异常时, 应立即停运, 检查原因。水泵运行正常后, 检查关闭水泵的排气阀。

3. 循环水泵的运行维护

循环水泵在运行中应做好以下的运行维护工作:

1) 经常监视泵组的振动、声音及运转情况, 如有异常应及时找出原因并加以消除。

2) 经常检查填料压盖的压紧程度, 如填料压盖处漏水太多或没有水漏出时, 应调整填料压盖的松紧度; 当填料磨损时, 应及时更换新填料。

3) 检查电动机轴承的润滑情况, 润滑油油位应正常; 发现油变质时, 应更换新油; 轴瓦温度不超过 70℃。

4) 经常监视电动机电流及铁芯、绕组的温度。电流不应超过规定值, 也不应摆动; 铁芯、绕组温度不超过规定值。

5) 经常检查泵出口压力及橡胶轴承的润滑水压力在正常范围。

6) 经常检查泵吸水池水位、进水滤网。水位应正常, 滤网应保持清洁, 防止堵塞。

除上述的工作外, 还应做好运行日志填写和定时记录报表 (记录出口压力、电流、电压、有关温度等参数), 并对泵组的振动进行定期测量和记录。

4. 循环水泵停运

循环水泵正常的停运操作应该是先关泵出口阀门，当出口阀门关至某一位置时，断开电动机电源，停止水泵。水泵停运后出口阀全部关闭。

在事故的情况下，也会出现在阀门全开的情况下停运，这时出口管路系统内的压力水向水泵倒灌，水泵将发生倒转，应注意立即关闭泵出口阀门。由于此时出口阀及管路系统受到很大的力，所以要求出口阀关闭时间一般不小于45s，以减小出口阀关闭时的水锤现象。

5. 循环水泵的连锁和保护

1) 连锁保护。供给汽轮机组凝汽器的冷却水一旦中断，将造成凝汽器内真空消失，汽轮机组被迫停运的事故。为此，在运行的循环水泵和备用泵的驱动电动机之间，都装设了互联保持回路，当运行泵事故掉闸时，电动机之间的电气互联回路自动地将备用泵及时投入运行，以保证供给凝汽器的冷却水不会中断。

2) 泵与出口蝶阀之间的连锁保护。循环水泵一旦发生事故跳闸，泵的出口蝶阀不能立即关闭时，出口管路系统的压力水将倒灌回循环水泵，使泵反转。反转时的转速可能比泵的正常运行转速高几倍以上，这不但使供给凝汽器的冷却水量大量减少，甚至中断，而且有可能造成泵与电动机因倒转而发生损坏，所以大型立式循环水泵，采用了主泵与出口蝶阀之间的连锁保护，当主泵的驱动电动机电源中断停泵时，连锁保护回路自动地联动泵的出口蝶阀关闭。出口蝶阀的关闭时间与关闭曲线根据循环水系统各参数设计，在正常启、停和水泵连锁时，将不致发生水锤现象。

6. 循环水泵的事故处理

当水泵发生强烈振动、能够清楚地听到泵内有金属摩擦声、电动机冒烟或着火、轴承冒烟或着火等严重威胁人身和设备安全的故障时，应紧急停泵，见表8-2。

紧急停泵的一般步骤如下：

- 1) 按事故泵的事故按钮或断开停泵操作开关。
- 2) 检查备用泵应立即自动投入运行，保证供水正常。备用泵联动无效时，应立即手动启动。
- 3) 检查故障泵电流到零，出口蝶阀应联动关闭，泵不倒转，否则应手动关闭出口蝶阀。
- 4) 及时向有关生产领导汇报，并采取必要的措施，避免事故扩大到其他系统和设备。
- 5) 故障处理完后，应作好详细记录，以便于事故分析。

当发生水泵盘根发热、冒烟或大量滋水、轴承温度达80℃并有升高的趋势、电动机电流超过额定值或电动机温度超过规定值、轴承振动超过规定值等故障时，应先启动备用泵，再停故障泵。这是因为水泵发生故障时，在短时间内尚不会造成设备的严重损坏，这样处理对系统运行的影响比较小，有利于主机的安全稳定运行。

表 8-2 循环水泵常见故障原因及消除方法

故障现象	原 因	消 除 方 法
不能启动	1. 电动机故障或电气系统有问题 2. 不满足启动条件	1. 检查电动机及电气系统 2. 按条件顺序逐一检查
出力不足	1. 叶轮损坏 2. 出口阀门调整不当 3. 吸入空气发生汽蚀	1. 更换叶轮 2. 出口阀门再作调整 3. 提高吸入水位，清理前池滤网

续表

故障现象	原因	消除方法
不出水	转向反	倒换电动机接线，改正转向
超负荷	<ol style="list-style-type: none"> 1. 泵内有杂物 2. 转动部分损坏 3. 电压下降 4. 电动机缺相运行 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排除异物 2. 检修转动部件 3. 检查电源 4. 检查电动机接线及开关
异常振动和噪声	<ol style="list-style-type: none"> 1. 靠背轮不同心或螺栓连接不良 2. 吸水池水位过低发生汽蚀 3. 轴承损坏 4. 异物堵塞、叶轮损伤 5. 轴弯、转子不平衡 6. 地脚螺栓松动或基础不牢固 7. 转动部分松动 8. 电动机不良 9. 出水管路的影响 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新找正或紧固靠背轮螺栓 2. 提高水位到最低水位以上，或清理入口滤网 3. 更换轴承 4. 清除异物、更换损伤部件 5. 直轴、消除不平衡 6. 紧固螺栓或加固基础 7. 检修松动部件 8. 修理电动机 9. 检查并消除不良影响

六、凝结水泵的运行

(一) 凝结水泵的工作特点

大容量机组对凝结水水质的要求很高，一般都设置有除盐装置和凝结水升压泵，如图

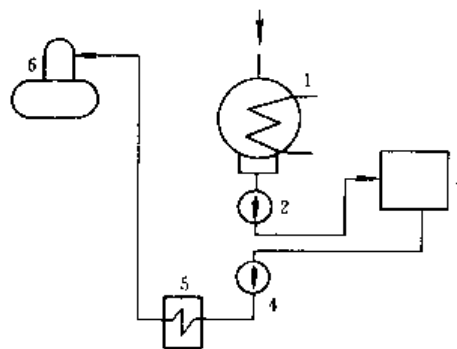


图 8-5 除盐、升压系统

1—凝汽器；2—凝结水泵；3—化学除盐装置；4—升压泵；5—低压加热器；6—除氧器

8-5除盐、升压系统所示。由于凝结水泵输送的凝结水在吸入管内处于饱和温度，因此在凝结水泵入口处很容易发生汽化。为防止凝结水泵入口发生汽化，通常把凝结水泵布置在凝汽器热水井以下 0.5~1.0m 的坑内，使泵入口处形成一定的倒灌高度，利用倒灌水柱的静压提高水泵的进口处压力，使水泵进口处水压高于其饱和温度所对应的压力。为了提高水泵的抗汽蚀性能，常在第一级叶轮入口加装诱导轮。

凝结水泵的轴封处，需经常供给密封水，以防空气漏入泵内。因为凝结水泵开始抽水时，泵内空气难以从排气阀排出，因此在其上部设有与凝汽器连通的抽汽平衡管，以便将空气排至凝汽器由抽汽器抽出，并维持泵入口腔室与凝汽器处于相同的真空度。这样，即使在运行中凝结水泵吸入新的空气，也不会影响泵入口的真空度。

目前，国产 300MW 机组的凝结水泵大多数采用立式筒袋型凝结水泵，这种新型立式凝结水泵比老式的卧式凝结水泵大约提高效率 4%~9%。图 8-6 为国产 300MW 机组上广泛应用的 LDTN 型凝结水泵。

运行中的凝结水泵应能抽出凝汽器最大负荷时的全部凝结水量，考虑到凝汽器作为一级除氧和向热力系统补水等因素，凝结水泵输送的最大凝结水量按机组最大负荷时排汽量的 1.1~1.2 倍计算。

运行中的凝结水泵应能抽出凝汽器最大负荷时的全部凝结水量，考虑到凝汽器作为一级除氧和向热力系统补水等因素，凝结水泵输送的最大凝结水量按机组最大负荷时排汽量的 1.1~1.2 倍计算。

(二) 凝结水系的调试

1. 凝结水泵的启停和运行维护

启动凝结水泵时，入口门应全开，密封水正常，泵体空气门全开，出口门关闭。泵启动后检查出口压力，电动机电流正常后开启出口门。停泵时应先关闭出口门，再断开操作开关，防止因逆止门不严，使泵倒转。水泵停止后如作备用泵，应将出口门全开，投入联动开关。如果泵停止后需要检修，可根据需要关闭出口门、入口门、空气门，最后关闭轴封冷却水、密封水门，联系电气人员切换电机电源。

凝结水泵在运行中出现电动机电流或出口压力摆动时，说明泵的工作不正常。如果是凝汽器水位低造成的，应及时调整凝汽器水位到正常水位；如水位不低则可能是入口滤网堵塞或入口部分漏空气等的影响，应停泵清理入口滤网或消除漏空气处。凝结水泵入口部分有漏空气现象时，不仅影响泵的运行，而且造成凝结水溶氧不合格，因此应引起重视。

2. 凝结水泵的运行调节

因为绝大多数机组的凝结水泵是在凝汽器定水位下运行的，以保证凝结水泵吸入口的倒灌高度有一个稳定值，防止凝结水泵叶轮汽蚀。凝结水泵运行中一般不需要调节，需要调节的是汽轮机组凝汽器热水井的水位。正常运行时，凝汽器水位调节主要是依靠调节化学补水量和凝结水泵的出口水量来实现的。凝结水量减少，热水井水位下降时，应加大化学补充水量或者减少凝结水泵的出水量（节流泵出口管路上的调节门）；热水井水位上升时，采用相反的调节方法。

在机组启动初期，为防止凝结水泵在低负荷下运行引起发热和汽蚀以及满足射汽抽气器、轴封加热器等所必须的冷却水量，可打开凝结水泵出口通往凝汽器的再循环阀门，使凝结水泵出口的一部分水返回到热水井，保证凝结水泵有足够的流量。

3. 凝结水泵的事故处理

凝结水泵事故处理的一般原则及紧急停泵的步骤与循环水泵基本类似，见表 8-3。

表 8-3

凝结水泵常见故障原因及消除方法

故障现象	原因	消除方法
不能启动	1. 电动机故障或电气系统有问题 2. 凝结水泵启动条件不满足，热工禁启	1. 检查电动机及电气系统 2. 设法满足启动条件
出力不足或不出水	1. 负压部分漏空气 2. 叶轮损坏 3. 出口阀门调整不当或出入口阀门芯脱落 4. 凝汽器水位过低 5. 转向反	1. 查找并消除漏空处 2. 更换叶轮 3. 出口阀门再作调整或检修故障阀门 4. 提高凝汽器水位 5. 倒换电动机接线

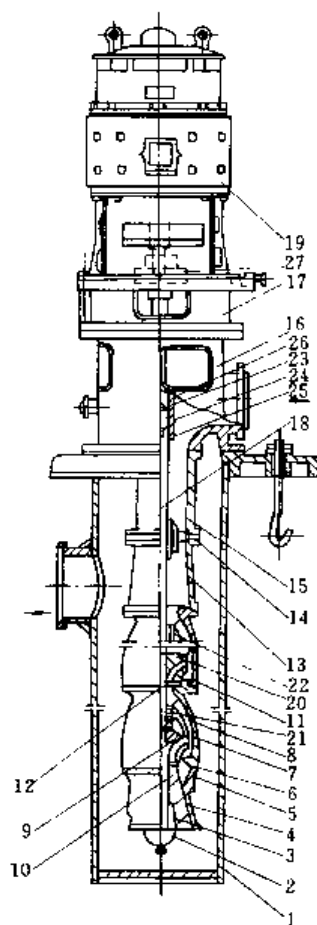


图 8-6 LDTN 型凝结水泵结构

- 1—圆筒体；2—下轴承压盖；3—下轴承；4—下轴承支座；5—诱导轮衬套；6—首级前密封环；7—首级后密封环；8—首级导流壳；9—首级叶轮；10—诱导轮；11—次级导流壳；12—次级叶轮；13—变径管；14—轴承体；15—接管；16—泵座；17—支座；18—泵轴；19—电动机；20—卡环；21—定位轴套；22—导轴承；23—固定键；24—卡套；25—固定套；26—传动轴；27—刚性联轴器

续表

故障现象	原因	消除方法
超负荷	<ol style="list-style-type: none"> 1. 叶轮与壳体有摩擦 2. 流量过大 3. 电动机缺相运行 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修、调整转动部分 2. 关小再循环阀或启动备用泵 3. 检查电动机接线及开关
泵或电动机异常振动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 靠背轮不同心，靠背轮螺栓连接不良 2. 轴承损坏 3. 轴弯，转子不平衡 4. 地脚螺栓松动或基础不牢固 5. 转动部分松动 6. 电动机不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新找正，重新固定或更换螺栓 2. 更换轴承 3. 直轴、消除不平衡 4. 紧固螺栓或加固基础 5. 检修松动部件 6. 修理电动机

七、疏水泵的运行

火力发电厂中，疏水泵主要应用在下面两种场合：一是在大容量机组上，低压加热器组的末级或次级加热器疏水，利用疏水泵将其送入该加热器出口的主凝结水中，这样可以避免疏水的冷源损失，提高热经济性（目前大容量机组已不再设计疏水泵）。二是在热网加热器的疏水系统上，利用疏水泵将热网加热器的疏水送入除氧器或主凝结水管路中。

（一）疏水泵的工作特点

疏水泵输送的加热器疏水，温度高达 100~150℃ 以上，所以疏水泵在运行中的汽蚀问题非常突出。为防止水泵发生汽化，在设计和安装时，都考虑了加热器疏水箱与疏水泵之间的安装位置标高差，以保证疏水泵所必需的倒灌高度。另外，在疏水泵的出口装有返回到泵入口疏水箱的再循环管路及再循环调节阀门，运行中，利用出口调节阀门和再循环调节阀门的联合调整来维持疏水箱水位正常，以保持疏水泵入口的倒灌高度和疏水泵的流量不低于最小流量。尽管如此，实际运行中的疏水泵还是经常发生汽蚀现象，严重时会使泵部件发生损坏而被迫停运检修。因此，防止汽蚀损坏，是疏水泵运行中应注意的重要问题之一。

由于疏水泵输送的水温高，所以泵的填料箱与轴承套一般均装设有冷却水室，运行中通入冷却水以冷却填料箱和轴承套，防止填料和轴承过热而发生损坏。

疏水泵启动时，一般都采用在泵出口调节阀关闭的情况下启动，然后开启调节阀进行调整。用这种方式启动泵时应注意，泵在出口阀门关闭时的运行时间不能过长，否则泵内会发生汽化。为此，有的机组采用了在出口阀门稍开启（一般为全开度 10%）的情况下启动，这样既可避免全开出口阀门启动时引起电动机过负荷的问题，又可避免采用闭阀启动时间过长引起泵内发生汽化的现象。

有许多疏水泵，从泵的吸入室引出一连通管与加热器蒸汽室相通，连通管可以将泵内存留的气体或运行中泵入口部分发生汽化时产生的气体及时地排到加热器的气室内，有利于疏水泵的稳定运行。因此，泵在启动前和运行中，须将该连通管上的阀门打开。

（二）疏水系的连锁及保护

为保证加热器和疏水泵的正常运行，疏水泵一般都设有如下的连锁和保护：

（1）连锁保护。运行泵发生故障跳闸时，备用泵自动投入运行，以保证加热器汽侧不满

水, 维持正常运行。

(2) 防止疏水泵发生汽化的保护。

- 1) 当疏水泵的流量超过允许的最大流量时, 备用泵自动启动。
- 2) 当疏水泵的流量降到最小流量时, 再循环调整门自动打开或泵自动停止。
- 3) 当加热器疏水箱水位降到最低水位时, 泵自动停止。

八、热网循环水泵的运行

(一) 热网循环水泵的工作特点

目前, 国内大型城市集中供热网系统的一次网都采用了双管式封闭循环系统。热网循环水泵的作用就是为这一封闭循环系统提供必要的动力, 将携带热量的热网循环水进行升压, 使水在热网的热源加热器及二次网的换热器之间形成循环, 以达到输送热量的目的, 完成热质的传递与转移。由于城市集中供热的面积很大, 而作为热源的热电厂一般距市区又较远, 为使循环水能携带足够的热量, 并具有较小的循环阻力损失, 一次网系统的主管道设计的管径一般都较大, 有的已达 800 ~ 1200mm, 这就要求采用大流量的热网循环水泵。

采用封闭循环的水热网系统, 供水温度一般为 110 ~ 150℃, 回水温度为 50 ~ 70℃, 因此防止热网循环水泵入口的汽化是一个不可忽视的问题。为防止入口汽化, 一般都应将热网循环水泵布置在热网加热器入口处的回水管道上, 选型时也应采用抗汽蚀性能较好的水泵。除此以外, 还要求在运行中泵的入口处具有一定的压力, 一般入口压力不低于 0.1MPa。

热网循环水系统是一个庞大的系统, 保证热网循环水泵及其出入口参数的稳定是非常重要的。如其出口压力不稳定, 在热网系统中会形成压力冲击波, 严重时会引起水冲击, 造成设备的损坏。为了方便地调节热网循环水泵的出口压力, 并使其在系统阻力变化时, 能平稳过渡, 现在水热网的循环水泵已逐渐采用液力调速联轴器。它在节能方面的作用不可忽视。

热网循环水泵输送的工质是具有一定温度的热水, 所以要求泵在结构上应能解决轴封的密封及冷却问题。泵在运行中应送上轴封冷却水, 防止发热磨损。

(二) 热网循环水泵的调试

热网循环水泵本身的启、停操作及运行维护内容基本上和其他的离心泵一样, 由于它处在热网系统这一特殊的地位, 在运行操作及维护方面除遵循离心泵的一般规则外, 还应注意以下几点:

1) 热网系统要求压力稳定, 不能突变, 因此要求在泵出口门关闭的情况下启动, 特别是在热网系统第一次投运启动首台水泵时, 其出口门不能一下大开, 应根据入口压力的变化缓慢开启, 这样热网系统不致发生水击, 也能保证泵的入口压力在规定范围内, 以免由于补水流量跟不上, 而造成泵入口拉空或汽化的现象发生。

2) 热网系统庞大, 管线长, 热网循环水泵出口压力变化后, 经供水管道、热网换热站及回水管道, 需要很长时间才能反映到泵的入口。所以, 启动第二台以上的泵时, 应视热网容积的大小以及距离热用户的远近, 保持一定的启动间隔, 使整个管网系统压力平稳变化, 运行稳定。一般认为当回水压力有所反应时, 再启动第二台泵比较合理。

3) 热网系统停运时, 要缓慢关闭一台泵的出口门后再停泵, 注意泵出、入口母管压力的变化, 待泵入口母管压力稳定后, 再依次停止第二、三台泵, 直至最后剩一台泵运行为止, 保证系统内的压力逐渐降低。当入口母管压力降到 0.2MPa 以下稳定运行一段时间后, 方可停止最后一台泵, 以防止入口母管超压。

4) 在两台泵互相切换时, 应逐渐关小停止泵的出口门, 同时开启启动泵的出口门, 使管网供、回水压力不发生较大的变化。

5) 当回水温度发生变化时会影响回水压力, 要注意及时调整, 防止回水压力过高或过低造成跳泵。

(三) 热网循环水泵的连锁保护

当泵入口压力过低时, 会造成泵入口及管网系统汽化, 水循环被破坏; 而泵出、入口压力过高时, 会造成热网设备或管道超压, 严重时将导致热网设备和管道的破坏。因此, 为保证热网系统和热网循环水泵的安全性, 连锁保护有入口压力低、入口压力高、出口压力高等连锁保护装置, 运行中应投入这些保护装置。例如某一热电厂的热网系统, 有六台热网循环水泵, 正常运行中五台泵运行, 一台备用, 设有下列保护: 泵入口压力低于 0.1MPa 时, 保护动作停泵; 泵入口压力高于 0.5MPa 延时 20s 保护动作停泵; 泵出口压力高于 2.25MPa 延时 20s 保护动作停泵; 当有四台以上泵运行, 由于种种原因有三台以上不运行延时 10s 触发保护动作停所有泵。

热网循环水泵与其他水泵一样, 设有电气连锁装置, 在意外跳泵或某一台运行泵由于保护信号引起停泵时, 自动投入备用泵。

第三节 汽水管道的吹扫和冲洗

汽水管道的吹扫和冲洗是分部试运工作的重要组成部分。汽水管道的吹洗质量必须符合《电力建设施工及验收技术规范(管道篇)》的要求, 以保证机组安全经济的投入运行。

汽水管道的清洗应按下列规定进行: 主汽管道、主汽隔离阀旁路管、主蒸汽旁路系统管道、再热机组冷热段、再热汽管道及其旁路系统等管道, 必须按规定用蒸汽吹扫合格; 高温高压机组的凝汽器、除氧器及其水箱、高低压给水管、主凝结水管、减温水管、给水泵机械密封管、抽汽逆止门控制水、高压加热器保护水、低压缸喷水系统及其他有关的容器和中、低压水管, 应冲洗至水质透明; 对于超高压及以上参数机组的炉前给水管道应进行化学清洗(碱洗、酸洗), 清洗范围一般为从凝结水泵出口开始至锅炉省煤器入口这个区间的主凝结水、高低压给水管道, 至于除氧器和高低压加热器是否参与酸洗, 应根据具体情况而定, 如不宜参加酸洗, 应有隔离措施, 化学清洗后要求一个月内必须点火, 否则应充联胺溶液防腐, 锅炉点火前需用除盐水冲至含铁量合格; 主蒸汽及再热蒸汽的导汽管在安装焊接过程中应确保内部清洁, 否则应进行管道的蒸汽吹扫; 汽动给水泵的驱动汽轮机的进汽管的要求与主蒸汽管道相同; 轴封蒸汽进汽管、轴封高温汽源管、汽缸及夹层加热进汽管、蒸汽抽气器进汽管等应用主蒸汽或辅助汽源进行吹扫, 吹扫蒸汽应有足够的压力和流量, 每次吹 $10 \sim 15\text{min}$, 直到排汽洁净为止, 但不得少于三次, 每次应间隔一定时间使管道冷却; 冲洗或吹扫前, 必须结合现场实际特点制定有效措施, 经批准后执行, 并在必要时加装临时消音装置; 吹扫与汽轮机连接的管道时, 必须严防蒸汽或水进入汽缸。

第四节 汽轮机主要辅助设备试运行

一、试运前应对有关设备进行认真检查及试验调整

(1) 除氧器、减温减压站、热交换器有关安全门及其附件安装正确，并已经冷态整定，排汽管的截面积应符合设计要求。安全门动作压力及回座压力应按制造厂规定，一般压力容器安全门动作压力整定为工作压力的 1.05 ~ 1.10 倍，对于除氧器及水箱应按额定工作压力的 1.1 ~ 1.25 倍或按滑压运行最高压力的 1.10 倍整定。回座压力应符合制造厂规定，其回座压差一般应为起座压力的 4% ~ 7%，最大不得超过 10%。

(2) 各热工自动装置、仪表、远方操作装置经初步通电检查性能良好。

(3) 除氧器、加热器就地水位计应清澈可见并有足够的照明，水位调节器、高低水位报警保护装置传动试验正常。疏放水系统设计合理。

(4) 管道及其有关设备，应能自由膨胀，注意除氧水箱支座及底座应清扫干净，以防影响膨胀。

(5) 真空系统抽真空前应具备的条件：真空系统严密性检查合格，排大气各阀门均应关闭，密封水系统投入，对各密封阀门供水正常；凝结水泵及循环水泵和有关系统试运完毕，能投入使用；润滑油、密封油系统和盘车装置等均应试运完毕，能投入使用；射水抽气器或射水泵的射水槽应彻底清理，有关设备分部试运合格。离心式真空泵试运时还应注意：泵底阀严密能使泵内充满水，并于真空泵启动后建立真空；无底阀或底阀不严时，需用压力水 (0.05MPa) 作工作水注入泵内，真空泵启动后建立真空，达到规定的真空 66.7kPa 后渐开虹吸阀，停供压力水；当真空泵运行正常后，关闭抽汽系统的阀门及辅助进气口，应能达到理论上的真空（即凝汽作用所产生的绝对压力减去工作水的蒸汽压力）；当达不到预期的真空，又未发现渗漏空气点时，应调整水泵水室对分配器圆周反向的导向角，取得最佳真空度后，固定水室位置，并进行记录；试运时工作水温应低于 30℃。

二、辅助设备试运行应达到的要求

(一) 除氧器

除氧器的水位调节装置工作正常，溢流装置及高低水位报警信号动作可靠，就地 and 远方水位计指示一致；蒸汽压力调节装置工作正常，能稳定的维持除氧器压力在要求范围内；安全门动作正确可靠，排汽畅通；运行过程无汽水冲击现象和显著振动现象；在铭牌出力下正常运行时，除氧水含氧量应符合标准。

(二) 减温减压装置

设备运行参数应能达到铭牌规定；安全门的动作与回座压力应符合要求，流水通畅，减温水调整门关闭后应严密不漏；管道及其有关设备，应能自由膨胀。

(三) 热交换器

各台加热器投用前，应分别通过事故放水接临时管充分吹扫；各部分操作灵活，无泄漏现象；运行正常后，各部分参数应能达到制造厂规定；加热器水位稳定，各自动调节保护装置经调试能正常工作，高压加热器水位高保护按要求试验正常；安全门经整定后，其动作与回座压力应符合要求。

(四) 真空系统

真空泵或抽气器工作时，本身的真空应不低于设计值；在不送轴封汽时，系统的真空应不低于同类机组的数值，一般为 -40kPa 左右；供轴封蒸汽和投入轴封抽气器后，系统的真空应能保持正常运行的真空值。

三、给水回热设备

(一) 回热加热器的分类和结构

1. 回热加热器的分类

按传热方式的不同，回热加热器可分为混合式和表面式两种。混合式加热器通过汽水直接混合传递热量，表面式加热器则通过金属换热面来实现热量传递。

混合式加热器可将水加热到蒸汽压力对应的饱和温度，无端差，热经济性高，没有金属受热面，结构简单，造价低，并能除去水中的气体。但是，混合式加热的严重缺点是：每台加热器的出口必须配置升压水泵，增加了设备和投资，使系统复杂化；而且当汽轮机变工况运行时，升压水泵的入口还容易发生汽蚀。而其厂用电量将大大增加，经济性反而降低，因此火力发电厂一般只将它用作除氧器。

表面式加热器由于金属受热面存在热阻，给水不可能被加热到对应抽汽压力下的饱和温度，不可避免地存在端差。因此，与混合式相比，其热经济性低，金属耗量大，造价高，而且还要增加与之相配套的疏水装置。但是，由表面式加热器组成的回热系统比混合式的回热系统简单，且运行可靠，因而得到了广泛采用。

根据水侧的布置和流动方向不同表面式加热器可分为立式和卧式两种。卧式加热器内给水沿水平方向流动，立式加热器内给水沿垂直方向流动；立式加热器占地面积小，可使厂房布置紧凑。卧式加热器传热效果好，结构上便于布置蒸汽冷却段和疏水冷却段，因而在现代大容量机组上均得到了广泛采用。

为了提高回热效率，更有效地利用抽汽的过热度，加强对疏水的冷却，高参数大容量机组的高压加热器，甚至部分低压加热器的传热面又分为蒸汽冷却段、凝结段和疏水冷却段三部分。蒸汽冷却段又称为内置式蒸汽冷却器，它利用蒸汽的过热度，在蒸汽状态下加热给水，以减小加热器内的换热端差，提高热效率。疏水冷却段又称为内置式疏水冷却器，它是利用刚进入加热器的低温水来冷却疏水，既可减少本级抽汽量，又防止了本级疏水在通往下一级加热器的管道内发生汽化，排挤下一级抽汽，增加冷源损失。随着加热器容量的发展，还有的机组将蒸汽冷却段或疏水冷却段布置于该级加热器壳体之外，形成单独的热交换器，称为外置式蒸汽冷却器或外置式疏水冷却器。

2. 表面式加热器的结构

(1) 卧式U形管加热器。卧式加热器的受热面一般由U形黄铜管或钢管组成，管子胀接管板上，管系固定在半圆形导向隔板的骨架和加强筋上，圆筒形外壳由钢板焊接而成。图8-7所示为东方锅炉厂生产的DR-600-4型低压加热器简图。

凝结水自水侧入口管进入加热器水室，水室内挡板将水室分成入口水室、出口水室两个腔室，使凝结水在加热器管系中经过一U形流程。管系采用U形结构，能够自动补偿热膨胀，且便于安装、检修及堵漏。

回热抽汽自加热器顶部进入，在蒸汽进口正对管系处装有挡汽板，以降低流速，减小对管束的冲击力。该加热器布置有内置式蒸汽冷却段、蒸汽凝结段和疏水冷却段。汽侧工质在流动过程中受导向隔板的作用，做S形流动使换热过程比较充分。

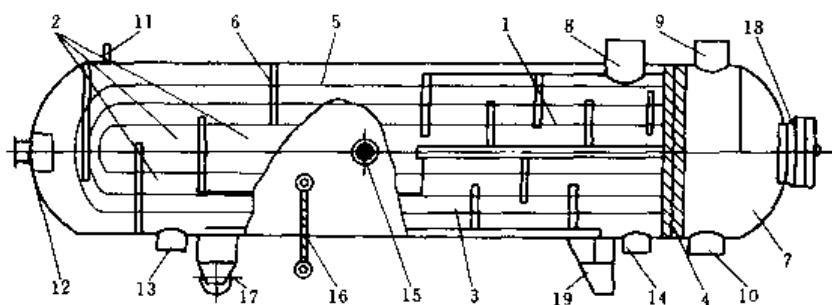


图 8-7 卧式 U 形管低压加热器

1—蒸汽冷却段；2—凝结段；3—疏水冷却段；4—管板；5—管系；6—导向隔板；7—水室；8—蒸汽进口；9—水侧出口；10—水侧入口；11—汽侧排空门；12—上级疏水进口；13—事故疏水口；14—疏水出口；15—空气抽出口；16—就地水位计；17—滑动支架；18—检修人孔；19—固定支架

随蒸汽带入的少量不凝结气体以及低压加热器因负压漏入的空气将使传热恶化，所以在壳体上还设有抽空气管。

此外，卧式加热器一般设有滑动支架以补偿热膨胀。另外在加热器外壳上设水位计、检修人孔等必备装置。

图 8-8 所示为卧式高压加热器简图。加热器的水室采用了自密封结构。水室内侧盖板通过双头螺栓与密封座相连接，转动双头螺栓外侧的球面螺母，使密封座通过密封环、均压四合圈压嵌在水室内的止脱箍上，进行初步密封。当水室充高压水后，密封座将紧压在均压四合圈上，进行完全密封。与卧式 U 形管加热器相比，该加热器具有更大的蒸汽冷却段和疏

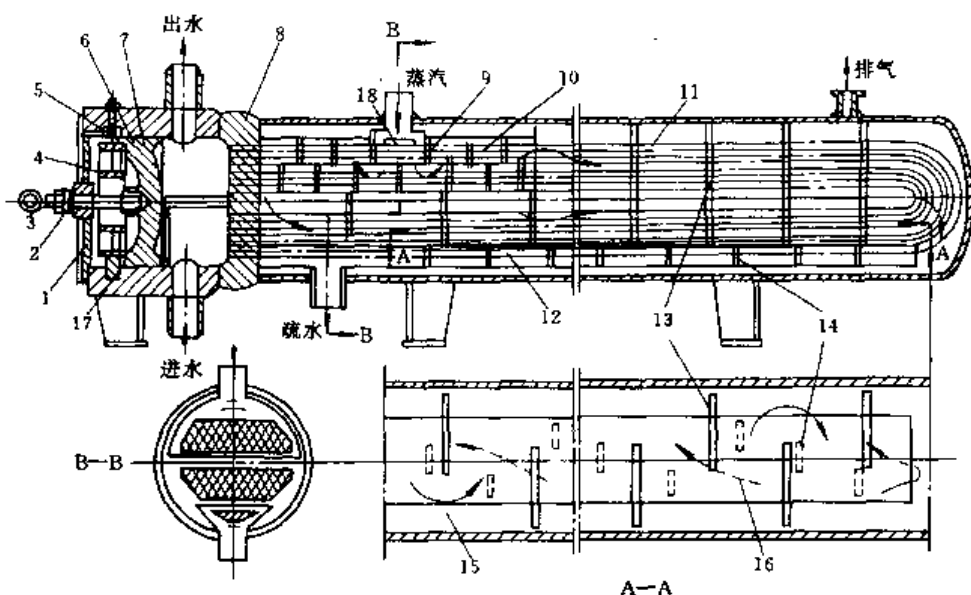


图 8-8 高压加热器简图

1—盖板；2—球面螺母；3—悬挂螺环；4—止脱箍；5—均压四合圈；6—密封环；7—密封座；8—管板；9—过热段隔板；10—过热段管束；11—凝结段；12—疏水冷却段；13—凝结段隔板；14—疏水冷却段隔板；15—凝结段蒸汽流向；16—疏水冷却段疏水流向；17—双头螺栓；18—蒸汽进口挡板

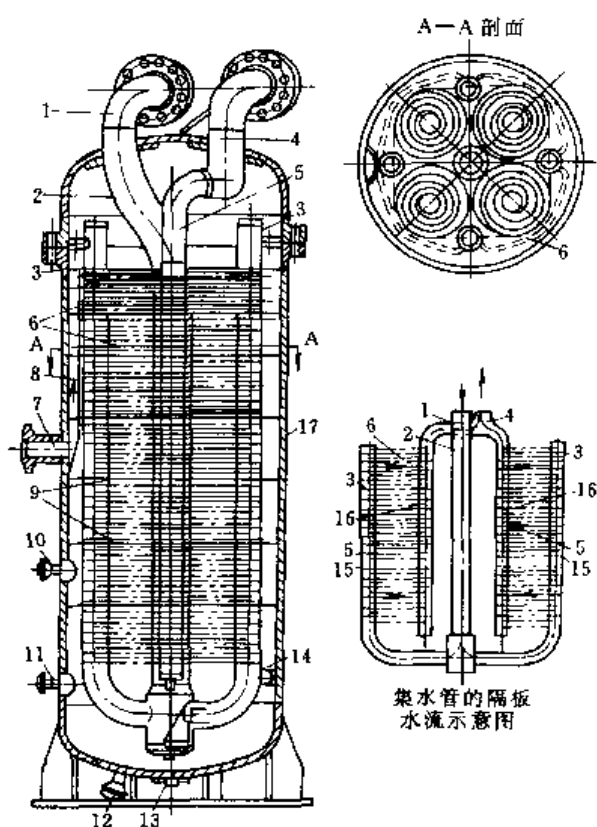


图 8-9 螺旋管式表面加热器

1—给水进入管头；2—进水管；3—进水集中管；4—给水引出管头；5—出水集中管；6—双层螺旋管；7—加热蒸汽进入连接管；8—加热蒸汽的导槽；9—导向板；10—空气连接管；11、12—接疏水浮子室连接管；13—加热节蒸汽凝结水的放水口；14—带导轮的撑架；15、16—集水管的隔板；17—外壳

水冷却段。

有的高压加热器，为进一步提高安全性，水室采用焊接封头，将密封座结构应用在检修人孔上，也收了良好效果。

(2) 螺旋管式表面加热器。螺旋管式表面加热器如图 8-9 所示。这种加热器的管束在直立圆柱形外壳内对称的分为四组，每组由若干水平螺旋管组成。水由一对进水集水管进入螺旋管内，经过另一对出水集水管导出。加热蒸汽由中部引入，经导汽槽至加热器顶部，然后绕一系列导向隔板做 S 形流动，冲刷管束。

与 U 形管加热器比较，它没有笨重的水室，容易满足高温工作下热膨胀的要求，布置紧凑，便于维修；缺点是体积大，消耗金属材料多，水阻大。

(3) 轴封加热器。轴封加热器的作用是回收工质（主汽门、调节汽门门杆溢汽及轴封漏汽），减少热损失，同时避免蒸汽漏入油系统。

图 8-10 所示为带射汽抽气器轴封加热器的结构简图。汽—气混合物被射汽抽气器的工作蒸汽带入第一级加热器。其中大部分蒸汽凝结，剩余的汽—气混合物又被抽入第二级加热器，蒸汽凝结成疏水送回凝汽器，剩余混合气体排向大气。

图 8-11 所示为与射水抽气器相配用的轴封加热器，它利用主机射水抽气器的负压或单独设置的轴封风机来抽出轴封加热器中的不凝结气体，在结构上与低压加热器相似。与前一种轴封加热器相比，启停操作较为简单、方便。随机组容量的增大，它得到了较广泛地采用。

(二) 加热器的保护与运行

1. 加热器的汽侧保护

为了防止机组甩负荷时，汽轮机内压力突然降低，各加热器或抽汽管道中的蒸汽倒流入汽轮机引起超速；防止加热器管系泄漏时，水从抽汽管道进入汽轮机内发生水冲击事故。在汽轮机抽汽管道上均装有能够快速关闭的止回阀。

抽汽止回阀执行机构有多种形式与结构，其中水压关闭、气压关闭、弹簧关闭三种最为常见。图 8-12 所示为升降式气压式止回阀的结构图。正常运行中，气动止回阀控制系统切断其活塞上部的供气，活塞与阀杆在弹簧预紧力作用下处于上限位置，蒸汽由下往上顶起阀碟，此时，阀门处于开启状态。当需要关闭止回阀时，气动止回阀的控制系统动作将压缩空气通入活塞上部，压缩空气作用力大于弹簧力，活塞向下运动，阀杆冲击阀碟，达到关闭的目的。

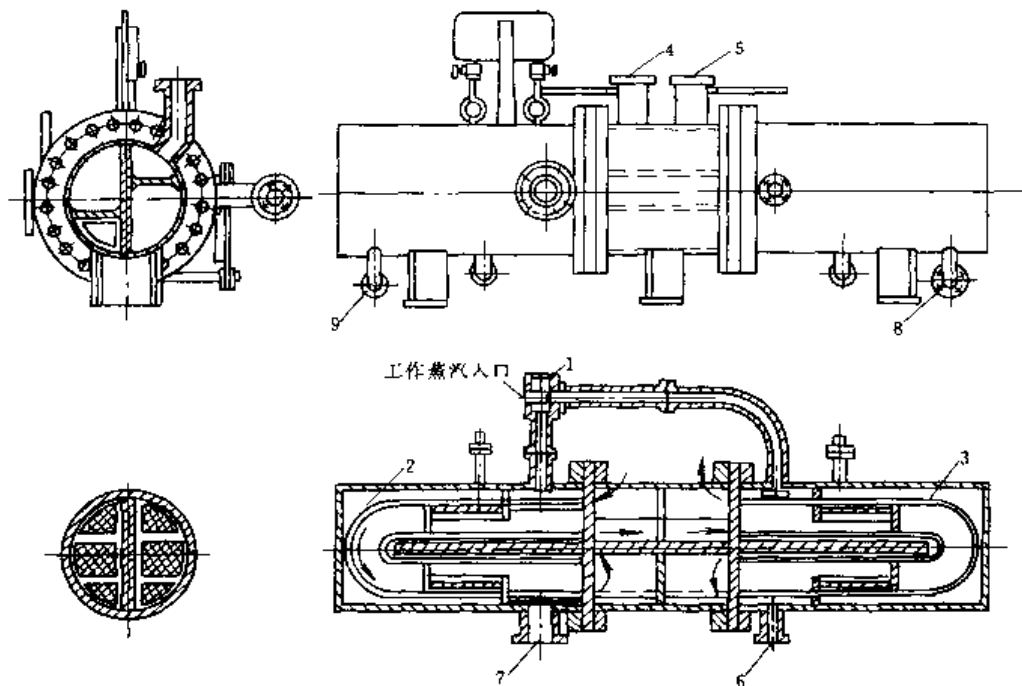


图 8-10 带射汽抽气器的轴封加热器

1—射汽抽气器；2—第一级加热器；3—第二级加热器；4—冷却水进口；5—冷却水出口；6—余气排出口；7—汽、气混合物入口；8—第二级疏水出口；9—第一级疏水出口

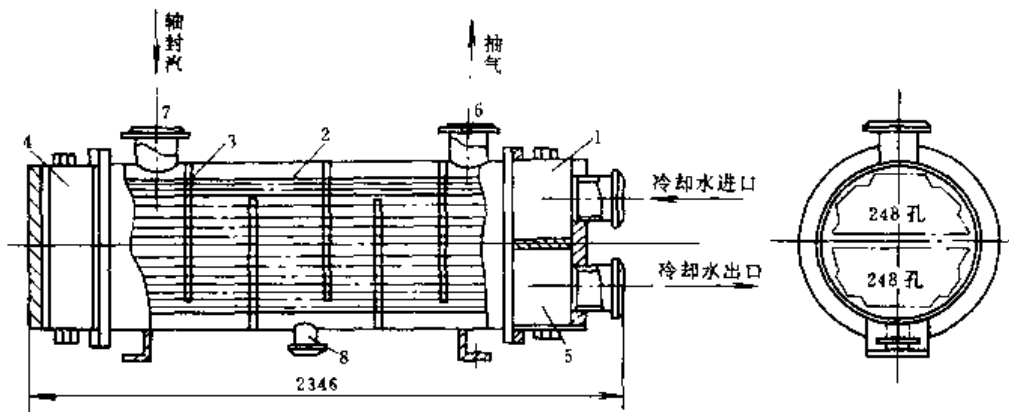


图 8-11 轴封加热器

1—进水水室；2—铜管；3—隔板；4—后水室；5—出水水室；6—抽气口；
7—汽、气混合物入口；8—疏水口

图 8-13 所示为扑板式汽动止回阀的结构图。正常运行中，操纵装置将活塞上部气路切断，活塞由于弹簧的作用力处于上限位置，转矩压块与阀碟螺杆销子脱开，蒸汽作用力顶开阀碟。当需要关阀时，汽动止回阀控制系统向活塞上部供气，克服弹簧力，转矩压块冲击阀碟销子，达到快速关阀的目的。

2. 加热器的疏水

为了可靠地将加热器中凝结的水排出，同时又不让蒸汽随疏水流出，维持加热器的正常

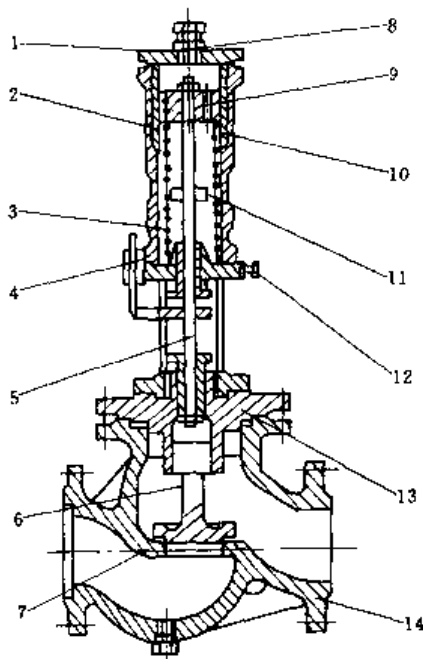


图 8-12 气压式排汽
止回阀（升降式）

- 1—压盖；2—壳体；3—弹簧；4—操
纵杆；5—阀杆；6—阀碟；7—密封
环；8—进气口；9—活塞；10—套筒；
11—支撑环；12—出气口；13—阀盖；
14—阀体

运行，加热器在其疏水出口装有各种疏水调节装置。

(1) 浮子式疏水器。内置或外置浮子式疏水器工作原理都是用浮子感受加热器的水位，然后通过连杆机构带动疏水门门杆动作调整疏水量，来保持加热器内水位正常。见图 8-14、图 8-15。其特点是结构简单，加工制造方便，但可靠性差，发生浮子球泄漏时，疏水阀的启闭失控，不仅影响经济性，且会造成疏水管冲刷损坏或其他问题。大型机组已不再采用。

(2) 疏水调节阀。图 8-16 所示为普通疏水调节阀的结构图。正常运行中，水位信号经过变换后，作用于调节阀的电动执行机构，带动杠杆 4 移动疏水门门杆，控制疏水量，达到自动控制加热器水位的目的。故障情况下，可以操作摇杆 8，手动控制疏水量。

(3) 多级水封。多级水封的原理如图 8-17 所示。它是利用疏水在水封筒中的水柱高度来平衡加热器之间压力差的。如水封管数目为 n ，则相当于有 nh 的压力来关住蒸汽，工作时，各级间压差相同，均为 h ，且有 $p_2 \text{IV} < p_2 \text{III} < p_2 \text{II} < p_2 \text{I} < p_1$ 的关系。由于必须建立各级差压后才能起水封作用，所以不如单级 10m 水封可靠。

这种疏水装置的特点是无机械传动、不卡涩、不磨损、结构简单、维护方便；其缺点是停机后残留一部分疏水，如机组长期停运，会产生腐蚀，且占地面积大，故只对工况变化或系统不进行切换的加热器适用（如轴封加热器）。

变化或系统不进行切换的加热器适用（如轴封加热器）。

3. 高压加热器水侧的自动保护

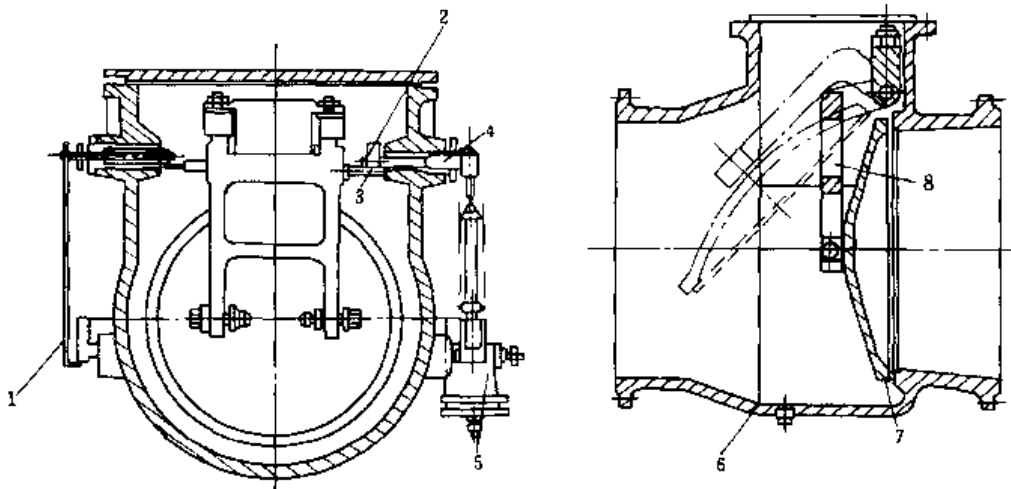


图 8-13 气压式抽气止回阀（扑板式）

- 1—指针；2—转矩压块；3—锁子；4—转矩转轴；5—操纵装置；
6—阀体；7—阀碟；8—阀碟拉杆

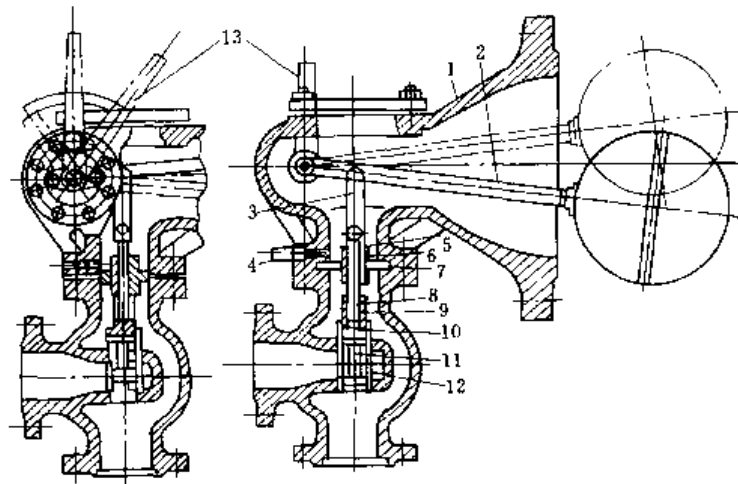


图 8-14 内置浮子式疏水器

1—浮子式疏水器外壳；2—浮子杠杆；3—连杆；4—导向套筒上、排污室的出口；5—导向套筒；6—芯轴；7—中心套管；8—限制圈；9—活塞套筒；10—两半组成的环；11—滑阀；12—阀座；13—手柄

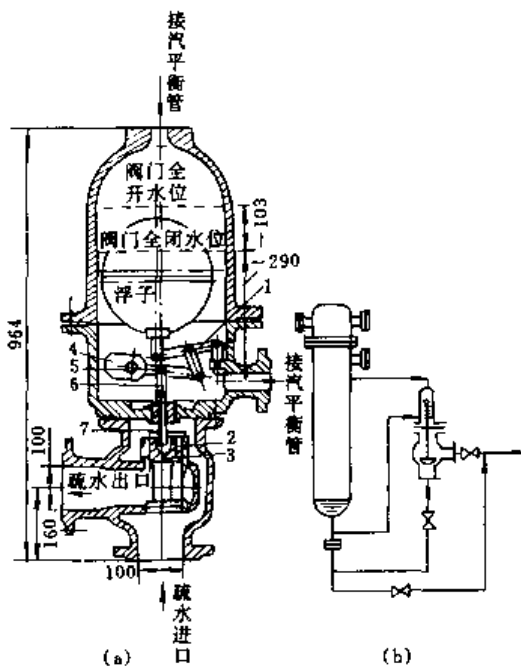


图 8-15 外置浮子式疏水器及其连接系统

(a) 外置浮子式疏水器；

(b) 外置浮子式疏水器连接系统

1—杠杆；2—两半对开环；3—滑阀；4—心轴连杆；5—心轴；6—连杆；7—滑阀杆

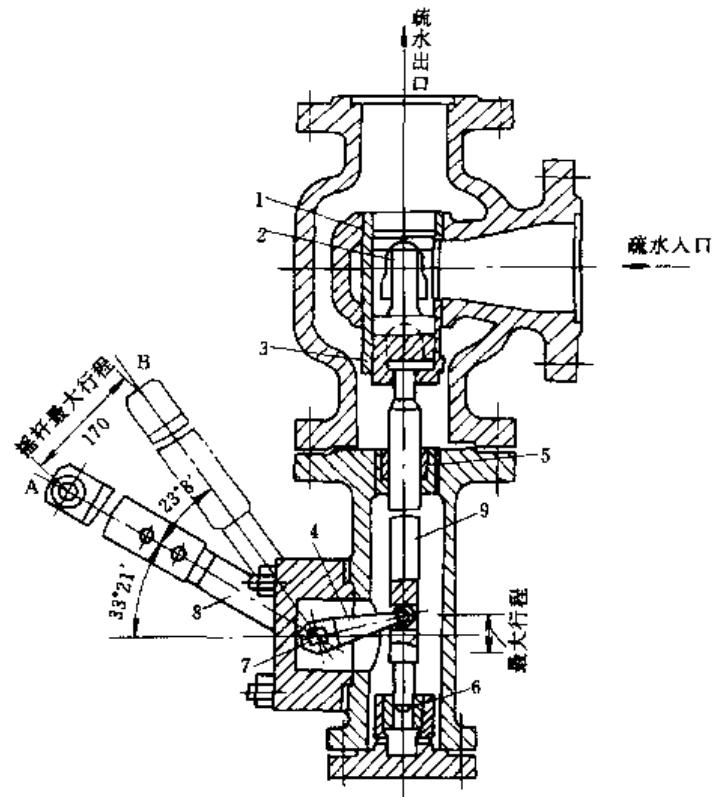


图 8-16 疏水调节阀

1—滑阀套；2—滑阀；3—5\"/>

由于流经高压加热器的给水压力很高,当高压加热器管子破裂时,高压水会迅速进入汽侧,从抽汽管流回汽轮机中,造成严重的水冲击事故。因此,事故情况下迅速可靠地切断高压加热器供水,同时又保证不间断地向锅炉供水是十分必要的。

图 8-18 所示为高压加热器水侧保护的示意。图示为正常运行状态,当加热器发生故障时,水位升高接通电信号,电磁阀吸合,泄掉出、入口联成阀 A 室水压,联成阀受 B 室水压作用,推动活塞,带动阀门迅速关闭,切断高压加热器供水,同时打开旁通管,实现不间断地向锅炉供水。这种出、入口及旁通共用一个阀瓣的阀门称为联成阀。

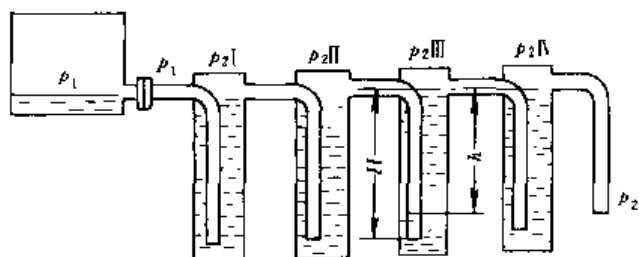


图 8-17 多级水封原理

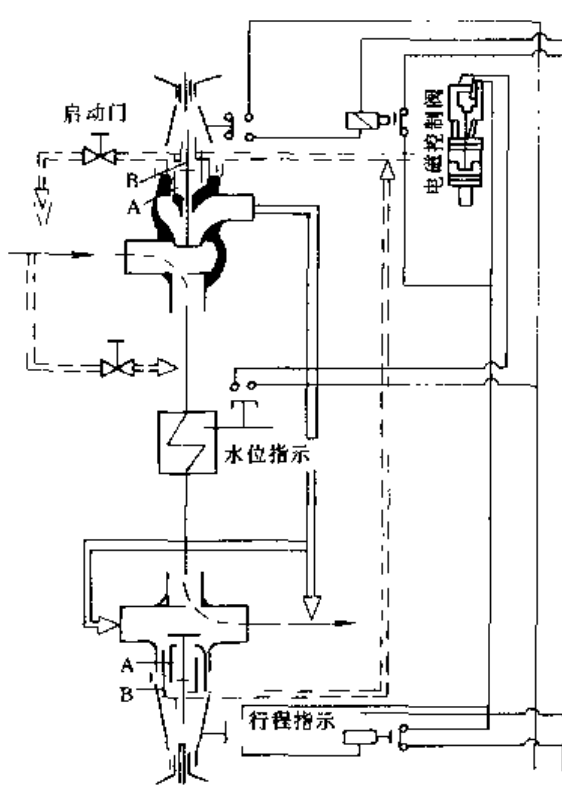


图 8-18 加热器保护示意

这种高压加热器水侧保护又称为水压液动旁路保护装置。其缺点是控制水路及元件需长期承受给水的高温高压,运行可靠性差,因此也有把联成阀活塞外置的(就是在联成阀门杆上方另外装设一个活塞室,控制水由低温低压的凝结水供给)。

这种高压加热器系统投入前,其出、入口联成阀阀瓣均在关闭状态,旁路处在开启状态。先用灌水门向高压加热器水侧灌水排空,然后打开启动门,泄掉联成阀活塞上部的 B 室水压,这样入口联成阀受 A 室水压作用向上移动打开;同时,旁路被关闭,高压加热器过水后,出口联成阀受高压水流作用也被顶开。

此外,电动阀旁路也得到广泛应用,即高压加热器水位高信号连锁关闭高压加热器进、出水电动门,打开电动旁路门。

4. 加热器的运行

(1) 低压加热器的运行。低压加热器的运行包括启停操作、运行监督和事故处理三个方面。现分别叙述如下:

低压加热器投入前,应先做全面检查,确认各部正常。然后缓慢开启水侧入口门向加热器水侧灌水,并开启水侧排空门排尽加热器水侧空气,见排空门冒水后可关闭排空门,打出口门,关闭旁路门,投入加热器水侧运行。低压加热器汽侧的投入一般采用随机启停和带负荷过程中投入两种方式。在投入汽侧门时,应缓慢开启汽侧空气门,并注意凝汽器真空不应有明显变化。随机启动一般在机组冲转前即可开启低压加热器进汽电动门及逆止门,开启各加热器疏水门,投入疏水自动控制使低压加热器具备随机启动条件。投入过程要注意监视调整疏水水位。

低压加热器在运行中要注意监视汽侧的水位。汽侧水位过高过低,不仅会影响加热器的经济性,而且可能威胁机组的安全运行。水位过高会淹没一部分加热器换热管子,减少热交换面积,降低经济性;而且这些凝结水是饱和水,在机组负荷突降时,抽汽压力下降会使一部分饱和水汽化,变为湿饱和汽,这些湿饱和汽夹带着小水珠如果倒流入汽轮机内,会使叶片受到冲蚀,严重时会导致机组水冲击。这种情况多是由于疏水设备能力不够或疏水调节阀失灵所致,而加热器水位过低,将导致蒸汽由疏水管流出。其结果不仅造成疏水弯头冲蚀,而且本级的高温高压疏水将排挤下一级加热器的部分抽汽,造成整个机组的回热经济性下降。

加热器运行中重点要监视其加热器端差和疏水端差,差值越小说明加热器和疏水冷却器的工作情况越好。运行中可能出现:

- 1) 加热器受热面结垢,使传热恶化。
- 2) 加热器内积聚空气,增大了传热热阻。
- 3) 水位过高,淹没部分管束,减少换热面积。
- 4) 抽汽门或止回阀未全开或卡涩。
- 5) 旁路门漏水或水室隔板不严使水短路。

加热器最严重的故障是内部管子破裂泄漏。发生这种情况会使汽侧水位升高甚至满水,威胁机组安全。主要原因是管子胀口松弛或长期运行管子振动损坏或腐蚀破损。投入加热器过快是其局部受热不均而产生胀口松弛的起因之一。发现管子破裂泄漏要尽快关闭汽门,打开疏水门,切除加热器水侧和汽侧运行。此外低压加热器漏空气也是常见故障,原因是加热器严密性差,应及时查漏消除。

(2) 高压加热器的运行。高压加热器的运行包括启停操作、运行监督、事故处理和停用后的防腐四个方面。

高压加热器可随机启停,也可在一定负荷启停。在随机启停中,负荷较低,疏水水位调整困难,因此高压加热器多采用定负荷启停,即机组达到规定负荷时才投入,降负荷到规定值时才停用。投入水侧前除全面检查各部正常外,必须保证高压加热器水侧保护正常。投入汽侧前,要进行预热,可稍开抽汽电动门进行暖体。投入高压加热器汽侧时,要按抽汽压力从低到高,逐个投入;高压加热器停用时,关闭抽汽要按压力从高到低,逐级切除。

为了防止启、停高压加热器产生过大热应力导致管板胀口泄漏,投入高压加热器时应控制给水温升率不大于 $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$,切除时温降率不大于 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。

高压加热器在运行中,除注意监视水位和端差外,还应注意高压加热器出口水温,额定负荷下达不到设计值将会增加机组的热耗,必须查明原因及时处理。另外要根据负荷变化及时切换高压加热器疏水至除氧器或低压加热器。

高压加热器的事故处理原则与低压加热器基本相同,只是高压加热器水侧压力较高,发生泄漏时更容易造成满水,所以必须保证水侧保护可靠投入,抽汽逆止门动作灵活。

高压加热器多采用碳素钢管,为防止停用后的氧化腐蚀,一般对加热器停用后的防腐有如下规定:

- 1) 停用时间小于60h,可将水侧充满给水。
- 2) 停用两周以内的,水侧应充满 $50\sim 100\text{mg}/\text{L}$ 的联氨水。
- 3) 停用超过两周,水侧汽侧均应充满氮气,纯度大于等于99.5%,维持 0.04MPa 左右。

四、除氧器

电厂热力设备发生腐蚀的主要原因是水中溶解有活性气体，这些游离气体在高温条件下可以直接和钢铁产生化学反应，腐蚀设备，降低机组安全性；另外在热交换器中如有气体聚集，将会使传热恶化，降低机组的经济性。因此必须除去给水中溶解的气体。

溶解于水中的活性气体主要是氧气，除氧器的作用就是除去给水中的氧气，保证给水品质。同时除氧器也是一级混合式加热器。

(一) 加热除氧原理

气体的溶解定律告诉我们：在一定温度下，当液体和气体之间处于平衡状态时，单位体积水中溶解的气体量与水面上该气体的分压力成正比。

除氧器的工作原理是这样的：用压力稳定的蒸汽通入除氧器内，把水加热到除氧器压力下的饱和温度，在加热过程中，水面上蒸汽分压力逐渐增加，气体分压力逐渐降低，使溶解在水中的气体不断地逸出，待水加热到饱和温度时，气体分压力接近于零，水中气体也就被除去了。

为了增强除氧效果，增加除氧速度，除氧器都采用机械方法把水分成细流、水膜、雾状等状态，以增强传热效果，降低水的表面张力和黏滞力对气体逸出的影响，缩短水中氧气逸散到水面的距离和时间，使水中气体更快更多地分离。

(二) 除氧器的种类

除氧器根据其工作压力的不同，可分为真空式、大气式和高压式三种。

真空式除氧器即工作压力为负压状态的除氧器，水中逸出气体靠抽气器或真空泵抽出。发电厂一般很少采用单独的真空式除氧器，而多利用凝汽器进行真空除氧。

为了避免在真空下工作时，因设备不严密、漏入空气影响除氧效果，于是采用了大气式除氧器，其工作压力略高于大气压力，一般多用于低参数的发电厂和供热电站用于处理热网用水。

在现代高参数火力发电厂中，普遍采用了高压除氧器，其工作压力在 0.6~0.8MPa 左右，与前面两种类型的除氧器相比它有着显著的优点：

- 1) 采用高压除氧器可以减少一个高压加热器，节约了金属耗量和投资。
- 2) 高压机组的给水温度一般在 230~270℃，当高压加热器因事故停用时，可使进入锅炉的给水温度变化幅度减小，从而减小对锅炉运行的影响。
- 3) 较高的饱和水温还可促进气体自水中离析，降低气体的溶解度，使除氧效果提高。

但是高压除氧器有一个显著缺点，就是出口水泵长期工作于高温条件下，泵的入口易发生汽蚀。为尽量减少和避免汽蚀，就必须把除氧器布置在机房内较高的平台上，使系统复杂化。

根据水在除氧器内流动形式的不同，除氧器可有不同的结构形式，常见的有水膜式、淋水盘式、喷雾式和喷雾填料式等。水膜式主要用于处理水质较差的水，目前已不采用。纯喷雾式效果不佳，也较少采用。淋水盘式多用于中低压机组。现代高参数大容量机组多采用除氧效果好、容量大的喷雾填料式和喷雾淋水盘式除氧器。

(三) 除氧器的结构

1. 淋水盘式除氧器

这种除氧器在正常情况下，除氧效果是比较好的。其缺点是对负荷和水温变化适应性

差，而且其制造加工的工作量大，检修困难。

图 8-19 所示为淋水盘式除氧器的结构原理。需要除氧的水由上部进入配水槽，然后落入筛盘中，水层厚度维持在 100mm 左右，筛盘底部有小孔，把水分成细流。加热蒸汽由下部送入，经分配器后进入除氧器内。大部分蒸汽凝结后随除氧水进入给水箱，少量随不凝结气体从顶部排出。

2. 喷雾填料式除氧器

喷雾填料式除氧器结构简单，检修方便，除氧效果良好，适应负荷变化的范围大，已被电厂广泛采用。这种除氧器的除氧头又分为立式和卧式两种。立式除氧头筒身竖向布置，虽然喷雾面积小，但喷雾区间大，除氧效果较好；卧式除氧头筒身横向布置，喷雾面积大，在相同的直径下，卧式除氧器的出力大。

图 8-20 所示为卧式喷雾填料除氧器的结构。

它由内部的雾化喷嘴、淋水箱、填料层和壳体上的蒸汽入口、主凝结水入口、高压加热器疏水口、门杆漏汽、下水口、汽平衡管、排氧管及安全阀接口等组成。

来自低压加热器的凝结水进入除氧器顶部水室，然后由雾化喷嘴喷出，形成伞状水雾，与由下而上的二次蒸汽及门杆漏汽进行混合传热把凝结水加热到工作压力下的饱和温度。此时水中大部分溶氧及其他气体将以小气泡形式析出，达到初步除氧的目的。除氧头上部初步除氧后的凝结水及蒸汽凝结水经淋水盘后落入下部的填料层，在此区域内与自下而上的一次加热蒸汽再次混合、传热，进行深度除氧。这时水中气体以扩散的形式逸出水膜液面。进入除氧器的高压加热器疏水也部分汽化，作为加热汽源。最后，除氧水及蒸汽凝结水经下水口进入除氧水箱。为使箱内水温保持为工作压力下的饱和温度，一般在水箱设有再沸腾管，以提高机组启动初期的加热速度。

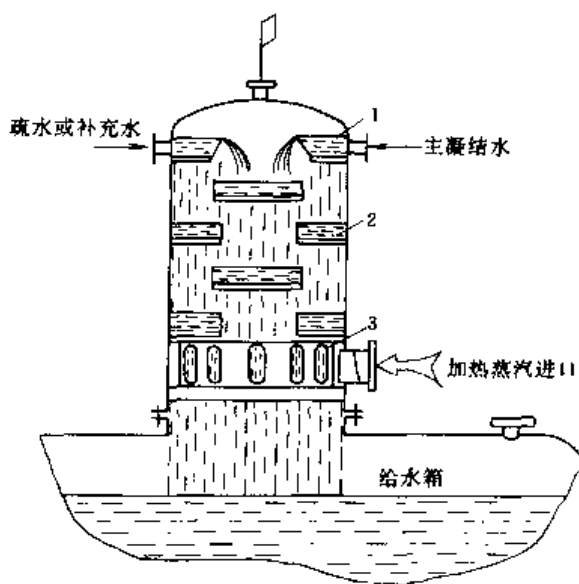


图 8-19 淋水盘式除氧器

1—配水槽；2—筛盘；3—蒸汽分配箱

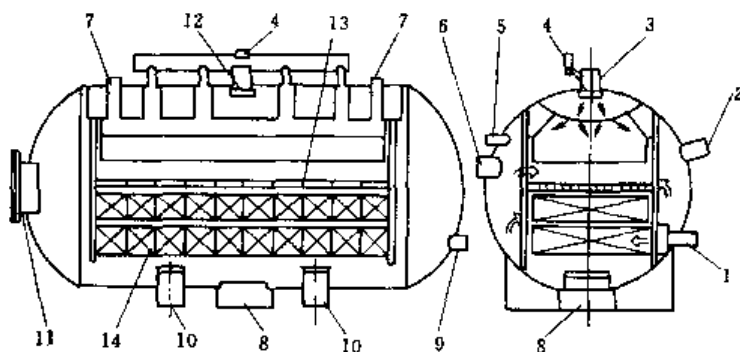


图 8-20 喷雾填料式除氧器

1—一次加热蒸汽入口；2—备用口；3—凝结水入口；4—排氧管；
5—门杆漏汽；6—二次加热蒸汽入口；7—安全阀接口；8—下水口；
9—高压加热器疏水口；10—汽平衡管；11—检修入孔；12—雾化喷
嘴；13—淋水盘；14—填料层

(四) 除氧器的汽水系统与连接

热力除氧器的加热蒸汽都来自汽轮机的抽汽，另外也利用回收的高压加热器疏水、门杆溢汽等作为热源。此外，还应配备备用汽源以备机组启停及甩负荷时的用汽。

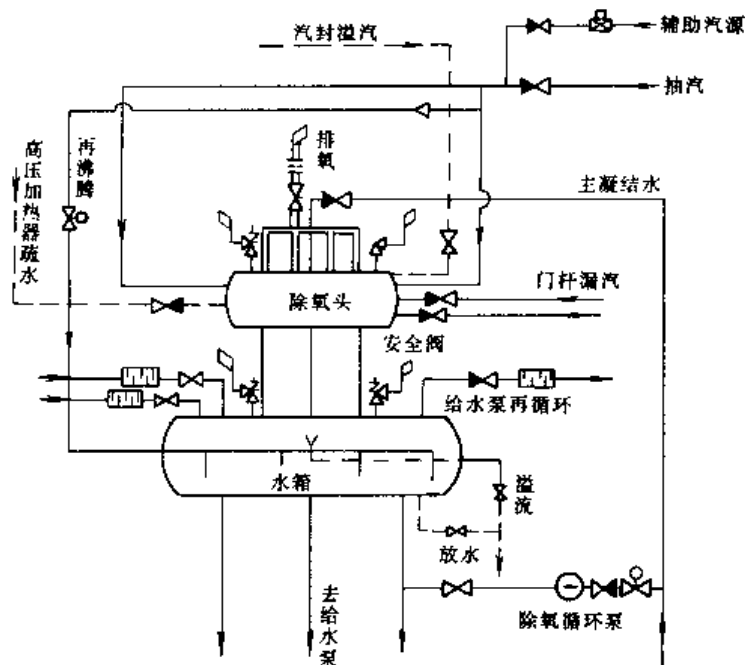


图 8-21 除氧器的典型汽水系统

图 8-21 所示为除氧器的典型汽水系统。其加热汽源有抽汽、门杆漏汽、高压加热器疏水和汽封溢汽，并备有辅助汽源。主凝结水自除氧头部进入，除氧后进入除氧水箱。水箱中设有再沸管保持其饱和温度，系统设有除氧循环泵，启动前可使除氧水箱中的水循环加热。除氧头及除氧水箱均设有安全阀，防止除氧器超压。除氧水箱上还接有给水泵的再循环管，它的作用是防止给水泵在启停和低负荷时水流量过小，不足以冷却泵体造成给水泵汽化。

(五) 除氧器的运行

除氧器在运行中，由于机组负荷、蒸汽压力、进水温度、水箱水位的变化，都会影响除氧效果。因此，除氧器在正常运行中应主要监视其给水溶氧量、压力、温度和液位。

1. 除氧器的给水溶氧量

运行中应定期化验给水溶氧量是否在正常范围内。除氧器内部结构是否良好，一、二次蒸汽配比是否适当，是降低溶氧量的先决条件。如喷嘴偏斜使雾化不良，淋水盘堵塞使水流不畅等，都将直接影响除氧效果。一次加热蒸汽汽门开度偏小时，会使淋水盘下部二次蒸汽压力升高，从而可能形成汽把水托住的现象，使蒸汽自由通路减少，并且一次加热蒸汽量的不足将直接影响除氧效果；而一次加热蒸汽汽门开度过大时，二次蒸汽量不足，将会影响深度除氧的效果。为保证除氧效果，还应特别注意排氧门的开度，开度过小会影响除氧器内的蒸汽排出；而开度过大会增大汽水热量损失。排氧门开度应通过调整试验确定。

2. 除氧器的压力和温度

除氧器的压力和温度是正常运行中监视的主要指标。当除氧器内压力突然升高时，水温

会暂时低于对应的饱和温度，导致水中溶解氧量增加。压力升高过多时，会引起安全门动作，严重时会导致除氧器爆裂损坏。而压力突然降低时，会导致给水泵入口压力降低造成给水泵汽化。在压力降低情况下，水温会暂时高于对应的饱和温度，水中的溶氧量会减少，但要注意这种情况下容易引起自生沸腾。

3. 除氧器水位

除氧器水位的稳定是保证给水泵安全运行的重要条件。水位过高将引起溢流管大量跑水，若溢流不及，还会造成除氧头振动，抽汽管道冲击甚至汽轮机水冲击；水位过低而又补水不及时，会引起给水泵入口压力降低而汽化，影响锅炉上水甚至被迫停炉。

(六) 除氧器常见故障及处理

1. 排气带水

除氧器运行中如果操作不当，会发生排气带水现象。淋水盘式除氧器发生这种现象主要是因为进水量太大，在淋水盘、配水槽中击溅造成的。喷雾填料式除氧器主要是因为喷雾层加热不充足，不能将水加热到饱和温度；其次，除氧头内汽流速度太快，排气增大也会使排气带水，除氧头振动。因此在运行中必须注意调整好进水量和进汽门开度。

2. 除氧器的振动

造成除氧器振动的主要原因有：

- 1) 负荷过大，淋水盘溢流阻塞汽流通过，造成水冲击而振动。
- 2) 排气带水且汽流速度太快，造成振动。
- 3) 喷雾层内压力波动，引起水流速波动，造成进水管摆动，使除氧器振动。
- 4) 喷嘴脱落使喷水成为水柱而引起水冲击，造成振动。

发生除氧器振动时，可适当降低除氧器负荷，然后再针对具体情况采取措施。

(七) 除氧器的滑压运行

随着汽轮机单机容量的不断增大，单元制机组的广泛采用，滑压运行的技术也日益得到了推广。除氧器的滑压运行是指除氧器的运行压力不是恒定的，而是随着机组负荷变化的。

除氧器滑压运行，在提高热力系统的经济性、简化系统、节省投资方面都有着显著的优点。滑压运行的除氧器在供汽管上不设调整门，避免了节流损失。

滑压运行带来的一对相互矛盾的问题是：升负荷时，水中含氧量增加；降负荷时，水泵入口易发生汽蚀。突然升负荷时，水温来不及达到饱和温度就由给水泵送入锅炉，使给水的溶氧量增加；突然降负荷时，水箱中给水的温度来不及下降，这样的高温低压水很容易使给水泵入口汽蚀。为了防止汽蚀，应把除氧器布置到更高的位置，采用较低转速前置泵的变速给水泵组。

五、热网加热器

(一) 热网加热器的结构

热网加热器是高温热水网中的换热设备。一般和热网水泵一起装设在汽轮机下部零米处，可以全厂集中布置，也可按每台机组单独布置。随着热网容量的增大，为适应热网低扬程、大流量的工作要求，热网加热器不仅体积巨大，而且趋向采用换热系数高的卧式横管结构。

图 8-22 所示为 PC-2400-16/6V-GA 型热网加热器的结构。它主要由外壳、水室封头、管板和管束等组成，直径 $\phi 2.4\text{m}$ ，长 11.6m。为使较长的换热管束受热均匀，汽侧设有两个进

汽口，且进汽口设有两个缓冲挡板，不仅均布了蒸汽，而且防止入口处管束冲蚀。

加热器内部 U 形管束单程长 9.0m，为使其得到良好支撑，且能自由膨胀，在加热器内部的壳体和管束支架之间设有导向滑轮作为管束的滑动支撑。

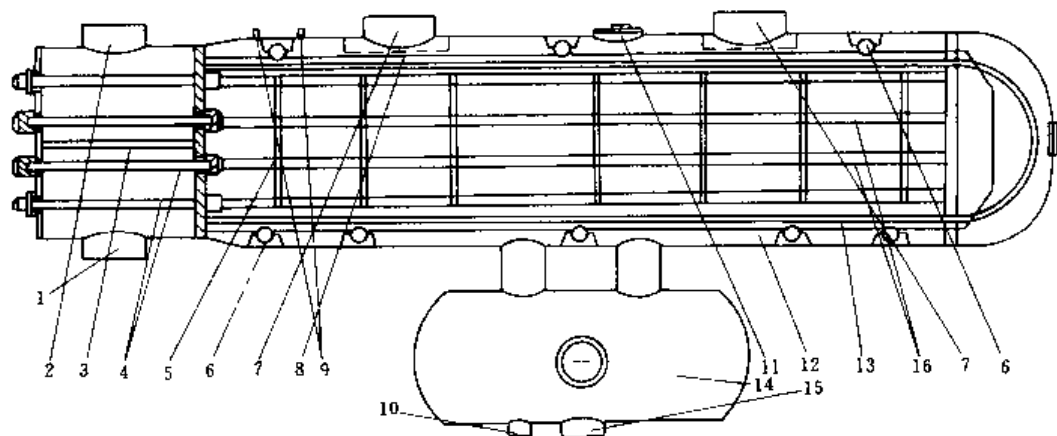


图 8-22 典型热网加热器结构

- 1—加热器水侧入口；2—加热器水侧出口；3—水室隔板；4—连接螺栓；5—汽侧挡板；
6—内部滑动支架；7—汽侧入口；8—缓冲挡板；9—汽侧安全阀接口；11—检修入孔；
12—内部固定支架；13—加热器 U 形管系；14—凝结水箱；15—凝结水出口；16—内部固定支架

加热器下部设有单独的凝结水箱，用来收集、储存加热器的疏水，以防止热负荷小时，疏水泵因疏水少而汽化。

由于热网水泵均为低扬程，因而热网加热器的水室端盖采用了螺栓连接，检修时可直接打开水室端盖，拉出整个管束清洗。

(二) 热网加热器的调试

1. 热网加热器的启、停和维护

投入热网加热器时，先打开入口门灌水，待排空门冒水后关闭排空门，开启出口门，关闭旁路门。检查管束不泄漏，汽侧无水位，然后可投入汽侧运行。

投入汽侧前要充分疏水，打开进汽电动门前管道疏水，待疏水排尽后方可投入加热器汽侧，以避免管道及加热器冲击。投入汽侧时，要先进行暖壳体，稍开进汽电动门、汽侧排空门，维持加热器出口水温升 $0.5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，约暖 20min 后，可全开进汽门投入汽侧。

热网加热器因检修停运时，先关闭进汽门，再开水侧旁路，关水侧出、入口门，开启放水门及排空门即可。如果是采暖期结束，系统全停，则加热器水侧充压力水，而汽侧充入氮气，用来防腐。

正常运行中要注意监视汽侧的压力、温度、水侧出、入口温度，尤其应注意监视加热器的水位，保持在正常位置，防止水位过低，疏水泵汽化，水位过高，不仅冲击加热器，而且也有使汽轮机进水的危险。热网加热器水位高保护将连锁关闭抽汽快速调节阀，并瞬间甩去热负荷。

2. 热网加热器的事故处理

加热器水位不正常是热网加热器的常见故障，原因可能是管束泄漏、水位调整失灵、疏水泵跳闸等，可针对具体原因分别处理，如经化验确系铜管泄漏，应及时停运检修。

汽塞也是加热器常见的故障，其主要原因是水侧压力低、流量小。汽塞常发生在采暖末期，此时外网用水量减少，供水温度要求较低。开启加热器旁路门调整出口水温，当加热器内流量过小时，因热网水压低，将会使加热器水侧的水温超过饱和温度而汽化，阻塞水流。发生这种情况后，要及时关闭进汽门，打开水侧排空门排出水侧蒸汽。待水侧恢复正常后方可重新投入加热器。

热网加热器的其他故障与一般表面式换热器相同，这里不再叙述。

六、减温减压装置

(一) 减温减压装置的工作原理

图 8-23 是减温减压装置的工作示意，压力、温度较高的新蒸汽首先经节流门节流降压，然后喷入减温水，使新蒸汽的压力、温度降至规定值。减温水来自高压给水或凝结水。

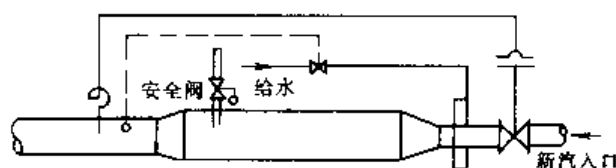


图 8-23 减温减压装置工作示意

(二) 减温减压装置的作用

(1) 在对外供热系统中，装设减温减压装置用以补充汽轮机抽汽的不足，当汽轮机检修或事故停运时，它将锅炉的新蒸汽减温减压，以保证热用户的用汽。

(2) 厂内所装的厂用减温减压装置可将高温高压汽源减温减压成不同参数的中、低压厂用蒸汽，供电厂内各用热设备。

(3) 电厂中装设点火减温减压装置用于回收锅炉点火的排汽。

(三) 减温减压装置系统

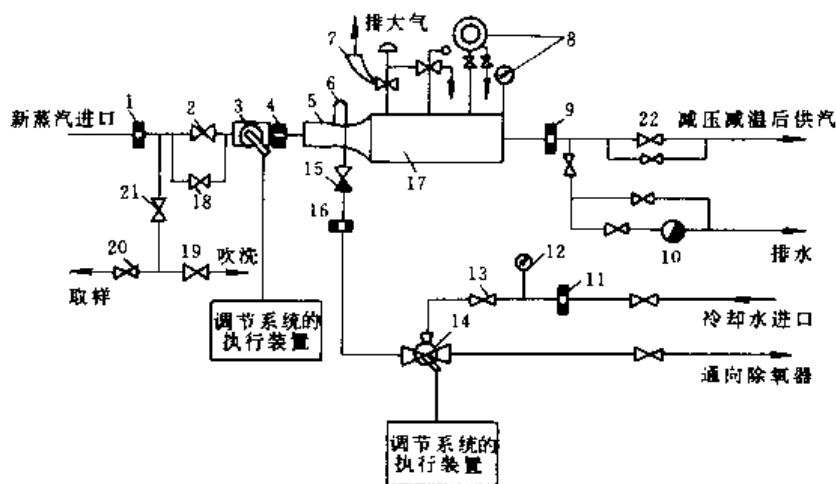


图 8-24 减温减压系统

图 8-24 为减温减压装置系统。压力、温度较高的新蒸汽依次经流量孔板 1、阀门 2、减压门 3 和节流孔板 4，进入文氏管 5 的混合器 17，冷却水依次经节流孔板 11、冷却水调节三通门 14、流量孔板 16 和逆止门 15，从喷水装置喷嘴 6 喷入文氏管 5，在混合器 17 中与蒸汽混合，使蒸汽温度、压力降到规定值。调节三通门 14 可调节喷水量的大小，使减温减压后的蒸汽稳定在规定值，多余的减温水送到除氧器。逆止门 15 的作用是防止蒸汽倒流进入除氧器。阀门 2 用以关断新蒸汽，使减温减压装置停止工作。减压门 3 被调节系统的执行机构所控制，使蒸汽降压到某一压力，节流孔板 4 也起节流降压作用。预热门 18 用以在启动时预

热减温减压器。启动时，阀门 2 全关，开启预热门 18，当负荷带到 5% 时，即可全开阀门 2 向用户供汽。安全门防止减压门或调节系统等故障而使系统超压，起排大气泄压的作用。流量孔板 1、9、16 用来测量流量，节流孔板 11 则起稳定水压的作用。测量仪表 8 用以监视混合器 17 内的压力和温度。

(四) 减温减压器的调试

1. 投用

投用前，减温减压器出口阀门 22、入口阀门 2 和预热门 18 全关，回转调节阀 3 应切换至手动遥控位置，然后将其全关，冷却水调节三通阀 14 全关，减温减压器前后的疏水排向大气，疏水器 10 在切除状态。上述工作结束后便可暖管。

暖管可分为正暖和倒暖：正暖是按正常流向送汽，倒暖则由减温减压器出口阀门后的供热汽源倒送汽。倒暖具有来汽压力、温度均较低，减温减压器的温升便于控制的优点。暖管应开预热门或出口阀旁路进行，暖管的时间、温升和升压速度均应控制在规定的数值内，压力、温度升到一定值后应及时倒换疏水至疏水母管，以便减少噪声和回收工质、热量。暖管压力达到正常，温度接近正常时，将出口阀门 22 全开，预热门 18 关闭，回转调节阀 3 开启少许，然后缓慢的开启入口阀门 2，操作回转调节阀 3，使之带上少许热负荷，一切正常后便可将回转调节阀 3 投入自动调节。根据温度上升情况将冷却调节三通阀 14 投入自动调节，并将疏水器 10 投入运行。

2. 正常运行中的维护

减温减压器在运行中应经常保持压力、温度在规定范围内。在正常的情况下，二次压力、温度的调节，由减温减压器的自动装置来完成。如调节装置失灵，应迅速改为手动调整。同时应检查调节装置及调节设备。如：控制油泵是否掉闸，油箱油位是否正常等。运行中还应定期试验，检查安全阀动作数值是否准确，其动作范围应比最高供热压力大 0.15 ~ 0.2MPa。试验方法为：操作减压调节阀门，关小出口阀门，使供热压力强制升高，通过移动安全阀门或脉冲安全门重锤，或调节弹簧安全门弹簧的紧力来调整至规定的动作数值。此外，还要定期检查疏水器是否灵活可靠，以防疏水不畅或大量蒸汽漏出。

3. 切除停运

减温减压器切除停运时，应先将自动装置切至手动，关闭减温调整阀门和减压调整阀门，然后关闭减温水总门，以防调整阀门不严使系统温度突降产生泄漏。最后关闭减压器蒸汽的出、入口阀门，关切除疏水器，逐渐开大疏水至排大气阀门，使减温减压器压力缓慢地降至零，然后全开此阀门。关闭出、入口阀门时应注意压力，以防入口阀门不严，压力升高使安全阀门动作。

第五节 油系统试运和油循环

一、主要工作内容

油箱清理及灌油；各辅助油泵试运行；按照部颁验收技术规范要求，进行油系统大流量循环冲洗；油质合格后，恢复系统，重新对系统充入合格的汽轮机油；启动调速油泵进行调速油系统承压试验及严密性检查，并对各油系统油压进行初步调整；配合热工、电气人员进

行油系统设备连锁保护装置的试验与调整。

二、试运及冲洗前应具备的条件

油系统设备及管道安装完毕并清理干净，系统承压检查无渗漏；准备好油循环所需临时设施，安装好冲洗回路，将供油系统中所有过滤器的滤芯、节流孔板等可能限制流量的部件取出；备有足够量符合制造厂要求且油质化验合格的汽轮机油；油系统各油泵及排油烟机试运正常；油系统设备及环境应符合消防要求，并准备好足够的消防器材；确认事故排油系统符合使用条件。

三、油循环的一般程序

(1) 通过滤油机向油箱注油，并检查油箱及油系统无渗油现象，同时注意检查油位指示与实际油位相符，并调整高低油位信号正确。

(2) 冲洗主油箱、储油箱、油净化装置之间的油管路至清洁。

(3) 各径向轴承进、回油管路短接，以不使油进入乌金与轴颈的接触面内，推力轴承的推力瓦拆去，进行油循环。

(4) 将前箱内调节保安部套的压力油管与部套断开，直接排油箱或其油管短路连接进行冲洗。

(5) 可使用专用大流量油循环冲洗设备或使交、直流润滑油泵同时投运的方法进行油循环。冲洗过程中采用交变油温、管道振动的方法加速使管道壁焊渣、锈皮等脱落。油净化装置应在油质接近合格时投入循环。各轴承管路采取轮流冲洗的方法，以加大流速和流量。顶轴油管也应参加冲洗。

(6) 当油样经外观检查基本无杂质后，对调节保安油系统进行冲洗并采取措施不使脏物留存在保安部套内。

(7) 循环过程中，定期放掉冲洗油，清理油箱、滤网及各轴承座内部，然后灌入合格的汽轮机油。

(8) 油质化验合格后，将全部系统恢复至正常运行状态，使各轴承进油管上加装不低于40号（100目）的临时滤网，其通流面积应不小于管道面积的2~4倍，将各调节保安部套置于脱扣位置，按运行系统进行油循环。冷油器要经常交替循环，并经常将滤网拆下清洗，防止被杂物冲破。

(9) 油循环完毕及时拆掉各轴承进油管的临时滤网，恢复各节流孔板。

四、油循环应符合下列要求

(1) 管道系统上的仪表取样点除留下必要的油压监视点外，都应隔断。

(2) 进入油箱与油系统的循环油应始终用滤油机过滤，循环过程中油箱内滤网应定期清理，循环完毕应再次清理。

(3) 冲洗油温宜交变进行，高温一般为75℃左右，但不得超过80℃，低温为30℃以下，高、低温各保持1~2h，交替变温时间约1h。

(4) 对密封油系统要求：密封油泵试运合格；密封瓦处应进行短路循环；冲洗前应作好防止冲洗油漏入发电机内的措施；与润滑油系统相连接的密封油管在发电机冲洗合格后，可使油从发电机到油箱进行反冲洗；冲洗油应不经油氢差压调节阀和油压平衡阀，应走旁路，冲洗完毕应清理氢油分离箱、油封箱、过滤器等。

(5) 对高压抗燃油的电液调节系统，油循环时应注意：向抗燃油箱灌油必须经过

10 μ m 过滤器；拆除汽门执行机构组件上的有关部件，并在拆除部位装上制造厂提供的冲洗组件；系统上永久性金属滤网更换为临时冲洗滤网；抗燃油再生装置也应投入循环冲洗；采取措施保证冲洗流量，保持循环油温为 54 ~ 60℃；每 2h 清理油箱磁棒一次，及时清理油滤网。

五、油循环应达到下列标准

(1) 从油箱到冷油器放油点取样化验，达到油质透明，水分合格。

(2) 采用下列任一检查方法确定系统冲洗的清洁度：

1) 称重检查法。各轴承进油口处加 50 孔/cm (120 目) 滤网，在全流量下冲洗 2h 后，取出滤网用溶剂汽油清理滤网，然后用 150 目滤网过滤该汽油，经烘干处理后杂质总质量不超过 0.2g/h，且无硬质颗粒，则被检测系统的清洁度为合格。

2) 颗粒计数检测法：在任意轴承进口处加 150 目的锥形滤网，再用全流量冲洗循环 30min，取出滤网，在洁净的环境中用溶剂汽油冲洗滤网，然后用 200 目滤网过滤该汽油，收集全部杂质，用不低于放大倍率为 10 倍并有刻度的放大镜观测，对杂质进行分类计数，其杂质颗粒应符合表 8-4 的要求：

表 8-4 汽轮机油清洁度要求

杂质颗粒粒径 (mm)	数量 (颗)	杂质颗粒粒径 (mm)	数量 (颗)
> 0.25	无	0.13 ~ 0.25	≤ 5

注 杂质颗粒中大于 0.25mm 的纸屑、木屑、烟灰、石棉及软质物质，能用手指捻成粉末者不视为有害物质。

3) 引进型数字电液调节系统的高压 (12MPa) 抗燃油系统，油循环冲洗工作的清洁程度要求从回油母管的过滤网前取油样 100ml，在试验中按规定方法用微分显微镜观测油样中杂质的粒径和数量，符合表 8-5 的要求，则系统清洁度为合格。

表 8-5 高压抗燃油清洁度要求

杂质颗粒粒径 (μ m)	数量 (颗)	杂质颗粒粒径 (μ m)	数量 (颗)
5 ~ 10	< 9700	50 ~ 100	< 56
10 ~ 25	< 2680	100 ~ 150	< 5
25 ~ 50	< 380		

注 目前，华北地区对大型机组的油质监督标准高于国家标准 (10968—1989)，用专用仪器对颗粒度计数，润滑油应达到美国 MOOG6 级；抗燃油应达到 MOOG2 级。实践证明，这样大大提高了轴承和调节系统的可靠性。

第九章 调节保安系统试验

第一节 调节系统和自动保护装置试验

一、对汽轮机调节系统和自动装置的要求

(1) 调节系统应保证在额定参数或参数和频率在允许范围内变动时, 机组能稳定地在满负荷至零负荷范围内运行, 转速或负荷不应有明显摆动, 并保证汽轮机顺利地并网和解列。调节系统特性曲线应具有随功率增加而转速下降的可调倾斜性, 静态特性曲线应连续、光滑且不出现水平段。

(2) 当机组突然甩全负荷时, 调节系统能维持空负荷运行, 其最大动态超速值不应使危急保安器动作。

(3) 同步器的工作范围, 空负荷的转速应保证在额定转速的 95% ~ 107% 范围, 调节系统的速度变动率在 3% ~ 6% 范围内; 大机组一般在 4% ~ 5%, 静态曲线的局部速度变动率不小于平均值的 40%, 在空负荷和满负荷处可允许高于平均值 3 倍或更高。迟缓率在 0.2% 以内, 纯电调机组的迟缓率小于 0.06%。

(4) 功率在 100MW 以下机组的主汽阀关闭时间不大于 1s, 功率大于 100MW 汽轮机的主汽阀、中压主汽阀关闭时间不大于 0.5s。

(5) 中间再热式汽轮机调节系统应克服中间容积不利因素, 满足负荷调节适应性要求。对设置旁路系统的中间再热式汽轮机, 还应满足高压调节阀、中压调节阀与旁路阀开度协调的关系。

(6) 调节系统中的保护装置, 应能保证被监控参数达到极限值时能迅速自动工作, 并发出报警信号, 保证机组安全。

(7) 汽轮机在首次启动前 (大修后), 必须根据制造厂技术要求及调试措施进行调节系统和自动保护装置的调整试验。试验前, 要求油系统油循环完毕, 油质化验合格, 油温保持在 50℃; 调节系统各油压表安装齐全, 并经校验合格, 主要压力表应更换为标准表, 有关部件的行程指示标尺或百分表, 以及试验时必须加装的临时设施, 应按试验要求正确安装; 电动高压油泵试运合格; 各调节部套初步试验动作应平稳、灵活, 无卡涩、突跳或摆动现象。

二、液压调节系统静止试验

静止试验是在汽轮机静止状态下, 启动高压调速油泵, 对调节系统进行检查, 以测取各部套之间的关系曲线, 并与制造厂设计曲线相比较。如偏离较大应进行调整与处理, 以保证汽轮机整套启动试运行的顺利进行。对于采用高速离心调速器为敏感元件的调节系统, 一般应测取同步器和挂闸油压、各自动主汽门行程、中间滑阀行程、各油动机行程之间的关系及油动机行程与调节汽门开度的关系。对于全液压调节系统, 静态试验前应临时加接油源, 以建立一次油压, 经整定后, 测取同步器在不同行程的一次油压与二次油压的关系, 二次油压

与各油动机行程的关系和油动机行程与调节汽门开度的关系，抽汽式供热汽轮机应在调压器的压力敏感元件内用接入油压校验台等办法建立压力，进行调压器的静态整定，再与调速部套一起做各油动机的静态调试，测取各调压器的压力、调压器的行程、同步器行程和各油动机行程之间的关系。

三、机组保护装置试验

1. 液压保安系统的调整试验

危急遮断器挂闸后，测取同步器、启动阀或其他有关装置行程与主汽门开度的关系；主汽门开度与安全油压、主汽门油动机活塞下油压的关系。手动就地、远方打闸试验，模拟保安系统隔离试验，测取主汽门、调节汽门关闭时间，一般要求关闭时间不大于 $0.5s$ 。对于功率限制器的调整应达到这样的要求：功率限制器行程与调节汽门油动机行程关系应符合设计要求；在退出位置时，应不妨碍调节汽门全开；在投入位置时，应能根据给定值限制负荷，但不应妨碍调节汽门的关闭；操作装置灵活，投入与退出的声光信号应正确。

2. 主机保护连锁试验

(1) 超速保护试验：除机械超速保护需实际升速做试验外，其余附加液压保护及电超速保护均可以在启动前做模拟试验合格。

(2) 轴向位移保护：当轴向位移超过允许数值时，自动跳闸停机。试验时，注意轴向位移保护的零位要准确，指示方向正确，模拟动作正确可靠。

(3) 低油压保护：当润滑油压低于正常要求数值时，首先发信号；油压继续下降至某一数值时，自动投入辅助油泵以提高油压；即使辅助油泵启动后，油压仍然继续下跌到某数值时自动停机；连锁启动直流事故油泵，油压再下降至某数值则停止盘车。调速油压低时，联动高压启动油泵。抗燃油压低Ⅰ值时，启动备用泵；低Ⅱ值时停机。低油压试验时，应实际升降油压检查低油压接点开关，回差应小于 $5kPa$ 动作值准确；对润滑油压还应根据接点开关的标高与轴承中心线的标高不同对动作值进行修正。

(4) 低真空跳闸保护：当真空降至动作整定值时，低真空跳闸保护动作，发出声光信号，使机组跳闸。

(5) 其他保护项目：大型机组通常还有轴向位移超限保护、振动大保护、主汽、再热蒸汽温度高保护、发电机断水保护、密封油保护以及甩负荷防止超速的保护等，这些保护项目也必须进行联动试验，试验时应采取措施，使模拟试验尽量接近实际情况。

(6) 机炉电大连锁跳闸保护：单元机组当汽轮机、锅炉、发电机任何一个主要设备发生故障时，其他两设备将在规定时间内相继跳闸，以保护各主要设备的安全。

3. 抽汽逆止门、高排逆止门连锁试验

当汽轮机组跳闸使电磁阀装置动作时，应能及时使抽汽逆止门及高排逆止门关闭。

4. 高压加热器水位高自动旁路保护试验

保护动作时，液动给水联成阀、给水电动进、出口阀及旁路阀均应迅速动作且不影响锅炉正常上水；抽汽止回阀及事故疏水阀连锁动作正常。

5. 低压缸喷水装置

当排汽缸温度高至 $80^{\circ}C$ 时，该装置应自动投入低压缸喷水。

四、电液调节系统试验

300MW 以上机组广泛采用了 DEH 调节系统。新装机组 DEH 系统在机组调试过程中由调

试部门进行全面的整定，但为确保 DEH 系统工作正常，机组启动前还需进行全面的模拟试验检查。

1. DEH 调节系统的静止试验

静止试验主要测取 DEH 系统各环节的静态特性，并检查其特性是否满足设计要求。

(1) LVDT-L 位置反馈装置的静态特性：线性位移差动变送器的电压 U 和油动机行程的关系。

(2) 凸轮特性：DEH 输出的信号电压与凸轮环节输出电压之间的关系。

(3) 油动机静态特性：阀位指令和油动机行程之间的关系。

(4) 伺服系统的静态特性：DEH 输出到油动机位移变化的关系，是反映 LVDT 特性、凸轮特性和油动机特性的综合特性。

(5) 转速回路的静态特性：通过模拟转速变化，测取转速与油动机行程的关系。

2. DEH 系统的功能检查

(1) 汽轮机自动调节的功能和精确度：模拟不同的启动方式与运行状态，全面检查其调节功能及精确度应满足设计要求。

(2) 汽轮机启停和运行监控系统的功能：检查监控系统工作正常，具备使用条件。

(3) 汽轮机超速保护系统的功能检查：①甩负荷时，快关调节汽门延迟开启，保持机组空负荷运行；②甩负荷保护，当电网发生相间短路或某一相发生接地保护，引起发电机功率突降时，快关中压调节汽门然后再重新开启，以维持机组正常运行；③超速保护，设置有 103% 和 110% 两种。103% 超速保护迅速将高、中压调节汽门关闭；110% 超速保护迅速关闭高、中压主汽门及调节汽门。

(4) 汽轮机自动 (ATC) 试验：DEH 系统的自动 (ATC)，包括自启动 ATC 和带负荷 ATC。运行检查需在热控人员配合下逐项进行，以确定其工作是否正常，是否具备投用条件，重要的是要掌握有关操作系统的功能及使用方法。

第二节 典型调节系统简介

国产凝汽式汽轮机上采用的调节系统主要有三个类型：哈尔滨汽轮机厂的高速弹性调速器调节系统、东方汽轮机厂的径向泵调速器调节系统、上海汽轮机厂的旋转阻尼调速器调节系统，另外，还有当前普遍采用的 DEH 调节系统。现分别介绍上述调节系统，以了解调节系统整体概貌和调节系统各组成环节之间的相互关系。

一、高速弹性调速器调节系统

图 9-1 是高速弹性调节系统的工作原理。高速弹性调速器为转速感受机构，它将转速变化信号转化为调速器挡油板的位移信号。当外界用电量减少汽轮机转速升高时，调速器 1 由于转速升高，重块向外飞出，弹性钢带变形，使

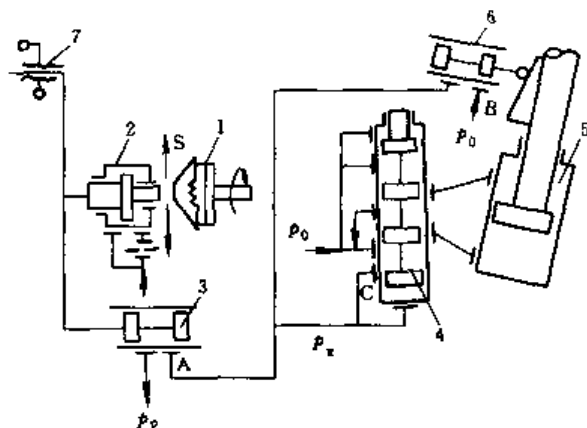


图 9-1 高速弹性调速器调节系统

1—调速器；2—随动滑阀；3—调速器滑阀；4—油动机滑阀；5—油动机；6—反馈滑阀；7—同步器

挡油板右移，加大了随动滑阀油喷嘴 2 与挡油板之间的排油间隙，使随动滑阀 2 活塞左侧油压大于右侧油压，随动滑阀活塞随之右移，以确保挡油板与随动滑阀喷嘴之间的间隙值保持不变。随动滑阀右移通过杠杆传动使调速器滑阀 3 也随之右移，使滑阀上的排油口面积 A 增大。该系统的控制油有两路来源：一路压力油来自反馈滑阀上的油口 B，另一路来自油动机滑阀 4 下端所控制的油口 C，而油口 A 为排油口。排油口 A 泄油面积增大，使控制油压 p_x 降低。而油动机滑阀的两端作用力是相等的。当控制油压 p_x 下降后，破坏了油动机滑阀的平衡，油动机滑阀 4 将向下移动，从而使油动机 5 活塞上腔与压力油相通，活塞下腔经滑阀与排油相通。油动机活塞上下形成油压差，使油动机活塞下移，通过传动机构关小调节阀。在油动机活塞向下移动时，由于阀杆上斜楔作用，使反馈滑阀 6 上的进油口 B 面积增大，控制油压 p_x 上升，于是又使油动机滑阀 4 向上移动。在稳定时滑阀居中，堵住了通往油动机的油口，使油动机活塞停止移动，调节结束，调节系统在新的功率下重新处于平衡状态。当外界电负荷增加，机组转速下降，调节系统动作与上述相反。

油动机滑阀油口 C 起到负反馈作用。当控制油压 p_x 下降时使滑阀下移，C 油回路面积增大，促使 p_x 回升，从而限制了滑阀下移，使整个调节过程较平稳。当调节结束，滑阀居中，C 油口面积也回到原来大小，换句话讲，C 油口面积只在调节过程中有变化，稳定时为一常数。

二、径向泵调速器调节系统

图 9-2 所示为径向泵调速器调节系统的工作示意。径向泵是转速感受机构，它实际上是

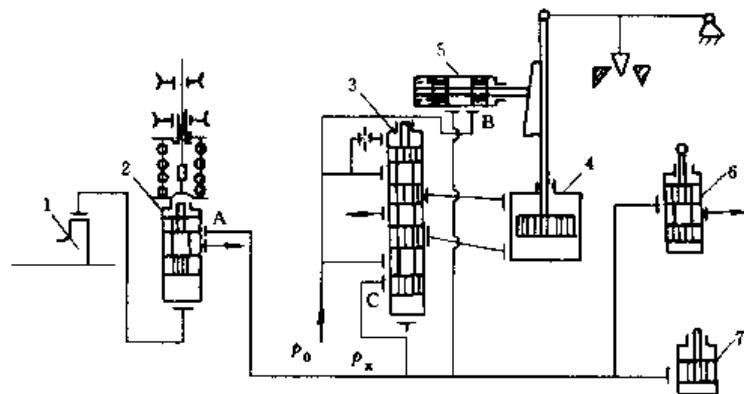


图 9-2 径向泵调节系统

1—径向泵；2—压力变换器；3—滑阀；4—油动机；5—反馈滑阀；

6—超速阻止滑阀；7—启动滑阀

一只离心泵，按离心泵工作特征，当径向泵进口油压不变时，其出口油压与转速平方成正比。当外界电负荷下降时，使汽轮机转速升高，与汽轮机同轴的径向泵 1 出口油压 p_0 也随之升高。油压 p_0 作用在压力变换器 2 的下部，与顶部的弹簧力相平衡（实际上顶部还与径向泵进口油压相通，压力变换器动作的动力是径向泵进出口油压相通，压力变换器动作的动力是径向泵进出口油压差与弹簧力的相差值，这样做可抵消径向泵进口油压波动造成出口油压波动的不利因素）。径向泵出口油压升高推动压力变换器 2 的活塞向上移动，开大了控制油的排油口 A 面积，使控制油压 p_x 降低，滑阀 3 向下移动，压力油经滑阀进入油动机活塞上油腔，油动机活塞下油腔经滑阀接通排油口，油动机活塞在上下油腔压差的作用下向下移

动，关小调节阀。在活塞向下移的同时，与活塞杆上的反馈斜槽相接触的反馈滑阀 5，在其端部弹簧力的作用下向右移动，开大了控制油的进油口面积 B，使控制油压 p_x 上升。最后，当控制油压重新恢复到原来的正常值后，滑阀又居中，堵住去油动机的油口，油动机活塞动作停止，调节过程结束。

当负荷增加，汽轮机转速降低时，调节系统的动作与上述相反。

三、旋转阻尼调速器调节系统

图 9-3 是上海汽轮机厂生产的旋转阻尼调速器调节系统的示意。在该系统中采用旋转阻尼 2 作为转速感受机构。旋转阻尼实际上也是一个逆流式离心泵，它的输出油压 p_1 也和转速平方成正比。

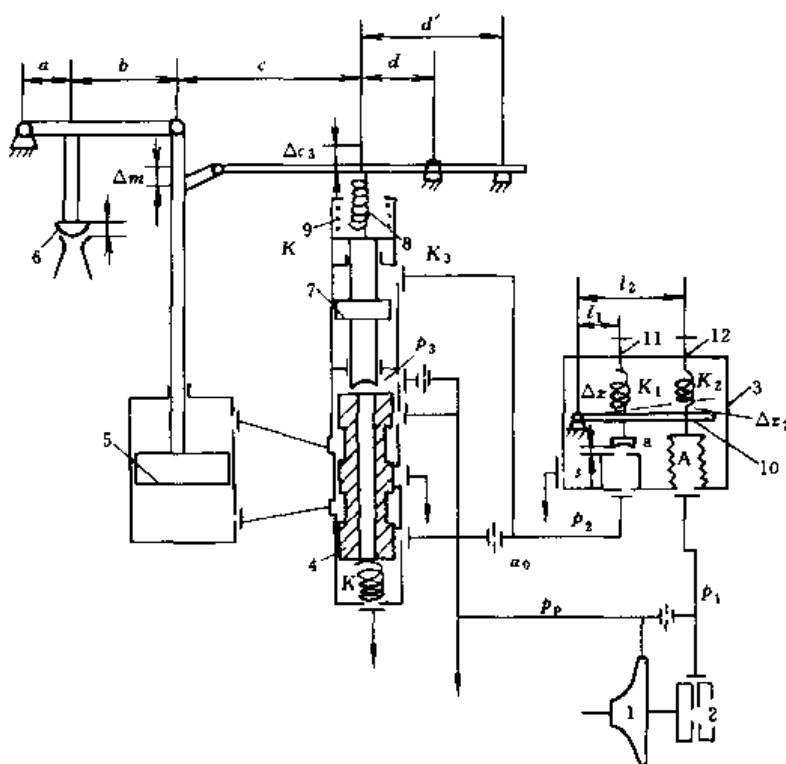


图 9-3 上海汽轮机厂的旋转阻尼调速器调节系统

- 1—主油泵；2—旋转阻尼；3—放大器；4—滑阀；5—油动机；
6—调节阀；7—继电器；8—反馈弹簧；9—动反馈弹簧；10—平衡板；
11—主同步器；12—辅助同步器

主油泵输出压力油送往四外：一路压力油经滑阀作为油动机动力油；一路经可调节的针形阀通往旋转阻尼形成一次油压 p_1 并作用在波纹管 A 上。由于油压 p_1 高于旋转阻尼所产生的油柱压力，所以一次油经旋转阻尼排出；一路经固定的节流孔 a_0 作为二次油压，二次油压 p_2 作用在放大器的蝶阀 a 上，并从间隙 s 排出，二次油压 p_2 还作用于继电器 7 的活塞上部；第四路压力油经另一个节流孔供至滑阀 4 上部，然后通过继电器控制的蝶阀和滑阀中间的间隙排出，形成三次油压 p_3 。

当外界电负荷减小，汽轮机转速升高时，与汽轮机同轴的旋转阻尼产生的油压增大，使

一次油的排油量减少，一次油压 p_1 升高。由于一次油压 p_1 升高，破坏了原来平衡板 10 上各作用力的平衡，使平衡板绕支点逆时针转动，使放大器碟形阀的排油间隙 s 增大，二次油压 p_2 泄油量增加，使二次油压 p_2 减小，破坏了继电器 7 活塞上二次油压作用力和反馈弹簧作用力和反馈弹簧作用力的平衡，使继电器活塞上移，这样又使继电器活塞下端三次油的泄油间隙增大，三次油 p_3 下降，滑阀 4 在下部弹簧力作用下向上移动，压力油通过滑阀进入油动机活塞 5 上部，而活塞下部则与排油相通。油动机活塞在其上下压差作用下向下移动，通过杠杆关小调节阀。汽轮机发出功率减小，直至与外界负荷相适应。

油动机活塞向下移动同时，通过反馈杠杆使反馈弹簧 8 的拉力减小，继电器活塞下移，三次油压 p_3 恢复到原来数值时，滑阀 4 又居中，堵住油动机油口，油动机活塞停止活动反馈弹簧 9 只在调节过程中起到负反馈作用，稳态时不起作用。

当外界负荷增加时，汽轮机转速下降，调节系统动作与上述相反。

从以上三个典型调节系统分析可知，调节系统都由转速感受机构、传动放大机构、配汽执行机构及反馈机构等组成。每个机构都有一个输入量和一个输出量。各机构前后组合成一个系统，第一个机构的输入即为调节系统的输入——转速，最后一个机构的输出即为系统的输出——调节阀开度（它正比于汽轮机负荷）。当输入量变化时，输出量将作相应的有规律的变化。我们将机构及系统在稳定状态下的输入量与输出量之间的关系，分别称为该机构的静态特性和调节系统的静态特性。

四、DEH 调节系统

DEH 调节系统是当前汽轮机调节的最新发展，它集中了两大最新成果：固体电子学新技术——数字计算机系统；液压新技术——高压抗燃油系统，从而使前轴承箱尺寸和油动机的尺寸大大缩小。

（一）DEH 调节系统的组成

300MW 机组 DEH 调节系统，在系统配置方面，尽可能吸收分布系统可靠性高的优点，在硬件设备方面，主要部件都采用微处理机，从而可以简化硬件电路，提高系统的可靠性。

300MW 机组的 DEH 系统主要由五大部分组成。

（1）电子控制器：主要包括数字计算机、混合数模插件、接口和电源等设备，它们都集中布置在六个控制柜内。主要用于给定和接受反馈信号、逻辑运算和发现指令进行控制等。

（2）操作系统：主要设置有操作盘、显示器和打印机等，为运行人员进行人机对话、提供运行信息、监督和操作。例如，输入键盘、输出打印、CRT 显示机组热力参数和 DEH 系统参数、越限报警、故障寻找等。

（3）油系统：包括高压油与润滑油系统。高压系统采用抗燃油，为控制系统提供控制和动力用油。系统设有油泵两台，一台工作，一台备用，其油压为 $12.417 \sim 14.486\text{MPa}$ ($126.62 \sim 147.72\text{kgf/cm}^2$)，它接受调节器或操作盘来的指令进行操作。润滑油系统主要为轴承提供冷却和润滑用油，它是由汽轮机主轴拖动的主轴泵提供的，是独立的系统，采用的是透平油，与一般汽轮机的润滑油系统没有多大区别。

（4）执行机构：其主要组成是由具有附加快关、隔离和逆止装置的单侧油动机，负责带动主汽门、调节汽门、中压缸主汽门和中压调节汽门。

(5) 保护系统：设有六个电磁阀，其中两个用于超速时关闭上述两种调节汽门，其余用于轴承油压过低、EH 系统油压过低、推力轴承磨损过大、冷凝器低真空以及手动紧急停机之用。

此外，为控制和监督服务用的测量元件也是必不可少的。例如，转速传感器、调节级压力传感器、功率传感器以及主汽温度传感器和主汽压力传感器等。

(二) DEH 中的控制系统

DEH 中的控制部分，是 DEH 的核心，它包括两个系统。

1. 主汽门 (TV) 控制系统

TV 控制也可分为两种方式：

(1) 主汽门自动 (AUTO) 方式，亦称数字系统控制方式。当由计算机发出指令控制时，称汽轮机主汽门自动控制 (ATC)；当由运行人员自操作盘通过计算机进行控制时，称汽轮机主汽门操作员控制。

(2) 主汽门手动方式，也是通过模拟系统对机组进行控制的。

主汽门控制系统用于启动升速和当机组跳闸时进行紧急停机。在启动的开始阶段，是由主汽门控制汽轮机的转速，调节汽门处于全开状态；当升速到 96% 额定转速时，速度控制由主汽门转至调节汽门，主汽门全开，一直到并网带负荷运行。在这期间，只要不出现汽轮机跳闸，就始终由调节汽门进行控制。

2. 调节汽门 (GV) 控制系统

调节汽门自动 (AUTO) 方式，即计算机参与的控制方式，为数字系统运行。它可以按照六种方式运行：

(1) 汽轮机自启停 (ATC) 方式；

(2) 自同步方式，该方式接受自动同步系统来的信号，只在励磁机未投时才使用；

(3) POS 方式，该方式来自监督程序，用于内部故障和外部申请中断及任务的优先级别的安排使用；

(4) 遥控自动方式，接受调度室或锅炉控制系统来的信号；

(5) 当有厂级上层计算机时，接受电厂计算机来的控制信号；

(6) 汽轮机自动控制方式。

调节汽门手动方式，此时计算机不参予，而是由运行人员发出指令，并通过模拟系统来的信号进行操作。

由此可见，无论是 TV 或 GV 都有一套数/模系统，并有跟踪装置，以便在系统或运行方式变更时，实现无扰动切换。

在 DEH 中，GV 系统的汽轮机自动控制方式，是主要的运行方式。

(三) DEH 系统的功能

1. 汽轮机自动调节

从启动过程的功能看，系统能自动地迅速通过临界转速区，能自动同期。

从启动方式来看，能适应冷态启动、温态启动和热态启动时控制主汽门，当达到切换转速时，可由主汽门 TV 自动切换到调节汽门 GV；当热态启动用中压缸冲转时，达到切换转速时，能由中压缸调节汽门 IV 自动地切换到 TV；当达到 TV-GV 切换转速后，能自动切换到调节汽门。

从运行状态来看,系统的功能有:

- (1) 可根据电网要求,选择调频运行方式或基本负荷运行方式;
- (2) 可由运行人员调整或设置负荷的上下限、负荷的升降率;
- (3) 系统采用串级 PI 运行方式,在负荷大于 10% 以后,也可由运行人员选择是否采用第一冲动级汽室压力 p_T 和发电机功率 N 反馈回路;
- (4) 可供选择定压运行和滑压运行方式,当定压运行时,系统有阀门管理功能,以保证任何负荷下机前主汽压力不变;
- (5) 可根据需要选择炉跟踪机、机跟踪炉协调控制方式,当机组参与协调控制 CCS 时,可由电厂调度或运行人员操作发出目标负荷指令,自动地同时控制炉、机的出力,并互相协调。

除此以外,为确保系统的可靠性而采取的措施是:计算机是双机系统,并能自动或手动切换;对重要模拟量(如转速、功率、压力等)进行三选三处理,对重要开关量进行两选;对操作员的命令按规则检查;对系统进行自检等。

系统的精确度为:转速精确度 $\pm 2r/min$,功率精确度 $\pm 2MW$ (在蒸汽参数稳定的条件下)。

2. 汽轮机启停和运行监控系统的功能

该监控系统在启停和运行中对机组和 DEH 装置两部分运行状况进行监控,其内容包括操作状态按钮指示、状态指示和 CRT 画面,其中对 DEH 监控的内容包括重要通道、电源、内部程序运行的工作情况等。CRT 画面包括机组和系统的重要参数、运行曲线、潮流趋势和故障显示等。

3. 汽轮机超速保护系统的功能

为了避免机组的超速,DEH 系统具有三种保护功能。

(1) 甩全负荷超速保护 (OPC), 机组运行时,如发生断路器跳闸,保护系统检测到这种情况后,将迅速关闭调节汽门,以避免大量蒸汽流入汽轮机而引起严重超速事故,延迟一段时间后,如不出现升速,再开调节汽门使机组保持空负荷运行。这样做的目的是为了减少机组的再启动损失,使机组能迅速重新并网。

(2) 快关保护。当电网发生瞬间短路或某一相发生接地故障,引起发电机功率突降这一情况时,为了维持电网稳定性,保护系统将迅速地把中压缸调节门关闭一下,然后再行开启,以维持机组的正常运行。

(3) 超速保护。该保护有 103% 和 110% 两种。103% 超速保护是指汽轮机转速超过 3090r/min 时,迅速将高压缸调节门和中压缸调节门同时关闭;110% 超速保护是指汽轮机转速超过 3300r/min 时,将所有的主汽门和调节汽门同时关闭,进行紧急停机,避免事故的发生,与此同时,旁路门连锁快开,以保证锅炉泄压、冷却再热器和减少机组的工质损失。

超速保护和甩全负荷超速保护分别用软件和硬件来实现,硬件保护是采用完全相同的三套设备,对输出部分进行三选二处理,然后才起作用,以避免保护系统产生误动作或拒动作。

除此外,DEH 的保护系统还能够在运行中作 103% 超速试验、110% 超速试验、紧急停机超速试验和电磁阀的定期试验,以保证系统能始终处于良好的备用等待状态。

4. 汽轮机自动 (ATC) 功能

DEH 系统的自动 (ATC) 包括自启动 ATC 和带负荷 ATC。

(1) ATC 启动。在汽轮机脱离盘车装置之前, 首先核对有关汽轮发电机组的参数, 在这些参数未达到所需的范围以前, 机组将不脱开盘车装置。

当机组脱开盘车, 并在升速过程中, 如果有关转速保持的任一个输入值超过报警极限, 则应立即保持转速。在确认不存在报警或遮断状态后, 机组将按启动的建议导则一直加速到暖机的转速。

在暖机过程中, 将根据计算的暖机时间自动暖机, 一旦暖机完成, 机组在启动建议导则的指导下, 自动加速到 TV 向 GV 的切换转速。在加速过程中, 升速率将根据实际转子应力和预计转子应力的比较值来控制, 并自动加速到同步转速和进行并网。

(2) ATC 加负荷。汽轮机 ATC 负荷控制有两种方式, 即 ATC 管理方式和 ATC 控制方式。

在 ATC 管理方式中, ATC 进行监视, 由运行人员完成机组的控制。这个过程是 ATC 通过监视机组的各种参数, 并将这些参数值与极限值进行比较, 所得结果通知运行人员, 以指导正确的操作。除了在线运行的参数外, 运行人员还可以随时调用中间计算值, 如转子应力、转子预应力和预计差胀等, 同时在升速或在加负荷控制过程中, 还可调出正在使用的加速率或加负荷率, 以供运行人员操作时参考。

在 ATC 程序控制方式中, 是由 ATC 程序来增加、降低或保持升 (或降) 负荷过程中的汽轮机负荷变化率, 以便在动态过程中把各种变量 (如金属膨胀、蒸汽压力和温度、转子的热应力、轴承振动等) 保持在其允许的范围之内。当系统的参数超过预定的报警极限时, 报警的信息将被全部打印出来。如果进行负荷变化率的调整纠正不了系统参数的不正常变化, 则该值已超过共遮断极限, 此时, ATC 程序会将自动控制方式转到操作员自动方式, 并向他发出遮断状态的报警。在这种情况下, ATC 管理方式中的所有监视功能仍加以保留, 以供操作人员调用。

在严格的 ATC 控制方式中, 负荷控制方式与转速控制方式不同, 转速控制 ATC 中的升速值, 严格地受到转子应力的限制, 而在负荷控制中, 除了机组自身的条件外, ATC 的负荷变化率, 还用来协调整个单元机组以至全厂间的合理运行。此外, 负荷升降率还可来自遥控, 此时 ATC 仅进行监视, 如果参数越限报警, 还需要进行负荷的保持, 以确保机组的安全。

第三节 液压调节系统部套的调整

一、旋转阻尼的调整

旋转阻尼调整见图 9-4, 调整时注意以下问题:

(1) 机组启动时, 不允许将可调节节流针阀关死, 否则由于一次油压腔室内无油而造成阻尼体与油封环发生干摩擦, 将磨损油封环表面。因此在启动前, 将可调节节流针阀全开。

(2) 当机组达到额定转速 3000r/min 时, 再关小可调节节流针阀, 使一次油压刚开始下降时, 再将节流针阀退出 5~6 圈。

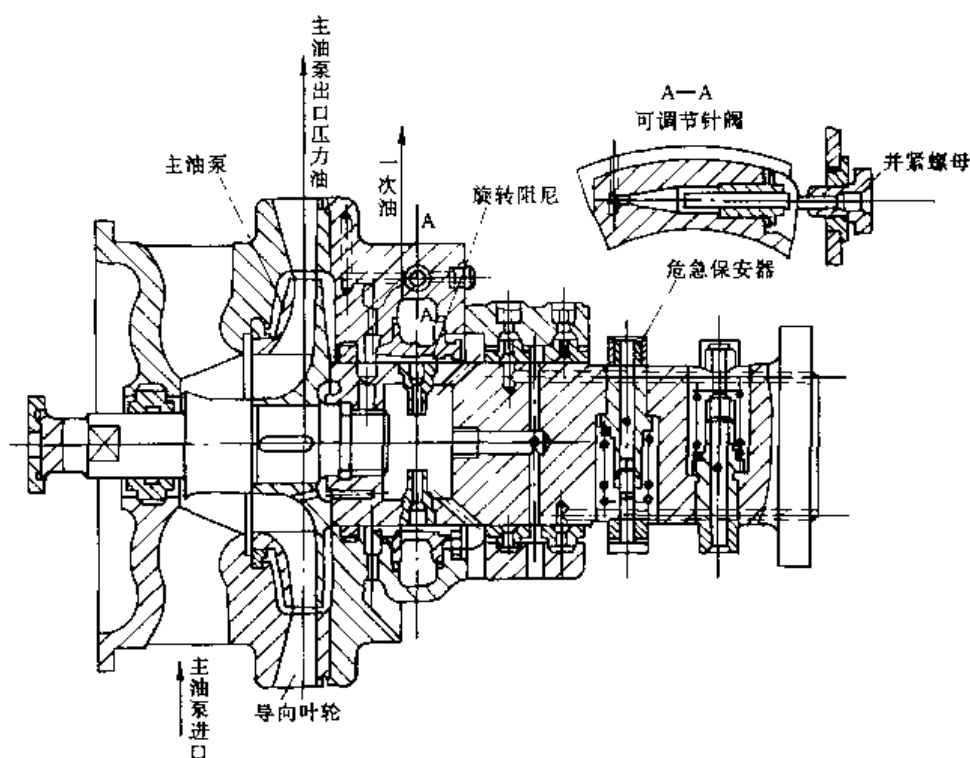


图 9-4 主油泵、旋转阻尼和危急保安器

二、高速弹性调速器调整

高速弹性调速器调整见图 9-5。

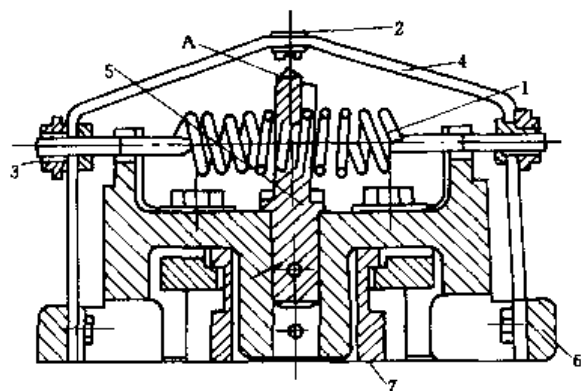


图 9-5 高速弹性离心式调速器

1—弹簧；2—挡油板；3—飞锤；4—钢带；5—弹簧
中心支架；6—支架；7—套筒

高速弹性调速器的调整是在制造厂内进行的：

(1) 用直流电动机改变转速，记录不同转速下挡油板 2 位移，挡油板端面跳动不应超过 0.04mm；

(2) 转速在 0 ~ 3000r/min 时，挡油板（调速块）位移 9 ± 0.4 mm，不灵敏度小于 3r/min；

(3) 挡油板与限位端 A 相碰的转速为 3600r/min；

(4) 在转速为 4500r/min 情况下连续运转 30min 后，检查挡油板的变形应小于 0.1mm；

(5) 2800 ~ 3200r/min 调整器的速度变动率

应为 $5.2\% \pm 0.5\%$ ，即转速变化 (156 ± 15) r/min 时所引起的挡油板位移为 1mm，制造厂还应给出挡板位移和转速的关系曲线。

三、径向泵调速器调整

径向泵调速器调整见图 9-6，调整时注意以下问题：

(1) 径向泵出口油压波动值控制在 2 ~ 3kPa 之间；

(2) 在 2800 ~ 3200r/min 范围内，径向泵油流量增加 1L/s，泵的压力仅下降 5 ~ 7kPa，使

油压变化几乎仅依赖于转速的变化。

四、波纹管蝶阀杠杆放大器的调整

波纹管蝶阀杠杆放大器的调整见图 9-7。

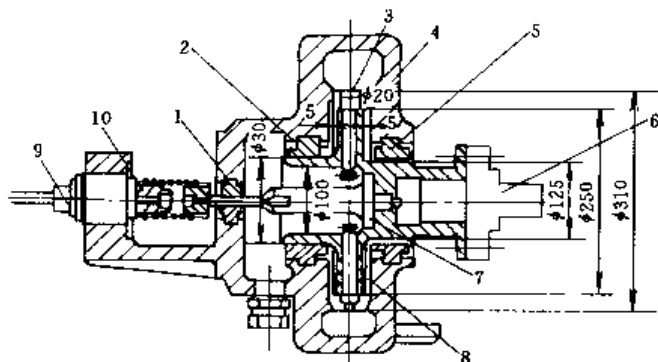


图 9-6 调速泵

1、2、5—油封环；3—稳流网；4—泵壳；6—主油泵轴；7—导流杆；8—泵轮；9—测速发电机；10—挠性联轴器

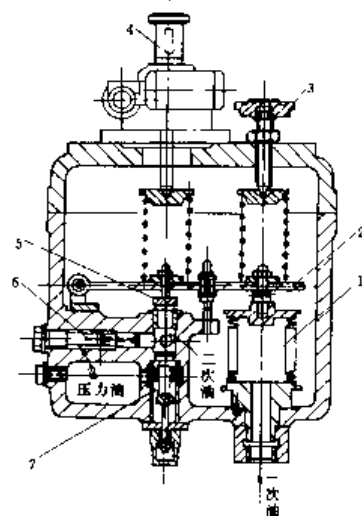


图 9-7 波纹管蝶阀杠杆式放大器

1—波纹管；2—控制板；3—辅助同步器手轮；4—转速变换器（同步器）；5—蝶阀；6—固定节流孔；7—过压阀

(1) 杠杆上下移动的距离，应按图纸调整好限位螺钉，一般当杠杆与下限限位碰着时，上面应留有 2~2.5mm，此时蝶阀间隙应调整在 0.2mm 左右，然后紧上面螺钉；

(2) 放大器二次油压室外如装有过压阀，应调整过压阀的动作油压值比机组额定负荷时的二次油压值高 0.02MPa 左右。

(3) 调整辅助同步器手轮，使机组转速达到 85%~92% 额定转速时，放大器应起作用（一般为调速器动作转速），然后把它固定，在正常运行时不许随便动它，更不能用它来增减负荷。

五、调速器错油门调整

1. 哈尔滨汽轮机厂生产的 200MW 汽轮机调速器错油门的调整

本调整器错油门是高速弹性调速系统中信号的第一级放大机构，其结构如图 9-8 所示。

安装及调试时应注意：

(1) 控制错油门从左限制点至右限制点的全行程（即同步器行程）为 32mm；

(2) 控制错油门 1、随动错油门 2、分配错油门各自的套筒与活塞灵活，无卡涩现象；

(3) 见图 9-9。装配端盖 8 时应保证随动错油门能灵活移动，并用弹簧秤拉随动错油门时，其拉力应小于 14.7N，检查喷油嘴与端盖之间是否有卡涩现象；

(4) 调速器错油门在装配时应保持泄气孔 f_2 、 f_3 和节流孔 f_1 、 f_2 的畅通，见图 9-9；

(5) 安装喷油嘴 7 的端面与调速块（挡油板）的不平行度应小于 0.04mm；

(6) 保证在随动错油门处于左止点时，喷油嘴与调速块之间的安装间隙为 $H \pm 0.05\text{mm}$ ，然后用定位销将调速器错油门组外壳固定住。

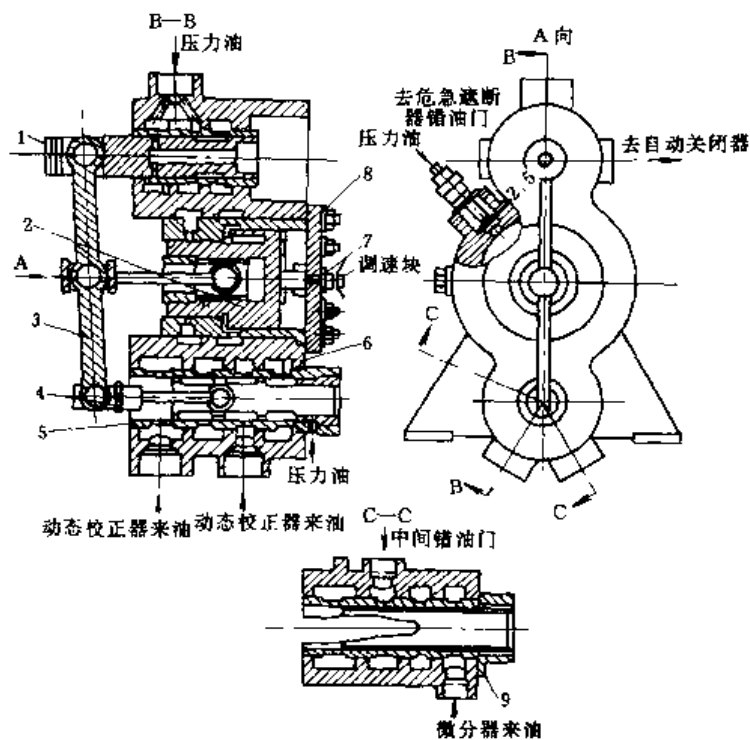


图 9-8 调速器错油门

1—控制错油门；2—随动错油门；3—杠杆；4—调整螺母；
5—分配错油门；6—壳体；7—喷油嘴；8—端盖；9—限位块

H 值可用式 (9-1) 计算 (见图 9-10), 即可整定好附加保安在 $(3435 \pm 15) r/min$ 时动作。

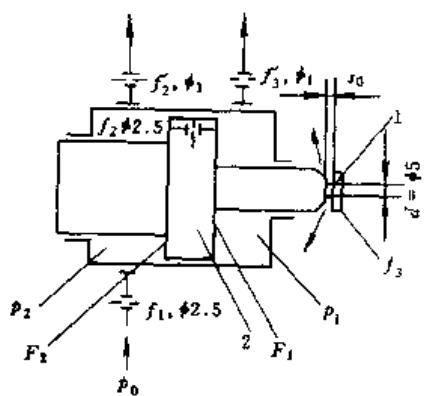


图 9-9 随动错油门的油路示意
1—调速块；2—随动错油门活塞

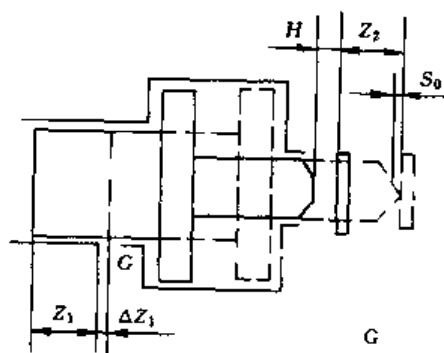


图 9-10 安装间隙 H 值计算的示意

$$H = S_0 + \Delta Z_1 + Z_1 - Z_2 \quad (9-1)$$

式中 S_0 ——喷油嘴与调速块之间的工作间隙, 约 $0.22mm$;

ΔZ_1 ——附加保安动作时排油口 G 的开度，约 0.24mm；

Z_1 ——附加保安排油口 G 的过封度，为 13.1mm；

Z_2 ——调速块在调速器转速为 (3435 ± 15) r/min 时的位移（已考虑喷油对调速块位移的影响）。

2. 东方汽轮机厂生产的 200MW 汽轮机调速器错油门的调整

本调速器错油门是径向泵调节系统中的第一级放大部件，其结构见图 9-11。

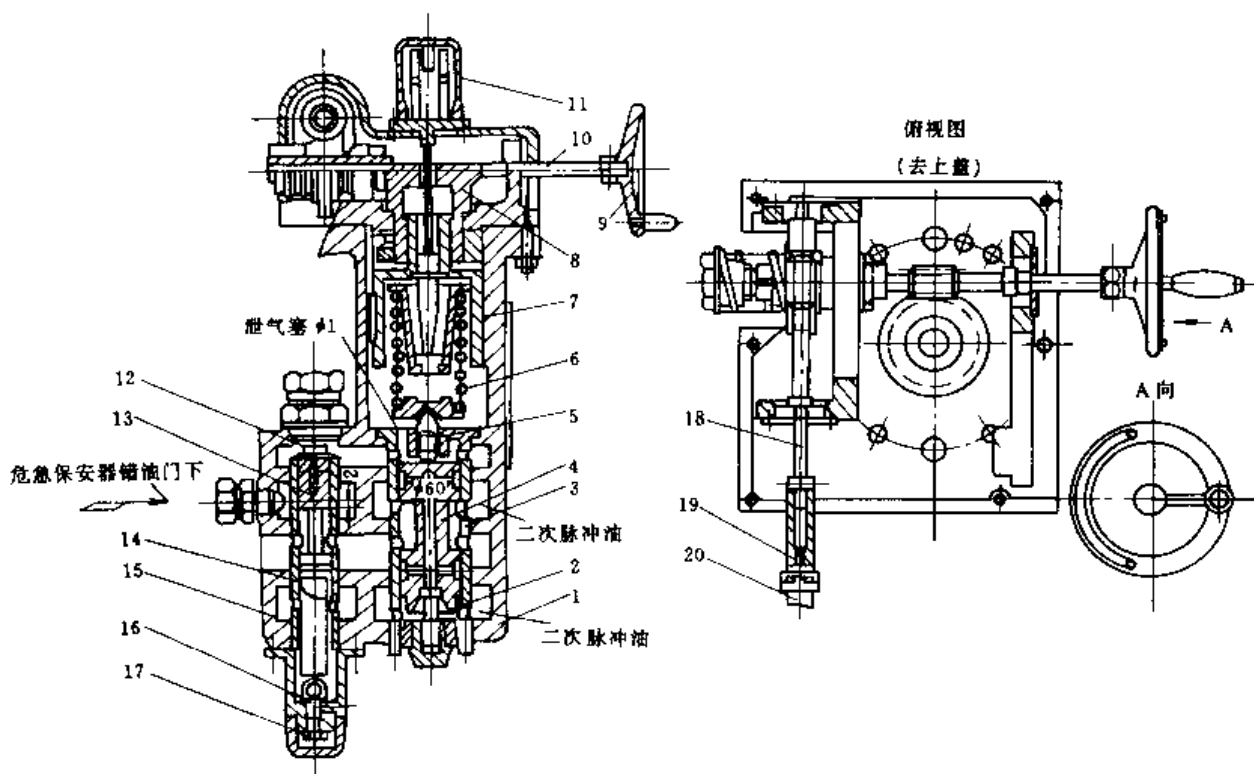


图 9-11 调速器错油门

1—壳体；2—小弹簧；3—套筒；4— $\phi 60$ 错油门；5—错油门上盖；6—大弹簧；7—门套；8—蜗轮；9—同步器手轮；10—手轮轴；11—同步器行程发讯器；12—挡板螺栓结构；13—附加保安错油门；14—套筒；15—拉弹簧；16—紧定螺钉；17—调整螺母；18—蜗杆；19—十字连轴节；20—同步电动机轴

安装与调试时应注意：

(1) 大弹簧 6、小弹簧 2 的弹簧刚度符合图纸要求，两弹簧上、下两端面平行，外圆与端面垂直。

(2) 大弹簧托与 $\phi 60$ 错油门 4 接触的圆弧面光滑，保证弹簧力作用在 $\phi 60$ 错油门中心。

(3) $\phi 60$ 错油门 4 与套筒 3 的配合间隙符合图纸要求，为保证错油门自动对中的目的，应确信错油门芯上 4 个 $\phi 1.8$ 个小孔畅通。

(4) 机组从额定负荷 200MW 变为空负荷时， $\phi 60$ 错油门的位移量为 3.14mm。

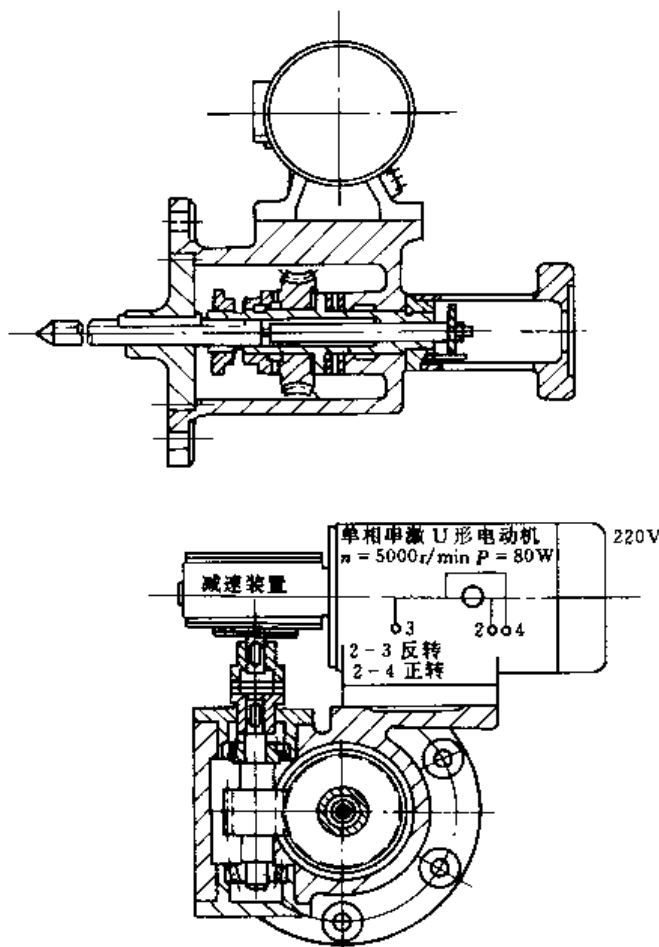


图 9-12 转速变换器 (同步器)

六、同步器调整

图 9-12 为旋转阻尼调节系统中的同步器，图 9-13 为高速弹性调速器调节系统中的同步器，图 9-14 为径向泵调节系统中的同步器，这三种结构动作原理相似，以旋转运动变为线性的直线位移运动，所以在安装调整时注意点是相似的。其注意点是：

(1) 其减速装置正反两个方向转动时应十分灵活，不应有卡涩现象；

(2) 电动机的输出轴与减速齿轮连接应保证同心，否则会转不动或不灵活。

(3) 电动与手动之间靠端面摩擦接触来传递力矩，弹簧的压缩力应调整得合适，以保证手动、电动均灵活、可靠。

七、油动机的调整

1. 上海汽轮机厂生产的油动机的调整 (见图 9-15)

调整时应注意：

(1) 调整蝶阀与阀座之间间隙为 1.5mm，然后再将顶针上的螺母拼紧。

(2) 调整静反馈弹簧的拉力，使二次油油压与设计规定的油动机升程相对应。

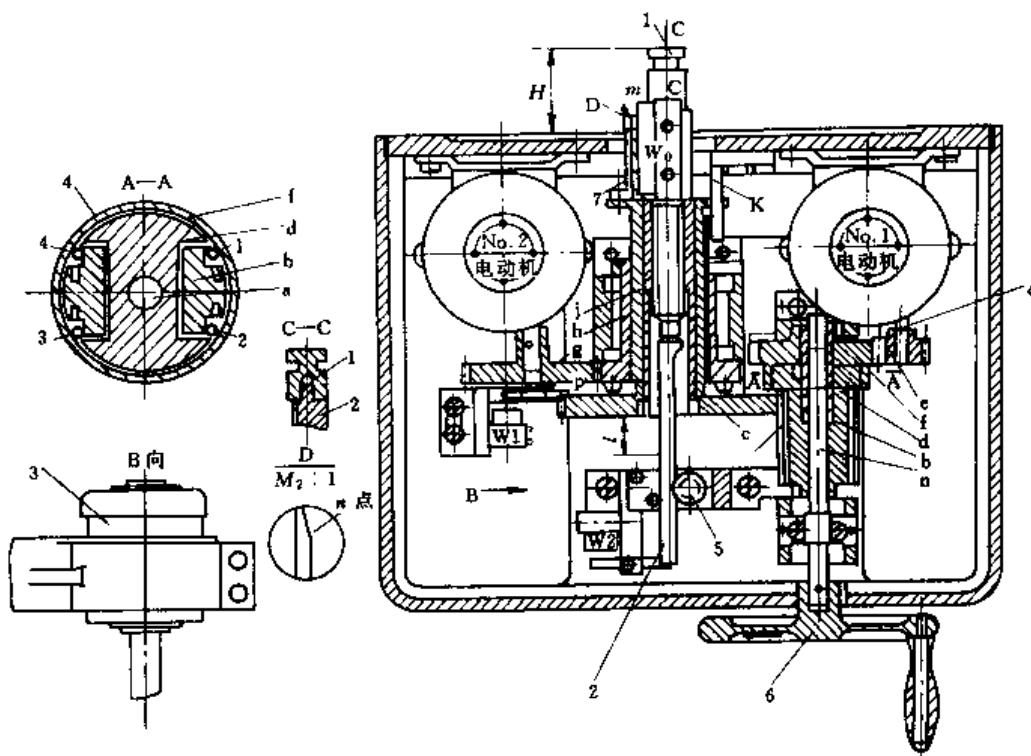


图 9-13 同步器

1—T形接头；2—传动轴；3—电动同位器；4—超越联轴器；5—齿轮轴；6—手轮；7—限位块

(3) 调整速度变动率时, 可以改变反馈杠杆支点位置, 静反馈弹簧中心到支点距离增大, 则速度变动率增加, 反之, 速度变动率减小。

(4) 调整油动机活塞上的限位圈, 保证油动机行程符合图纸规定的要求, 应保证所有调节阀全部打开, 并留有一定富裕行程, 即可用式 (9-2) 计算

$$M_{\max} = 1.05(L_{\max} + 2)\beta \quad (9-2)$$

式中 M_{\max} ——油动机最大行程, mm;

L_{\max} ——所有调节阀全开时累计行程, mm;

β ——调节连管杠杆比, 注: 括号内 2mm 是否加入, 应视结构而定, 若调节阀有 2mm 空行程的话, 应加进去后计算, 如果无空行程, 2mm 可以不加入。

2. 哈汽和东汽厂生产的油动机的调整

图 9-16、图 9-17 为哈尔滨汽轮机厂生产的 N200 型汽轮机的高、中压缸油动机。

图 9-18 为东方汽轮机厂生产的 N200 型汽轮机油动机 (高、中压缸油动机结构相同)。东方汽轮机厂和哈尔滨汽轮机厂生产的油动机用油口反馈起到反馈作用, 通过改变反馈滑槽斜度以改变速度变动率。油动机活塞杆与地面有一倾斜角, 以使油动机与自动主汽阀、调节阀之间距离增加, 以提高防火安全性。油动机采用油口动态反馈 (液压弹簧)。

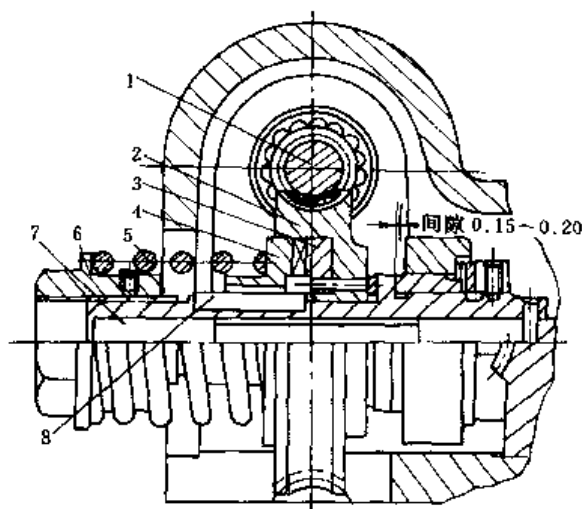


图 9-14 同步电动机传动机构
1—蜗杆; 2—蜗轮; 3、4—齿形联轴器; 5—弹簧;
6—螺母; 7—手轮轴; 8—键

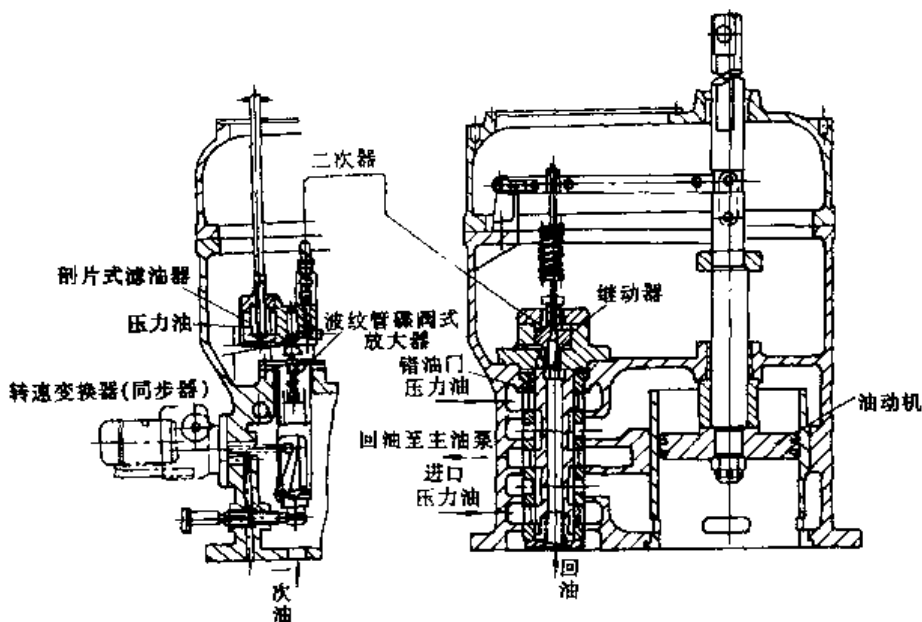


图 9-15 上汽生产的油动机

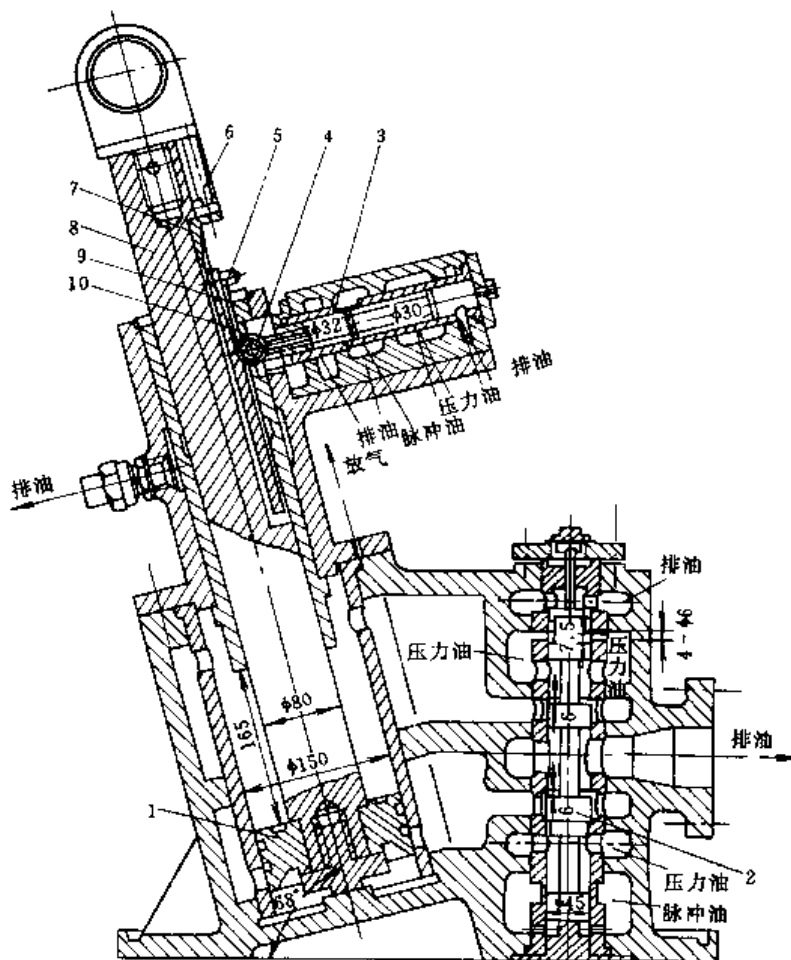


图 9-16 哈汽生产的高压缸油动机
1—活塞；2—错油门；3—反馈错油门；4—滚轮；5—紧定螺钉；6—调整螺栓；7—斜铁；8—活塞杆；9—反馈滑槽；10—调整垫片

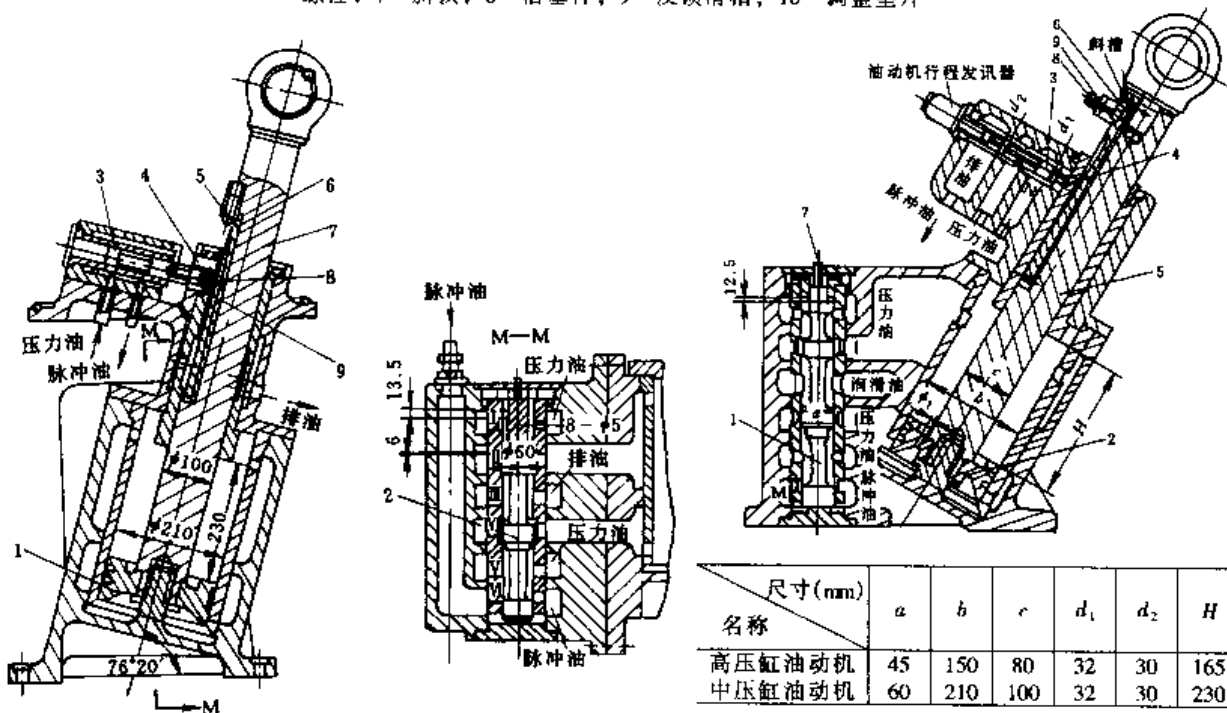
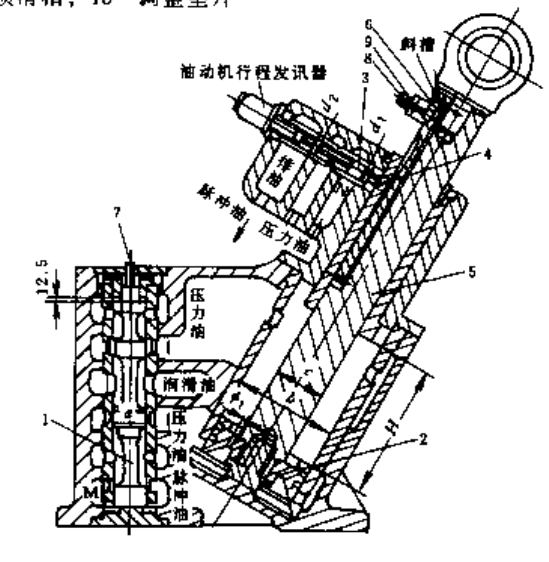


图 9-17 哈汽生产的中压缸油动机
1—活塞；2—错油门；3—反馈错油门；4—滚轮；5—调整螺钉；6—斜铁；7—活塞杆；8—反馈滑槽；9—调整垫片



名称	尺寸 (mm)					
	a	b	c	d ₁	d ₂	H
高压缸油动机	45	150	80	32	30	165
中压缸油动机	60	210	100	32	30	230

图 9-18 东汽生产的油动机
1—错油门；2—活塞；3—反馈错油门；4—滚轮；5—活塞杆；6—斜槽；7—测量杆；8、9—速度变动率调整螺母及螺钉

调整时应注意：

(1) 需要调整高压缸油动机活塞的初始位置时，可以用调整滚轮支架和反馈错油门之间的调整垫片 10 厚度的方法，使反馈进油窗口开度改变。

(2) 改变反馈滑槽的斜度就可以改变速度变动率，反馈斜槽 9 斜率愈大（即将斜铁 7 拔出），速度变动率愈大。

(3) 左右两个油动机反馈滑槽斜度应调整至相等；

(4) 在油动机活塞上和油动机壳体中均有放气孔，在调试中应将油动机内部空气放出。

3. 单侧油动机的调整（见图 9-19）

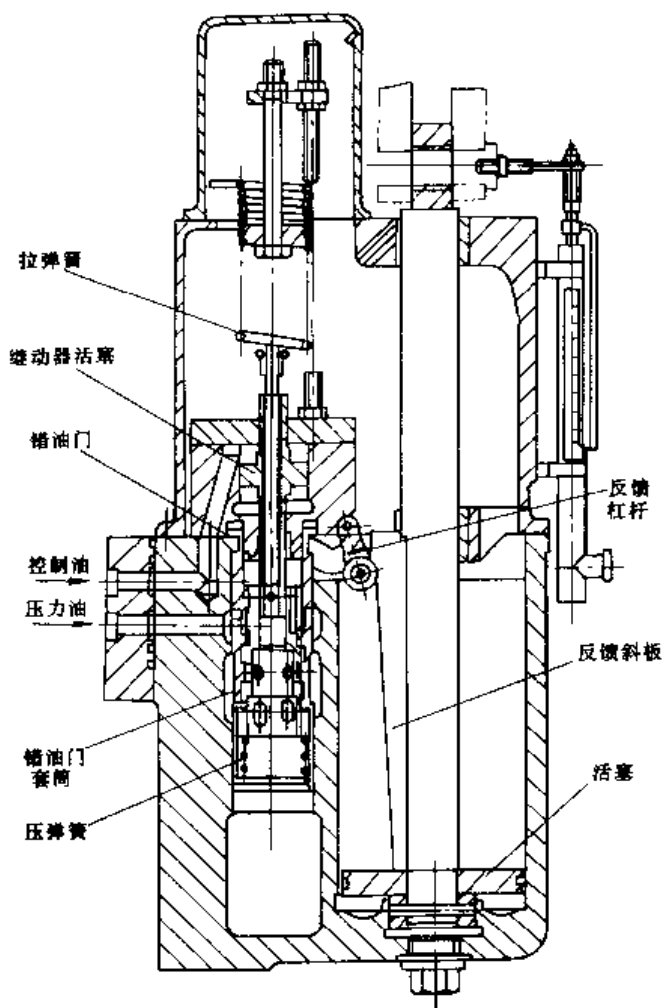


图 9-19 单侧油动机

调整时应注意：

(1) 控制油压与油动机升程的关系，可以调整静反馈弹簧的紧力；

(2) 调整速度变动率可以通过改变静反馈弹簧的刚度或改变反馈斜板的型线来满足；

(3) 调整静反馈弹簧紧力时，要注意调整杆不应与继电器活塞上面伸出部分的内孔相碰，否则会增加迟缓，因此两边调整杆上的两只螺母可以调整得有高低，但两边高度相差不超过 2~3mm。

八、调压器的调整

调压器（见图 9-20）调整时应注意以下几个问题：

- (1) 将抽汽压力值接到调压器的蒸汽压力脉冲室内；
- (2) 调整压力变换器改变弹簧压缩量，使杠杆 3 基本上处于水平位置；
- (3) 调整动反馈弹簧 13 装配长度为 25mm；

(4) 调整错油门活塞杆上的螺母，使小油动机活塞在下限（即 $Z = 0$ ）处于将动未动的位置；

(5) 两个脉冲油压可以通过十字头 12 处的两只调整螺钉来调整脉冲油压值，使之符合图纸规定值，蒸汽压力脉冲室内的压力在压力变动率范围内变化，使小油动机活塞走完全行程 25mm，则可得到相应的从空负荷到满负荷到最大负荷时的一号脉冲油压和二号脉冲油压；

(6) 在调整调压器时最好能加装一个标尺，以测取小油动机活塞基本上走完全行程 $Z = 25\text{mm}$ 时，所对应的二次脉冲油压的变化范围；

(7) 调整圆柱型拉弹簧拉力和错油门的螺母，使小油动机活塞处在下限（即 $Z = 0$ ），并使其处于将动而未动位置，此时小油动机活塞下部油压应符合规定值，一般为 0.1176MPa 左右。

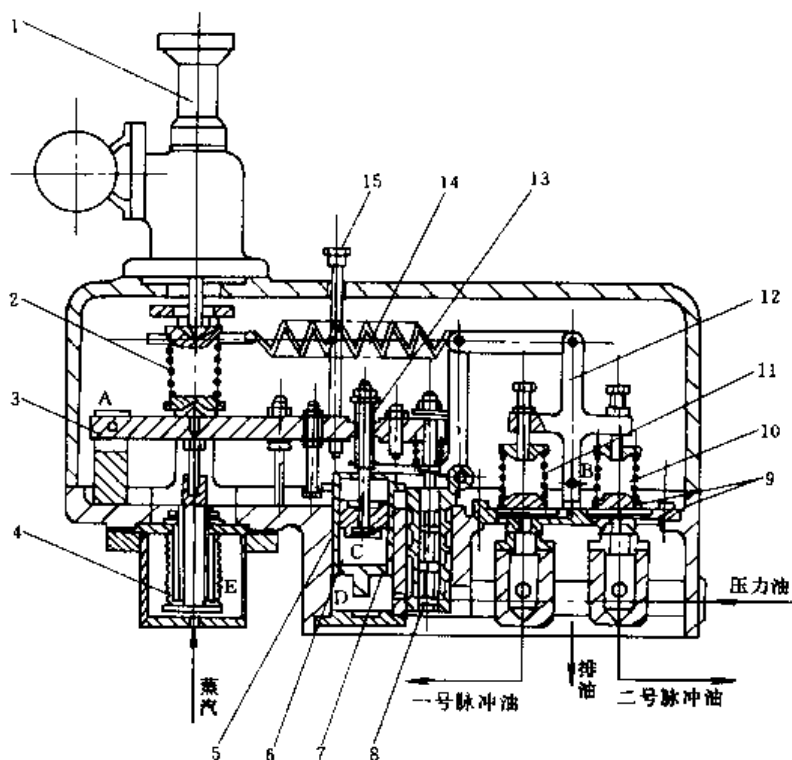


图 9-20 调压器

- 1—压力变压器；2—压力平衡弹簧；3—杠杆；4—波纹管；5—活塞；6—小油动机活塞；7—静反馈弹簧；
8—错油门；9—蝶阀；10、11—压弹簧；12—十字头；13—动反馈弹簧；14—拉弹簧；15—限制杆

九、加速器的调整

图 9-21 所示为上海汽轮机厂生产的液压加速器。

加速器又称微分器，其作用是为了限制机组甩负荷的超速。当升速率超过一定值

后，加速器动作，同时关闭高、中压调节阀，当转速下降后，调节阀开度恢复到空负荷开度。

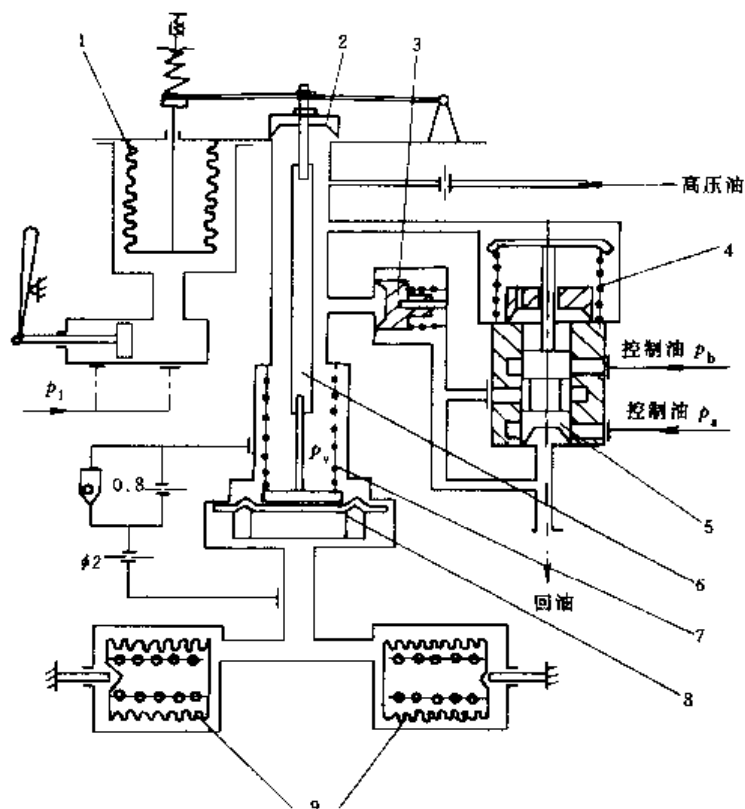


图 9-21 加速器

1—波纹管；2—蝶阀；3—过压阀；4—弹簧；5—控制滑阀；
6—顶杆；7—弹簧；8—隔膜；9—波纹管

加速器调整时应注意以下几个问题：

- (1) 首先调整过压阀在 0.4MPa 时动作，以防止损坏二次油 p_v 的压力表；
- (2) 使一次油压在 0.222 ~ 0.224MPa（相当 3000 ~ 3060r/min）范围内变化，控制滑阀不应动作，即高、中压油动机不会关闭；
- (3) 缓慢的操作手柄，使一次油压变化与蝶阀所控制的二次油压 p_v 变化成线性关系变化，要求其放大倍数为 5；
- (4) 操作手柄使一次油压由 0.225MPa 瞬间（1s）升高 9.1 ~ 18.26kPa（相当于 1s 内转速升高 60 ~ 120r/min），此时二次油压 p_v 迅速下降，控制阀在弹簧力作用下向上移动，泄去高、中压油动机的控制油，使高、中压调节阀迅速关闭；
- (5) 升高了的一次油压在 1s 后又开始下降，二次油压 p_v 并不回升，仍在最低值，约维持 2 ~ 5s 后， p_v 值再开始升高，使控制阀向下移动，关闭高、中压油动机控制油泄油口，高、中压油动机控制油压又开始升高，高、中压调节阀又重新开启；
- (6) 另外再将一次油压升高至 0.2576MPa（相当于 3210r/min），使二次油压 p_v 降低到控制滑阀在弹簧力作用下上升，打开泄油窗口，泄去高/中压油动机的控制油压，使高、中压调节阀关闭。

十、微分器调整

近年来, 由于 OPC 之广泛使用, 机械式微分器已基本不再生产, 图 9-22 所示为哈尔滨汽轮机厂生产的微分器。

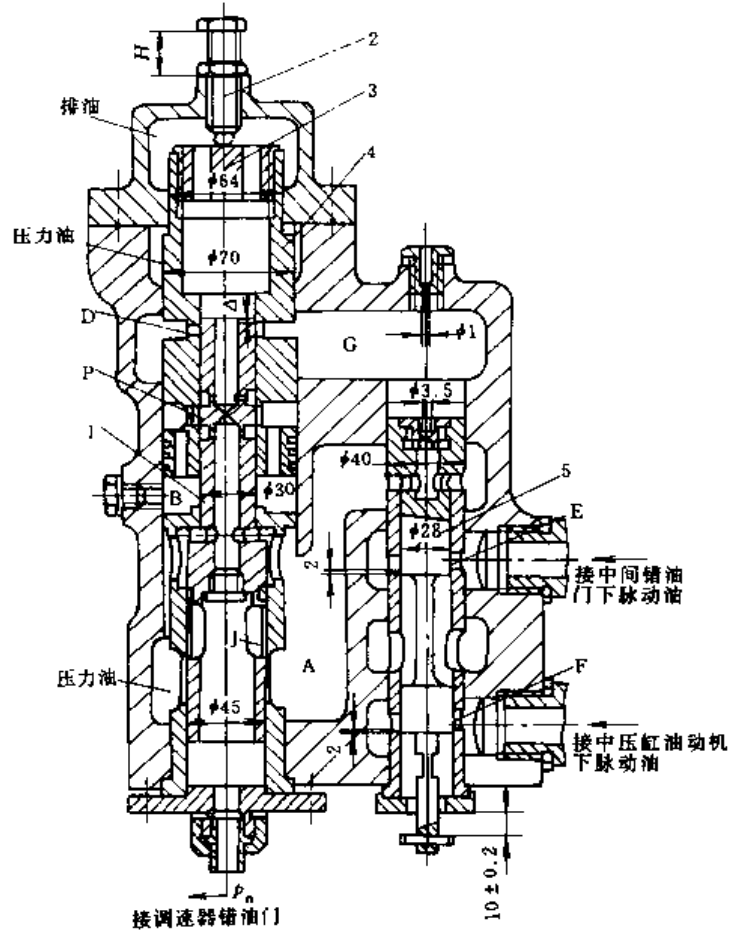


图 9-22 微分器

1—主错油门; 2—调整螺钉; 3—螺塞; 4—延迟活塞; 5—继动错油门

调整方法与上海汽轮机厂的加速器相似, 不再赘述。

第四节 汽轮机调节保安系统的调整实例

一、上汽生产的 N50-90-1 型汽轮机调节系统的调整

该机组调节阀布置在高压缸进汽室的两侧, 每个蒸汽室中的调节阀都通过调节连杆由各自的油动机带动, 两只同步动作的左右油动机分别操纵着四只调节阀, 见图 9-23。

1. 动作原理

当机组负荷减少时转速升高→旋转阻尼输出的一次油压 p_1 升高→放大器出口二次油压 p_2 降低→左、右两只油动机的继动活塞向上移动→继动油压降低→错油门向上移动→油动机活塞下移→关小调节阀。

当机组负荷增加时, 动作相反。

2. 安装或检修后的调整

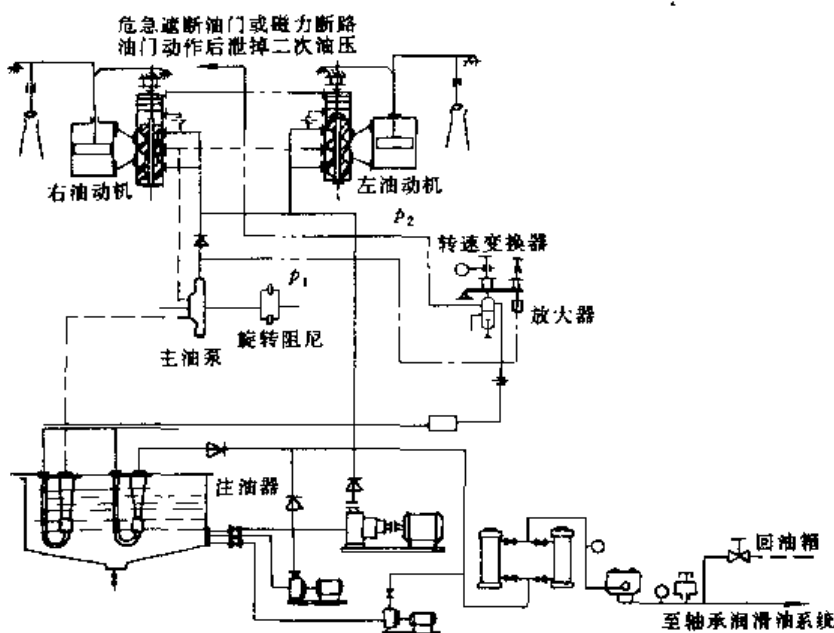


图 9-23 N50-90-1 型高压凝汽式汽轮机液压调节系统

机组在安装或检修后应仔细检查油管路，并彻底清除管路中残留的焊渣、铁锈及污垢等杂物，并经油压试验确保无漏油，然后可按下列步骤进行调整：

- (1) 启动高压交流电动油泵；
- (2) 外接相当压力油源到放大器的一次油压室；
- (3) 将同步器放在刻度“40”位置，然后调整辅助同步器，使放大器的二次油压为 0.245MPa；
- (4) 调整左、右油动机反馈弹簧为 140mm，并改变静反馈弹簧拉力，使油动机活塞自下限上升 96mm；
- (5) 改变一次油压从 0.2205 ~ 0.2425MPa，使二次油压相应变化为从 0.245 ~ 0.13475MPa，油动机行程应从 96 ~ 26mm 左右；
- (6) 拆去一次油压外来油源，并开启一次油进入放大器的阀门；
- (7) 启动汽轮机，控制主汽阀或电动主汽阀的旁路阀，使汽轮机在 3000r/min 下稳定运行，逐步关小旋转阻尼进油针阀，直到一次油压开始下跌时，然后再退出 5 ~ 6 圈即可，此时一次油压应为 0.2205MPa 左右；
- (8) 逐步开启主汽阀，并退出同步器直到主汽阀全开，由放大器控制机组至额定转速，至此调整结束；
- (9) 做必要的调节系统静态特性试验（包括空负荷试验和带负荷试验），有关数据见表 9-1（调速系统速度动率为 5% 时）。

3. 安全保护系统

机组的所有安全装置都控制着安全油，而安全油是由主油泵出口高压油经过 $\phi 6$ 节流孔板后形成的，只要安全油泄去，主汽阀及调节阀关闭，机组便停运。

表 9-1 N50-90-1 型汽轮机调节系统调整数据汇总表

序 号	名 称	符 号	单 位	数 值	
1	机组功率	P	MW	50	0
2	机组额定转速	n	r/min	3000	3150
3	一次油压	p_1	MPa	0.2205	0.24255
4	二次油压	p_2	MPa	0.245	0.13475
5	油动机行程	m	mm	96	26
6	调节阀开度	L	mm	19	1.5
7	汽轮机进汽流量	Q	t/h	195	12

整个安全保护系统包括：在各种非常情况下用来紧急停机的危急保安器、危急遮断油门、危急遮断及复位装置、磁力断路油门以及防止汽轮机在甩负荷时超速的电超速保护装置和电磁阀。

为了整个机组的安全和防止误操作，当危急遮断后，只有在主汽阀调速汽门全关的情况下才能复位。

机组超速保护除了有一只飞环式危急保安器外，还有以一次油压为信号的电接点压力表（可调整在 0.264 ~ 0.274MPa），前者通过危急遮断油门泄去安全油，后者通过磁力断路油门动作泄去安全油。

机组的其他重要监视保护信号，均接入主汽阀跳闸回路控制磁力断路油门的电磁铁，当其中一个监视保护信号超过一定范围（或设计允许值），不允许汽轮机继续运行时，磁力断路油门便动作，泄去安全油，使主汽阀及调节阀关闭。

当机组发生下列任何一种情况时，安全保护装置全自动或由运行人员手操作使机组紧急停机。

- (1) 当机组的转速超过额定转速的 10% ~ 12% 时；
- (2) 当转子轴向位移超过 1.2mm 时；
- (3) 当转子与汽缸相对膨胀超过设计允许值时；
- (4) 当凝汽器真空降低至 0.062661MPa 时；
- (5) 当径向轴承、推力轴承的回油温超过 75℃ 时（在 65℃ 时发报警信号）；
- (6) 当润滑油压低于 0.02MPa 时；

(7) 当机组发生其他故障，运行人员认为紧急停机或正常停机时，用手打危急遮断装置或手按红色按钮使机组停止运行。

机组甩负荷后动态性能是借助于甩负荷超速保护（OPC）得到改善的。当机组因外部线路故障，发电机断路器跳闸时，通过 OPC 电磁阀的作用，快速降低二次油压，瞬间关闭调节阀，直至机组的调节级后压力降到一定数值后，方使调节阀再度开启。与此同时，由于一次油压继电器的动作能驱动同步器的电动机，使同步器向减负荷方向退出，以保证汽轮机在甩负荷后能维持在 3000r/min 左右空载运行。

二、哈汽生产的 N100-90/535 型汽轮机调节系统的调整

本机组采用高速弹性调节系统（见图 9-24）。

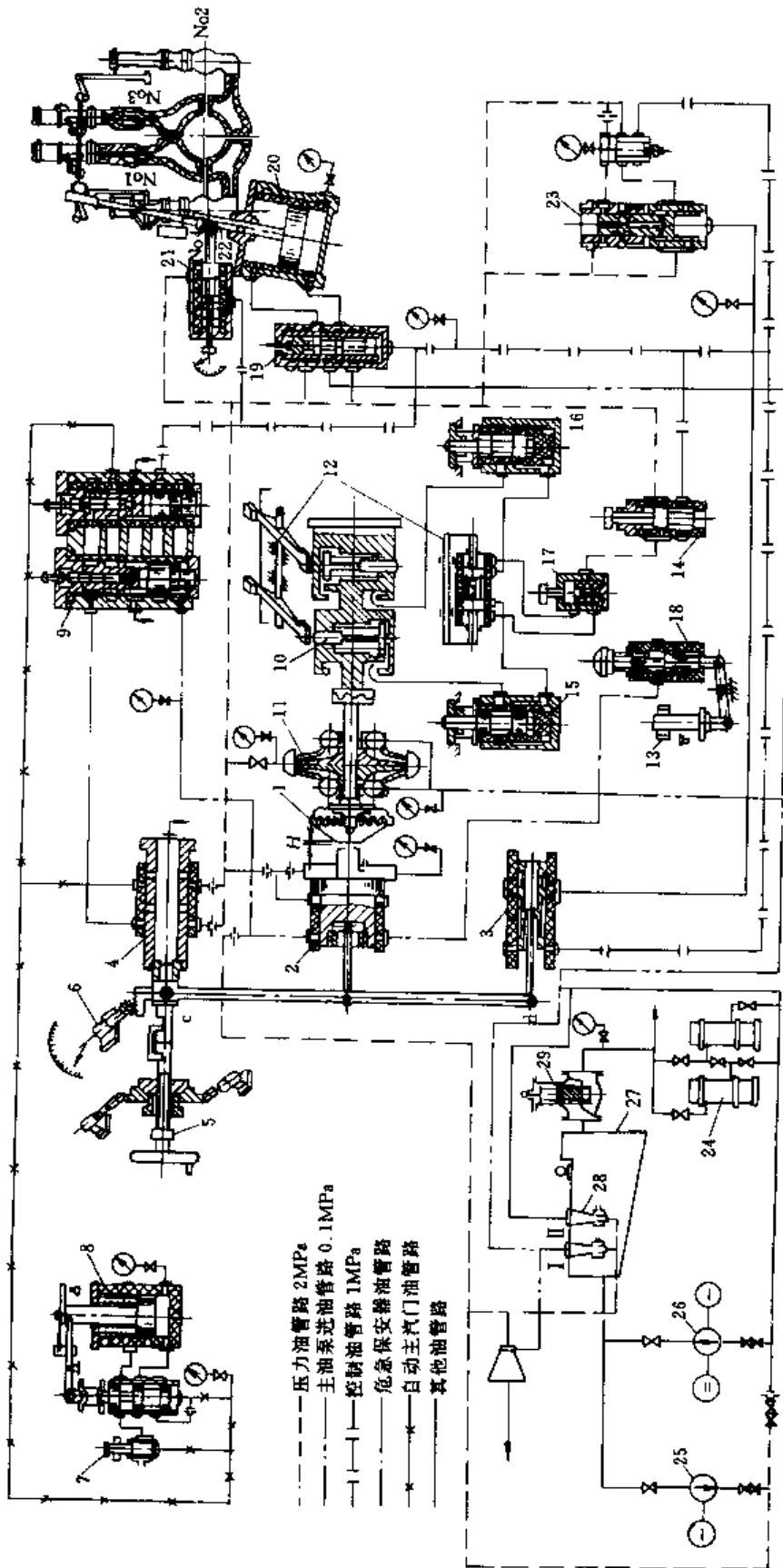


图 9-24 高速弹性调节系统

1. 动作原理

当负荷增加时, 转速降低→调速块左移→随动滑阀左移→调速滑阀左移→关小控制油泄油口, 使控制油压 p_c 上升→油动机滑阀上移→油动机活塞上移→通过凸轮机构使调节阀阀门打开。当负荷下降时, 转速升高, 动作向相反方向进行。

当需要加负荷时, 可转动同步器手轮 5, 其滑阀向右移动, 此时因转速未变化, 跟踪阀 2 未动, 故杠杆以中间为支点带动调节滑阀 3 左移, 油口少关小, 泄油量减少, 油动机滑阀下部的脉冲油压升高, 调节阀开大, 从而使负荷增加。

2. 保护装置

保护装置有: 危急保安器 10、滑阀 9、功率限制器 21、电磁解脱阀 18、微分器 23、喷嘴滑阀 15、16、超速试验滑阀 14 以及自动启动阀自动关闭器 8 等。

当本机组的保护系统任一保护装置动作时, 安全油和脉冲油将同时泄掉, 使主汽阀和调节阀同时关闭。

机组主要有以下主要保护:

- (1) 当机组超过额定转速 10% ~ 12% 时。
- (2) 当转子轴向位移超过极限值时。
- (3) 当真空降到 72kPa 时, 发声光信号; 当真空降到 60kPa 时, 电磁解脱器动作。
- (4) 润滑油压降到 0.05MPa 时, 发声光信号; 润滑油压降到 0.04MPa 时, 启动交流低压润滑油泵; 润滑油压降到 0.035MPa 时, 启动直流低压润滑油泵, 当润滑油压继续降低至 0.03MPa 时, 切断盘车装置电路。
- (5) 转速超过 3435r/min 时, 随动活塞即将油口打开, 附加超速保护动作。
- (6) 就地手动停机手柄。

三、上汽生产的 N125-135/535/535 型汽轮机液压调节系统的调整

(一) 系统特点

再热汽轮机与高压凝汽式汽轮机不同的是在高、中压缸之间设置了中间再热主汽阀和中间再热调节阀 (二者一个阀座, 两个阀心称中压联合汽阀——中联门), 两只再热调节阀由两只油动机带动, 其总油动机数比高压机组多。由于油动机数量多, 为了弥补放大器出来的二次油压去控制四只油动机而流量不足, 为此在二次油通往高、中压四只油动机管路上都加了接力器 (俗称油压转换器), 这是一比一的油压转换, 即把二次油压转换成数值相等的三次油压去控制高、中压油动机, 见图 9-25, (静态调整数据见表 9-2)。

为了减少阀门的节流损失, 提高经济性, 在汽轮机大于 30% 额定值时, 中压缸再热汽调节阀便处于全开状态, 因此在 30% ~ 100% 额定负荷范围内该再热调节器不起调节蒸汽流量的作用, 甩 100% 额定负荷时则大大地延长了中压油动机关闭时间, 对甩负荷动态特性是不利的。

为了改善机组的甩负荷动态特性, 系统设置了电超速保护装置及电磁阀。在机组甩负荷时, 因断路器跳闸, 经过继电器自动动作电磁阀, 泄去二次油, 暂关闭高、中压调节阀, 以减少中间容积的不利因素而产生动态升速。而电磁阀在延时 2.5 ~ 3s 以后, 中压调节阀后汽压低于 1.27MPa 表压时再行复位, 以维持机组在空负荷运行。

(二) 工作原理简述

当机组负荷减少时转速升高→一次油压 p_1 升高→一次油压 p_2 降低→三次油压 p_3 降

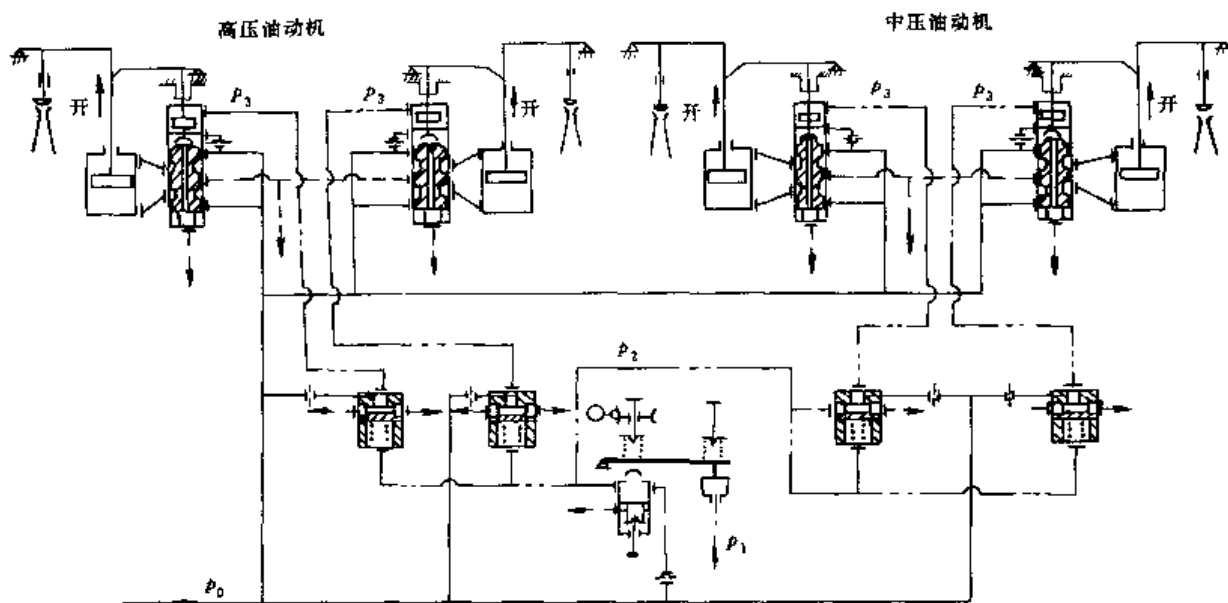


图 9-25 上汽生产的 N125-135/535/535 型汽轮机液压调节系统

低→左、右两只继电器活塞上移→继动油 P ↓下降→错油门上移→油动机活塞下移→调节阀关小。

当机组负荷增加时转速降低，动作反向进行。

表 9-2 N125-135/535/535 型调节系统静态调整数据汇总表

序号	名称	单位	称号	数 据	
1	机组功率	MW	P	0	125
2	转速	r/min	n	3150	3000
3	进入汽轮机流量	t/h	Q	20	400
4	主油泵出口油压	MPa	p_1		1.176
5	一次油压	MPa	p_2	0.24255	0.2205
6	二次油压	MPa	p_3	0.13475	0.245
7	速度变动率	%	δ	5	
8	高压油动机行程	mm	m_1	24	112
9	中压油动机行程	mm	m_2	7.7	130
10	调节阀开度	mm	L	1.96	24

(三) 安装或检修后的调整

(1) 机组在安装或检修后，对油管路进行检查，油压试验正常后，可进行下述调试：

1) 启动高压电动辅助油泵，当出口油压正常、油温达 40~45℃时，顺时针转动启动阀的手轮至“-6”位置，使启继电器阀的辅助油门和危急遮断油门复位，建立安全油压，再逆时针转动启动阀手轮至“23”位置，使主汽阀、中联门和高压调节阀依次开启。

2) 关闭一次油进油针阀, 拆除前轴承座上的一次油压盖板, 接入试验用一次油压, 并调整为 0.2205MPa。

3) 将同步器放在“40”位置后, 用辅助同步器调整放大器出口二次油压为 0.2205MPa。使一次油压从 0.2205MPa 升至 0.24255MPa, 二次油压相应由 0.245MPa 降至 0.13475MPa。

4) 二次油压为 0.245MPa 时, 调整高压油动机反馈弹簧长度为 130mm, 并调整静反馈拉弹簧, 使高压油动机行程为 112mm。

5) 使二次油压降为 0.13475MPa, 校核高压油动机升程为 24mm 左右。调整中压油动机的动反馈弹簧长度为 145mm, 并调整静反馈弹簧, 使中压油动机升程为 7.7mm, 然后校核中压油动机最大升程为 130mm 左右。

6) 拆去试验用一次油压, 装好一次油压盖板, 打开一次油进油针阀, 同步器放到低限位置。

(2) 在机组启动升速至 3000r/min 后, 还应作下述调试:

1) 调整一次油进油针阀至一次油压刚达到 0.2205MPa 时, 再把针阀退出 3~4 圈。

2) 做危急保安器试验。

按上述步骤调整好后, 机组能在设计参数下发出额定功率。

(四) 安全保护系统

1. 系统概述

整个液压保护系统包括: 在非常情况下用来紧急停机的危急保安器、危急遮断油门、危急遮断装置和电磁阀。每个保护部套动作后泄去安全油, 从而关闭主汽阀和中压联合汽门, 同时通过危急继电器泄去二次油压, 使调节阀跟着关闭。为了防火, 在系统中还设有防火油门。

为了防止机组可能发生超速事故, 机组设置有两只相同危急保安器和两只危急遮断油门, 同时为了使运行人员确信危急保安器及危急遮断油门的可靠性, 随时检查其备用情况, 并减少其超速次数, 机组还装有危急遮断试验油门, 可以在空负荷或带负荷的情况下随时检查和试验。两只超速指示器可分别指示危急保安器的工作状态。

系统中还设有和启动阀制成一体的辅助油门, 其作用是停机时, 将通往主汽阀和中压联合汽门的高压启动油路切断, 以免保安系统复置时将主汽阀和中压联合汽门再度开启。

2. 机组的紧急停机

(1) 机组超速至 110%~112% (即 3300~3360r/min) 时, 危急保安器动作, 危急遮断油门泄去安全油而停机。

(2) 当机组发生下列任何一种情况, 均应使电磁阀动作, 泄去安全油而紧急停机。

1) 轴向位移超过 $\pm 1.2\text{mm}$ 。

2) 径向、轴向推力轴承的回油温度超过 75℃ 时。

3) 润滑油压力低于 0.0196MPa 时。

4) 转速升至额定转速 114% (3420r/min) 时。

5) 凝汽器真空降至 62.66kPa (470mmHg) 时。

如机组发生其他故障, 运行人员认为确须停机或正常情况下需停机时, 可用手打危急遮断装置使机组停机。

3. 机组的超速试验与甩负荷试验

(1) 两只危急保安器动作试验, 两者转速应有所差别。

(2) 机组甩负荷时, 电超速保护装置 (OPC) 能超前使电磁阀动作, 从而快速关闭高、中压调节阀, 以减少机组因主蒸汽管道和中间有热容积的影响而产生超速。

当中压调节阀后压力大于 1.27MPa, 而同时发电机电流小于 25% 额定电流时, 电磁阀才能因线圈通电而动作。由此可见, 机组只有在 60% 额定负荷以上运行, 突然甩负荷至 25% 负荷以下时, 才满足上述要求, 但此条件是可以根据具体要求加以整定的。

四、哈汽厂生产的 N200-130/535/535 型汽轮机液压调节系统的调整

(一) 系统特点

正常运行时, 主油泵出口油压为 1.96MPa, 经止回阀后, 一路供调节及保护装置用油, 另一路供注油器动力油。第一号注油器供主轴泵用油; 第二号注油器出口油压为 0.294MPa, 供润滑系统用油。

供油系统中设有三台电动辅助油泵: 交流启动油泵出口油压为 1.96MPa, 供汽轮机启、停使用; 交流辅助油泵供停机、盘车时所需润滑油; 直流事故油泵在厂用电中断时供润滑系统用油。

本系统是在 N100-90/535 型汽轮机调节系统的基础上发展而成的, 早期生产的机组为了改善再热机组一次调频能力, 加装了动态校正器, 动态校正器在机组负荷大于 35% 额定负荷时投入工作。当机组负荷改变时, 汽轮机调节汽门瞬间过开或过关, 以补偿再热器对功率响应的迟后, 但在运行实践中, 其补偿作用不好, 而且增加了调节系统的扰动引起的不稳定。由于电网容量增大和机炉协调控制的应用, 这种功率迟后并不突出, 动态校正器已被淘汰。

(二) 工作原理简述

当外界负荷减少时机组转速升高, 调速器的调速块右移, 随动油塞右移, 分配错油门右移, 使泄油口 b 开大, 一次脉冲油压降低, 中间错油门活塞下移。中间错油门活塞下移后, 一方面开大了压力油进入一次脉冲油路的油口 e, 使一次脉冲油压恢复, 中间错油门活塞便稳定在新的位置上; 另一方面开大了中间错油门活塞上部的三个泄油口 f、g 和 h, 使高、中压油动机错油门活塞下部的二次脉冲油压降低, 错油门活塞下移, 油动机活塞上腔进油 (下腔排油), 油动机活塞下移, 关小高、中压调节阀, 使机组功率减小至与外界负荷相适应。随着油动机活塞下移, 反馈错油门上压力油进入二次脉冲油路的油口开大, 进油量增加, 使二次脉冲油压升高, 当二次脉冲油压恢复到原来数值时, 错油门活塞回到居中位置 (断开进油), 调节系统重新稳定。调节保安油系统见图 9-26。

当外界负荷增加时, 机组转速降低, 调节系统动作相同, 但方向相反。

操纵同步器时, 可以调整机组的转速或负荷。

(三) 安装或检修后的调整

新机组安装或老机组检修后必须进行试验调整, 启动高压油泵。

(1) 当调速器错油门的分配错油门上的油口 a (见图 9-8) 初开度为 10.8mm, 调速器错油门喷油嘴与调速块之间的间隙为 1.22mm 时, 手摇同步器手轮, 测取同步器行程与危急保安器错油门挂闸油压, 高、中压缸自动关闭器行程, 中间错油门行程, 高、中压油动机行程之间的关系。图 9-27 曲线为设计值。

同时记录下列各值:

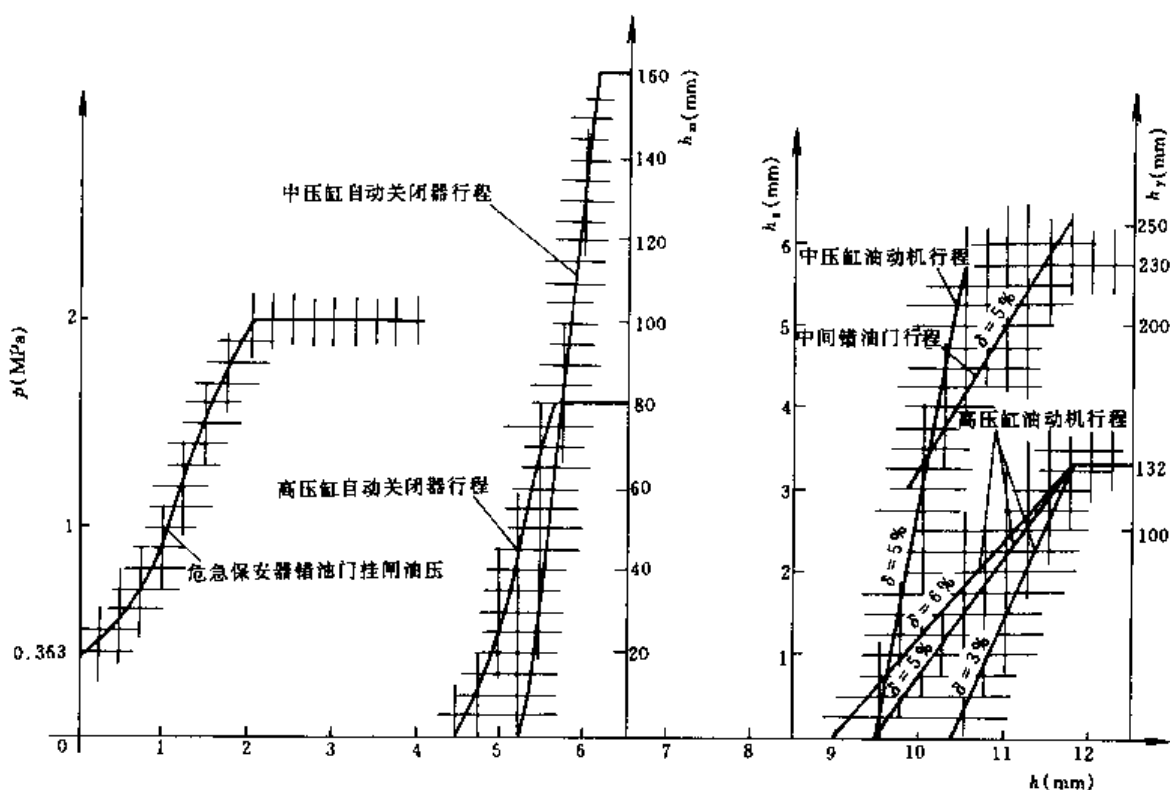


图 9-27 同步器行程 h 与危急遮断器挂闸油压 p 、高中压缸自动关闭器行程 h_n 、中间错油门行程 h_z 、高中压缸油动机行程 h_y 之间的关系曲线

在同步器行程为零时，危急保安器错油门的挂闸油压 p 应为 0.356MPa；同步器行程从 4.51mm 升到 5.63mm 时，高压缸自动关闭器行程从 0 升到 80mm；同步器行程从 5.29mm 升到 6.11mm 时，中压缸自动关闭器行程从 0 到 160mm。

当速度变动率 δ 为 5% 时，同步器行程从 9.45mm 升到 11.8mm 时，高压缸油动机行程从 0 升到 132mm；同步器行程从 9.5mm 升到 10.5mm 时，中压缸油动机行程从 0 升到 230mm；同步器行程为 9.86mm 时，高压缸油动机行程为 23.2mm，中压缸油动机行程为 87mm；同步器行程为 10.57mm 时，高压缸油动机行程为 60.6mm，中压缸油动机行程为 227mm。

如果试验曲线不符合上述各对应值时，应作下列调整以达到要求值：

1) 调整油动机的反馈传动比 i ，改变速度变动率。如图 9-28

所示，调整斜铁 1 的上下位置，以改变反馈滑槽 2 的斜率，以达到油动机反馈传动比 i 的目的。 $i = \text{反馈错油门行程} / \text{油动机活塞行程}$ 。斜铁向上移动时， i 增大；反之 i 减小。调整结果应使同步器行程变化为 1.87mm 时，两个高压缸油动机行程变化均为 104mm，中压缸油动机行程变化为 140mm。调整完毕后，用螺钉将反馈滑槽固定。

2) 调整油动机的初开度。当同步器行程为 10.48mm 时，调整与油动机错油门下二次脉冲油路相通的节流门的开度，使两台高压油动机行程均为 23.2mm，中压缸油动机行程为

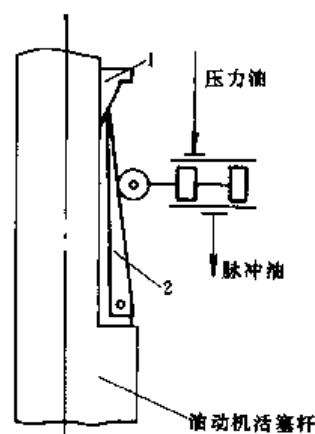


图 9-28 调整装置示意
1—斜铁；2—反馈错油门

87mm。

(2) 顺时针慢慢旋转同步器手轮，逐点测取同步器行程与油动机行程的关系曲线，每隔 0.2mm 作一次记录，直至油动机全开。然后逆时针慢慢的旋转同步器手轮，测取同样曲线，求出油动机不灵敏度，高压缸油动机应不大于 4mm，中压缸油动机应不大于 6mm。

(四) 安全保护系统

1. 系统概述

整个液压保护系统包括：在非常情况下用来紧急停机的危急保安器、危急遮断油门、危急遮断装置及电磁阀，为了防火，系统中设置了防火油门。

为防止机组可能发生的超速事故，机组设置了两只相同的飞锤式危急保安器和两只危急遮断油门，同时为了使运行人员确信危急保安器和危急遮断油门，同时机组还设置了危急保安器撞击子的喷油试验装置。

本系统还在中间错油门上部设置了功率限制器，可通过旋转手轮调整。

本系统还设置微分器及转速的附加保护，当由于出现某种原因使转速超过 3435r/min 时，随动活塞即将油口打开，危急遮断油门动作，关闭主汽阀和调节阀。

2. 机组的紧急停机

(1) 机组的超速达 3345 ± 15 r/min 时，危急保安器动作，危急遮断油门泄去安全油而停机。在国产 200MW 机轴系稳定性未彻底改善前，危急保安器动作转速暂降低至 3280 ~ 3300r/min。

(2) 机组发生下列情况即能发出信号或停机。

1) 当凝汽器真空降至 72kPa (540mmHg) 时，低真空继电器通过电气回路发出声光信号；当真空下降至 60kPa (450mmHg 时)，动作电磁解脱器，泄掉安全油，关闭主汽阀及调节阀。

2) 轴向位移测量及保护。当轴向相对位移达 1mm 时发出报警信号；当轴向相对位移达 -0.8mm 或 1.4 ~ 1.6mm 时，保安操纵箱中电磁铁动作，主汽阀和调节阀全部关闭。

3) 润滑油低油压保护。当润滑油压降到 0.049MPa 时，启动交流辅助油泵并发出信号；当润滑油压降到 0.039MPa 时，动作电磁解脱器并启动直流事故油泵；当润滑油压降到 0.029MPa 时，停止盘车。

(3) 机组正常运行时应做下列定期试验：

1) 做活动自动关闭器活塞的试验。可分别旋转高、中压缸自动关闭器活动错油门的手轮，通过活动错油门使活塞移动 15mm 行程。

2) 做单个撞击子的喷油试验，以定期活动撞击子，防止卡涩。

五、东方汽轮机厂生产的 N200-130/535/535 型汽轮机液压调节系统的调整

(一) 系统特点

本系统为双泵全液压式调节系统。即一合主轴泵供调节、保护和润滑系统用油，另外一台是供给转速脉冲信号的钻孔离心泵（又称脉冲油泵）。这样在调节系统工作时，就不会干扰此泵的出口油压，从而使脉冲油压的波动较小。另外主轴泵可以采用效率较高的叶片式泵，这样整个系统的油泵效率可得到提高。主油泵出口压力为 1.96MPa，经止回阀后分别引向调节系统和保护系统，此外还有一路作为注油器的动力用油，见图 9-29。

该系统有两台注油器，一台注油器自油箱吸油喷射压缩至 0.098MPa，然后供给主油泵及脉冲泵用油；另一台注油器自油箱吸油喷射压缩至 0.235MPa，然后经冷油器（压力降至 0.08 ~ 0.098MPa）供给机组各轴承的润滑用油。

此外，该系统还设有高压辅助油泵，可供机组启动时用。交、直流润滑油泵供事故时润滑用油。

另外系统还设有柱塞式顶轴油泵，其出口压力可达 8 ~ 27MPa，最高可达 29.4MPa。系统中设有机械式功率限制器，当它投入后，可以阻止中间错油门向增加负荷方向运动，从而限制机组增加功率。

系统中还设有超速限制错油门（OPC），当甩负荷时，它根据发电机断路器跳闸信号而动作。电磁铁接上电源吸上错油门以后，二次脉冲油被排泄掉，高、中压调节阀迅速关闭，以减少动态超速。然后由延迟继电器断开电源，超速限制错油门又复原位，机组自动维持空转。

为减少节流损失，机组高、中压缸调节阀的开度关系是：①高压调节阀和中压调节阀同时打开；②开启过程中，中压缸调节阀开启速度快，当高压调节阀开至 1/3 全行程时，中压缸调节阀已开足。

由于中压油动机在运行中长期处于上限（全开）位置，为防止卡涩，设有中压油动机活动装置，以便在运行中活动中压油动机。

（二）工作原理简述

本液压调节系统的转速敏感机构是钻孔离心泵，其出口脉冲油压（称一次油压）经调速器滑阀和中间滑阀后控制高、中压油动机。

当电负荷减小时，机组转速升高，钻孔泵出口一次油压升高，使调速器滑阀向上移动，开大二次油压排油口。二次油压经电磁切换阀与中间滑阀下的油室相连，调速器排油口开大后，使二次油压下降，中间滑阀因而也下移。即转速转化成成正比的一次脉冲油压，一次脉冲油压作用于第一级放大部件调速滑阀，调速滑阀感受一次脉冲油压变化后，将它转化成比例的滑阀位移而控制二次脉冲油压，二次脉冲油压又推动第二级放大器（中间滑阀）。中间滑阀也是将二次脉冲油压变化转变为滑阀位移。中间错油门上有三个油口（分成六层油口）：自下向上的第一、二两层油口是电液转换器跟踪油压的进油口，第三层油口可控制中压油动机滑阀下脉冲油路的排油面积；第四层油口为中间滑阀的排油口；第五、六层油口可控制两个高压油动机滑阀下脉冲油路的排油面积（脉冲油经过此油口通过滑阀中心孔与排油口连通）。当中间滑阀下移时，高、中压油动机滑阀脉冲油路排油面积均增大，三次脉冲油压下降，高、中压调节阀均关小。油动机动作后，通过活塞杆上斜板改变反馈滑阀上进油反馈油口的开度，补偿三次脉冲油压的变化，使三次油压又恢复至动作前的平衡油压，于是油动机错油门又回到居中位置，油动机活塞稳定在新的位置。

在中间滑阀向下移动的同时，开大滑阀下部的进油口，使二次脉冲油逐渐回升，当二次油压恢复为稳定值时，中间滑阀就不再下移，故在不同稳定负荷下，中间滑阀的位置是不同的。

当电负荷增加时，其动作过程相反。

同步器设置在调整器滑阀上部，同步器手轮拧动，蜗轮使弹簧上托座上下移动，改变了调速滑阀上部弹簧紧力，在一次油压不变的情况下，改变二次油压，引起中间滑阀动作，使

高、中压油动机动作。它可以在单机运行时改变机组转速，在并网运行时改变机组的负荷。

(三) 安装或检修后的调整

(1) 同步器齿形联轴器扭力的调整。同步器齿形联轴器传递扭矩大小取决于齿形联轴器后面弹簧紧力的大小，其紧力可以通过螺母来调整。静态调试时，弹簧预紧力必须使齿形联轴器传递足够的扭矩，以保证将高压油动机活塞达到全开位置，随后齿形联轴器开始打滑。如提前打滑，应增加弹簧紧力，但紧力太大量能保证同步器工作的可靠性，但手动摆动同步器费力太大。调整原则为：在保证同步电动机工作基础上尽量使弹簧紧力小一些，以使同步器手轮操作轻便。当弹簧力调整好后，用顶丝将螺母压紧。

(2) 同步器行程指示的整定（见图 9-12）。开机前按减负荷方向摇同步器手轮，使门套 7 上行至上止点，校准表计调零电位器，使之指示为 0。然后按加负荷方向摇同步器，用百分表监视门套行程，使之下行 12mm（手轮约摇 160 圈），校准表计调幅电位器，使之指示值为“12”。同步器所有操作在此范围内进行。

(3) 一次油压整定。在保证调速泵入口油压为 0.098MPa 条件下，当转速 3000r/min 时，泵出口油压为 0.686MPa。当转速为 3000 ± 150 r/min，对应调速泵出口油压为 0.686 ± 0.0588 MPa。调速泵出口油压波动在 0.0196 ~ 0.0294MPa 之间。

(4) 电厂安装及检修时，应保证泵轮与主轴泵轴连接后泵轮 $\phi 250$ 外圆径向跳动不大于 0.05mm。

调速器 $\phi 60$ 错油门 T 形控制油口的开度与中间错油门行程、高压油动机行程、机组功率之间关系（ $\delta = 5\%$ ）见表 9-3。

表 9-3 N200-130/535/535 型汽轮机调节系统有关数据汇总表

名 称	符号	序 号 单 位	1	2	3	4
			T 形控制油口开度	X	mm	5.44
中间错油门行程	H_x	mm	2.76	3.8	8.82	10.4
高压油动机行程	H_G	mm	0	22.6	131	165
额定蒸汽参数下功率	P	MW	0	空载	200	220

(四) 安全保护系统

1. 系统概述

整个液压保护系统包括：在非常情况下用来紧急停机的危急保安器、危急遮断油门、危急遮断装置、电磁解脱阀及功率限制器。

本系统设有防火装置，其作用是在油系统失火而被迫停机时，能自动截断高压油，并迅速排掉油动机的回油，以免火灾扩大。防火滑阀控制去油动机的高压油。在正常情况下，安全油压将防火滑阀向上顶起，于是由主油泵来的高压油可通往油动机。一旦机组失火被遮断停机时，安全油压降低，滑阀自动落下，截断去高、中压油动机的压力油。由于防火滑阀上有一个 $\phi 4.5$ 的节流孔，所以在安全油失压时，滑阀缓慢落下，这段延时用来保证高、中压油动机关闭时的供油。

在正常情况下，油动机的回油排向主轴泵入口，如果机组因失火而被迫停机，则安全油压迅速下降，排油滑阀下落，使油动机的回油直接推至油箱，这样既防止了火灾扩大，又保

证了油动机关闭。

为防止油内杂物进入调节系统引起滑阀等活动件卡涩，造成调节系统不灵敏、系统摆动或根本无法运行，在加强整台细系统的油过滤外，东方汽轮机厂生产的 200MW 机组自第九台开始在一次脉冲油路上加装了滤油器。滤油器中有两只滤网，运行中可以随意切换，抽出一只滤网清洗。在正常情况下通过滤网前后的油压差设计为 9.8kPa 以下。如运行中发现压差增大超过设计值，应进行切换清洗。

本系统高压自动主汽阀操纵座取消了反馈杠杆，因而主汽阀的关闭速度加快。

为防止机组可能发生的超速事故，机组设置了两只相同的飞锤式危急保安器和两只危急遮断油门，机组还设置了危急保安器液压试验装置。

本机组还设置附加保护滑阀，由于某种原因在超速保护装置未动作，转速继续升高，当转速超过额定转速约 14% 时，一次油压大幅度上升，使保护滑阀动作，附加保护油压下降，危急保安器滑阀动作，关闭高、中压主汽阀和调节阀。

附加保安油压的整定。当机组超速到 3300r/min，机械式危急保安器应动作，倘若因故拒绝动作，机组转速继续升高，达到 113% ~ 114% 额定转速时，对应脉冲油压上升到 0.8487 ~ 0.8614MPa，使错油门 13（见图 9-11）逐步上升到使套筒上安全排油排口打开，使主汽阀、调节阀关闭。

具体办法是：用静态试验油门从压力油 1.96MPa 节流出一次脉冲油压达 0.8487 ~ 0.8614MPa，调速泵入口油压为 0.098MPa，松开紧定螺钉 16 及最下部螺母，转动调整螺母 17 使弹簧拉紧力改变，直到错油门上升为止。此时打开套筒 14 上附加保护油口，使附加保护油压从 1.96MPa 降到 0.823MPa，从而使危急保安器错油门动作，关闭主汽阀、调节阀。调整完毕后，旋紧紧定螺钉 16，以防止拉弹簧松动。

2. 机组的紧急停机

(1) 机组超过 3300r/min 时，机械式危急保安器动作，危急遮断油门泄去安全油而停机；如由于某种原因不动作，机组转速继续升高至 3390 ~ 3420r/min，附加安全油排油口打开，危急保安器错油门动作，使主汽阀、调节阀迅速关闭。

(2) 机组发生下列情况即发出信号并停机。本机组在下情况电磁解脱阀动作：①当轴向位移增至 1.4 ~ 1.5mm 时；②排汽压力升至 0.0294MPa 绝对大气压时；③润滑油降压至 0.0394MPa 时；④转速升高到额定值的 14% 时。

(3) 当机组甩负荷时，断路器继电器动作，接通电超速保护装置中的电磁阀（OPC），电磁阀动作，使油动机迅速关闭，待延时几秒钟时间后，电磁阀复位，机组维持空转。

六、上汽 N300-165/535/535 型汽式汽轮机的调整

(一) 概述

该机组早期生产的第一台至第七台所采用的液压调节系统基本上与 125MW 中间再热凝汽式汽轮机的调节系统完全一样，仅由于提升力较大，所以主油泵压力提高到 1.96MPa。为了缩短高、中压油动机关闭时间，将第八台至第十二台机组中的中压油动机由双侧进油油动机改成单侧进油油动机，其结构基本上还是传统的油动机结构，仅是将油动机活塞上部始终与回油相通，而阀门的关闭靠阀门上面的强力压弹簧的作用力来实现。

从第十三台改进型 300MW 机组开始，整个调节系统作了较大改进，不仅在调节部套的结构上作了改进，而且在系统的功能上也作了改进。实现了所有高、中压调节阀油动机均采

用刚性斜推面反馈的单侧油动机，见图 9-19。而且每台阀门由一只油动机带动，并采用主汽阀启动。其系统见图 9-30。此系统已用于石洞口电厂、邹县电厂和望亭电厂。

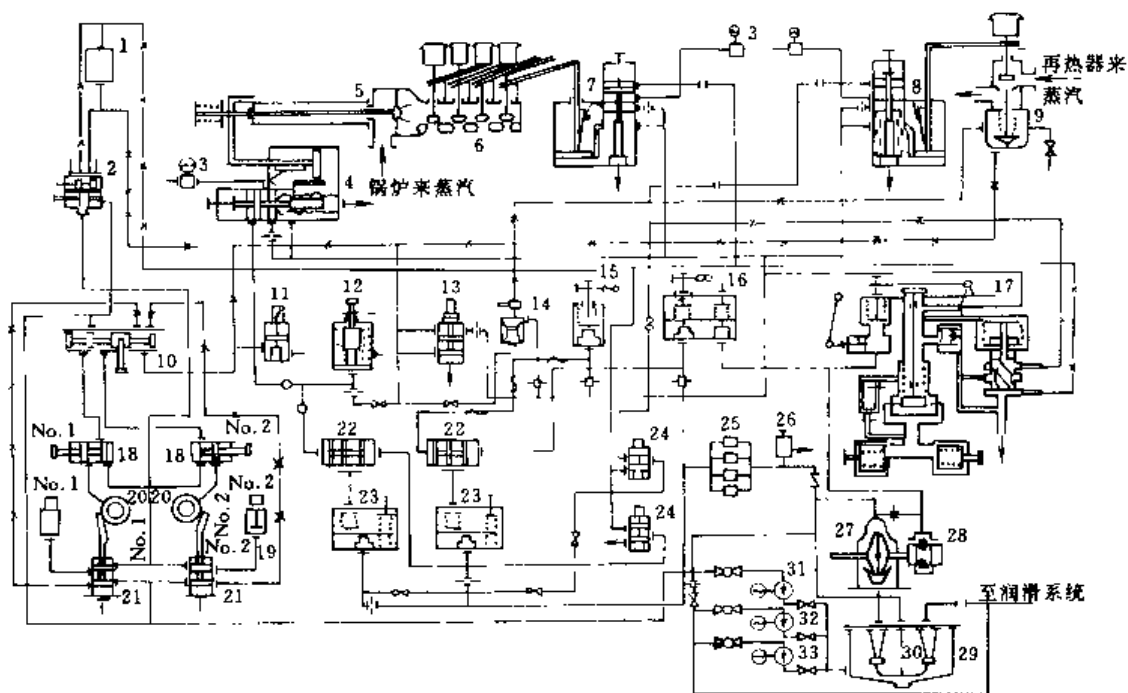


图 9-30 上汽改进型 300MW 汽轮机液压调节系统

- 1—危急继电器；2—危急遮断及复位装置；3—阀杆活动装置；4—主汽门油动机；5—主汽阀；6—高压调节阀；7—高压油动机；8—中压油动机；9—中压联合汽门；10—危急遮断试验油门；11—电磁阀；12—启动阀；13—安全及复位装置；14—危急遮断继电器；15—负荷限制器；16—放大器；17—加速器；18—喷油试验装置；19—超速指示器；20—危急保安器；21—危急遮断油门；22—低油压选择器；23—流量放大器；24—磁力断路油门；25—滤油器；26—节流器；27—主油泵；28—旋转阻尼；29—油箱；30—注油器；31—交流高压油泵；32—交流润滑油泵；33—直流润滑油泵

按照以往传统设计，汽轮机在启动过程中，主汽阀只能全开、全关，这样汽轮机只能由调节阀启动。这种启动方式对汽轮机加热过程受热不均匀，将导致进汽部分较大的热应力、热变形，影响汽轮机使用寿命。为此，对主汽阀结构进行修改，以避免上述不利因素。根据国外先进技术，结合引进机组的技术，将主汽阀阀碟设计成具有预启阀的阀碟。在汽轮机启动时，将所有调节阀全部打开，用主汽阀中预启阀进行流量控制，这样可使汽轮机的进汽接近全周进汽，使汽缸、转子进汽部分在启动过程中加热均匀、热应力小，避免了传统设计中的不足。随着蒸汽参数提高，预启阀可使汽轮机升速至额定转速 3000r/min，此时只要保证进汽参数，即可带上 3% 额定负荷（对直流锅炉而言）。如果是汽包炉，则可带上 15% 额定负荷，然后可以进行阀切换。即由主汽阀控制切换到调节阀控制，此时主蒸汽阀逐渐开至全开位置，而调节阀则由全开位置关小到对应当时负荷的开度，也可以在 2900r/min 时进行阀切换。

这样改进后可以极大地提高机组启动的灵活性，可以用主汽阀来控制机组升速、并网和带少量负荷。由于受热均匀，可以缩短机组启动和加负荷时间，使机组寿命消耗低，并为提高机组自动化水平创造了条件。

由于机组采用主汽阀启动，这就要求控制主汽阀开启和关闭的操纵机构，由过去的全开及全关的双位结构改进设计成其开度是可以调节控制的，其结构与带动调节阀的单侧油动机相似。

(二) 工作原理

机组改进的调节系统原理框图见图 9-31。

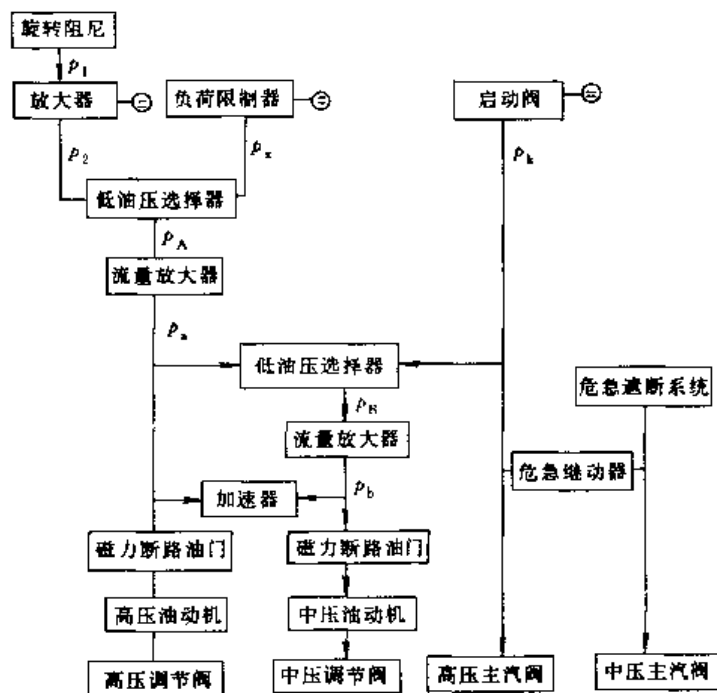


图 9-31 上汽改进型 300MW 汽轮机调节系统原理

在正常运行时，由连接于转子前端的旋转阻尼出来的一次油压 p_1 信号送至放大器，一次油压变化经放大后形成二次油压 p_2 送至低油压选择器，与负荷限制器输出油压 p_L 在低油压选择器中进行低值比较，比较后的低油压信号 p_A 经 1:1 流量放大器流量放大后输出控制油压 p_B ，经磁力断路油门去控制八只高压油动机，用以操纵高压调节阀的开度。

中压调节阀的控制是由主汽阀油动机控制油压 p_K （即启动阀输出的启动油压）与高压油动机控制油压 p_B 在低油压选择器 B 中进行低值比较，比较后的低值油压信号 p_B 经 1:1 流量放大器流量放大后得控制油压 p_C ，经磁力断路油门去控制四只中压油动机，来操纵中压调节阀的开度。

在冷态启动时，由于主汽阀启动，高压调节阀的控制油压很高，所以高压调节阀全开，而中压调节阀就随主汽阀进行启动调节。当主汽阀切换到调节阀控制后，主汽阀油压提高，主汽阀全开，而由高压调节阀控制的机组，当机组负荷达到 30% 额定负荷后，中压调节阀全开，不进行节流调节，以提高经济性。

中压主汽阀受安全油控制，只要安全油一建立，中压主汽阀就全开，所以中压主汽阀只能全开或全关，不参与调节。

(三) 系统特点

改进后的调节系统，其部套数由过去的 45 只增加到 61 只，结构也先进，功能较齐全，调整方便，动态性能也较好。

1. 采用单侧油动机

主汽阀、高压调节阀和中压调节阀均采用结构相似的单侧油动机，见图 9-19。每只汽阀由一只油动机带动。这种油动机采用斜面反馈，这样就可以按设计要求决定各处局部速度变动率；静反馈弹簧有效圈数是可以调整的，这样就能很方便的改变弹簧刚度，以满足控制油压与油动机行程的对应关系；采用错油门套筒跟踪错油门进行反馈移动，这样有利于稳定性；油动机油缸内壁镀有硬铬，以防止磨损。

2. 增设液压加速器

增设液压加速器，以改善动态甩负荷性能。加速器示意图 9-21。其工作原理简述如下：

一次油进入放大机构波纹管腔室内产生一个向上的力，此力作用于蝶阀，并与蝶阀上面弹簧向下的力平衡。由于力臂不同，因此一次油压变化通过放大机构便可放大 5 倍左右的二次油压 p_v ，但方向相反，即一次油压增加，加速器的二次油压是降低的，它不进入调节系统，而是控制泄油阀。当 $p_1 = 0.2205\text{MPa}$ 时， $p_v = 0.333\text{MPa}$ 。

高压油经过节流后由蝶阀间隙控制成二次油，二次油作用在隔膜 8 上下两侧。隔膜上部与蝶阀 2 下部成为二次油压室，隔膜下部的油压是由上部油室的油通过延迟节流止回阀和节流孔进入两只具有蓄能和阻尼作用的波纹管 9 室内。当汽轮机转速变化时，波纹管室内由于蓄能和阻尼作用，其油压变化比二次油压 p_v 变化时间要滞后，这个滞后时间由节流孔和波纹管的蓄压能力共同决定。

正常状态时，隔膜 8 上下油压相等，当速度上升率超过 $60 \sim 120\text{r}/\text{min}/\text{s}$ （即 $1 \sim 2\text{r}/\text{s}^2$ ），而上升转速绝对值达 $60\text{r}/\text{min}$ 以上时，加速器动作，增大蝶阀间隙，隔膜上侧的二次油压 p_v 与转速上升成正比下降，而隔膜下侧的油压由于左右两只波纹管的蓄能作用和节流孔的阻尼，油压下降的时间要延迟，因此造成隔膜上下受力不平衡，这个不平衡力克服弹簧 7 的力将杠杆顶上去，使蝶阀抬起后间隙放大，二次油压 p_v 便急剧下降，使快关装置活塞在弹簧 4 的作用下向上移动，从而打开高、中压油动机的控制油压泄油窗口，使高、中压调节阀迅速关闭，约经 $2 \sim 5\text{s}$ 后隔膜上下两侧油压再次平衡，压杆便回到中间位置，使蝶阀又建立起与转速相应的新油压位置。

加速器动作的转速加速度决定于节流孔和延迟节流孔止回阀的大小，控制时间长短随节流孔大小而变化，一般为 $2 \sim 5\text{s}$ 左右。弹簧在隔膜上加一个初载，这个初载的大小是根据转速上升 $60\text{r}/\text{min}$ 的速度死区，以求得控制的稳定。换句话说，就是防止电网频率波动引起的液压加速器误动作和干扰放大器的正常调节控制作用。

快速关闭装置由弹簧 4 及活塞 5 等组成，在正常状态下是关闭的，因为加速器的二次油压 p_v 克服弹簧力将窗口关闭。在甩负荷时，由于上述加速器机构动作，二次油压急剧下降，弹簧将活塞 5 顶起，打开高、中压调节阀油动机的控制油压喷油口，使高、中压油动机控制油迅速泄去，高、中压调节阀快速关闭， $2 \sim 5\text{s}$ 以后，加速器动作结束，使加速器二次油压 p_v 恢复，快关装置关闭泄油口，机组又由放大器输出的控制油控制。

当汽轮机速率缓慢上升（即速率小于 $60 \sim 120\text{r}/\text{min}/\text{s}$ ）的时候，同样加速器二次油压 p_v 随着下降，在转速上升到 107% 额定转速时，加速器二次油压不能压住快关装置活塞，因此活塞便向上移，打开高、中压油动机控制泄油口。所以加速器整定在额定转速 107% 动作，就可使汽轮机转速达不到危急保安器的动作值。快关装置装有一只蝶阀，其上开有 $\phi 1.6$ 小

孔，它是为了快速关闭装置关闭时的稳定性，使调节阀启闭时稳定一些。

试验装置由手柄及活塞等组成，由于加速器是以转速加速度为 $60 \sim 120 \text{r/min/s}$ 以上动作而设计的，但汽轮机在不用负荷时达不到这个加速度，所以设置了这个试验装置，试验时可以扳动手柄，先将一次油压进口堵住，然后再扳动手柄，使一次油压急剧上升，这急剧升高的一次油压作用在波纹管下面，波纹管带动顶杆一起上升，通过放大机构使蝶阀间隙增大，二次油压以五倍数值下跌，从而使快关装置动作，打开高、中压油动机控制油泄油窗口，使高、中压油动机快关，鉴于这种情况，故不能在带负荷情况下作试验。过压阀 3 设置的目的是防止损坏二次油压力表，过压阀一般调整在 $0.392 \sim 0.49 \text{MPa}$ 动作。

3. 增设等压器

装设等压器是为了减少油压波动的影响，使调节系统运行稳定。

4. 增设每只调节阀阀杆全行程活动装置

装设阀杆活动装置是为了防止汽阀卡涩。

5. 增设流量放大器

流量放大器如图 9-32 所示，增设流量放大器是为了解决高、中压油动机数量增多造成放大器出来的二次油量不够，所以在通往高、中压油动机的控制油路上各装一只压力变化 1:1 的流量放大器。

6. 在启动阀、负荷限制器和同步器上都装设直流伺服电动机

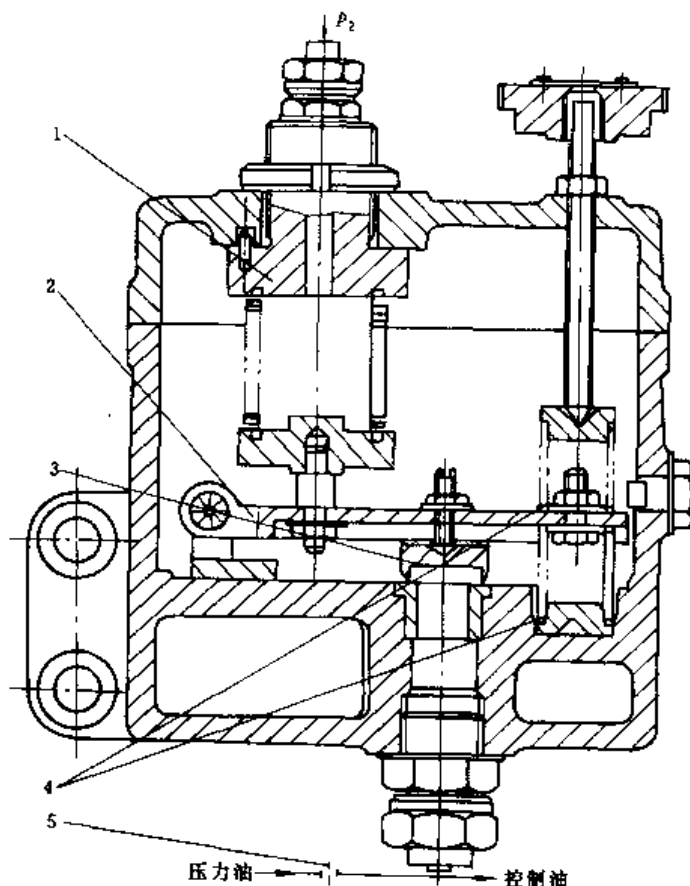


图 9-32 流量放大器

1—波纹管组；2—杠杆；3—蝶阀；4—弹簧；5—节流孔

这样做不仅可作远距离操纵，而且为电液调节提供了接口。

启动阀是控制主汽阀油动机的控制器，其结构见图 9-33。其作用是供给主汽阀油动机控制油压。它由轴 1、小弹簧 2、大弹簧 3、活塞 4、节流孔 5 和蝶阀 6 等组成。它既可就地手操作，也可通过直流伺服电动机通过蜗轮蜗杆带动进行远距离操作。进入启动阀节流孔 $\phi 3.5$ 的油是安全油，然后经蝶阀间隙 X 排油，形成启动油压（即主汽阀控制油压）。当转动手轮使轴上移时，控制油压作用在蝶阀上的力克服小弹簧的力，使蝶阀和轴一起向上移动，此时由于蝶阀上移，减小间隙 Y （安装时当 $X = 0$ 时， $Y = 0.32\text{mm}$ ），使控制油压升高，主汽阀开大，同时由于控制油压作用在活塞上的力克服大弹簧的力，使活塞上移，蝶阀间隙 Y 又增大，使主汽阀控制油压稳定在新的数值。反之，转动手轮使轴下移时增大蝶阀间隙 Y ，控制油压便下跌，并在大弹簧的作用下关小主汽阀。

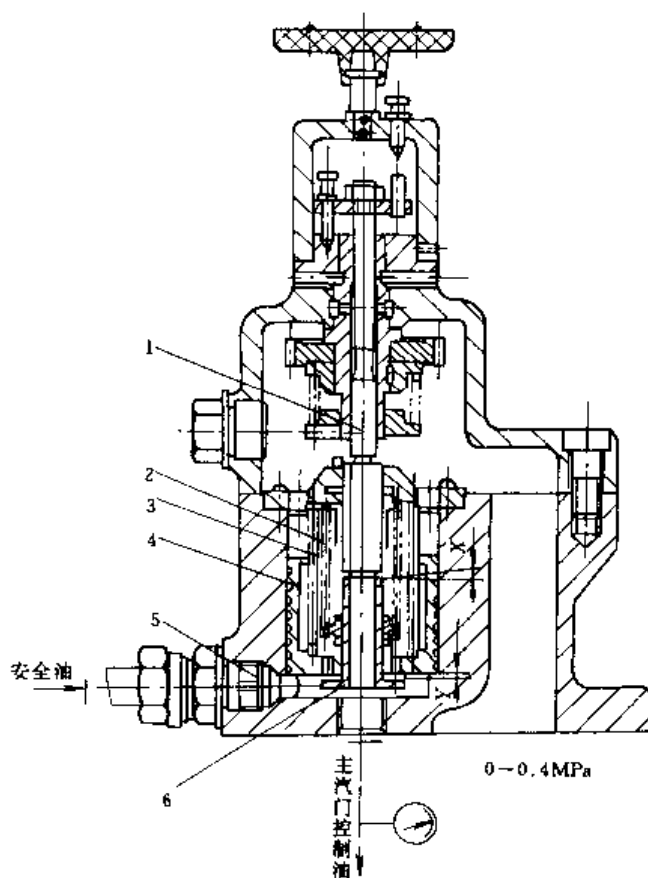


图 9-33 启动阀

- 1—轴；2—小弹簧；3—大弹簧；
4—活塞；5—节流孔；6—蝶阀

当机组因故障遮断时，安全油泄去，此时蝶阀及活塞在大、小弹簧的作用下脱落到底，而轴仍在原来位置，此时蝶阀上部轴端与轴脱开，间隙 X 很大，控制油压泄去，主汽阀关闭。当故障处理完毕，重新建立安全油压后，由于间隙 X 处大量泄油，主汽阀控制油压不能建立，所以主汽阀不会被开启，保证机组的安全，只有轴向下移，逐步关小间隙 X ，直到间隙为零，启动阀复位，蝶阀本部轴端与轴贴合，即 $X = 0$ 。此时，主汽阀控制油压才得以建立，而此时轴在下限位置，故控制油压很低。要想重新开启主汽阀，必须再转动手轮，使轴向上移，这时主汽阀控制油压才会逐步升高。

(四) 主汽阀启动

手动或遥控放大器上的同步器手轮或伺服电动机，将放大器调整至上限位置，使二次油压值较高。同样手动或遥控负荷限制器的手轮或伺服电动机，将输出油压 p_x 调整到比放大器的二次油压值高 $6.9 \sim 13.7\text{kPa}$ ，然后投入跟踪装置，使负荷限制器的输出油压始终自动跟踪二次油压并高出 $6.9 \sim 13.7\text{kPa}$ 。因此，通过低油压选择器的油压始终为放大器的二次油压，高压调节阀全开，这时可手动或遥控启动阀手轮或用伺服电动机改变主汽阀控制油压，使主汽阀油动机动作，逐渐开启主汽阀进行升速，此时中压调节阀随主汽阀一起参与调节。因为这时通过低油压选择器的油压是启动主汽阀的控制油压。

由主汽阀控制从盘车转速到额定转速、并网和带少量负荷，此时主汽阀的预启阀已基本开足，这时可进行阀切换，即机组由主汽阀控制切换到调节阀控制。这时可缓慢操作放大器

上的同步器手轮或伺服电动机，使放大器输出的二次油压降低，高压调节阀逐渐关小。当调节阀关小到与主汽阀的预启阀开度相对应的工况时（具体的讲就是主汽阀前后压差约为0.686MPa时），可操作启动阀，使主汽阀控制油压升高，主汽阀便慢慢地开启到全开位置，这就完成了主汽阀控制向高压调节阀控制的阀切换。此时增加负荷只要操作放大器上的同步器就可以了。

如果机组要在并网前，即在2900r/min左右进行阀切换，同样也是操作放大器上的同步器（此时调节系统已动作），将调节阀关小到使转速有开始下降的趋势（约50r/min），即可认为此时高压调节阀已起到控制进汽量的作用，可以操作启动阀，升高主汽阀控制油压，使主汽阀慢慢地全开。阀切换完成后，中压调节阀即随高压调节阀控制，以后可操纵同步器，使机组转速继续升高到3000r/min，然后并网带负荷。

（五）调节阀启动

本机组采用主汽阀启动，但在极热态时，也可用调节阀启动（调节阀启动是操纵负荷限制器的）。因为启动前一次油压为零，所以同步器为零位置时，放大器输出的二次油压很高，此时不能投入负荷限制器的跟踪装置，应将负荷限制器放在低限，使其输出油压 p_x 尽量低，这样可通过低油压选择器将负荷限制器的输出油压送出，经过1:1流量放大器，再经磁力断路油门去控制高压油动机，操纵高压调节阀的开度。但此时负荷限制器输出油压很低，所以高压调节阀是关闭的，这时可以慢慢地操作负荷限制器手轮或伺服电动机，使油压慢慢升高，让调节阀慢慢打开，中压调节阀也随高压调节阀被控制，使机组冲转、升速。当机组转速达2850r/min左右时（调节系统已动作），投入放大器，此时可操作负荷限制器，将它放在上限位置，让高压调节阀由放大器输出的二次油压控制，则机组继续升速操作同步器即可。一般在同步器刻度“10”左右，机组应接近3000r/min，然后可并网加负荷。在机组带上负荷后可操作负荷限制器，使其输出油压 p_x 大于放大器的二次油压值6.9~13.7kPa。至此，启动完毕。

（六）调节系统的现场调整

1. 启动前的调整

（1）调整启动阀和主汽阀油动机，以求得启动油压与主汽阀油动机升程关系。

（2）用外来一次油接至放大器上，将同步器放在刻度“20”位置，调整一次油压在0.2176~0.2396MPa范围内，则二次油压应在0.294~0.1838MPa范围内变化。

（3）用两只流量放大器进行输出、输入油压试验，并使两者油压相等。

（4）将一次油压接到加速器，用手柄进行加速度试验，当一次油压达到0.249MPa（相当于107%额定转速）时，快关装置应动作，泄去高、中压油动机的控制油，使高、中压油动机快速关闭。另外还应做60~120r/min/s加速度试验。

（5）一次油进油针阀放在开启位置。

2. 机组启动

在上述调整完毕后，在安全油压建立情况下可进行机组启动。

（1）调整放大器上的同步器在上限位置，使八只调节阀全开。

（2）调整负荷限制器的输出油压使其比额定负荷时的油压值0.294MPa略微高6.9~13.7kPa。

（3）操纵启动阀，先逆时针旋转手轮至底复置以后，再缓慢地顺时针旋转手轮，提高启动

油压，使主汽阀由全关慢慢地开启，升速至 3000r/min。在并网和带少量负荷后再进行阀切换，或者升速至 2900r/min 时进行阀切换，由主汽阀控制过渡到由调节阀控制机组转速，然后可操作同步器升到 3000r/min，并网和带负荷，至此启动完毕。

(4) 机组在到达 3000r/min 以后，将一次油的进油针阀由开启位置关小到一次油压有下降趋势时再往后退出 5~6 圈即可，然后可以进行并网。

3. 调节系统静态调整

调节系统静态调整数据汇总见表 9-4。

表 9-4 上汽 N300-165/535/535 型汽轮机调节系统静态调整数据汇总表

序号	项 目	单位	符号	数 据	
				空负荷	满负荷
1	汽轮机转速	r/min	n	3150	3000
2	功率	MW	P	0	300
3	一次油压	MPa	p_1	0.2445	0.222
4	二次油压	MPa	p_2	0.1875	0.3
5	*1~*4 高压油动机升程	mm	m_{1-4}	2.7	150
6	*5 高压油动机升程	mm	m_5	0	9.3
7	*6 高城市油动机升程	mm	m_6	0	46.6
8	*7 高压油动机升程	mm	m_7	0	6.7
9	*8 高压油动机升程	mm	m_8	0	0
10	*1、*2 中压油动机升程	mm	m'_{1-2}	17	160
11	*3、*4 中压油动机升程	mm	m'_{3-4}	0	160
12	速度不等率	%	δ	5	
13	中压主汽阀开度	mm	l_z	120	
14	高压主汽阀开度	mm	l_h	248	

(七) 安全保护系统

整个系统包括：在各种非常情况下用来紧急停机的危急保安器、危急遮断油门、危急继动器、安全及复位装置、危急遮断及复位装置、磁力断路油门、危急遮断继动器以及防止甩负荷时超速的电超速保护装置和加速器等。

为了整个机组的安全，启动阀输出的启动油压下降至零，主汽阀关闭，若要再开启主汽阀，必须操作启动阀，先使其复位，否则启动油压不能建立，主汽阀就无法打开，见表 9-5。

表 9-5 主汽阀油动机升程与控制油压的关系

主汽阀控制油压 (MPa)	0.1666	0.2352	0.294
油动机升程 (mm)	0	44	248

机组的超速保护是由两只机械式危急保安器和一次油压为信号的电接点压力表组成的。前者通过危急遮断油门泄去安全油，使主汽阀、高、中压调节阀及中压联合主汽阀关闭，而后者通过磁力断路油来达到上述目的，见表 9-6、表 9-7。

表 9-6 高压油动机升程与控制油压的关系

调节阀控制油压	MPa	0.17	0.1875	0.215	0.26	0.264	0.28	0.29	0.292	0.308	0.316	0.318	0.324	0.342	0.348	0.36
*1~*4 油动机升程	mm	0	2.7	6.7	33			150								
*5 油动机升程	mm					0	18.3				150					
*6 油动机升程	mm							13.3				150				
*7 油动机升程	mm								0		25.3			150		
*8 油动机升程	mm									0			3.67		150	

表 9-7 中压油动机升程与控制油压的关系

调节阀控制油压 (MPa)	0.17	0.1875	0.2049	0.218	0.266
*1、*2 油动机升程 (mm)	0	12	45	94	160
*3、*4 油动机升程 (mm)			0	49	160

机组的其他重要监视信号如轴向位移过大、相对膨胀过大、润滑油压过低、轴承回油温度过高、凝汽器真空过低均接入主汽阀跳闸回路，控制磁力断路油门，当其中一个保护信号超限，则通过电信号动作磁力断路油门及危急继电器，分别泄去安全油及二次油，从而达到关闭主汽阀、高、中压调节阀、中压联合主汽阀的目的。

当机组需要正常停机时，运行人员可用手拍危急遮断装置的手柄或在控制室按停机按钮，使机组泄去安全油及二次油，从而关闭主汽阀、调节阀及中压联合主汽阀。

七、纯电调机组调节系统的调试

河南省南阳市鸭河口电厂*1、*2 (350MW) 机组、禹州市新建电厂*1、*2 (350MW) 机组均属纯电调机组。其中鸭河口电厂*1、*2 机组属瑞士 ABB 集团公司产品，现已达标投产，禹州市新建电厂*1、*2 机组属上海汽轮机制造厂与美国西屋公司合作生产。

纯电调机组 DEH 调节系统的运行调试比常规调节系统复杂得多，因为它不仅需要热力设备和控制理论方面的知识，还需要电子、计算机等方面的知识，以下只对其主要方面进行简单介绍。

(一) DEH 调节系统的启动调试

DEH 调节系统的启动调试，大体上可分为以下几个步骤。

1. DZH 调试准备

DEH 系统在安装或检修后的调试前，为了确保设备的安全，应做以下工作：

(1) 接地检查，包括机架接地、电源地、信号地、内地——计算机接口开关量的 24V 电源地、外地——现场接口开关量的 24V 电源地。

(2) 线路检查，应根据图纸要求，对电源线、信号线、部件接线等进行检查，相互不连接的接点，不应有短路现象。

(3) 在确保线路正确、接地可靠的条件下，可通电检查，启动过程中为确保计算机的安全，其顺序应为：打开交流配电盘面开关→打开外接的各路电源 (UPS) 开关→直流电源 (I) →直流电源 (II) →计算机开机。停机时，其顺序刚好相反。

2. DEH 系统的检测

(1) 系统可信度 (SCT) 自检。为了确保 DEH 能正常完成其调节与保护功能，在系统的启动或复位时，都对 SCT 进行自动检查，当检查结果表明系统正常后，系统回到监控状态。

(2) 系统诊断检查。对 SCT 自检通不过或有怀疑的电路板，还要进一步启动测试程序 (SDT)，以进一步查找原因，当确认故障不能排除时，再更换电路板。

(3) 开关量输入/输出通道检查。开关量是与执行机构密切相关的，开关量的失效意味着执行机构的失控，因此，必须通过检查并确认正确无误以后系统才能投入运行。

(4) 模拟量输出通道的检查。模拟量是系统监控的依据，是反映系统运行状态的主要参数，被测信号不准也意味着控制的失常，因此特别对于被调量和各给定值，如转速给定、功率给定、转速实际值、功率实际值等，务必仔细标定并要求正确无误。

(5) 专用硬件板的调试。除了新安装或检修变动的硬件外,在一般运行的情况下,应认为这些硬件是正常的,其内容有:ISO接口板;运算放大、整形、滤波和信号选择的测速卡(MCP);输出逻辑信号的MCP—COMP板;转速失效的报警的OPC—COMP板;超速遮断保护的OPC板;具有程序贮存、数据贮存和通信等功能的多用通信卡(VCC—SC);阀门控制卡(VCC);用以检验伺服系统故障的VCC—COPM板;线性位移差动变送器(LVDT);提供数据采集与处理的DAS系统;图像站(CRT);自动汽轮机控制(ATC)监控程序测试、断路器板测试;维修盘的测试和反映数据采集站与主机通信的双BITBUS通信板测试等共十五项。毫无疑问,这些硬件的完善与否,对于保证DEH系统有成效地工作是十分关键的。

3. DEH系统的功能检查

DEH的功能检查包括手动系统和自动系统两个方面,以下将分别进行介绍。

(1) DEH手动系统的检查。DEH手动系统检查的目的是验证阀门手动控制的正确性;验证超速保护控制器(OPC和AST)的三个功能,验证主汽门压力控制(TPC)和返回(RB)功能的正确性。

1) 分别对主汽门TV、调节汽门GV和中压缸调节汽门IV作手动试验,可通过操作相应的增减键来进行。

2) 汽轮机升速控制过程中,进行三种试验。①汽轮机盘车阶段,把自动/手动开关倒向手动,把旁路投入开关切除,观察中压缸调节汽门IV,升到100%;同时按下FAST和GV增加键,使调节汽门GV升到100%,主汽压力升到3.923MPa(40kg/cm²)。②脱离盘车到升速同期阶段,根据启动条件,由主汽门TV控制,使转速增到2900r/min;按GV减少键,使调节汽门关小,汽轮机转速下降50r/min,即实际值为2850r/min,然后按TV键使TV达到100%,按GV键升速,并由GV保持2900r/min,再由调节汽门控制升速直到同期转速(3000r/min)。③保护系统超速和故障试验。超速保护(OPC)试验是将汽轮机升速到103%额定转速(3090r/min),则OPC系统灯亮,GV和TV汽门同时关闭,在OPC信号消失6s以后,汽门应该恢复;重新操作GV键使转速升到110%额定转速(3300r/min),此时OPC灯不亮、AST灯亮,TV、GV、IV汽门全部关闭,表明OPC保护系统正常。在此基础上再作OPC速度通道的信号故障试验,以判明切除某种转速信号时,对OPC系统是否产生影响,以确保从信号到OPC系统,全部处于正常状态。

3) 并网带负荷控制过程中进行的七种基本试验

并网与带初负荷试验:当机组恢复到同期转速并且并网以后,由调节阀GV控制,使负荷从零逐渐增加到5%(15MW),并保持功率不变,使主汽压力达到16.67MPa(170kg/cm²),检查机组是否正常。

甩负荷试验:逐渐增加负荷,分别作低于和高于30%(90MW)额定负荷的甩负荷试验,以判断各调节汽门的动作是否正常。

此外,还要做快关功能试验、返回触点(RUNBACK)试验、主汽门压力控制(TPC)功能试验、汽轮机跳闸测试、直流电源故障测试等。

以上项目,应首先利用仿真器进行试验,当仿真结果表明系统功能正常以后,方可进行现场启动试验。

(2) DEH自动系统的检查。DEH自动系统检查的目的是验证DEH系统的基本控制功能、

自动同期和遥控等的接口功能。这是汽轮机运行的主要方式，这些功能的正确与否，对于保证机组安全可靠的运行是十分关键的。

转速回路控制的检查中，主要包括升速率的试验、转速目标值的试验、TV/GV 切换转速试验、转速通道故障试验和自动同期试验等，这些试验对于保证机组的正常启动是十分重要的。

负荷回路控制检查中，主要包括升负荷率试验、负荷设定值试验、单阀和顺序阀切换试验、操作员自动/手动控制方式的切换试验、阀门开度限值控制试验、第一冲动级压力回路和功率回路的切换试验、远方触点快速卸载试验、TPC 主汽压控制试验、一次调频和频偏输出试验、GV 伺服回路的故障试验、阀门特性试验、重要变送器故障试验、操作员自动/遥控控制（CCS）试验、汽门跳闸试验和电源故障试验等。

此外，在系统的逻辑试验方面，还有自动/手动逻辑、TV 手动增/减逻辑、GV 信号和 GV 手动逻辑、主汽门控制逻辑、IV 信号和 IV 手动逻辑、OPC 比较板调整、快关中调门（CIV）试验、超速保护试验等。

只有通过上述的检查和试验，才能使 DEH 调节系统的控制功能和保护功能得到全面的发挥，确保机组的安全可靠运行。

4. 调节系统的特性试验

与上述试验不同，调节系统的特性是反映 DEH 调节系统的整体特性，它对于系统内元件的匹配关系、系统的稳定性、系统的动态品质，都有重大的影响，因此，系统的特性试验也是必需的。

DEH 调节系统的特性试验包括元件的、单回路的、系统的静态特性和动态特性试验。

前面已对 DEH 调节系统在启动过程中所进行的检查和试验作了比较全面的介绍。在一般情况下的启动或运行中，并不需要做那样全面的检查，但在新装的机组中或在大修后元件变动较大的情况下，做全面的检查则是必不可少的。

（二）DEH 调节系统的运行方式

前面已从功能的角度介绍了 DEH 系统允许汽轮机有四种运行方式，即操作员自动操作方式、汽轮机自启停方式、遥控自动操作方式和汽轮机手动操作方式。在这些方式中，还有许多具体的方法，供运行人员根据不同的情况进行选择。

1. 操作员自动操作方式

操作员自动操作方式是电厂运行人员控制汽轮机的主要运行方式。在该方式下，运行人员在启动和运行阶段可选择不同的操作方法。

（1）启动过程中的操作方法。在汽轮机升速期间，可以确定或修改机组的目标转速或升速率。

在选择高压缸启动方式时，应把调节汽门 GV 全开，由主汽门 TV 来控制升速，待转速升到 2900r/min 后，进行 TV/GV 控制阀的切换。

在选择中压缸启动方式时，转速升到 600r/min 后，进行中压缸到高压缸主汽门的 IV/TV 的切换，转速到达 2900r/min，再作 TV/GV 的切换。

在机组达到同步转速时，投入自动同期装置，可实现自动并网。

（2）运行过程中的操作方法。机组并网后，可根据启动或运行中外界负荷的需要，确定

或修改目标负荷或升荷率。

并网运行后,运行人员可投入速度回路。为保证甩负荷后机组的安全,该回路不能切除。可按实际运行情况,确定功率反馈回路是否投运。

在运行的过程中,运行人员还可确定是否进行操作控制,例如确定机组运行方式;是否参予调频;采取什么控制方式;是否施加越限限制,如有限制则越限无效。

可在运行人员操作或遥控操作中选择其中一种方式。

与液压调节系统不同,DEH 还有一个阀门管理功能,即可在节流调节或喷嘴调节方式中进行选择。这里所定义的节流调节,是把几个高压缸调节汽门一同进入同步控制,通常称为“单阀”运行,这种方式对于机组的暖机特别有利,使各喷嘴室能均匀进汽,保证机组部件能均匀地受热。待机组膨胀均匀以后,运行过程中则采用喷嘴调节,即调节阀可按预先设定的顺序逐个开启,以改善汽轮机的效率。这种“单阀”或“顺序阀”控制,只按相应的键便可实现,但在过渡过程中仍难以避免汽轮机部件的热应力不会剧变,因此,要严格按照阀门管理规程进行。

2. 汽轮机自启停(ATC)

汽轮机自启停的目的是在保证机组安全可靠的前提下正确的启动和加负荷,最大限度地缩短启动时间,减少启动过程中大量操作可能造成的失误。

ATC 程序能自动地完成以下功能:

- (1) 改变转速;
- (2) 改变机组的升速率;
- (3) 产生转速保持;
- (4) 改变负荷变化率;
- (5) 产生负荷保持。

在操作盘上设有四个按钮与 ATC 程序相联系,其具体情况如下:

(1) ATC 启动键。此按钮可使 ATC 进入运行状态。在升速过程中使用大范围测速控制时,该程序通过对汽轮机和发电机的监督,自动确定转速的目标值和适应转子应力的升速率。在负荷控制时,由运行人员给定目标值后,ATC 程序能监督发电机运行或报警跳闸情况,自动控制升负荷率。

当机组接受遥控时,遥控键和 ATC 启动键同时键入,机组的目标值和给定值都将接受遥控控制,ATC 程序仅监视与转子应力有关的负荷率。如果保持负荷时,ATC 自动通知基本控制系统来封闭遥控源的增、减命令。

在执行 ATC 时,如遇紧急情况,可按“操作员自动”键使 ATC 退出,由操作员自动操作。

(2) ATC 进行键。该键是一种安全措施。即在 ATC 程序中设一些断点,当程序进入断点时,能自动中断 ATC 程序的进行,此时该键灯“点”亮,以供运行人员有观察和思考判断的时间,如要继续执行仍按“ATC 进行”键,灯灭后即自动进行。有时,未到预定断点时,灯也可能亮,那是由于有些条件不符合,只有排除故障后,再按下“ATC 进行键”,ATC 程序才会继续执行。

(3) ATC 监视键。按下该键时,控制装置则不执行 ATC 自启动,而只进行监视和报警,并提供越限参数显示或打印。

凡进入 ATC 启动, 则一定先进入 ATC 监视, 并在条件符合后, 再按“ATC 启动”键才有效。同样, 要退出 ATC, 也要从“ATC 启动”转入“ATC 监视”, 再转入“ATC 切除”。

(4) ATC 切除键。一旦按下“ATC 切除”键, 控制装置只执行 ATC 扫描, 把越限参数存贮起来, 若此时再按“ATC 监视”键, 则把已存的越限参数写上, 通过 CRT 或打印机输出。

从“ATC 切除”键可直接进入操作员自动方式。

上述四个键, 在逻辑上是互锁的, 在任何的时刻只能一个键生效。

3. 遥控自动操作方式

一般情况下, 遥控操作是在操作员自动方式下投入的, 当进入遥控方式后, 其目标值就由遥控源来决定, 必要时, 运行人员也可通过“遥控投入”键退出遥控。此外, 在负荷控制时, 也可以投遥控和 ATC 综合控制。

(1) 自动同步。可通过调整“自动同步增”和“自动同步减”的触点来调整目标值, 当机组达到同步转速时, 控制系统必须满足下述条件, 方可遥控并网。

1) “操作员自动”键或“ATC 启动”键的键灯亮, 表明已进入操作员自动方式或 ATC 自动方式;

2) 机组受控于调节阀, 此时“高压缸调节阀控制键”的键灯亮;

3) 主变压器的开关断开;

4) 自动同步允许触点闭合。

当主变压器开关闭合或“自动同期控制允许”触点断开时, 控制系统会自动从“自动同步”转到“操作员自动”方式运行。如遇到控制系统切换到“手动操作”, 则自动终止该方式运行。

(2) 遥控——协调控制。协调控制是 DEH 调节系统主要的一种遥控方式, 实现这种方式的条件是:

1) 数字控制器必须运行在“操作员自动”方式;

2) 断路器必须闭合;

3) 遥控允许触点必须闭合。

当按下“遥控”键, 并且指示灯亮后, 装置即进入协调控制方式 (CCS)。CCS 可根据实际情况来要求 DEH 装置在投协调时或切除功率回路或切除第一冲动级汽室压力回路或两者均切除, 只投一次高频回路的阀位控制装置。

当机组参与调峰时, CCS 可根据 DEH 装置送出的“阀位极限限制”触点闭合后, 投滑压运行方式。此时, 高压缸调节阀应全开或限制在某一阀位, 不参与控制。当负荷指令要求增荷时, 实际负荷也随之增加, 而主蒸汽压力则随负荷的增加而下降, 锅炉便根据汽压定值来进行调节。

当目标值达到上限或下限时, DEH 装置能发出上限闭锁或下限闭锁触点信号, 送至 CCS 装置, 此时遥控发来的脉冲亦已无效。

当遥控触点断开或断路器断开时, 会由协调控制立即自动返回操作员自动方式运行; 或者断路器虽未断开, 运行人员按下“遥控”键, 灯灭后即自动转入操作员自动方式运行。

4. 汽轮机手动操作方式

当 DEH 的 A、B 控制器均发生故障或 VCC—SC 板发生故障后, 操作盘上的“操作员自动”指示灯灭, “DEH 手动”指示灯亮, 表明控制器已从“自动”切换至“手动”, 并发出声光报警信号, 此时操作员应把自动/手动切换钥匙切向“手动”位置。

当 DEH 处于“手动”方式操作, 运行人员要求返回“操作员自动”方式时, 只有 A 机灯亮, 表明跟踪正常后, 才可按“全自动”键, 在其指示灯亮后, 说明已从“手动”转到“全自动”状态。这种控制方式的升级只能在并网带负荷后进行, 在升速阶段是无效的。

手动操作共有六个按钮, 分别为: 主汽门增或减、高调门增或减、中调门增或减。每按一键, 其相应的指示灯即亮, 并将开关量送入 VCC 卡, 经 CPU 接受后, 按一定的速率和相应的逻辑来增减阀门的指令。

(三) DEH 调节系统的控制方式

DEH 调节系统在“操作员自动”控制的主要运行方式中, 根据不同的条件或工况, 又可以分别选择不同的控制方式。例如, 冷态启动时用主汽门来控制升速; 在热态或温态启动时选择中压缸启动的控制方式等等。下面将按键的排列次序, 分别介绍这些控制方式。

1. 主汽门/高压缸调节阀控制的切换方式

在采用高压缸启动方式时, 若不投入旁路, 则可把中调门开至最大, 将机组置于主汽门控制之下, 高调门也开至最大。当升速至 2900r/min 后, 按下“高调门控制”键, 其指示灯亮, 而“主汽门控制”键指示灯灭, 此时, 高调门从全开到慢慢关闭, 当转速增量降低 50r/min 以下时, 高压缸主汽门渐渐全开, 再用高调门控制转速到 2900r/min, 说明切换已经完成, 此后, 一直由高调门升速至 3000r/min, 直至并网带负荷。

2. 第一冲动级压力回路投入方式

当机组已并网运行后, 控制器允许投入第一冲动级压力回路, 按下该键并在指示灯亮时说明已经投入; 按下该键且灯灭时, 说明该回路已被切除。

数字控制器测到第一冲动级压力通道中的任一通道故障时, 对应通道号的指示灯亮, 但不影响该回路的运行, 当有两个通道故障时, 则数字控制器将自动切除该反馈回路, 在通道故障未排除前, 运行人员无法再投入该回路。此外, 如阀位限制器已起限制作用或 CCS 开关量输入要求退出, 该回路也自动切除。

3. 功率回路的投入方式

机组并网后, 控制器处于自动状态时, 功率回路会自动投入, 此时, 操作盘上的“功率投入”指示灯自动亮; 再按一下“功率投入”键, 指示灯灭, 说明该回路已被切除。

功率变送器也是三选二处理, 切除回路的条件对功率回路也是适用的。此外, 当机组甩负荷时, 功率回路也自动切除。

4. 转速回路的投入方式

当机组并网完成后, 转速回路便自动投入, 一旦该回路投入, 运行人员是无法切除的, 只有当断路器跳闸且该速度通道故障时, 该回路才会自动切除。

转速信号也是三选二处理, 当数字系统检测到任一路转速信号故障时, 不仅在指示盘上显示该路出故障, 而且控制器模拟系统也会检测出故障信号, 并同时点亮“转速通道监视灯”, 但转速通道仍可继续工作。

当 DEH 系统检测到数字系统和模拟系统有两路以上信号不可靠时, 为提示注意, 有五种反应:

- (1) 数字系统的转速故障指示灯常亮;
- (2) 模拟系统的“转速通道监视”灯常亮;
- (3) “转速投入”键的指示灯灭;
- (4) 在大范围测速控制时, 控制系统会自动切换到“手动”方式;
- (5) 在负荷控制时, 控制系统保持原运行方式, 而转速反馈回路自动退出, 发电机的负荷不会再对电网频率偏差作出反应。

当转速通道恢复正常时, 数字系统和模拟系统的故障指示灯熄灭, 运行人员再按下“速度投入”键, 待指示灯亮后, 表明该回路已重新投入运行。

5. 主汽压力控制方式

运行人员通过投入软件主汽压力控制器和硬件主汽压力控制器, 可使得主汽压力维持在某一给定值以上。切除控制器, 则主汽压力控制将失效。

当控制系统处于自动时, 可投软件主汽压力控制器 TPC, 其中又可分操作员投入、操作员设定、遥控投入、遥控显示以及 TPC 固定不变五种情况。

只有当控制系统处于“手动”方式时, 才投入硬件 TPC。

无论是投软件 TPC 还是硬件 TPC, 都应满足下列条件:

- (1) 汽轮发电机组必须并网运行;
- (2) 高调节阀门的累计升程必须大于 20%;
- (3) 实际主蒸汽压力必须大于固定的整定值;
- (4) 主蒸汽压力变送器必须良好, 即其故障指示灯不亮。

TPC 回路切除后, 但为安全起见, 操作人员应把 TPC 钥匙开关置于切除位置。

6. 中压缸启动方式

当汽轮机挂闸和中压主汽门开足后, 如汽轮机旁路投自动, 则操作站上“旁路投入允许”和“旁路投入”键的指示灯亮, 此时, 可按“中压缸启动”键, 其指示灯亮后, 控制程序即可按中压缸启动方式来进行升速 (此时高压缸主汽门是关闭的)。

当转速升至 600r/min 时, 要进行中调节阀门/高压缸主汽门控制的切换, 此时高调节阀门开足, 中调节阀门维持原开度不变, 然后中调节阀门随高压缸主汽门渐渐开启升速; 当转速升到 2900r/min 时, 进行高压缸主汽门/高调节阀门控制的切换, 直至并网带负荷。

在升负荷阶段, 中调节阀门随高调节阀门开启而开启, 当带负荷至 40% 额定负荷时, 中调节阀门全部开足, 不再参与调节。

7. 定压投入方式

当机组并网运行后, 如果压力通道正常, 且实际压力大于 9.8MPa (100kg/cm²) 定值压力时, 操作员可按“定压投入”键来选择定压投入运行。

处于定压运行方式下, 控制程序根据当时的主蒸汽压力值对调节阀门的阀位进行非线性修正。运行中如发现主汽压力通道发生故障, 可再按一下“定压投入”键, 则控制器即自行切除定压运行方式。

8. 旁路投入方式

旁路投入方式中, 共设有四个旁路投入功能键, 其具体过程如下:

(1) “旁路投入允许”，当高、低压旁路阀门关闭，且汽轮机未挂闸，要投入旁路时，应通过旁路控制器输出一旁路投入允许开关量到 DEH 装置，在 DEH 接收到该信号后，操作盘上的“旁路投入允许”键指示灯亮，以示对允许投入的确认。

(2) “旁路投入”，当操作盘上“旁路投入允许”键指示灯点亮，即可按下“旁路投入”键，在该键灯亮以后，表明已送出一旁路投入开关量至旁路控制器，旁路系统进行投入操作，当 DEH 指示盘上的“旁路投入”指示灯亮后，表明旁路已经投入，于是旁路请求投入指示灯灭，旁路投入成功。

(3) “旁路切除允许”，如高、低压旁路阀门打开，汽轮机未挂闸或中调门全开时，通过旁路控制器输出一旁路切除允许开关量至 DEH，则控制盘上“旁路切除允许”键指示灯亮，而“旁路投入允许”键的指示灯灭，表示对允许切除的确认。

(4) “旁路切除”，当操作盘上“旁路切除允许”键指示灯亮后，运行人员即可按下“旁路切除”键，于是旁路切除开关量送到旁路控制器，旁路系统进行切除操作，待旁路切除成功后，再送出一旁路切除开关量至 DEH，于是，DEH 指示盘上的“旁路切除”键灯亮，“旁路投入”键灯和显示盘上的请求切除灯均灭。

9. 机炉协调控制 (CCS) 方式

为了提高机组运行的经济性，大型电厂无一例外地采用再热机组，并且只能采取单元制热力系统，由于汽轮机与锅炉联系密切，因此，协调控制是一种较好的控制方式。

(四) DEH 调节系统的操作系统

DEH 系统的操作盘是汽轮机的唯一控制盘，用于向 DEH 控制系统传递指令，它把操作、阀门试验、超速保护、手动操作和 CRT 显示操作等内容综合并统一布置在控制盘上，其具体组成按功能可分为六个部分。

(1) 数据显示/输入和指令输入系统，它为运行人员提供了和 DEH 调节系统之间的主要信息交换，数据的显示和数据输入是通过独立的智能图像站和操作盘以及 DEH 控制器来实现的。

(2) 图像显示，它为运行人员提供主要参数曲线、参数显示、趋势显示、故障显示和报警测点等 16 幅画面。

(3) 运行方式选择，其内容第二部分已介绍。

(4) 控制方式选择，其内容第三部分已介绍。

(5) 试验方式选择，可为运行人员提供阀门试验和超速保护试验，以确保系统处于良好的工作或等待备用状态。

(6) 特种按钮/开关，包括紧急停机、挂闸、状态复位、灯光检查、复位钥匙开关等。

上述各部分的功能划分并不是完全独立的，各部分之间还有相互的联系。

(五) DEH 调节系统的运行监视

在 DEH 控制盘中，显示器 CRT 为运行人员提供各种参数和图形显示内容，控制盘上配置有各种表计和指示灯，为运行人员提供直观的运行信息；在控制盘上的各种操作功能键和输入键盘，可供运行操作或人机联系。此外，还有为 DEH 服务的控制柜、为输出打印存档用的打印机等。

就机组运行的绝大多数时间而言，运行监视仍是主要的，DEH 装置提供了阀门状态、阀位位置、机组的转速和功率、控制系统的状态、监视器的功能等，为运行监督和操作服

务。

1. 监控盘表计

监控盘的表计包括：模拟表计类，如转速和功率的实际值、给定值、各主汽门和调节阀门的开度、手动操作指示表等；数字表类，如转速和功率等。

2. 阀门试验指示灯

阀门试验指示灯提供了阀门的限位指示，是为运行和试验服务的。

3. 监视指示灯

监视指示灯是用于对整个 DEH 装置的最关键部件的状态进行监视，要求无论在自动或手动状态下都能提供指示，以保证最基本的操作正确实施。

这些监视指示灯有：电源故障监视；手动操作监视、超速保护控制器（OPC）监视（如转通道监视、功率变送器监视、OPC 压力变送器故障监视等）；超速保护指示（如 103% 超速指示、110% 超速指示、快关（CIV）动作指示）；自动操作指示等。

4. DEH 系统监视

DEH 调节系统的监视主要包括下述项目：

（1）转速、功率测量卡（MCP）的状态指示，其标志是越限时灯亮，否则灯灭。项目包括转速故障、功率故障、主汽压力故障、第一冲动级汽室压力（IMP）信号故障指示等。

（2）阀门状态控制卡（VCC）的状态指示，项目包括线性位移变送器（LVDT）故障和 10 块 VCC 板中出现一故障时的 MVP 故障指示等。

（3）运行状态显示。运行状态显示包括外部开关量输入监视和自启动 ATC 状态监视两部分。

当外部开关量输入时，通过计算机指令使指示灯亮，这些指示灯包括：盘车、同步、并网、脱扣（未挂闸）、中压主汽门全开、事故快关、旁路投入、旁路切除、外设增负荷、外设减负荷和最佳阀位等 14 项。

机组自启动 ATC 状态是由 ATC 程序发出状态并由计算机发出指令“点”灯的，包括从暖机、转速保持、脱扣、报警、维修试验和超速试验时的指示等。

八、PIT-142/165-130-2 型超高压供热式汽轮机调节系统的调节

（一）系统特性介绍

（1）电液调节可以控制调节汽门和调节隔板位移，实现电、热负荷的调节。通过高、中压油动机实现调节汽门的位移，通过上段和下段油动机实现上、下段调节隔板的位移。

（2）调速器错油门的位置由以下调节器控制：转速调节器、功率调节器、生产抽汽调节器（1.2~2.1MPa）、上段采暖抽汽调节器、下段采暖抽汽调节器（热网水温度调节器）和补给水温度调节器。其调节系统（见图 9-34）。

（3）薄膜钢带转速调节器。进入调速器薄膜的脉冲是从前箱内的调速油泵传来的，调速器通过错油门作用于高、中和低压油动机。

（4）生产抽汽压力（1.2~2.1MPa）调节器、上、下段采暖抽汽和补给水温度的调节器是由电动调节实现的。它们通过汽轮机的控制机构和各自的油动机滑阀作用于油动机。

汽轮机控制机构包括单向电动机执行机构 M1 和能使同步器的轴套移动的电动机，执行机构 M2 能移动中压油动机的控制滑阀，执行机构 M3 能移动上段油动机的滑阀，执行机构 M4 能移动下段油动机的控制滑阀。

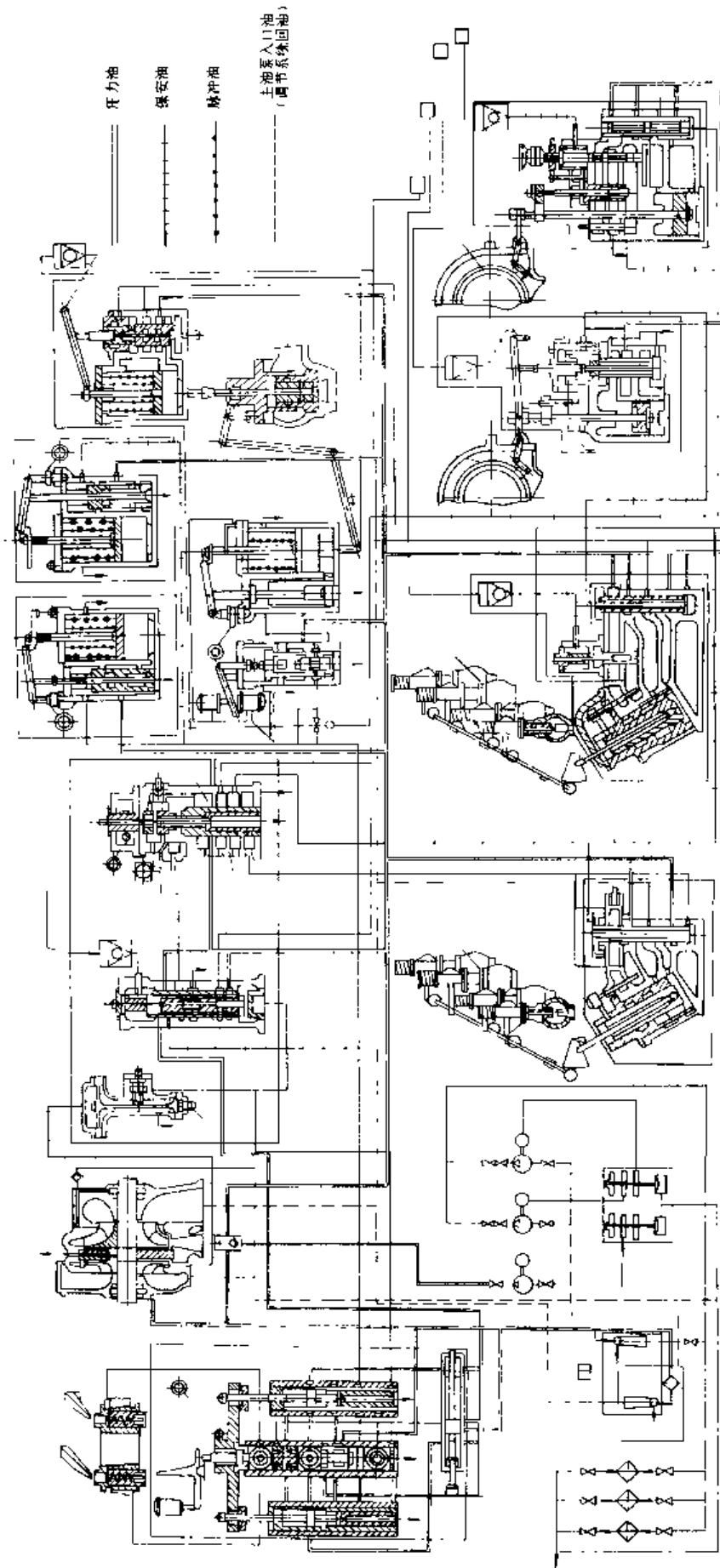


图 9-34 PTT-142/162-130-2 型超高压供热式汽轮机调节系统

执行机构 M1、M2、M3、M4、M5 能接收功率调节器、生产抽汽、上、下段采暖的抽汽调节器和补给水温度等信号。

(5) 汽轮机在各种工况下, 使用 SA1、SA4 转换把手柄进行调节器与采用的执行机构 M1、M2、M3、M4 的连接, 控制器 SA2、SA3、SA5、SA8、SA9 用于接通(断开)调节器。

(6) 在无抽汽的凝汽工况下, 功率调节器接入汽轮机的控制机构。这时, 与转速液力调节器共同形成功率率和转速的调节回路, 生产采暖抽汽和补给水温度调节器在这种工况下不能投入。

(7) 功率调节器不仅可以在有生产抽汽的凝汽工况下投入, 而且还可以在纯凝汽工况时投入。若把生产抽汽 1.2 ~ 2.1MPa 的调节器接入执行机构 M2 上, 形成生产抽汽 1.2 ~ 2.1MPa 的调节器的投入。

在热网水逐级加热时, 同时保持上段采暖抽汽压力和 #1 热网加热器后的热网水温度。把上段和下段采暖抽汽调节器接到对应的执行机构 M4 上, 这样, 形成上、下段采暖抽汽的调节回路。在热网水逐级加热时, 同时保持上段采暖抽汽压力, 使用 SA1 和 SA2 转换开关, 上段采暖抽汽调节器转换为执行机构 M4 进行控制, 而下段采暖抽汽调节器此时退出。

在热网水逐级加热仅保持热网水温度时, 下段采暖抽汽调节器接到 #2 热网加热器后的热网水温度传感器, 这时, 上段采暖抽汽的调节器应该退出。

当只有一级热网水加热时, 下段采暖抽汽的调节器接到执行机构 M4 上, 上段采暖抽汽调节器可以接到 M3 上。在此情况下, 必要时, 任何生产抽汽的调节器都可以退出。

(8) 在按热力曲线图运行的工况下, 下段的采暖抽汽的调节器接到汽轮机的控制机构上。在此工况中, 功率调节器退出。

生产抽汽 1.2 ~ 2.1MPa 的调节器在必要时可投入使用执行机构 M2 进行控制。

在热网水逐级加热并保持热网水出口温度时, 下段采暖抽汽调节器接到 #2 热网加热器后的温度传感器上, 或者接到回水温度传感器上, 此时, 上段采暖抽汽调节器应退出。

在必须保持上段采暖抽汽压力时, 上段采暖抽汽调节器投入并使用执行机构 M3 进行控制, 这时, 下段采暖抽汽调节器保持 #1 热网加热器后水的温度。转速调节器只在汽轮机转子转速偏离额定值时起作用。

(9) 在机组启动的操作中, 可用控制部件 SA2、SA3、SA5、SA8、SA9 把 M1、M2、M3、M4、M5 与调节器断开, 可以用远方手动操作控制它们的转换。

作用于电调节器的压力传感器、测量变送器、给定器、指示器、控制器和执行机构 M1、M2、M3、M4、M5 组成调节系统的电调部分, 主油泵和调速泵组、薄膜钢带感应器、 $\phi 65$ 滑阀、 $\phi 70$ 滑阀、高、中、低压油动机、自动主汽门等组成液力调节系统。

电调节系统的动作比液力调节系统慢, 因为电调节执行机构 M1、M2、M3、M4、M5 是慢动作环节, 而液压调节系统直接作用于执行机构, 不经过 M1、M2、M3、M4 和 M5, 因此, 比电液系统动作快。

(二) 油系统

当汽轮机启动时, 使用启动油泵给液力调节系统和润滑系统供油。此时前轴承箱内的主油泵出口止回门把汽轮机主油泵和液力调节系统隔开。当汽轮机在达到额定转速时, 启动油泵停运, 此时止回门开启, 由主油泵供油。在稳定的正常工况时, 供给的油压大约为 1.4MPa。液力调节系统和主注油器、润滑油注油器的喷嘴处, 压力为 1.4MPa。主注油器

从油箱里吸油，送往主油泵的入口，主注油器出口压力 $0.02 \sim 0.04\text{MPa}$ ，润滑油注油器是从主注油器的出口管线中吸油供轴承润滑系统，经冷油器之后，压力大约为 $0.06 \sim 0.08\text{MPa}$ 。

当负荷变化、油动机活塞发生位移时，会出现瞬时油流量变化大，此时不需要注油器增加供油，而是油动机的排油回至主轴泵吸入口，来维持主油泵出口油压波动范围在允许范围内。油箱的结构允许在汽轮机运行时快速地更换油过滤器。油箱附带有油位远距指示器，指示器具有正常油位、油位高、过滤器堵塞三种光电信号。

(三) 调速系统的调节运行

1. 启动和空负荷运行时的调节

在启动时，M1、M2、M3、M4、M5 执行机构拨到零位并与调节器（控制部件 SA2、SA3、SA5、SA8 和 SA9 位于 P 位置）断开，使用相应的控制部件按钮对它们实施远距控制。

(1) 当启动油泵启动并在调节系统中建立油压力 $1.2 \sim 1.4\text{MPa}$ 后，危急遮断器滑阀移至上止点。

(2) 为了打开主汽门和高、中压调节汽门，逆时针旋转同步器，作用于汽轮机控制机构。

此时，压力油经过固定轴套内的油孔和油管流到危急遮断器滑阀上油室。在电磁或危急保安器经过手动按钮作用于滑阀时，压力油可以使其动作。

当同步器轴套继续下降时，压力油经过固定轴套的第二个油孔和油管流入自动主汽门滑阀上部油室里，该油室的压力提高使自动主汽门滑阀下移，压力油进入活塞下部，自动主汽门开启。

打开自动主汽门后，在同步器继续下降的同时，关小 $\phi 70$ 滑阀上油室排油，这样就使 $\phi 70$ 滑阀下移。 $\phi 70$ 滑阀下降，减少与高压油动机滑阀活塞下面油室连接的调节部件高压层的排油量。给这个油室的供油是通过高压油动机滑阀的切向口和反馈锥形油口实现的。高压油动机滑阀下的油是上部油压的一半，滑阀下油压上升，滑阀上升，使高压油动机活塞上升，这样高压调节汽门打开。

反馈锥杆与高压油动机活塞一起上升，此时锥杆孔通油面积减小，使滑阀下面油压降低，滑阀回至中间位置，油动机停止上升。

当高压油动机滑阀在下止点时，它的切线油口是关闭的，滑阀向上移动时，切线口马上打开，滑阀下供油面积骤增，高压油动机滑阀可能出现不稳定地向上移动，使高压油动机也不稳定的移动，一直到经过反馈锥杆油口的供油量减少到经过滑阀切线口供油面积增大的供油量时，便停止不稳定的移动状态，当滑阀离开下止点后，油动机就能在任何区域平稳移动。

(3) 当启动汽轮机时，转速调节器就能投入工作，当汽轮机转子的转速达到 2700r/min 时，油压使调速器薄膜变形，使与其连接的钢带离开喷油孔。

通过喷嘴流出的油增加，引起调节器 $\phi 65$ 滑阀的平衡状态破坏。

$\phi 65$ 滑阀向下移动，通过滑阀活塞中部的控制油口增加油的供给，补偿在喷嘴中的排油量变化，恢复滑阀下油室初始油压。

$\phi 65$ 滑阀下移的同时增大 $\phi 70$ 滑阀活塞上面油室的排油量。

$\phi 70$ 滑阀上移，增加调节器高压层的排油量，高压油动机下降高压调节汽门关小，达到

符合汽轮机空载运行进汽量的要求。

为了进一步增加汽轮机转速，必须进一步摇动同步器手柄。这时同步器套下降，将减少从 $\phi 70$ 滑阀的上油室的排油量， $\phi 70$ 滑阀下降将挡住从调节器高压层的排油，高压油上移并使汽轮机的进汽量增大。

产生的剩余功率，使汽轮机转子转速提高，钢带弯曲变形增大，通过喷嘴的排油量增加， $\phi 65$ 滑阀下移的同时 $\phi 70$ 滑阀的上油室排油量减少，滑阀上移，又回到初始移动状态，相应的关小高压油动机。

2. 无抽汽凝汽工况的调节

(1) 当汽轮机在无抽汽凝汽工况下运行时，投入转速和功率调节器。当汽轮机组并网运行时，用功率调节器的给定器增、减电负荷。

(2) 当汽轮机组单独运行时，机组的负荷变化是由用户引起的。使用转速调节器进行转速的调节，功率调节器停用。

当汽轮机在电网中运行时，电网的频率降低，使汽轮机的转速和脉动油压下降，此时调速器的薄膜与钢带弯曲度减小，从调节器喷嘴口的排油量减少， $\phi 65$ 滑阀上移。在上移时， $\phi 65$ 滑阀关小 $\phi 70$ 滑阀上油室排油量， $\phi 70$ 滑阀下移并关小了高压层排油口。这油口与高压油动机滑阀下油室相连。

高压层排油减少，引起高压油动机活塞和滑阀上移，高压调节汽门开大。接下来，反馈机构使滑阀回到中间位置，高压调节汽门处在新的位置，汽轮机的电功率增加。就这样，采用液力调速器进行电网的一次调频。

(3) 由于汽轮机组的功率发生变化（增大），功率调节器给汽轮机控制机构机械提供“减小”信号，缩小M1旋转角，使同步器上移。

这时，在 $\phi 70$ 滑阀上油室的排油量增加， $\phi 70$ 滑阀上移，调节器的高压层上的孔口开大，排油增加，引起高压油动活塞和滑阀下移，调节汽门关小。功率调节器具有成比例的积分规律，使电功率恢复到给定器给定的最初数值。

(4) 在电网的频率增加时，调节机构的位移和功率调节器的作用，其动作过程与上述过程相反。这里不再赘述。

3. 带抽汽凝汽工况的调节

(1) 在带抽汽凝汽工况下，这个工况相应的生产抽汽、上段、下段采暖调节器相继投入。在所有情况下，当 $\phi 70$ 滑阀位移时，不仅高压油动机产生位移，而且低压、中压油动也发生位移，开或者关中压调节汽门和采暖抽汽调节隔板。

(2) 在所有的调节器投入时，当热网水的温度变化时，调节系统的动作情况：当热网水温度升高时，下段采暖抽汽调节器执行机构M4的旋转角减小，作用于“减小”状态，使下段采暖抽汽控制滑阀上移，通过控制滑阀衬套上的油口排油量减少，油动机滑阀和活塞一起上升，打开调节控制隔板，此时，反馈装置使油动机滑阀返回中间位置，调节隔板处于新的位置。因此，下段采暖抽汽的调节器按积分比例调节规律实现调整热网水的温度接近调整前的数值。由于增加低压部分蒸汽流量，汽轮机的电功率增加，生产抽汽和上段采暖抽汽压力升高。

(3) 当功率变化时，功率调节器通过器通过汽轮机控制机构作用于高、中、低压油动机，使功率恢复到调整前的数值。

生产抽汽、上段采暖抽汽压力变化时，生产抽汽和上段采暖抽汽调节器投入工作，通过执行机构使油动机发生位移，恢复到压力最初数值。

在热网水温度降低时，抽汽和功率调节器的调节机构的动作与上述动作方向相反，亦保持静态稳定性。需要指出的是，热、电调节方式是非牵连调节，即热（或电）负荷发生变化后，将引起到机组电（或热）负荷的变化，必须由电（或热）负荷调节器，才能使其达到新的平衡状态。

4. 按热力曲线工况下的调节

(1) 在按热力曲线工况下汽轮机运行时（带背压），接通汽轮机控制机构的是下段采暖抽汽调节器，热负荷的变化是随着高压调节汽门的位移来调节的，即以“热（负荷）定电（负荷）”。

生产抽汽和上段采暖抽汽的调节器可以为接通状态，亦可为断开状态。

(2) 该工况的调节过程：在热负荷增大时（热网温度降低），下段采暖抽汽调节器可使执行机构 M1 旋转角度增大，使同步器套下移。这时关小 $\phi 70$ 滑阀上油室的排油孔，使 $\phi 70$ 滑阀下移关小调节器高压层的排油孔，此排油孔与高压油动机滑阀下面油室相连，使高压油动机滑阀和活塞向上移打开调节汽门。同时，反馈装置使滑阀返回中间位置，调节汽门处于热负荷相应增加后的新位置（热网水温度保持最初给定值）。当热负荷减小时，调节动作过程与上述相反。

5. 汽轮机在突甩负荷的情况下，调节系统的运行

(1) 调节系统可以在甩负荷时控制汽轮机的空负荷运行。控制高压油动机滑阀的切线油口，当滑阀在中间位置时，油口不完全打开（约 1.5mm）。甩负荷时，调节器排油增加，引起滑阀的下移，直到油口全打开，经过切线油口辅助面积的供油量仍不能补偿其排油量，带来滑阀的快速下降，接着高压油动机下降。当滑阀继续下移时，切向口的进油口开始关闭，滑阀和高压油动机向下点的移动进一步加快，从而关闭调门，控制转速。高压油动机滑阀返回中间位置，是靠油动机反馈锥杆打开滑阀油室的辅助供油孔来实现的。

当负荷缓慢地变化时，油动机滑阀来得及返回中间位置（按反馈装置和通过切向油口补充供油的使用），此动作比下移到切向油口完全打开要快，因此，高压油动机失误关闭的情况是不会发生的。

(2) 当转速超过额定值时， $\phi 65$ 调速器滑阀对下段采暖抽汽起辅助调节作用（下段采暖抽汽油动机滑阀下辅助排油口打开，在转速升高时油动机关闭）。

当高压油动机滑阀动态向下位移时，中压油动机的滑阀下的辅助排油口被打开，在带抽汽的工况时，油动机很快关闭，甚至在不带抽汽工况时中压油动机也很快关闭。

当中压油动机的滑阀动态向下移动时，上段油动机的滑阀下油室的辅助排油口被关闭，上段油动机关闭。

第五节 分部试运的验收

一、分部试运的验收

(1) 分部试运阶段各主要项目合格后，应在“分部试运组”的领导下，组织建设、施工、调试、生产等单位及时进行验收，并办理签证。工程由分部试运阶段向整套启动阶段过

渡。

(2) 合同规定由制造厂负责单体调试的项目, 必须由建设单位组织调试、生产等单位进行检查验收。验收不合格的项目不能进入整套启动试运。

(3) 已验收签证的设备和系统, 如生产或试运需要继续运行时, 一般由生产单位代管。代管期间的施工缺陷仍由施工单位消除, 其他缺陷应由建设单位组织施工等有关单位完成。

(4) 分部试运的验收参照标准。

- 1) 《火力发电厂基本建设工程启动及竣工》验收规程(1996年版)及相关规程
- 2) 《火电工程调整试运质量检验及评定标准》(1996年版)
- 3) 《电力建设施工及验收技术规范》
- 4) 与分部试运阶段有关的技术合同文件

二、分部试运验收对调试技术文件的要求

(1) 调试技术文件包括: 调试方案与措施、调试记录、调试验评、签证验收卡、调试技术总结和调试报告等。

(2) 凡参加分部试运的系统或项目均应有相应的调试方案或措施, 并做好相应记录。

(3) 分部试运验收对调试记录的要求。调试记录是调试人员所做调试工作及完成指定调试项目所提交的最基础的客观依据, 必须准确可靠, 完整及时, 具备可追溯性。调试记录包括过程记录和数据记录两类内容。过程记录是指与调试环境、资源有关的记录, 即主要指与设备、系统构成有关的机务安装过程的完整性及静态验收签证情况、设备完好情况、现场应具备的条件检查情况; 仪器设备、调试方法手段、调试时间、调试执行人、调试负责人以及调试中出现的异常问题与处理结果等。调试数据指标记录主要指《火电工程调整试运质量检验及评定标准》(1996年版)所指定的检验指标以及调试方案中所明确的其他指标。调试记录应事先根据《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规范》(1996年版)和《火电工程调整试运质量检验及评定标准》(1996年版)确定的调试项目和编码, 逐一对应, 按序编制调试记录卡, 并尽量采用填空或表格形式。凡是以数据表达调试结果的应选择采集工况相对稳定的数值, 测量表计应经校验合格, 且在有效使用期内。禁止量化指标以非量化方式表达, 如以符合设计要求、正常满足运行要求等文字表达。

(4) 分部试运验收对调试验评的要求。调试验评表是在调试记录的基础上, 根据《火电工程调整试运质量检验及评定标准》(1996年版)规定的调试项目、内容、格式、检验及评定方法和统一编码, 对所进行的调试项目进行自评和核定结论的统计报表。它是各种质量监督检查的中心文件之一。

根据工程实际情况, 可以参照调试记录的要求对验评表格进行扩展或增加新表格, 但对实际缺少的项目则不得取消, 在表格内填写“无此项”即可, 以保证项目的完整性和编码的连续性。

调试验评中凡同一检验项目有多个检查对象时, 应按照对象数目分别记录, 如: #1凝结水泵、#2凝结水泵等。

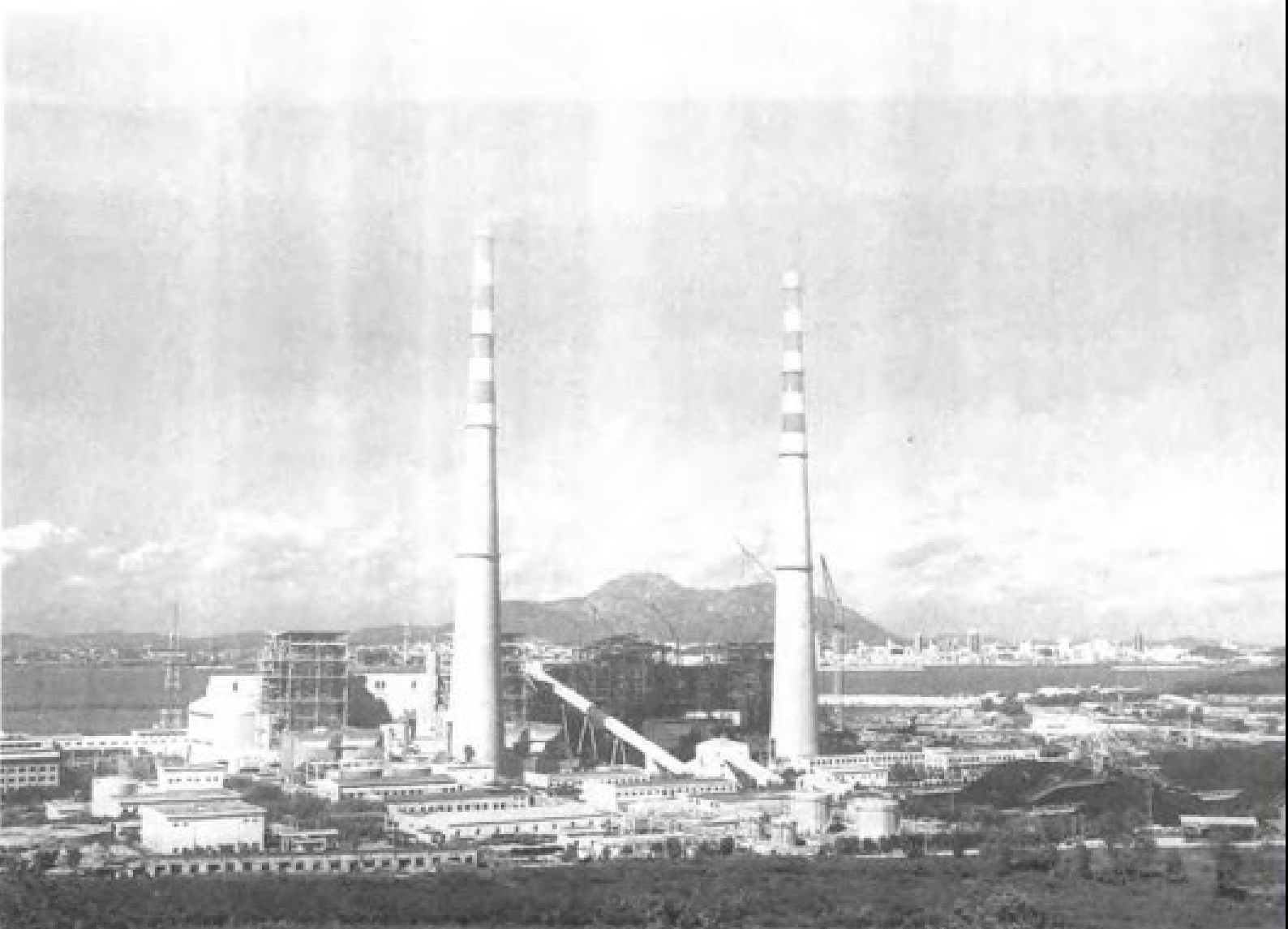
(5) 分部试运验收对调试报告的要求。调试报告应同调试项目逐一对应编写。报告内容包括“人、机、料、法、环、时”及过程、数据指标和结论。数据指标以《火电工程调整试

运质量检验及评定标准》(1996年版)和调试方案/措施指定的内容为主,也可以根据需要增加其他有必要进一步说明的情况。调试报告应做到数据准确可靠、汇报完整、结论明确,并按规定履行审批手续。

(6) 分部试运验收对调试技术总结的要求。调试技术总结应总结分部试运主要阶段工程完成时间表数据指标和过程描述、分部试运阶段的调试验评情况及调试工作评价、重要的设计修改、分部试运过程中发现的重大缺陷(设计、设备、施工等)、各辅机试运的异常情况*及分析处理、未完成的调试项目说明和计划安排、分部试运阶段存在的主要问题及解决建议、经验和教训、新技术应用和特殊项目的调整试验等。

第三篇

整套启动



第十章 总 则

火力发电厂整套启动调试是火电厂基本建设工程的最后一道工序，是保证汽轮机组高质量投运的重要环节，是对整个工程建设最后阶段的动态综合检验。汽轮机整套启动调试是指设备和系统在汽轮机分系统调试合格后，机、炉、电第一次整套启动中，汽轮机启动开始至完成满负荷试运行为止的启动调整试验工作。通过整套启动调试及时发现问题，清除由于各种原因造成的设备和系统中存在缺陷，逐步使主机、辅助设备、系统达到设计的额定工况和出力，使机组达到安全可靠的满负荷正常运行。

机组整套启动试运阶段是从机、炉、电等第一次联合启动锅炉点火开始，到完成满负荷试运结束移交试生产为止。

整套启动试运应按“空负荷调试、带负荷调试和满负荷试运”三个阶段进行。

一、空负荷调试基本内容

一般应包括下列内容：按机组冷态或热态启动曲线开机，即汽轮机冲转、升速至主机达额定转速；机组轴系振动监测；调节保安系统有关参数的调试和整定；汽轮机跳闸试验；危急遮断装置喷油试验；电气试验、并网带初负荷试验；自动主汽门、调节汽门严密性试验；超速试验等。

二、带负荷调试基本内容

机组分阶段带负荷直到带满负荷，一般应完成下列主要调试项目：

制粉系统和燃烧系统初调整；汽水品质调试；相应的投入和试验各种保护及自动装置；厂用电切换试验；启停试验；真空严密性试验；自动主汽门及调门活动性试验，协调控制系统负荷变动试验（参照部颁《模拟量控制系统负荷变动试验导则》）；汽轮机旁路试验；甩负荷试验（参照部颁《汽轮机甩负荷试验导则》）等。

根据主、辅机性能和自动控制装置功能情况，还可按合同增加自动处理事故的功能试验和特殊试验项目（如：单风机运行、高压加热器停用、汽动给水泵汽源切换试验等）。

三、满负荷试运基本内容

汽轮机组满负荷试运，同时满足下列要求时，才能进入 168h 满负荷试运行：

发电机保持铭牌额定功率值、燃煤锅炉断油全设煤运行、投高压加热器运行正常、投电除尘运行正常、汽水品质合格，符合《验标》试 7-6-1、按《验标》要求投热控保护、自动装置、调节品质基本达到设计要求，主要仪表投入率为 100%，吹灰系统投入正常。期间，机组须连续运行不得中断，平均负荷率应按《验标》考核。

300MW 及以上的机组，应连续完成 168h 满负荷运行。

300MW 以下机组的满负荷试运一般分 72h 和 24h 两个阶段进行。连续完成 72h 满负荷试运行后，停机进行全面的检查、消缺。消缺后开机，连续完成 24h 满负荷试运（根据机组运行情况申请启委会也可 72h + 24h 一阶段完成）。

四、一般要求

(1) 完成满负荷试运要求的机组，由总指挥上报启动委员会同意后，宣布机组满负荷试运结束，由试运生产组接替整套试运组的试运领导工作。对暂时不具备条件而又不影响安全运行的项目，由试运指挥部上报启动委员会确定负责处理的单位和完工时间。

(2) 由于电网或非施工和调试的原因，机组不能带满负荷时，由总指挥上报启动委员会决定应带的最大负荷。

(3) 在整套启动试运阶段，应如实做好试运期间的各项记录。

(4) 整套启动试运的调试项目和程序，可根据工程和机组的情况，由试运总指挥确定。个别项目也可在试生产阶段完成。

(5) 整套启动试运过程中发生的问题，由建设单位全面负责，组织有关单位消缺完善。

(6) 应移交的技术资料包括：技术文件、设计变更；制造厂的整套安装图纸（含修改图）、说明书、质保书及出厂证明书；施工中补充的地质及水文资料；建（构）筑物、大型设备基础的沉陷观测记录、主要轴线的测量；放线记录及水准点的一览表；材料试验记录和质保书；建筑及安装工程质量检查及验收记录和中间验收签证；施工和试运过程中发生的质量事故和设备缺陷处理记录；安装记录、验收签证和调试报告；需要作为生产依据的合同、协议、来往文件和重要的会议记录；外文技术资料；未完项目的分工协调纪要；质监机构对机组进行质量监督的评价文件等。

(7) 重新绘制的竣工图，由验收检查组确定后，由建设单位组织原设计单位重新绘制。

(8) 技术资料的移交工作应由验收检查组主持协调。移交工作应符合原电力部颁发的《电力建设施工及验收技术规范》和验收检查组的决定，由建设单位组织施工单位、调试单位在机组移交试生产后一个半月内移交生产单位。少量有特殊情况的资料，经总指挥同意可延期移交，但不能超过试生产期。

(9) 按设备合同供应的检修用的备品配件、施工后剩余的安用易损易耗备品配件、专用仪器和专用工具的移交工作，应由验收检查组主持协调，由建设单位组织施工单位、调试单位在机组移交试生产一个半月内移交生产单位。如本期工程其余机组安装调试时需要继续使用，应由使用单位向生产单位办理借用手续。

(10) 整套启动试运后，须由质监中心站进行质量评价。

(11) 整套启动试运后，召开启动委员会会议，听取并审议整套启动试运和移交工作情况的汇报，办理移交试生产的签字手续。

(12) 移交试生产后一个月内，应由试运总指挥负责，向参加交接签字的各单位报送一份机组启动验收交接书和整套启动试运的工作总结。

第十一章 汽轮机启动导则

第一节 汽轮机寿命管理

一、基本概念

汽轮机的寿命，通常是指汽轮机从第一次冲转开始至转子出现第一条宏观裂纹为止之间总的工作时间。

根据材料力学的观点，金属材料在复变应力的反复作用下，会出现疲劳损伤。即在应力不超过材料屈服极限的情况下，经过一定次数的循环（交变应力的反复作用），金属材料也将产生微观裂纹，如应力足够大，则裂纹将扩展成宏观裂纹，甚至断裂。

汽轮机转子在汽轮机启、停和工况变化过程中承受交变热应力：启动和升负荷过程，转子表面受压热应力而转子中心孔承受拉热应力。相反降负荷和停机过程，转子表面承受拉热应力而转子中心孔承受压热应力，这样，便构成一个交变热应力循环。

金属材料疲劳分高周疲劳和低周疲劳两种：高周疲劳指材料所受交变应力超过疲劳极限（光棒、室温条件下，约为金属屈服极限的 1/3）经过小于 10⁷ 次循环而发生断裂的现象，一般发生在汽轮机动叶片受振动交变应力所导致的疲劳断裂。低周疲劳则为金属交变应力小于也可能超过材料的屈服极限，经过小于 10⁵ 次的应力循环产生宏观初始裂纹（0.1mm 宽）。汽轮机转子在启、停工况变化中受到交变热应力所引起的疲劳称低周疲劳。

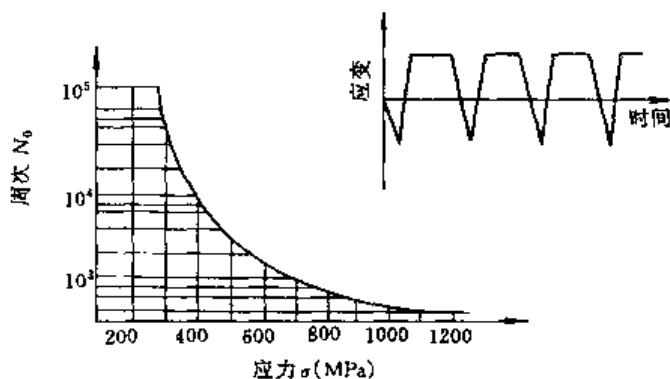


图 11-1 转子低周疲劳曲线

各种转子材料有其本身的低周疲劳曲线（见图 11-1）。曲线为试棒在低周疲劳试验机上的试验结果，与转子在实际工作中有所不同。例如启动时转子表面受压热应力存在一定的保持时间，启、停中产生的热应力值可能不相等；蒸汽介质的腐蚀性对疲劳开裂有一定的促进作用；整锻转子强度与试棒强度有差异，特别是中心孔附近的材料，其强度可能仅为试棒的 65% 等，因此使用中会有误差。

导致裂纹疲劳的循环周次称为有效寿命，而产生宏观初始裂纹至断裂之间的循环周次称为残余寿命。

汽轮机制造厂为了便于用户较为简单地进行汽轮机转子寿命消耗管理，都提供以蒸汽温度变化量与蒸汽温度变化率（或温度变化经历时间）为主要考虑因素的汽轮机转子疲劳寿命曲线（见图 11-2）。或知道某次启、停或工况变化经历时间，以及调节级出口蒸汽温度的变化量，就可直接由图求取该次启、停或工况变化对应的转子疲劳循环极限周次（见图 11-3），

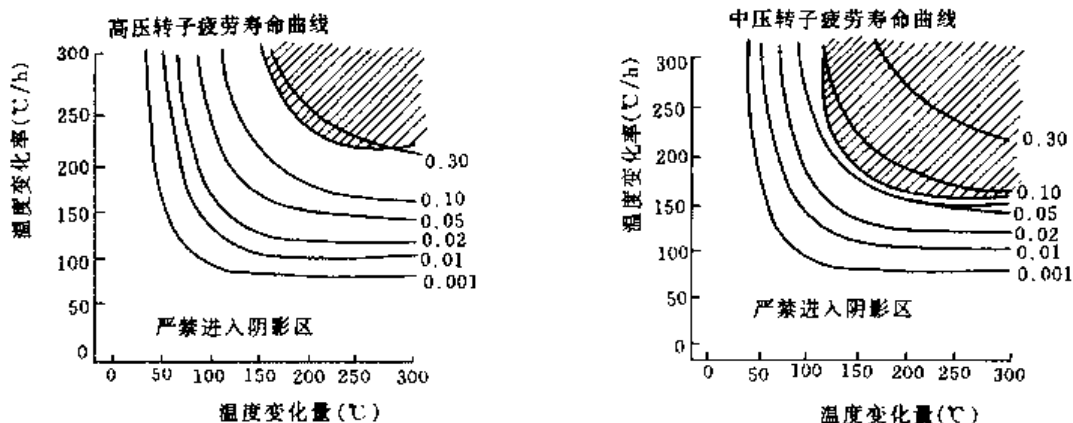


图 11-2 350MW 汽轮机转子疲劳寿命曲线

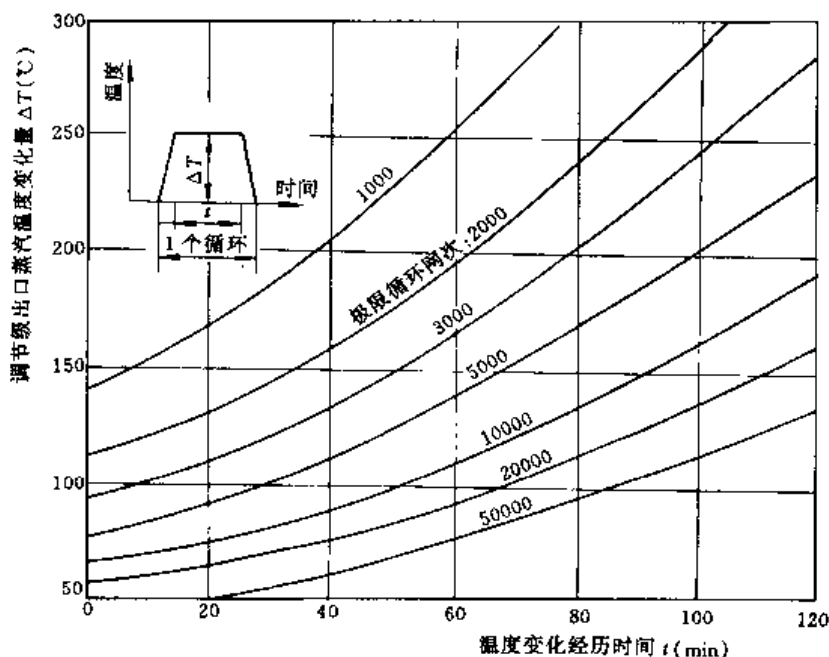


图 11-3 350MW 汽轮机转子疲劳寿命曲线

从而求出此次启、停或工况变化对转子疲劳寿命的损耗率。

目前，大多数进口机组设置了在线热应力监测和转子寿命损耗指示仪器，实时指示运行中的热应力和累计的寿命损耗率，为运行人员的合理启动，提供可靠的依据。

汽轮机转子由于结构的需要，必须在轴上加工出槽沟、轴肩等，这些部位便会不同程度地产生应力集中。热应力集中不同于机械应力集中，它不仅与几何形状有关，而且也与热载荷及材料物理特性有关，热应力集中部位的最大热应力与光轴上公称热应力之比称为热应力集中系数，其数值一般为 2~3，设计不合理时甚至接近 5。汽轮机温度变化剧烈和热应力集中系数最大处就成为监测热应力和寿命损耗的重点部位，例如前轴封弹性槽和调节级叶轮根部等处。

汽轮机冷、热态启动时冲转参数选择不合理，蒸汽温度与金属温度失配时，对有关汽轮机部件产生热（冷）冲击。如失配严重时，将引起较大热应力。此外，如疏水不充分、进冷水冷汽、甩负荷后空转、带厂用电时间太久等均可引起冷冲击。

转子金属材料的断裂韧性随着温度升高而增加,当达到低温脆变温度(FATT)后,其断裂韧性迅速增加,汽轮机冷态启动时,转子表面受热压应力,中心孔受热拉应力,而离心力所引起离心应力为切向拉应力,与热应力叠加,数值较大,且离心力与转速平方成正比,如中心孔表面存在材料缺陷,在低温、高应力条件下就可能使转子低温脆性断裂。为了防止产生灾难性后果,可采用冷态启动前高、中压转子予热,超速试验前带一定负荷予热,使转子中心孔温度超过低温脆变温度FATT。

汽轮机运行中,主要部件在高温下长期承受一定的工作应力,即使此应力不超过金属在该温度下对应的许用应力,也将发生缓慢而连续的塑性变形,这种现象称为蠕变。实验证明,蠕变与材料所受的工作应力和工作温度有密切关系,汽轮机转子的最小蠕变寿命部位为高压转子的调节级处,或中压转子的第一压力级附近,因为这些部位温度最高。高温蠕变对汽轮机转子的寿命损耗率可用式(11-1)表达

$$\phi C = \frac{t}{t_a} \quad (11-1)$$

式中 t ——汽轮机累计运行时间;

t_a ——汽轮机满负荷时,调节级处的金属温度和工作应力下的蠕变寿命。

二、合理分配和使用汽轮机寿命

(1) 汽轮机设计服役年限与设备、燃料价格等因素有关,一般为30年。汽轮机的寿命分配一般取决于汽轮机的结构、使用特点、启停次数、启停方式、工况变化、甩负荷带厂用电的次数等。要根据不同机型及其运行方式进行分配。

(2) 在汽轮机设计寿命年限内,根据制造厂提供的寿命管理曲线一般分配蠕变寿命损耗占20%,疲劳寿命损耗占80%。汽轮机寿命分配要留有余地,一般情况下寿命损耗只分配80%左右,其余20%以备突发性事故。

(3) 带基本负荷的汽轮机,每次冷态启、停的寿命损耗率可以分配得大一些,一般控制在0.05%/次;调峰机组的寿命损耗主要消耗在热态启停中,每次启停的寿命损耗可分配得小一些,一般为0.01%/次。对于启、停频繁的调峰机组,每次启、停的寿命损耗应小得多,例如冷态启动为0.01%/次,热态启动为0.006%/次等。

三、汽轮机转子寿命的监测与管理

(1) 每台汽轮机应以制造厂提供汽轮机寿命管理曲线为依据,绘制各种工况启动曲线(汽轮机启停参考曲线见图11-4~图11-8)。

(2) 每台汽轮机应建立并逐步完善转子寿命损耗数据库,根据制造厂提供的寿命管理曲线进行控制,使汽轮机寿命损耗处于受控状态,以便指导运行人员进行启、停机操作和运行参数调整及对异常工况的处理

四、减少汽轮机转子寿命损耗的原则

1. 启动中预防汽轮机转子冷脆损伤

(1) 一般以中压缸排汽口处金属温度或排汽温度为参考,判断转子金属温度,特别是中压转子中心孔金属温度是否已超过金属低温脆性转变温度(FATT),作为超速试验前的先决条件。

(2) 汽轮机冷态启动时,有条件的可在盘车状态下进行转子预热,变冷态启动为热态启动。

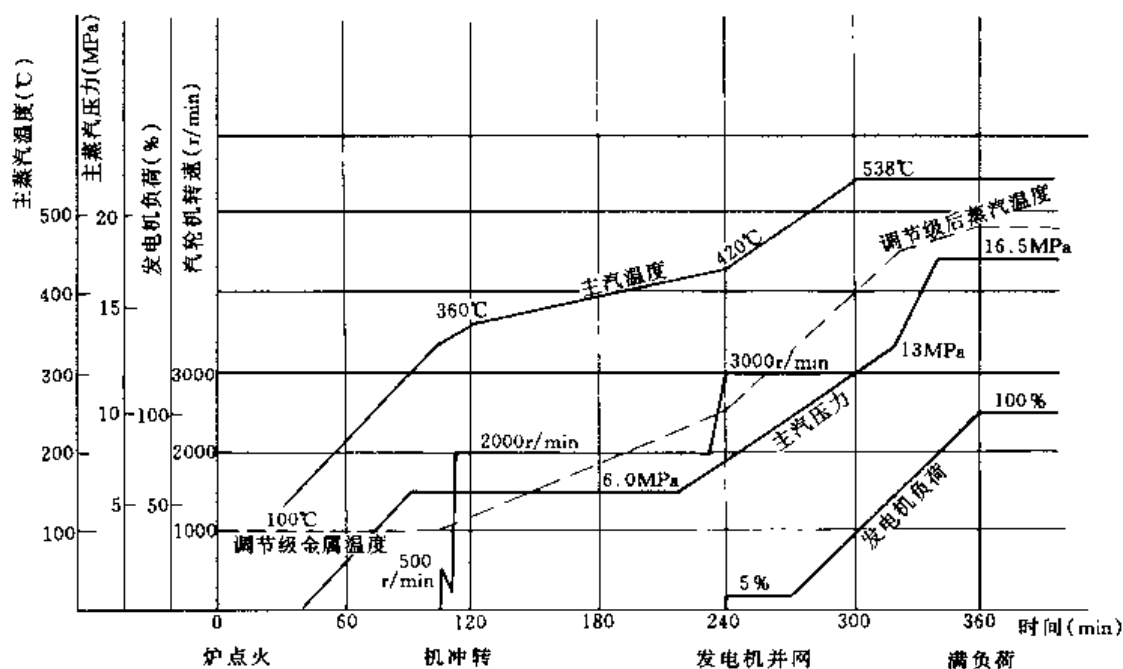


图 11-4 冷态启动曲线

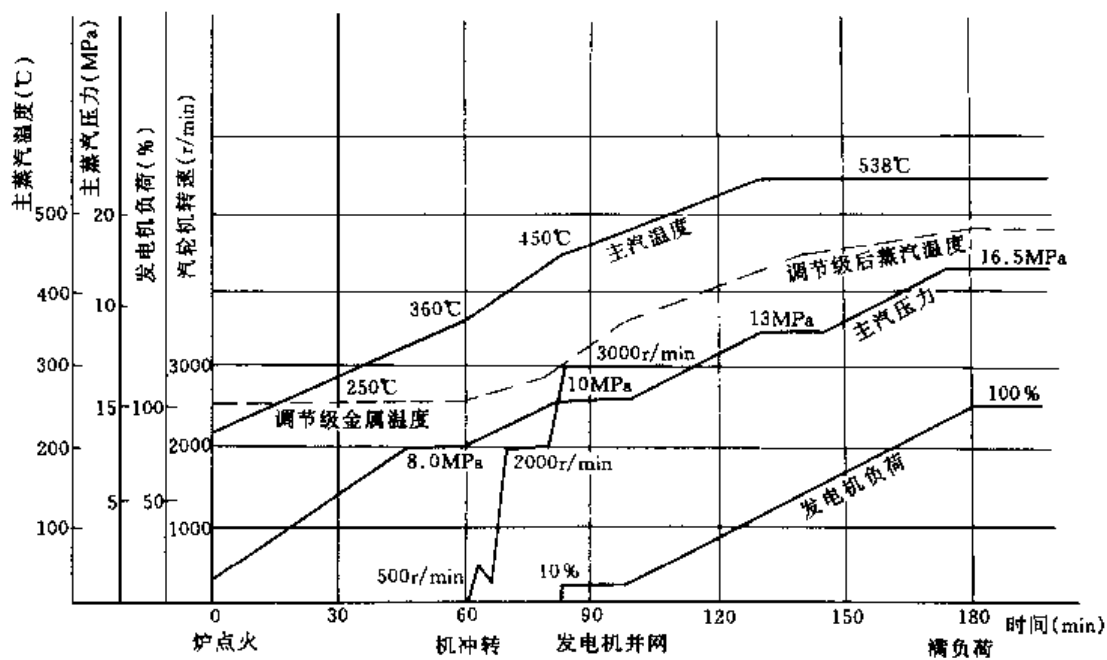


图 11-5 温态启动曲线

(3) 如制造厂允许, 可以采用冷态中压缸启动方式, 使中压转子中心孔温度与高压转子同时达到冷脆转变温度, 避免高转速、高合成切向应力条件下产生转子冷脆损伤。

(4) 危急保安器超速试验, 必须待中压转子末级中心孔金属温度达到 FATT 以上才可进行, 一般规定汽轮发电机组带 10% ~ 25% 额定负荷稳定暖机至少 4h。

2. 运行中减少汽轮机转子寿命损耗

(1) 启动时应根据汽缸金属温度水平合理选择冲转蒸汽参数和轴封供汽温度, 严格控制金属温升率。

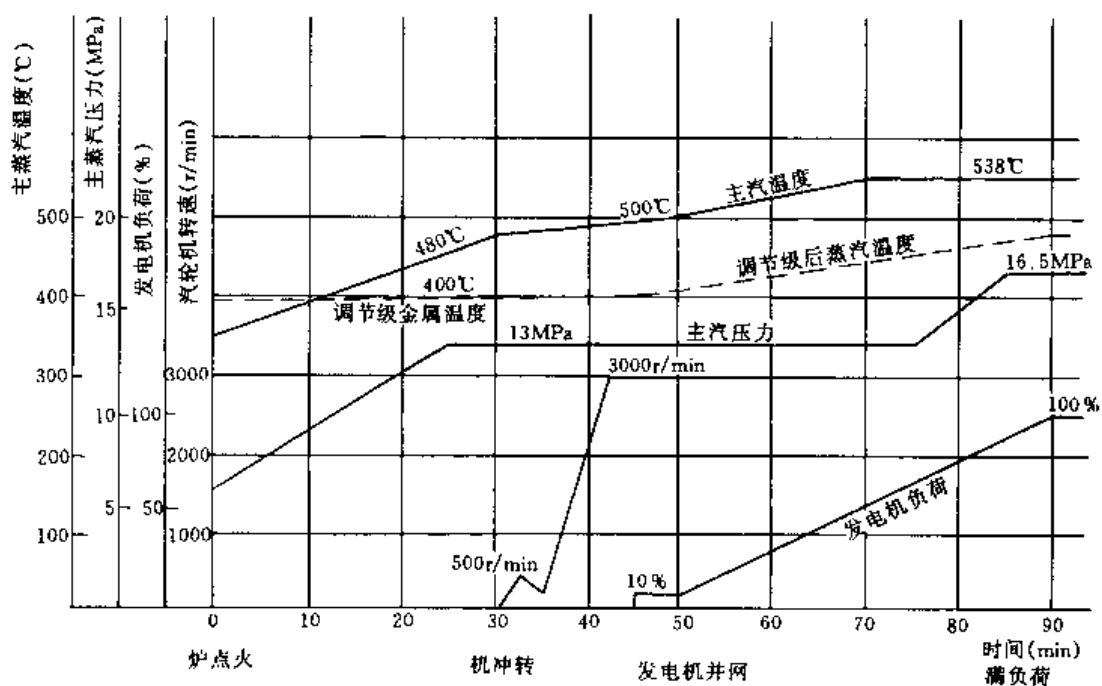


图 11-6 热态启动曲线

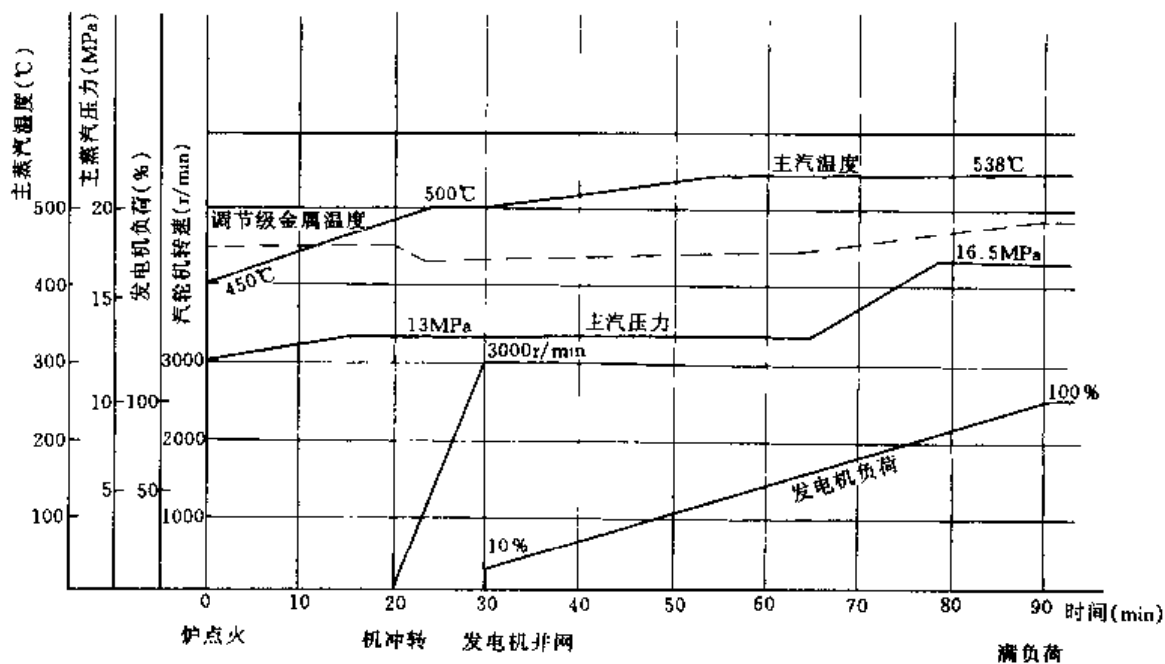


图 11-7 极热态启动曲线

(2) 避免短时间内负荷大幅度变动，严格控制运行中转子表面工质温度变化率在最大允许范围内。

(3) 严格控制汽轮机甩负荷后带厂用电或空转运行时间不要太长。

(4) 防止主、再热蒸汽温度及轴封供汽温度与转子表面金属温度严重失配。

(5) 在汽轮机启动、运行、停机及停机后未完全冷却之前，均应严防湿蒸汽、冷气和水进入汽缸。

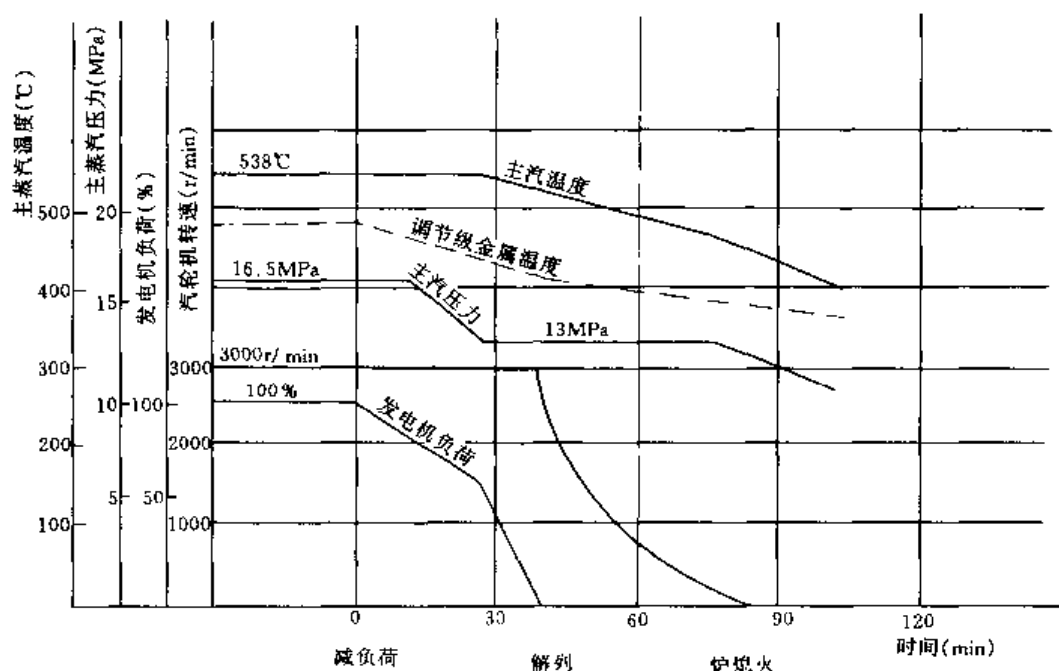


图 11-8 正常停机曲线

五、加强可靠性管理，减少汽轮机寿命损耗

(1) 可靠性指标不仅反映了设计、制造、安装水平和质量，是技术改造和技术进步的重要依据，还直接反映了发电厂运行管理及设备维修状况。寿命管理是现代化汽轮机运行管理的重要内容。

(2) 建立汽轮机设备运行、检修历史档案和定期分析制度可有效地减少设备寿命损耗。在汽轮机使用寿命年限内，通过历次启、停和大负荷波动引起寿命损耗和可靠性统计分析，可以找出因运行检修维护不当造成的寿命损耗，从而改善运行操作方法和检修维护方案，逐步由被动检修转变为状态监测和预防性维修，提高设备等效可用系数 (EAF)，减少等效强迫停用率 (EFOR)，减少维修费用，延长汽轮机使用寿命，取得更大安全经济效益。

第二节 汽轮机的启动

汽轮机启动应在合理的寿命损耗范围内平稳升速带负荷，防止发生胀差超限、缸体温差超限、动静部分摩擦、轴系异常振动等异常情况，在不出现危及主机安全、辅助设备、热控装置异常运行的情况下，并尽量缩短启动时间，减少启动消耗，以取得最佳安全经济效益。

一、启动前应具备的条件

(1) 系统要求。

- 1) 汽轮机各系统及设备完好，阀门位置正确。
- 2) 汽、水、油、气系统及设备冲洗合格。
- 3) 热控装置的仪表、声光报警、设备状态及参数显示正常。
- 4) 计算机控制系统连续正常工作 2h ~ 4h 以上。

(2) 有关试验启动前全部试验合格。

(3) 汽轮机冲动前连续盘车，主要是减少冲转时转子惯性，消除转子弹性热弯曲。一般

要求冲转前盘车应连续运转 4h 以上，特殊情况不少于 2h。

(4) 轴封供汽及凝汽器抽真空。

1) 轴封供汽。①静止的转子禁止向轴封供汽，以避免转子产生热弯曲。②高、中、低压轴封供汽温度与转子轴封区间金属表面温度应匹配，不应超过制造厂允许的偏差值。一般轴封供汽与转子金属温度差应小于 110°C ，过热度不应低于 14°C ，供汽设备为 $130\sim 180^{\circ}\text{C}$ ，以防止凝结放热使转子表面产生过高热应力造成金属疲劳而增加寿命损耗。

2) 凝汽器抽真空。①汽轮机轴封未送汽凝汽器不应抽真空。国产机组规定冷态启动时先抽真空后送轴封汽，如制造厂无新规定，可仍按原规定执行。②冲转前应建立并保持适当的凝汽器真空 $75\sim 80\text{kPa}$ ，以利于汽轮机加热、排汽温度不超限及旁路系统及时投用。

(5) 旁路系统。

1) 旁路系统的设置及其型式、容量和控制水平，应按机组特性或有关设计规程规定。

2) 设有旁路系统机组的启动方法应由制造厂提出，如中压缸启动或高、中压调门及旁路协调启动等。

3) 旁路系统投用前应确认自动、连锁、保护正常且在投入状态。

4) 旁路系统使用时控制高、中压缸蒸汽流量应匹配，应分别满足高、中压缸和低压缸在不同工况下的最小冷却流量。

5) 汽轮机运行中旁路系统如不能处于热备用状态，应退出快开连锁，避免投用时蒸汽管道发生水冲击。

(6) 遇下列情况之一时，禁止汽轮机冲转或并入电网：

1) 全部转速表失灵。

2) 调速系统不能维持汽轮机空转或甩负荷后动态飞升转速超出危急保安器动作值。

3) 高、中压主汽门、调速汽门、高压缸排汽逆止门、回热系统中任一只抽汽逆止门关闭不严、卡涩或动作失灵。

4) 危急保安器超速试验不合格。

5) 汽轮机任一跳机保护失灵。

6) 汽轮机任一主要控制参数失去监视或任一主要调节控制装置失灵。

7) 高压启动油泵、抗燃油泵、润滑油泵、事故油泵、顶轴油泵之一故障或其自启动装置失灵。

8) 高、中压外缸内壁上下温差不大于或等于 50°C 。

9) 转子偏心指示不大于原始值的 $\pm 0.02\text{mm}$ 。

10) 盘车装置故障、盘车不动或盘车电流超限。

11) 汽轮机动静部分有清楚的金属摩擦声或其他异音。

12) 汽、水、油、气品质不合格。

二、冷态启动

(1) 冲转参数选择。汽轮机冷态启动时，主汽门前主、再热蒸汽压力和温度应满足制造厂提供的有关启动曲线的要求。进入汽轮机的蒸汽至少有 50°C 以上的过热度，并考虑与缸温匹配。

(2) 汽轮机冲转前应对主、辅设备及相关系统进行全面检查，均应具备启动条件。

(3) 汽轮机冲转。

1) 汽轮机冲转至 600r/min, 迅速切断进汽, 进行摩擦检查, 仔细倾听汽轮机内部声音, 确认通流部分无摩擦、各轴承回油正常, 应立即升速。升速率一般为每分钟 100r/min²。

2) 暖机时间、暖机转速应按制造厂提供的启动曲线进行。

3) 转速升至高、中压转子一阶临界转速前, 应进行检查或中速暖机。

4) 暖机时间和温度应满足制造厂规定的要求。

(4) 汽轮机定速后应测量记录各有关数据, 经全面检查正常后可进行有关试验。

(5) 并网及带负荷。

1) 并网后立即带 5% 额定负荷暖机, 在此负荷下至少稳定运行 30min。在此期间, 主蒸汽温度每变化 2℃, 稳定暖机时间增加 1min。各阶段暖机时间最终取决于缸温变化率, 即缸温稳定后再进行下阶段暖机, 以减少最大热应力。对于具有在线监测热应力的机组, 则可维持在一允许应力下进行暖机。

2) 严格按启动曲线要求控制升负荷率及主、再热蒸汽参数的变化率。

3) 升负荷至预定的负荷点, 确认相应的疏水阀应关闭。

4) 检查确认汽轮机振动、汽缸膨胀、胀差、轴向位移、轴承金属温度、回油温度、油系统压力、温度等主要监测参数在正常范围。

5) 高、低压加热器应随机启动, 当供除氧器的抽汽压力高于除氧器内部压力并能克服高度差引起的静压时, 应切换为该段抽汽, 除氧器滑压运行。

6) 根据负荷的增加应及时调整凝汽器真空, 切换或投入给水泵、循环水泵、疏水泵等辅助设备。

三、热态启动

1. 冲转参数选择

汽轮机热态启动时, 根据汽缸温度按制造厂提供的启动曲线确定冲转参数。如无规定时, 考虑到调节级焓降, 主汽温度至少比调节级金属温度高 100℃, 再热汽温应高于中压缸进汽室壁温 50℃以上, 并保证蒸汽温度有 50℃以上的过热度。

2. 热态启动操作

(1) 先送汽封, 后抽真空。汽封供汽温度与高、中压缸汽封段转子金属温度相匹配, 最大失配不超过 110℃, 并保证 50℃以上过热度, 低缸汽封供汽温度为 120~150℃。

(2) 机组保护投入(低油压、轴向位移、电超速振动保护等)。若电调启动, 则电调系统检查正常。

(3) 锅炉作好机组冲转后快速带负荷的准备, 尽可能将高、低压旁路阀开大以满足机组并网后快速带负荷的需要。

1) 根据高压缸内缸内上壁金属温度, 考虑该蒸汽参数下调节级焓降, 确定热态启动冲转时主蒸汽参数, 再热蒸汽温度应与中压缸金属温度相匹配。

2) 冲转前检查盘车电流正常, 大轴晃动不超过原始值 $\pm 0.02\text{mm}$, 轴向位移、高、中压缸和低压缸胀差和汽缸壁上下温差不超限, 主再热蒸汽达到冲转参数后, 准备启动。

3) 冲动转子, 在 600r/min 停留 5min, 全面检查机组, 确认良好后, 以 200~250r/min² 升速至 3000r/min 定速后, 检查机组正常, 通知电气并网, 带上初始负荷(不宜在 3000r/min 长时间空转)。

4) 根据高压内缸壁温确定初始负荷, 以升负荷率: 温态 1%/min 额定负荷; 热态

2%/min额定负荷；极热态（3%~5%）/min额定负荷增加负荷至汽缸温度不再下降为止，然后按正常加负荷率增负荷。

5) 升负荷过程中，监视高、中压缸、低缸胀差和高、中压缸壁温、振动的变化情况。

6) 机组若在1200r/min以下，轴承振动超过0.03mm，立即打闸停机，投入连续盘车，检查转子弯曲值、盘车电流和上下缸温差。

7) 当高、中压外缸下外壁温达到350℃，可停汽缸夹层加热。

8) 机组并网逐步关闭高压主汽管、高压缸本体、高压抽汽管和高压主汽阀壳疏水，15%负荷关闭中压部分疏水，30%负荷关闭低压部分疏水。

3. 汽轮机启动中的规定

(1) 冲转。

1) 主、再热蒸汽管道疏水充分，汽缸本体疏水在极热态开机冲转前开启5min后关闭。

2) 冲转后应经摩擦检查无异常方可升速，升速率一般应大于200r/min²。

3) 定速后经必要检查正常后应尽快并网。

(2) 并网及带负荷。

1) 并网后应尽快加负荷至启动曲线所对应的负荷点，确认汽轮机下缸温度不再下降，以减少汽缸及转子的冷却。

2) 控制主、再热蒸汽参数平稳，温差不超限。

(3) 汽轮机冲转后若盘车装置不能及时脱开，应立即打闸停机。

(4) 一般在转速升至中速暖机点时，停止顶轴油泵运行。

(5) 轴系一阶临界转速若出现异常振动，不得强行升速，须查明原因并消除，待振动正常后方可通过临界转速。在升速过程中，若出现异常振动，应立即打闸停机，严禁降速暖机。

(6) 应迅速平稳通过临界转速，在该范围内转速不应停留。

(7) 控制汽缸金属温升率2~2.5℃/min，温降率1~1.5℃/min；超过时，应稳定转速或负荷，延长暖机时间。在整个启动过程平均金属温升率一般为1℃/min。

(8) 启动中应注意相关专业的协调，防止蒸汽参数及负荷的大幅度波动。

(9) 启动中监视、记录汽缸各膨胀值变化均匀对应，发现滑销系统卡涩，应延长暖机时间或研究解决措施，防止汽缸不均匀膨胀变形引起振动。

(10) 冲转后及运行中冷油器出口油温宜调整控制在38~45℃，抗燃油冷油器出口油温宜控制在40±5℃。

(11) 汽轮机冲转后，根据低压缸排汽温度投、切低压缸喷水，正常情况下排汽缸温度不超过65℃可以长期运行，一般不得超过80℃。并网前若采取措施无效，当低压缸排汽温度达到120℃时应停止汽轮机运行。

(12) 进行两班制调峰运行的汽轮机，启动时应根据汽缸金属温度合理选择冲转参数及温升率，适当加快带负荷速度，减少汽轮机转子冷却时间。

第三节 汽轮机的运行

汽轮机运行的安全与经济应兼顾，并坚持安全第一的方针。

一、汽轮机的正常运行

(1) 按照正常运行控制参数限额规定，监视汽轮机主要参数及其变化值不超限。

(2) 按规定内容进行设备定期巡检及维护。

(3) 每小时对定时打印或抄录的参数进行分析，使机组在经济状态下运行。

(4) 定期进行有关设备的切换及试验。

(5) 负荷调整。

1) 采用变压或定一滑一定方式。

2) 定压运行时负荷变化率应以调节级变工况适应能力为准，符合寿命管理曲线要求，一般每分钟为 1% ~ 2% 额定负荷。

3) 变压运行时负荷变化率应以锅炉适应能力而定，一般每分钟为 2% ~ 3% 额定负荷。

4) 喷嘴调节的汽轮机应避免长时间在某一调速汽门节流下运行，以减少调速汽门的节流损失。

5) 辅助设备的运行方式应满足相应的负荷调整要求。

(6) 蒸汽参数控制范围及允许偏差。

1) 运行中应控制蒸汽参数在允许范围内，当超限或有超限趋势时，应立即进行相应处理并记录超限量、超限时间及累计时间。

2) 蒸汽参数允许偏差见表 11-1。

表 11-1 蒸汽参数允许偏差

参 数 名 称		限 值
主蒸汽压力	任何 12 个月周期内的平均压力	$\leq 1.00p_0$
	保持所述平均压力下允许连续运行的压力	$\leq 1.05p_0$
	例外情况下允许偏离值，但 12 个月周期内累积时间小于等于 12h	$\leq 1.20p_0$
冷再热蒸汽压力		$\leq 1.25p_1$
主蒸汽温度	任何 12 个月周期内的平均温度	$\leq 1.00t$
	保持所述平均温度下允许连续运行的温度	$\leq t + 8$
	例外情况下允许偏离值，但 12 个月周期内累积时间小于等于 400h	$\leq t + (8 \sim 14)$
	例外情况下允许偏离值，每小时小于等于 15min，但 12 个月周期累积时间小于等于 80h	$\leq t + (14 \sim 28)$
	不允许值	$> t + 28$

注 1. 均对额定值而言。

2. p_0 为额定主蒸汽压力 (MPa); p_1 为额定冷再热蒸汽压力 (MPa); t 为主蒸汽或再热蒸汽额定温度 (°C)。

3. 温度限值只适应于 $t \leq 566^\circ\text{C}$ 的情况。

(7) 汽、水、油、气品质应符合标准。

二、汽轮机的特殊运行

(1) 高压加热器部分或全部停止运行，制造厂有限制负荷规定时应严格执行，特别应控制主蒸汽流量及监视段压力和各段抽汽压力不得超过设计最大允许值，同时应注意对锅炉汽温的影响。

(2) 凝汽器停止半侧运行应降低负荷，控制凝汽器真空值在允许范围，并应重点监视汽

轮机膨胀、轴向推力及低压缸胀差不超限。

第四节 汽轮机的停机

一、汽轮机的正常停机

(1) 汽轮机正常停机方式有以下两种。

1) 复合变压停机：适用于汽轮机本体无检修项目的情况，以滑压降负荷为主，汽温、缸温下降较少，以减少停机寿命损耗并有利于再启动。

2) 滑参数停机：适用于汽轮机本体有检修工作的情况，停机过程中，尽可能降低停机对应缸温，以节约停机盘车冷却时间，提高机组等效可用率。

(2) 为使汽轮机能安全停止，停机前应完成润滑油泵、顶轴油泵、盘车装置的试验工作。若试验不合格，非紧急故障停机条件时可暂缓停机，以便进行消除。

(3) 汽轮机停机。汽轮机的停止是启动的逆过程，启动过程的基本要求原则上适用于停机，但温降率要小于启动时的温升率，一般控制在 $0.5 \sim 1.0^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。

1) 根据停机目的及设备特性，合理选择停机方式及汽缸温降目标值。

2) 负荷、蒸汽参数、高、中压汽缸金属温度变化率，应始终处于受控状态且符合停机曲线。滑参数停机时，主、再热蒸汽应始终保持过热度不小于 50°C 。

3) 随着负荷及主蒸汽参数的降低，差胀、绝对膨胀、各轴承温度、轴向位移等的变化应予足够重视，轴封供汽、真空及辅助设备各系统应及时调整和切换。要确保除氧器运行稳定，防止压力和温度失配汽化。

4) 确保机组各部的疏水阀应能在不同工况时开启。

5) 发电机解列后对汽轮机的转速变化应予以重视，当发生不正常升高时，应立即打闸停机。

6) 打闸后应准确记录汽轮机转子的惰走时间，这是判断汽轮机动静部分和轴承工作是否正常的重要依据。一般规定转速降至 $1200\text{r}/\text{min}$ 时开启顶轴油泵。

7) 正常停机时应继续保持真空，直到汽轮机惰走至 $400\text{r}/\text{min}$ 可以破坏真空。作出典型的惰走曲线，作为今后各停机惰走曲线比较的基础。

(4) 盘车。

1) 转子静止后盘车装置应立即投入运行，盘车油温应控制在 $30 \pm 2^{\circ}\text{C}$ 。

2) 盘车运行期间，若发现转子偏心度较大且有清楚的金属摩擦声，可停止连续盘车，改为间断盘车 180° 。要迅速查明原因并消除，待偏心度恢复至正常值后再投入连续盘车运行。

盘车电动机故障造成不能电动盘车时，应查明原因尽快消除，并设法手动间断盘车 180° ，待转子偏心度正常且能自由转动时方可投入连续盘车。动、静部分卡涩盘车不动时，严禁用机械手段强制盘车或强行冲转。

3) 若汽轮机调节级或中压第一压力级处金属温度在 150°C 以上，需要短时间停止连续盘车，必须保持轴承供油正常，以防止轴承钨金过热损坏，在此期间应手动间断盘车。

4) 短时间停止盘车运行，应准确记录盘车停止时间及当时的转子偏心度及相位。工作结束后，根据转子偏心度的变化值，决定是否应经手动盘车 180° 直轴或投入连续盘车。

5) 高压缸金属温度小于 150°C 时，可以停止盘车运行，但仍应继续监视汽缸上下缸温

差，防止汽缸进水及冷冷汽。

二、汽轮机的事故停机

在汽轮机启动运行中，紧急事故停机的方式有两种，一种是破坏真空紧急事故停机，一种是不破坏真空紧急事故停机。

(1) 出现下述情况之一时，应立即破坏真空紧急事故停机：

- 1) 汽轮机转速上升到 3330r/min，而超速保护未动作。
- 2) 汽轮机突然发生强烈振动或超过跳闸值。
- 3) 汽轮机内部有明显的金属撞击声或摩擦声。
- 4) 轴向位移达极限值或推力瓦块金属温度超限。
- 5) 润滑油供油中断或油压下降至极限值，备用油泵启动仍无效。
- 6) 润滑油箱油位下降至极限值，补油无效。
- 7) 汽轮机任一轴承乌金温度突然升高，超过规定的极限值。

8) 汽轮机发生水冲击，上下缸温差超限，10min 内主、再热汽温急剧下降 50℃，抽汽管道进水报警且超过跳闸值。

- 9) 汽轮机轴封异常摩擦冒火花。
- 10) 发电机、励磁机冒烟着火或氢系统发生爆炸。
- 11) 汽轮机油系统着火不能很快扑灭，严重威胁机组安全。

(2) 出现下述情况之一时，应不破坏真空紧急事故停机：

- (1) 主蒸汽或再热蒸汽压力或温度参数异常，超过制造厂规定值。
- (2) 凝汽器真空下降达到极限值，且不能迅速恢复。
- (3) 油系统严重漏油，无法维持运行时。
- (4) 汽轮机高、中、低压汽缸相对膨胀超过规定值。
- (5) 发电机漏水或氢系统故障。
- (6) 发电机冷却水中断，断水时间超过 20s。
- (7) 调节系统故障，无法维持运行。
- (8) 主蒸汽、再热蒸汽、给水管道破裂，无法维持机组运行时。
- (9) 炉跳机或电跳机连锁保护拒动。

三、汽轮机停机过程中异常情况处理

停机过程中，由于设备缺陷使停机工作不能正常进行，应制定行之有效的技术和安全措施，确保汽轮机安全停止。

(1) 减负荷过程中发现调节系统部套卡涩应设法消除。此时不宜先行解列发电机，必要时可以先将汽轮机打闸或关闭主蒸汽截门，确认负荷到“0”MW 后再解列发电机。

- (2) 抽汽止回阀卡涩或不能关严，应关闭截止阀，防止蒸汽倒流入汽轮机造成超速。
- (3) 自动控制系统失灵应及时改手动调整，以防汽轮机失控。
- (4) 滑参数停机过程中，若主、再热蒸汽参数失控或发生蒸汽带水，应立即停机。

四、汽轮机停机后的强迫冷却

冷却工质分空气与蒸汽两种，为安全起见，推荐使用空气冷却。

- (1) 汽轮机停机后的强迫冷却应特别注意防止大轴弯曲，同时不应增加寿命损耗。
- (2) 应经过慎重的试验计算选择冷却方式和方法，并须经技术主管部门审查批准。

(3) 冷却工质的引入和引出要有合理设计, 防止局部过大的热应力和应力集中, 运行中积水或零件脱落进入管道设备中。

(4) 冷却全过程必须保证盘车连续运行正常, 严禁在转子静止状态引入冷却工质。

(5) 加强对盘车电流、转子偏心度、轴向位移、汽轮机膨胀、胀差、金属温度等重要参数的控制, 发现异常或超限应立即停止冷却。

(6) 强迫冷却系统及操作力求简单, 汽缸热应力敏感部位的监测仪表应事先校验正确并确定控制指标。

(7) 严格控制冷却速度, 汽缸温降率一般不超过 $8 \sim 12^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。

(8) 强迫冷却结束, 为保证转子及汽缸冷却均匀, 至少再连续盘车 8h。

五、汽轮机停机后的保养

(1) 为保证汽轮机设备的安全经济运行, 汽轮机设备在停(备)用期间, 必须采取有效的防锈蚀措施, 避免热力设备锈蚀损坏。

(2) 停(备)用设备防锈蚀方法的选择, 应根据停用设备所处的状态、停用期限的长短、防锈蚀材料药剂的供应及其质量情况、设备系统的严密程度、周围环境温度和防锈蚀方法本身的工艺要求等综合因素确定。

(3) 防锈蚀工作是一项周密细致、涉及面广的技术工作, 应加强各专业统一配合提前准备, 所需时间应纳入检修计划, 药剂应经检验合格。解除防锈蚀保养时应应对设备检查, 记录防锈蚀的效果, 并建立设备防锈蚀技术档案。

(4) 停(备)用汽轮机防锈蚀方法一般有:

1) 热风干燥法。停机后隔离全部可能进入汽缸和凝汽器汽侧的汽水系统, 排尽汽缸和抽汽管道内积水, 当汽缸金属温度降至 80°C 以下时, 向汽缸内送入温度为 $50 \sim 80^{\circ}\text{C}$ 的热风, 汽缸内风压应小于 0.04MPa , 应定时测定从汽缸排出气体的湿度低于 70% (室温值) 或等于环境相对湿度。

2) 干燥剂去湿法。本方法适用于周围湿度较低 (大气湿度不高于 70%), 汽缸内无积水的汽轮机封存保养。停机后经热风干燥法干燥合格后, 在汽缸内放入干燥剂。保养期间应经常检查干燥剂吸湿情况, 发现失效应及时更换。放入的干燥剂应记录数量, 解除保养时必须如数取出。

(5) 停(备)用高压加热器防锈方法一般有:

1) 充氮法。水侧泄压放水的同时充入氮气, 排尽存水后, 氮气压力稳定在 $0.05 \sim 0.10\text{MPa}$ 时停止充氮; 汽侧压力降至 $0.05 \sim 0.10\text{MPa}$ 时充入氮气, 排尽疏水后, 氮气压力稳定在 $0.05 \sim 0.10\text{MPa}$ 时停止充氮 (保养中发现压力下降, 应查明原因, 及时补充)。使用的氮气纯度以大于 99.5% 为宜, 最低不得小于 98%。

2) 氨—联氨法。停机后汽侧压力降至零, 水侧温度降至 100°C 时放尽积水, 充入联氨含量为 $200\text{mg}/\text{L}$ (加氨调整 pH 值为 $10 \sim 10.5$) 的溶液封闭加热器。

(6) 其他停(备)用设备防锈蚀方法:

1) 除氧器、低压加热器、凝汽器、冷油器水侧长期停用保养时应排净积水, 清理干净后用压缩空气吹干。

2) 转动辅机做长期停用保养时, 应解体检查, 按有关规定防锈处理后装复。

3) 长期停用的油系统应定期进行油循环活动调节系统。

- (7) 对滨海盐雾地区和具有腐蚀性的环境，应采取特殊措施防止设备腐蚀。
- (8) 寒冷季节应采取有效的防冻措施。

第五节 汽轮机的热控及试验

一、汽轮机热控设备

(1) 国产 300MW 汽轮机由于计算机的广泛应用，自动化水平有了显著提高。常规模拟仪表和手操器减少后，计算机成为热控主要设备，应加强检修维护，减少和防止误调节、保护误动作，努力提高调节品质，同时应加强调试、运行人员培训，提高设备维护人员和运行人员的技术水平。当前，国产 300MW 机组一般采用的分散控制系统（DCS）包括以下子系统：

- 数据采集与处理系统（DAS）；
- 顺序控制系统（SCS）；
- 汽轮机数字电调（DEH）；
- 给水泵汽轮机电调（MEH）；
- 模拟量控制系统（MCS）。

其中 DEH、MEH 也有不采用 DCS 来实现的。除上述系统和设备外，还应具有安全监测和保护功能的相应系统和设备，如 TSI、ETS 等。

(2) 计算机控制系统一般具有以下功能：

- 1) 转速控制功能；
- 2) 负荷控制、限制功能；
- 3) 机组协调控制功能；
- 4) 辅机连锁控制功能；
- 5) 应力监控功能；
- 6) 阀门管理、试验功能；
- 7) 保护在线试验功能；
- 8) 安全监测、保护功能；
- 9) 数据采集及日报、时报、即时打印、超限报警、事故追忆打印功能。

(3) 主要仪表、自动调节系统、热控保护装置应随主设备一并投入，未经有关技术主管批准不得停运。计算机系统应在机组启动前对有关功能进行试验，试验时运行人员应参加并予以确认。

二、汽轮机试验

(1) 汽轮机启动前的试验。

- 1) 汽轮机调速系统静止试验。
- 2) 汽轮机全部跳机保护试验及机炉电大连锁试验。
- 3) 高排逆止门、抽汽逆止门、控制阀、调节阀开关及保护连锁试验。
- 4) 除氧器、加热器等主要辅助设备的保护试验。
- 5) 各种油泵、水泵、风机的启停及保护连锁试验。
- 6) 辅机应经一定时间的连续运转证明可靠。

(2) 汽轮机启动中的试验。

1) 危急保安器就地及远方打闸试验。

2) 主汽门、调速汽门严密性试验。①应在额定汽压、正常真空和汽轮机空负荷运行时进行试验。②主汽门或调速汽门可分别全关而另一汽门全开时，应保证汽轮机转速降至1000r/min以下。③当主蒸汽压力偏低但不低于50%额定压力时，汽轮机转速下降值 n 可按式(11-2)计算。

$$n = (p/p_0) \times 1000 \quad \text{r/min} \quad (11-2)$$

式中 p ——试验时的主蒸汽压力；

p_0 ——额定主蒸汽压力。

3) 危急保安器充油试验。①应在定速后或正常运行中进行。②两只危急保安器应分别试验。③危急保安器动作声光指示应正确。

4) 超速试验。

下述情况必须进行：

- 汽轮机新安装或大修后；
- 停机一个月后再启动；
- 甩负荷试验前；
- 危急保安器解体或调整后。

下述情况不得进行超速试验：

- 就地或远方停机不正常；
- 高、中压主汽门、调速汽门关闭不严；
- 在额定转速下任一轴承的振动异常时；
- 任一轴承温度高于限定值时。

超速试验注意要点：

- 试验前汽轮机带10%~25%额定负荷运行4h以上，此期间保持蒸汽参数稳定。
- 机械超速和电气超速要分别进行。
- 机械超速动作转速110%~111%额定转速应进行两次，两次动作转速之差不应超过0.6%；若转速超过3330r/min，危急保安器仍不动作，应立即停机。

5) 甩负荷试验。试验前机组和电网应具备必要的条件并制定完善的措施，试验应经有关上级技术主管部门批准方可进行。

(3) 汽轮机运行中的试验及切换见表11-2。

表 11-2 汽轮机运行中的试验及切换

项目名称	标准与方法	时间间隔
高、中压主汽门及调速汽门活动	无卡涩	每天一次
抽汽逆止门活动	全行程或部分行程	每周一次
抗燃油泵、交流油泵、事故油泵	启、停正常运行3~5min	每周一次
低真空、润滑油压低、抗燃油压低	在线运行，动作正常	每月一次
危急保安器充油试验	动作正常	运行2000h

续表

项目名称	标准与方法	时间间隔
真空严密性试验	在 80% 额定负荷时关闭空气门, 30s 后开始记录, 5min 内真空平均下降速率不超过 0.40kPa/min 为合格, 下降总值不大于 2kPa	每月一次
备用给水泵	启、停正常, 运行 3 ~ 5min	备用超过一个月
转动辅机切换	切换时间	每月一次
常规热力试验	测试汽轮机热效率	大修前后
考核性热力试验	考核汽轮机效率	新投产或改造后

第六节 汽轮机的主要辅机

一、给水泵

- (1) 汽动给水泵盘车不动时应查明原因, 未查明原因前严禁强行盘车。
- (2) 备用给水泵应暖泵良好, 泵壳上下温差超限时应退出联动备用。
- (3) 运行及备用状态的给水泵再循环截止门不应关闭。
- (4) 出口逆止门不严, 严禁启动给水泵。停泵时发现逆止门不严, 应立即关闭出口门, 保持油泵连续运行, 同时采取其他有效措施控制给水泵倒转; 备用中的给水泵若发现出口逆止门不严, 应立即退出备用。

二、循环水泵

- (1) 运行中的循环水泵应防止泵失水及积空气。
- (2) 地下布置的循环水泵, 应有可靠的防水淹措施。
- (3) 循环水泵停止时出口蝶阀应同时关闭, 以防发生倒转。油控蝶阀热工连锁应正确可靠。

三、凝汽器

- (1) 引入凝汽器的疏水阀门在正常运行中应关闭严密, 防止局部冲刷、裂纹。
- (2) 凝汽器汽侧引出的低压抽汽管道在检修中应检查是否泄漏。
- (3) 应定期进行凝结水和循环水水质的化验, 防止泄漏及结垢。
- (4) 循环水应保持清洁, 根据季节及负荷的变化合理调整水温水量, 满足循环倍率、端差、温升的要求。可通过排污、加药等方法严格控制循环水浓缩倍率。开式循环水系统, 应防止微生物附着和堵塞。
- (5) 应定期对凝汽器进行胶球冲洗, 及时处理设备缺陷, 每次冲洗应计算收球率并记录端差和真空的变化。

四、高压加热器

- (1) 高压加热器保护动作不正常, 严禁投入运行。
- (2) 高压加热器保护动作时, 应立即检查原因确保汽轮机不进水, 同时应保证向锅炉连续供水。
- (3) 避免高压加热器低水位运行。

(4) 运行中高压加热器水位自动调节异常时应及时处理, 水位无法控制时应停止高压加热器运行。

(5) 定期对高压加热器端差及疏水调节阀开度变化进行分析。

(6) 新装或检修后的高压加热器安全阀, 须经校验合格方可投入运行。

(7) 正常情况下高压加热器应随机启动。机组运行中投入高压加热器一般先通给水, 非常情况下也可以先通蒸汽, 但都必须注意减少对高压加热器管板、管口、筒体等部件的热冲击, 投入蒸汽时应按抽汽压力由低至高逐个投入。投入时, 给水温升率应小于 $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。停用时给水温降率应小于 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。

五、除氧器

(1) 除氧器大修或安全阀检修后应做安全阀动作试验, 试验不合格不应投入运行。

(2) 严格控制水位在正常范围内运行。投入水位自动调节和高、低水位保护。

(3) 负荷突增或高压加热器跳闸时, 应严防除氧器超温、超压。压力自动应正常投入。

(4) 负荷急剧减少或抽汽突然停用, 应防止除氧器失压引起汽化。

第七节 汽轮机的主要保护、监测参数及控制装置

一、汽轮机的主要保护

(1) 汽轮机事故跳机保护。

1) 机械超速保护;

2) 电超速保护;

3) 轴向位移保护;

4) 低真空保护;

5) 润滑油压低保护;

6) 抗燃油压低保护;

7) 轴振动保护;

8) 汽轮机胀差保护 (一般不设跳机);

9) 轴承金属温度高保护 (一般不设跳机);

10) 推力瓦温度高保护 (一般不设跳机);

11) 机炉电大连锁保护;

12) 手动就地和远方停机保护。

(2) OPC 防超速保护。

(3) 热应力控制保护。

(4) 负荷限制保护。

(5) 主汽压控制保护。

(6) 高、低压加热器及除氧器水位保护。

(7) 低压缸排汽安全阀 (保护膜)。

(8) 抽汽逆止门保护及高排逆止门保护连锁。

(9) 汽轮机防进水保护连锁。

(10) 高、低压旁路保护连锁。

二、汽轮机的主要监测参数

- (1) 汽轮机转速、盘车电流；
- (2) 汽轮机转子偏心度、振动；
- (3) 汽轮机胀差、汽缸膨胀；
- (4) 汽轮机转子轴向位移；
- (5) 汽缸热应力、汽缸金属温度、高、中压主汽门金属温度；
- (6) 调节级及各段抽汽蒸汽压力、温度、金属温度；
- (7) 主蒸汽、再热蒸汽及高、中、低压缸排汽压力、温度；
- (8) 主蒸汽流量、主给水流量、凝结水流量；
- (9) 支持轴承、推力轴承金属温度及回油温度、润滑油温度；
- (10) 润滑油、安全油、控制油、顶轴油油压；
- (11) 高、中压主汽阀、调节阀的阀位指示；
- (12) 凝汽器、高低压加热器、除氧器、疏水箱、油箱液位指示；
- (13) 高、低压旁路阀位、温度。

三、汽轮机的主要调节控制装置

- (1) 汽轮机控制系统；
- (2) 润滑油、抗燃油温度调节装置；
- (3) 轴封供汽压力、温度调节装置；
- (4) 凝汽器、高、低压加热器水位调节装置；
- (5) 高、低压旁路控制调节装置；
- (6) 疏水控制装置；
- (7) 除氧器压力、水位调节装置；
- (8) 给水泵控制调节装置。

第十二章 汽轮机启动方式

第一节 汽轮机启动方式分类

一、按新蒸汽参数分类

1. 额定参数启动

在整个额定参数启动过程中，从冲转直至汽轮机带到额定负荷止，电动主阀门前的蒸汽参数（ p_0 、 t_0 ）始终保持其额定值。但这种启动方式启动时间长、经济性差、金属部件受热冲击大、热应力大。这种启动方式的惟一优点是机、炉相互干扰少。所以一般用于母管制供汽的汽轮机，大容量汽轮机几乎都不采用此方式启动。

2. 滑参数启动

在启动过程中，电动主阀门前的蒸汽参数（ p_0 、 t_0 ）随机组转速或负荷的变化而滑升，称为滑参数启动。对用喷嘴进行调节的汽轮机定速后调节汽门保持全开位置。采用此种方式启动，汽轮机可以充分利用锅炉启动过程中产生的蒸汽进行能量转换，热量和汽水损失较小，经济效果好。另外启动时汽缸和转子受热均匀，热冲击小，可以在保证安全的前提下，加快启动速度。机、炉同时启动，可缩短启动时间，是一种较好的启动方式，目前国内外大容量机组广泛采用。

根据冲转前主汽门前压力的高低，滑参数启动又可分真空法和压力法两种。

(1) 真空法滑参数启动。在锅炉点火前，从锅炉出口到汽轮机管道上的阀门全部打开后抽真空直到汽包。锅炉点火后，产生的蒸汽冲动转子，随蒸汽参数的逐渐升高升速和带负荷。此启动方式流行于 50~60 年代，仅适用于冷态启动，极易产生汽轮机水冲击和金属材料冷脆。

(2) 压力法滑参数启动。汽轮机冲转时，主汽门前的蒸汽具有一定的压力（ $p_0 > 1\text{MPa}$ ）和一定的过热度（ 50°C 以上），升速过程中和低负荷时，采用逐渐开大调节汽门的方法增加进汽量，直至调节汽门全开（或留一个未开）后，保持开度不变。此时增加锅炉负荷，使汽轮机负荷随蒸汽参数的滑升而滑增。一般在整个负荷范围，蒸汽参数采用定一滑一定原则。当主汽参数升到额定值时，汽轮机的功率也随之达到额定值。但从既要减慢升温速度，又能缩短启动时间的角度出发，最好采用在汽轮机达到额定功率之后再使蒸汽温度升到额定值的运行方案。

二、按控制进汽量的阀门分类

(1) 部分进汽启动方式（调门启动）：早期生产的采用液调的国产大机组，冲转后，均采用调速汽门部分进汽方式控制转速。这种启动方式可减少蒸汽的节流，但因只有部分调速汽门打开，故第一级焓降较大，调节级汽温较低，汽缸受热不均匀，各部温差较大。

(2) 全周进汽启动方式（主汽门启动）：启动前，进入汽轮机的蒸汽流量由自动主汽门予启阀芯或纯电调机组所有调速汽门控制，这种启动方式使汽缸在圆周方向受热均匀，

到一定负荷上，转换为部分进汽控制，大多数进口机组和使用纯电调的国产机组采用此方式。

三、按启动前汽轮机金属（内缸或转子表面）温度水平分类

- (1) 冷态启动。高压内缸金属温度低于 150 ~ 180℃ 以下者，称为冷态启动。
- (2) 温态启动。高压内缸金属温度低于 300 ~ 350℃ 以下，称为温态启动。
- (3) 热态启动。高压内缸金属温度低于 400 ~ 450℃ 以下，称为热态启动。
- (4) 极热态启动。金属温度在 420 ~ 450℃ 以上者，称为极热态启动。

高、中压缸启动时按调节级处金属温度划分；中压缸启动时按中压第一压力级处金属温度划分。具体划分温度应按制造厂规定，一般按停机时间划分为：

- (1) 冷态启动：停机超过 72h，金属温度已下降至其额定负荷值的 40% 以下。
- (2) 温态启动：停机在 10 ~ 72h 之间，金属温度已下降至其额定负荷值的 40% ~ 80% 之间。
- (3) 热态启动：停机在 8h 以内，金属温度已下降至其额定负荷的 80% ~ 95% 之间。
- (4) 极热态启动：停机在 1h 以内，金属温度仍维持或接近其额定负荷值。

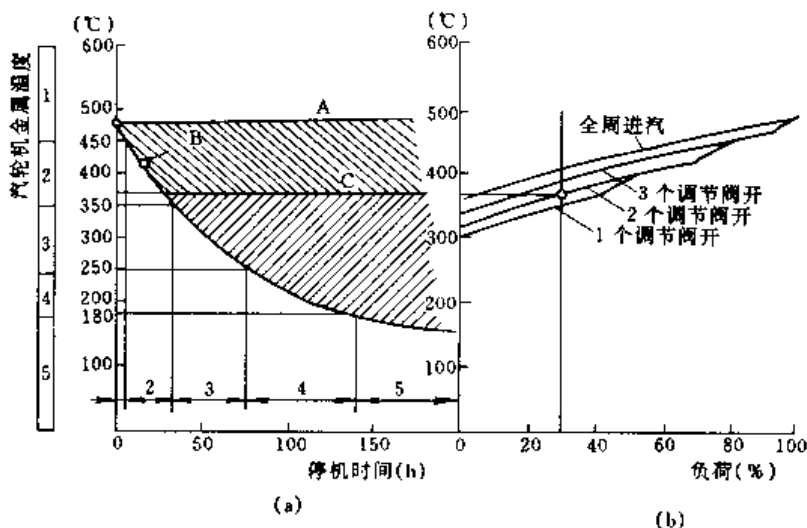


图 12-1 启动前后金属温度对启动的影响

(a) 自然冷却曲线；(b) 负荷与第一级后汽温（额定蒸汽参数）的关系

1—极热态；2—热态；3—温态 II；4—温态 I；5—冷态；

A—额定负荷时的温度；B—汽轮机打闸时金属温度；C—达到目标负荷时的温度

有的国家按停机时间划分，停机一周为冷态，48h 为温态，8h 为热态，2h 为极热态。图 12-1 表示启动前金属温度对启动时间的影响。其中图 12-1 (a) 表示金属温度与停机时间之间的自然冷却曲线。根据停机时间，可确定启动时的金属温度及应该采用的启动方式。图 12-1 (b) 表示在额定蒸汽参数下，负荷与第一级后蒸汽温度之间的关系。如果此次启动所带负荷已定（如图中所示，30% 额定负荷），则可从纵坐标中查得欲达到目标负荷时，第一级出口的蒸汽温度约为 370℃，该温度就是这次启动所要达到的金属温度，其与图 12-1 (a) 自然冷却曲线的垂直距离差值，表示这次启动的金属温升幅值。如果按转子寿命损耗率确定转子金属的温升速度，则可求出从启动到带上给定负荷所需的启动时间。

- (1) 国产 300MW 机组冷热态启动划分：

高压内缸内壁金属温度小于 150℃为冷态启动；
高压内缸内壁金属温度小于 300℃为温态启动；
高压内缸内壁金属温度小于 400℃为热态启动；
高压内缸内壁金属温度大于 400℃为极热态启动。

(2) 日本日立 300MW 机组冷热态启动划分：

再热进汽室内壁金属温度小于 240℃为冷态启动；
再热进汽室内壁金属温度小于 392℃为温态启动；
再热进汽室内壁金属温度小于 466℃为热态启动；
再热进汽室内壁金属温度大于 466℃为极热态启动。

(3) 瑞士 ABB350MW 机组冷热态启动划分：

转子金属平均温度小于 160℃为冷态启动；
停机后时间大于 96h 为冷态启动；
转子金属平均温度小于 450℃为温态启动；
停机后时间小于 96h 为温态启动；
转子金属平均温度大于 450℃为热态启动；
停机后时间小于 8h 为热态启动。

(4) 国产引进型机组冷热态启动划分：

高、中压内缸内上壁温度小于 121℃为冷态启动；
高、中压内缸内上壁温度大于 121℃为热态启动。

(5) 法国阿尔斯通 600MW 机组冷热态启动划分：

高压内缸金属温度小于 190℃为冷态启动；
中压内缸金属温度小于 150℃为冷态启动；
高压内缸金属温度（停机后 40h）大于 190℃为温态启动；
中压内缸金属温度（停机后 40h）大于 150℃为温态启动；
停机时间小于 8h 为热态启动；
停机时间小于 1h 为极热态启动。

(6) 美国通用电气公司（GE 公司）350MW 机组冷热态启动划分：

调节级处金属温度小于 150℃为冷态启动；
调节级处金属温度小于 370℃为温态启动；
调节级处金属温度大于 370℃为热态启动；
机组跳闸随即启动时为极热态启动。

(7) 原苏联 XT3-320MW 机组冷热态启动划分：

高压缸进汽管金属温度小于等于 150℃为冷态启动；
高压缸进汽管金属温度小于 340℃为温态启动；
高压缸进汽管金属温度大于 340℃为热态启动；
机组跳闸后随即启动时为极热态启动。

(8) 日本三菱 350MW 机组冷热态启动划分：

调节级处金属温度小于 120℃为冷态启动；
调节级处金属温度小于 350℃为温态启动；

调节级处金属温度小于 450℃ 为热态启动；

调节级处金属温度大于 450℃ 为极热态启动。

注：所谓冷态启动是指高、中压转子中心孔未达到冷脆变温度，需暖机才定速；温态、热态、极热态并无原则区别，仅是在启动参数上给出要求。

四、按冲转时的进汽方式分类

1. 高、中压缸联合启动

启动时，蒸汽同时进入高压缸和中压缸并冲动转子的方式称为高、中压缸联合启动。此种启动方式虽然简单，但因冲转前再热蒸汽参数低于主蒸汽参数（ p 、 t ），中压缸及转子的温升速度减慢，汽缸膨胀迟缓，故延长了启动时间。

2. 中压缸启动

中压缸启动应具备的条件：具有高、低压串联的旁路系统；调节系统具有对中压调节汽门单独控制的功能；具有相应的高压缸抽真空系统及可以反流预暖高压缸的可控高压缸排汽逆止门或其旁路系统。

中压缸启动的程序为：抽真空点火后投入一、二级旁路系统，主、再热蒸汽暖管，高压缸倒暖预热。

冲转前：通过蒸汽排泄阀到凝汽器管路将封闭状态下的高压缸保持较高真空，主、再热汽参数达到后，用中压调门冲转、定速。在较高转速下用小股汽流冷却高压缸（有些机型不用），并网带负荷到某一负荷点，用控制系统将中压缸启动方式转换为全周进汽。转换时，高压调速汽门逐渐代替中压调门控制负荷，在保证升负荷时热应力不降的前提下，逐渐关闭一、二级旁路。

中压缸启动具有如下优点：中压缸冲转为全周进汽，对中压缸和中压转子加热均匀，随同再热器的升压时，对高压缸进行暖缸，高压缸和高压转子的受热也比较均匀，并网前后，避免高压排汽温度的大幅度波动，这样就减少了启动过程中汽缸和转子的热应力；采用中压缸启动，在中速暖机结束后，高、中压转子提前度过脆性转变温度，提高了机组在高速下的安全性，缩短了机组的启动时间，提高了经济性；在机组温态（或热态）启动时，可加快再热汽温的提升程度，使再热汽温与中压缸的金属温度更好地匹配，减小由于再热汽温低而产生的热应力；运行方式灵活，单机带厂用电运行时由于高压缸在真空状态下封闭，不致产生对高压转子的冷冲击，空转时增大了蒸汽流量，改善了末级叶片的工作条件。

(1) 降低汽缸的热应力，避免高压缸排汽温度过高。机组启动时，由于高压缸不进汽，且处于真空状态（通过放汽阀与冷凝器连通），故高压缸排汽口的温度将维持为一定值（再热冷段温度为 210~320℃），可避免小流量蒸汽经高压缸后，使高压缸后几级叶片产生鼓风作用，导致高压缸排汽温度过高。

(2) 低压旁路蒸汽（即再热热段蒸汽）的压力整定值为 1.6MPa，有利于提高再热蒸汽的温度。

(3) 由于高压缸可与热力系统隔绝，并处于真空状态，故机组能维持带厂用电的运行工况，且不受时间限制。

此外，由于冲转前和低速暖机时，可对高、中压缸进行暖缸，故可缩短机组启动和升负荷时间。

第二节 国内外汽轮机技术特点

一、国内外主要汽轮机组技术参数见表 12-1 技术规范

表 12-1 国内外主要汽轮机组技术参数

名称 单 位	北仑发电厂#1 机组	北仑发电厂#2 机组	平圩电厂#1 机组
制造厂家	日本东芝	法国阿尔斯通	哈尔滨汽轮机厂
型 号	TC4F-33.5	T2、A、650、30、4、46	N600-170/537/537
型 式	冲动式、中间再热、亚临界、单轴、四缸四排汽、凝汽式汽轮机	反动式、中间再热、亚临界、单轴、四缸四排汽、凝汽式汽轮机	亚临界、一次中间再热、单轴、三缸四排汽、凝汽式汽轮机
汽轮机容量 (MW)	600	600	600
主蒸汽压力 (MPa)	16.66	16.66	17
主蒸汽温度 (°C)	537	537	537
再热蒸汽压力 (MPa)	3.24	3.618	3.36
再热蒸汽温度 (°C)	537	537	537
排汽压力 (kPa)	4.57	4.04	4.1
排汽级数 (级)	8	8	8
末级叶片长度 (mm)	844.6	1072.5	869
汽缸结构	高、中、低压缸均为双缸	高、中、低压缸均为双缸	高、中、低压缸均为双缸
启动方式	中压缸启动	高、中压缸联合启动	高、中压缸联合启动
临界转速 (r/min)	高压转子一阶 2500 中压转子一阶 2360 AB 低压转子一阶 1800		
名称 单 位	石洞口二电厂#1 机组	姚孟电厂#3、#4 机组	七安电厂#1 机组
制造厂家	瑞士 ABB 公司	法国阿尔斯通 (AA 公司)	美国 GE 公司
型 号	04Y454	T2A300-30-2F1044 型	AD5-350
型 式	反动式、中间再热、亚临界、单轴、四缸四排汽、凝汽式汽轮机	冲动式、一次中间再热、单轴、三缸双排汽凝汽式汽轮机	冲动式、一次中间再热、单轴、双缸双排汽凝汽式汽轮机
汽轮机容量 (MW)	600	318.4	352
主蒸汽压力 (MPa)	24.2	17.75	17.48
主蒸汽温度 (°C)	538	540	537
再热蒸汽压力 (MPa)	4.126	4.348	3.04

续表

名称	石洞口二电厂#1机组	姚孟电厂#3、#4机组	上安电厂#1机组
单位			
再热蒸汽温度 (°C)	566	540	537
排汽压力 (kPa)	4.9	5.4	
抽汽级数 (级)	8	7	
末级叶片长度 (mm)	867	1080	
汽缸结构	高、中、低压缸均为双缸	高、中、低压缸均为双缸	高、中、低压缸均为双缸
启动方式	高、中压缸联合启动	中压缸启动	中压缸启动
临界转速			
名称	鸭河口电厂#1、#2机组	首阳山电厂#1机组	华能南通电厂#1、#2机组
单位			
制造厂家	瑞士 ABB 公司	日本日立公司	美国通用电气公司 (G·E)
型号	DK3Y-20104 型	TCDF-33.5	AD-5 型 (270T171 + 270T173)
型式	反动式、一次中间再热、单轴、三缸、双排汽凝汽式汽轮机	亚临界冲动式、一次中间再热、单轴双缸凝汽式汽轮机	亚临界、一次中间再热、单轴、双缸双排汽、冲动式凝汽式
汽轮机容量 (MW)	350.78	300	352
主蒸汽压力 (MPa)	16.9	16.67	17.376
主蒸汽温度 (°C)	540	538	538
再热蒸汽压力 (MPa)	3.6	3.75	3.301
再热蒸汽温度 (°C)	540	538	538
排汽压力 (kPa)	4.9	4.9	4.9
抽汽级数 (级)	7	8	
末级叶片长度 (mm)	1048	851	850.9
汽缸结构	高、中、低压缸均为双层缸	高、中、低压缸均为双层缸	高、中压缸合缸
启动方式	中压缸启动	高、中压缸联合启动	冷态启动先预热盘车,再用高压调节汽阀同步开启冲转,温、热态用中压缸启动
临界转速 (r/min)			高中压转子: 2000 ~ 2100 低压转子: 1700 ~ 1900 发电机转子: 1000 ~ 1200
名称	华能南京电厂#1、#2机组	宝钢总厂自备电厂#1、#2机组	利港电厂#1、#2机组
单位			
制造厂家	苏联 XT3	日本三菱理工业公司	意大利 (GIE/ANSALDO)

续表

名称	华能南京电厂*1、*2机组	宝钢总厂自备电厂*1、*2机组	利港电厂*1、*2机组
单位			
型号	K-320-23.5-4型	TC2F-33.5	TCDF33.5
型式	超临界、一次中间再热、单轴、双缸双排汽、冲动凝汽式汽轮机	亚临界、一次中间再热、单轴、双缸双排汽、冲动反动混合、凝汽式汽轮机	亚临界、一次中间再热、单轴、双缸双排汽、冲动凝汽式汽轮机
汽轮机容量 (MW)	320	350	350
主蒸汽压力 (MPa)	23.5	16.573	16.65
主蒸汽温度 (°C)	540	538	538
再热蒸汽压力 (MPa)	3.69	3.491	3.01
再热蒸汽温度 (°C)	540	538	538
排汽压力 (kPa)	4.8	4.9	4.7
抽汽级数			
末级叶片长度 (mm)	1030	851	851
汽缸结构	高、中压分缸	高、中压合缸	高、中压合缸
启动方式	冷、温、热状态均用调节汽阀冲转	冷、温、热状态均用主汽门预启阀冲转和带初负荷	冷、热态用高、中压联合启动方式，热态也可用中压缸启动方式
临界转速 (r/min)	轴系设计值： 一阶：880 二阶：1770 三阶：1890 四阶：2000 五阶：2530	高、中压转子：1790 低压转子：3120 发电机转子：一阶 870 二阶 1660 三阶 1900	高、中压转子：一阶 2100 二阶 4100 低压转子：一阶 1900 二阶 3500 发电机转子：一阶 1300/ 1000 二阶 3400/ 2300
名称	妈湾电厂*2机组	望亭电厂*1、*2机组	安阳电厂*9、*10机组
单位			
制造厂家	哈尔滨汽轮机厂	上海汽轮机厂	东方汽轮机厂
型号	N300-16.7/537/537	N300-16.5/550/500	N300-16.7/537/537-3
型式	亚临界、一次中间再热、单轴、双缸、双排汽凝汽式汽轮机	亚临界、中间再热、单轴、四缸四排汽、凝汽式汽轮机	亚临界、中间再热、单轴、双缸、两排汽凝汽式汽轮机
汽轮机容量 (MW)	300	300	300
主蒸汽压力 (MPa)	16.7	16.5	16.7
主蒸汽温度 (°C)	537	550	537
再热蒸汽压力 (MPa)	3.42	3.177	3.3
再热蒸汽温度 (°C)	537	550	537

续表

名称 单位	妈湾电厂#2机组	望亭电厂#1、#2机组	安阳电 厂#9、#10机组
排气压力 (kPa)	5.884	5.175	5.39
抽汽级数 (级)	7	8	7
末级叶片长度 (mm)	906	900	1040
汽缸结构	高、中、低压缸均采用双层缸	高、中、低压缸均采用 双层缸	高、中、低压缸均采用 双层缸
启动方式	中压缸启动	高、中压缸联合启动	高、中压缸联合启动
临界转速 (r/min)	高压转子 一阶 1730 低压转子 一阶 2613	中压转子 一阶 2500 ~ 2600 发电机转子 一阶 800 ~ 950 发电机转子 二阶 2500 ~ 2700	发电机一阶 1399 发电机二阶 3406 高中压转子 一阶 1679 低压转子一阶 1753

二、冷热态启动参数

(1) 国产 300MW 机组冷热态启动参数 (见表 12-2)。

表 12-2 国产 300MW 机组冷热态启动参数

状 态	冷 态	温 态	热 态	极热态
主汽压力 (MPa)	5 ~ 6	7 ~ 8	9 ~ 10	13 ~ 14
主汽温度 (°C)	320 ~ 350	380 ~ 400	450 ~ 480	500 ~ 520
再热汽压力 (MPa)	0.05 ~ 0.1	0.08 ~ 0.12	0.12 ~ 0.15	0.15 ~ 0.2
再热汽温度 (°C)	300 ~ 330	350 ~ 380	420 ~ 450	480 ~ 500
暖机时间 (min)	> 150	> 10	不暖机	不暖机
初始负荷 (MW)	25	25	40	60

(2) 日本日立 300MW 机组冷热态启动参数 (见表 12-3)。

表 12-3 日本日立 300MW 机组冷热态启动参数

状 态	冷 态	温 态	热 态	极热态
主汽压力 (MPa)	4.4	9.16	9.16	12.94
主汽温度 (°C)	320	400	450	480
再热汽压力 (MPa)	0.7	1.119	1.179	1.29
再热汽温度 (°C)	300	370	400	460
暖机时间 (min)	> 80	> 10	不暖机	不暖机
初始负荷 (MW)	6	6	6	6

(3) 法国阿尔斯通 600MW 机组冷热态启动参数 (见表 12-4)。

表 12-4 法国阿尔斯通 600MW 机组冷热态启动参数

状 态	冷 态	温 态	热 态	极热态
主汽压力 (MPa)	4.6	8.72	8.72	16
主汽温度 (°C)	410	450	490	530
再热汽压力 (MPa)	1.6	1.6	1.6	1.6
再热汽温度 (°C)	320~380	430	480	520
暖机时间 (min)	不大于 60	不暖机	不暖机	不暖机
初始负荷 (MW)	20	50	50	80

(4) 美国 GE 公司 350MW 机组冷热态启动参数 (见表 12-5)。

表 12-5 美国 GE 公司 350MW 机组冷热态启动参数

状 态	冷 态	温 态	热 态	极热态
主汽压力 (MPa)	7.85	8.24	8.24	8.24
主汽温度 (°C)	315	475	520	520
再热汽压力 (MPa)		3.5	3.6	3.6
再热汽温度 (°C)	270	424	455	455
暖机时间 (min)	70	不暖机	不暖机	不暖机
初始负荷 (MW)	20	40	60	60

(5) 日本三菱公司 350MW 机组冷热态启动参数 (见表 12-6)。

表 12-6 日本三菱公司 350MW 机组冷热态启动参数

状 态	冷 态	温 态	热 态	极热态
主汽压力 (MPa)	5.88	8.0	12.84	12.84
主汽温度 (°C)	330	360	480	480
再热汽压力 (MPa)				
再热汽温度 (°C)	> 277	> 277	> 397	> 397
暖机时间 (min)	120	25	不暖机	不暖机
初始负荷 (MW)	17	35	50	50

第三节 汽轮机启动方式举例

一、法国阿尔斯通 300MW 机组中压缸启动方式

启动和带负荷的初期,是依靠再热蒸汽在中、低压缸做功的,根据汽轮机启动前的金属温度可有两种启动方式:

1. 冷态启动 (高压缸金属温度小于 190°C, 见图 12-2)

锅炉点火后产生的蒸汽通过高、低压旁路进入汽轮机凝汽器,以保证点火后再热器能通过一定流量,保护再热器并进行暖管。当再热器压力达 2bar 时,自动控制装置指令高压缸排汽逆止门打开,使再热蒸汽流入高压缸,对高压缸进行暖缸加热。随着再热汽压力、温度

的提高，高压缸逐步加热到相当于 15bar 的最大饱和温度约 190℃。

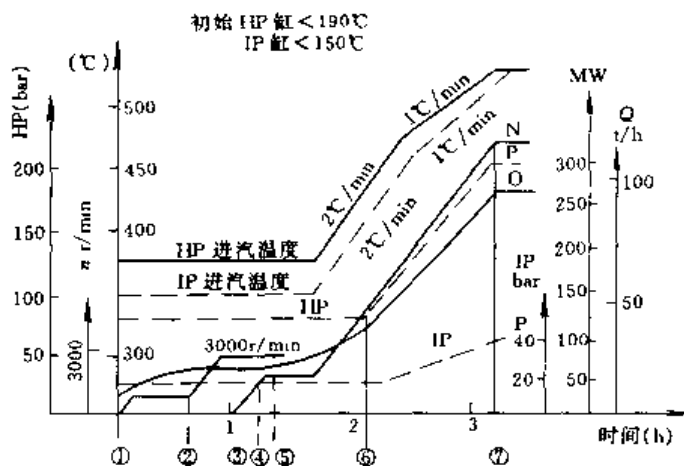


图 12-2 冷态启动曲线

依靠 REC-70 升速调节器的控制，汽轮机升速至 2700r/min，然后由频率调节器升速到 3000r/min。空载运行 20min 后，依靠负荷调节器并网，继而使中压缸调速汽门开大，开始带负荷，直至带至 15% 负荷。与此同时，关小低压旁路，保持再热器出口压力为 15bar。

当负荷为 15% 时，REC-70 指令使高压调节阀打开，同时高压缸抽真空门关闭，高压缸排汽逆止门打开，高压缸开始带负荷。此时高压旁路随调节阀的逐渐开大而关小，维持主蒸汽压力为 70bar。

2. 热态启动（当高、中压缸金属温度大于等于 190℃）

热态启动的操作与冷态启动基本相同。启动开始时需关闭高压缸排汽逆止门，因为高压缸温度已超过 190℃，既不需冲转前暖缸，也不需在 1000r/min 时暖机，启动开始时要将高压缸排入凝汽器的抽真空门打开，使高压缸处于真空状态下启动。

3. 启动前对蒸汽温度的要求

冲转时主、再热蒸汽温度必须高于对应汽缸的金属温度，以防止对转子热冲击和汽缸收缩变形，造成事故。图 12-3 所示的两组曲线是 AA 公司在启动前对主、再热蒸汽温度要求的典型曲线。

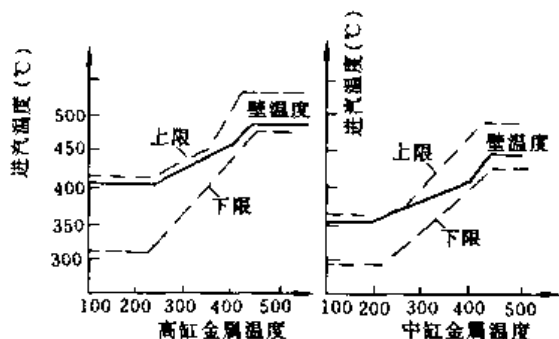


图 12-3 主、再热蒸汽温度允许偏差曲线

二、美国 GE 公司 350MW 机组高中压缸联合启动方式

(1) GE 机组的冷态启动采用盘车预暖、滑参数压力法（中参数）、高压调节阀进汽的启动方法。进汽参数为：主蒸汽压力为 7.85MPa，主蒸汽温度为 315℃。冲转时汽轮机高压转子温度已预暖至 150℃，中压转子温度已大于 55℃。

机组盘车预暖，使用全开高压调节汽阀，控制 #2 主汽阀的预启阀的开度，使高压缸内的压力维持在 0.39~0.49MPa 之间，温升率不超过 38℃/h。当高压转子中心孔金属温度达到 150℃，中压转子金属温度达到 55℃时，须根据预热开始时转子金属温度和预热经历时间查给定的曲线，然后计算预热保持时间，汽轮机在盘车状态下，继续预热这一保持时间后，才能结束预热盘车而冲转。

当蒸汽参数达到冲转条件（主汽 70bar，410℃；再热汽 15bar，360℃）时，由自控装置（REC-70）发出指令，安全系统投入，打开高、中压关断阀。然后先使中压调速汽门开启，蒸汽进入中压缸，冲动汽轮机升速率为 100r/min，在 1000r/min 时暖机 40min 左右（第一次启动应暖机 1h）。然后高压缸排汽逆止门关闭，同时打开高压缸抽真空门，这时高压缸被隔离处于真空状态，减少高压缸鼓风所产生的热量，维持高压缸温度在 360~380℃。

预热盘车过程中，必须控制缸内压力和低压缸真空，防止盘车脱扣而升速。冲转前必须保证主汽温度与高压调节阀外壁温度之差小于40℃。如果此温差大于40℃，则应进行阀腔室的预热。升速时的升速率根据以上温差的大小而定温差在40℃以上时，选用升速率为慢升速率（100r/min²）；温差在-90℃~+40℃之间，采用中升速率（150r/min²）；温差在-90℃以下时，采用快升速率（300r/min²）。具体升速及暖机如图12-4所示。

机组在并网前，蒸汽参数必须符合：主蒸汽压力：8.3MPa；主蒸汽温度：过热器出口390℃，汽轮机入口360℃；再热汽温度：再热器出口385℃，汽轮机入口330℃。

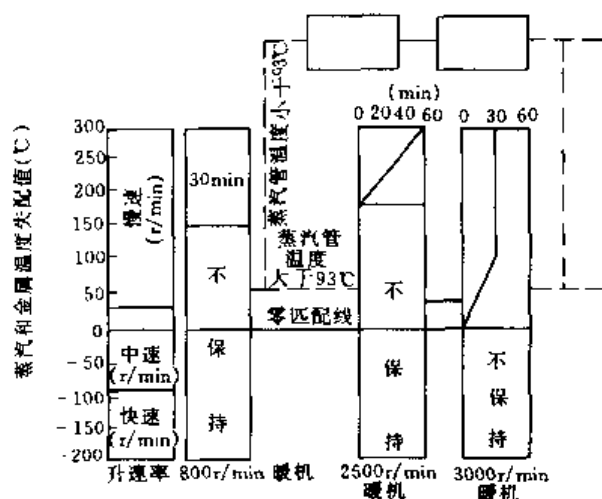


图 12-4 GE 公司 350MW 汽轮机启动升速、暖机

机组并网后带初负荷和升负荷必须遵守具体规定。有关机组的冷、温、热状态的标准启动曲线，如图12-5、图12-6、图12-7所示。

并网后，机组快速接带7%以下的初负荷。并网时，汽轮机中、低压缸导汽管金属温度小于177℃且导汽管蒸汽温度大于177℃，但汽轮机在运行温度水平上保持时间没有达到60min。在并网后，以10%/min的升负荷率快速接带额定负荷的2%作为初负荷进行暖机。在这种情况下，初负荷暖机首先是将汽轮机中、低压缸的导汽管提高到177℃，并从这时开

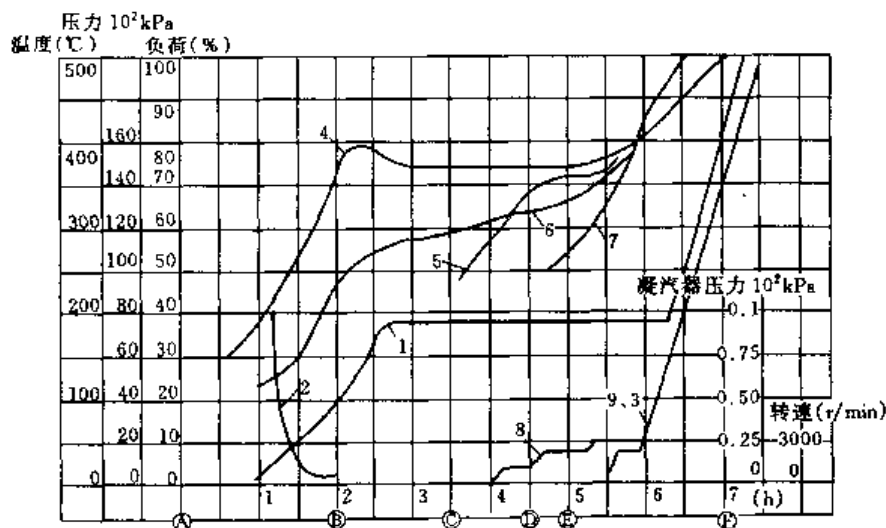


图 12-5 GE 公司 350MW 汽轮机冷态启动曲线

- 1—主蒸汽压力 10²kPa；2—凝汽器压力，10²kPa；3—主蒸汽流量，%；
- 4—过热器温度，℃；5—再热汽温度，℃；6—主蒸汽温度，℃；
- 7—中压缸进汽温度，℃；8—汽轮机转速，r/min；9—负荷，%；
- Ⓐ—汽轮机投入盘车；ⓑ—盘车预热；ⓒ—阀腔室预热；ⓓ—冲转；
- ⓔ—并网带负荷暖机；ⓕ—升负荷到额定值

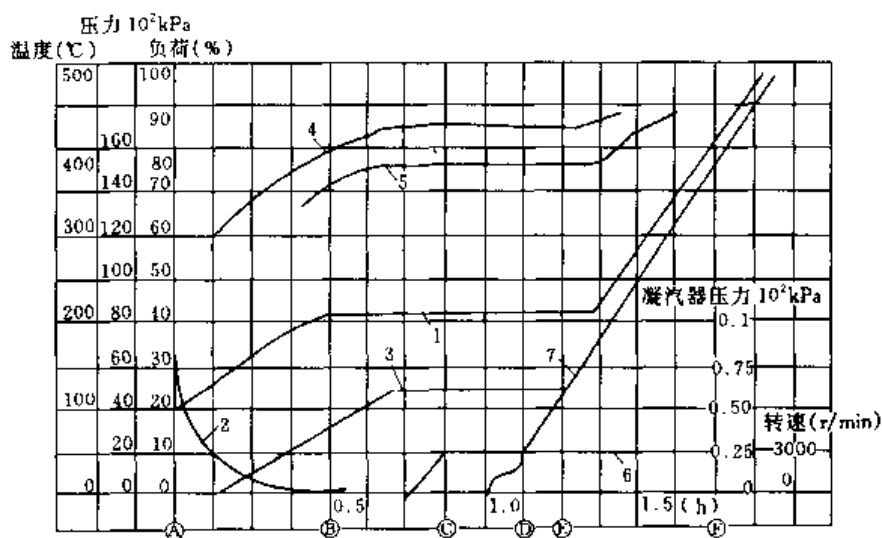


图 12-6 GE350MW 汽轮机温态启动曲线

1—主蒸汽压力, 10^2kPa ; 2—凝汽器压力, 10^2kPa ; 3—锅炉蒸汽流量, %;
4—过热器出口蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$; 5—再热汽出口蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$; 6—转速, r/min ; 7—负荷, %;
Ⓐ—汽轮机盘车; Ⓑ—投用旁路系统; Ⓒ—冲转、升速;
Ⓓ—并网、初负荷; Ⓔ—升负荷到额定值

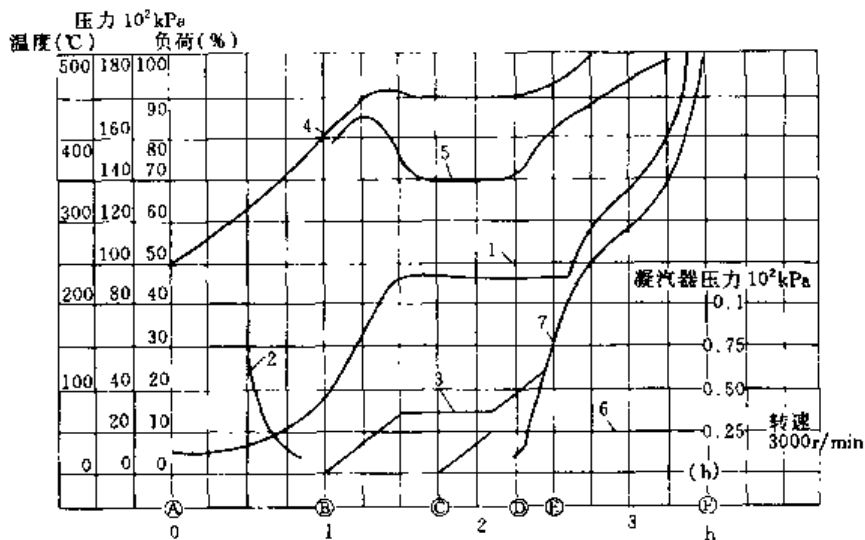


图 12-7 GE350MW 汽轮机热态启动曲线

1—主蒸汽压力, 10^2kPa ; 2—凝汽器压力, 10^2kPa ;
3—锅炉蒸汽流量, %; 4—过热器出口蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$;
5—再热汽出口蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$; 6—转速, r/min ; 7—负荷, %;
Ⓐ—汽轮机盘车; Ⓑ—投用旁路系统; Ⓒ—冲转、升速;
Ⓓ—并网、初负荷; Ⓔ—升负荷到额定值

始计时, 继续暖机 60min。

如果机组并网时, 导汽管温度已高于 177°C 且保持时间已大于 60min, 则并网后的初负荷值及其带初负荷暖机时间由再热蒸汽温度与再热汽喷嘴室内壁温度的失配值来决定 (查厂家提供曲线)。

初负荷暖机结束则将机组负荷升至 25%，升负荷率选用 1%/min。当负荷大于 10%，允许进行进汽方式切换，因为冲转时是使用主汽阀全开，四个高压调节阀同步动作的全周进汽方式（即节流调节方式 FA）。所以，进汽方式的转换是高压调节阀之间的开度转移。全周进汽转换为部分进汽的最终结果有两种，即一阀关闭和两阀关闭。具体转换到哪一种部分进汽方式，由启动前的目标负荷决定。预期最高目标负荷小于 60%，选两阀关闭；预期最高目标负荷大于 60%，但小于 80% 时选择一阀关闭。

25% 额定负荷暖机结束的标志为：主蒸汽压力：8.3MPa；主蒸汽温度：过热器出口 475℃，汽轮机进口 460℃；再热蒸汽温度：再热器出口 475℃，汽轮机进口 450℃。

25% 暖机结束后依次继续升至 40%、60%、75% 和 100%，各个负荷暖机结束，均有结束标志及相应操作。

在整个升负荷过程中应控制主蒸汽压力的上升率，使锅炉蒸汽温度升温率不超过 110℃/h。控制主蒸汽和再热蒸汽的升温率不超过 1.5℃/min。

(2) 机组热状态启动时必须遵守下列规定：

- 1) 上、下缸温差在允许范围内，一般允许 35℃。
- 2) 转子弯曲不超过允许值，一般不大于原始值的 ±0.02mm。
- 3) 启动蒸汽参数要匹配。
- 4) GE 机组热态启动蒸汽参数见表 12-7。

表 12-7 GE 机组热态启动蒸汽参数

冲转蒸汽参数	温态	热态及极热态
主蒸汽压力 10 ³ kPa	82.4	82.4
主蒸汽温度 (℃)	475	520
再热蒸汽温度 (℃)	424	455
再热蒸汽压力 10 ³ kPa	35.0	36.0

5) 热态启动时，锅炉的燃料量必须及时跟上，否则极易发生逆功率保护动作而使机组脱扣。

6) 机组温热状态如采用中压缸启动时，旁路系统必须投用。

7) 热态中压缸启动中，当转速达到 2250r/min 时，高压缸引入反向汽流，当中压调节阀开度达 50% 且主蒸汽温度与高压缸第一级金属温度匹配时，对高压缸进行逆顺流切换。逆顺切换时应根据目标负荷确定正确的高压缸进汽方式（即全周进汽或部分进汽）。

三、原苏联 XT3 320MW 机组高压缸启动方式

机组冷态启动的冲转参数为：

- 主蒸汽压力 1.6 ~ 1.8MPa
- 主蒸汽温度 280℃
- 再热蒸汽温度 250 ~ 270℃
- 凝汽器真空不低于 87kPa

XT3 机组，由于冲转参数选择得较低，因此冲转时主汽门全开用高压调整汽门冲转。

为了缩短冷态和温态启动时间，汽轮机的高压缸和中压缸设有法兰和螺栓的加热装置，其加热蒸汽来自内外缸的夹层中，启动过程中保持该汽压为 0.6MPa。

汽轮机冲转后维持在 1000r/min 转速下暖机，以后按规程升到额定转速 3000r/min，在 3000r/min 下调整主蒸汽压力至 1.0MPa，然后进行超速试验。超速试验结束后将机组并入电网并带上 20MW 的初负荷，并使用电调使机组的高压调门全开，以后按滑参数方法，将机组

负荷加至 180MW，在 180MW 负荷时，主蒸汽压力已为额定值 23.5MPa。为此必须逐渐关小高压调门，保持负荷稳定，按启动曲线提高主蒸汽温度，以后在定压情况下，使用高压调节汽门按启动曲线逐渐加负荷至额定值。

温态和热态启动时的条件除与冷态启动条件相同外，尚须保证进汽温度比进汽部位金属温度高 50℃，再热汽温度高 50~70℃。对于热态启动，必须使主蒸汽温度达到 500℃时，才允许向汽轮机送汽。

冷、温及热态下的启动曲线，分别如图 12-8、图 12-9、图 12-10 所示。

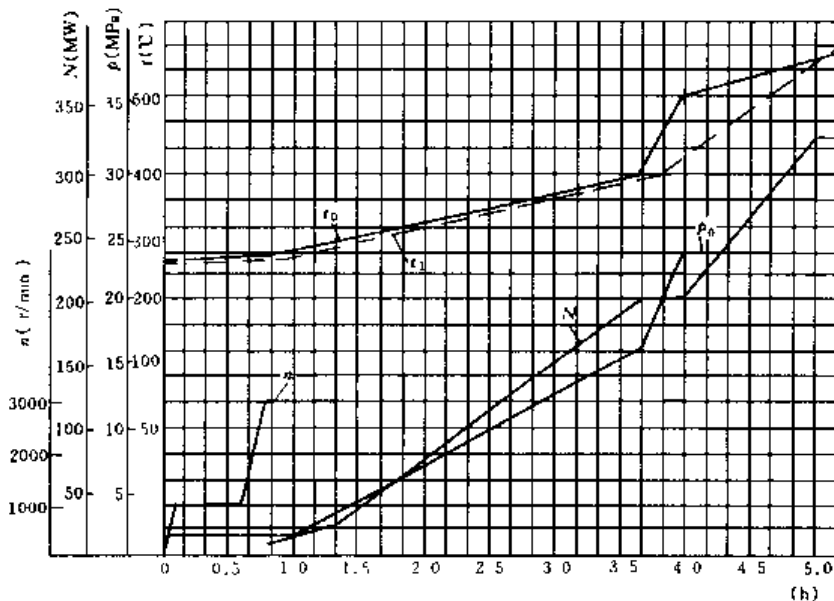


图 12-8 汽轮机冷态启动曲线

n —汽轮机组的转速； N —电负荷； p 、 t —主蒸汽压力及温度； t_1 —再热汽温度

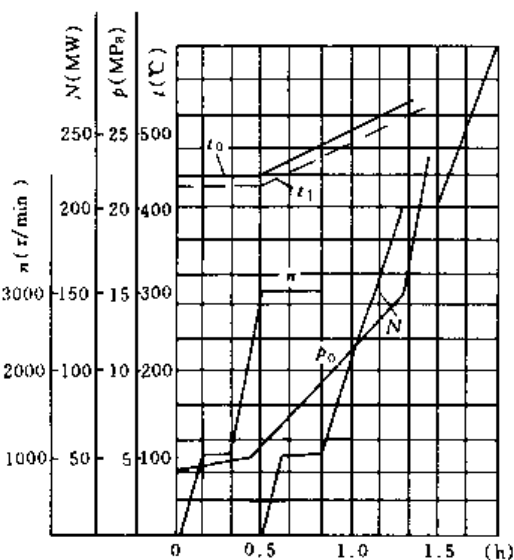


图 12-9 汽轮机温态启动曲线

高压缸外缸体进汽部分金属
温度 290~300℃，停机时间 ≈ 48h
 n —汽轮机组轴系转速； p_0 、 t_0 —主蒸汽压力及温度；
 N —电负荷； t_1 —再热后热汽温度

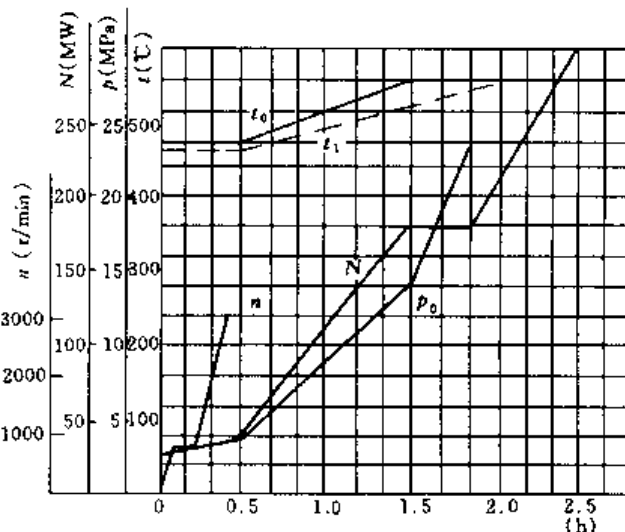


图 12-10 汽轮机热态启动曲线

高压缸外缸进汽部分
金属温度大于等于 340℃，停机时间 2~8h
 n —汽轮机组转速； p_0 、 t_0 —主蒸汽压力及温度；
 N —电负荷； t_1 —再热后热汽温度

XT3 机组各种状态下的启动，均使用高压调节汽阀冲转。

XT3 机组停机的特点是提供了冷却停机曲线，为了缩短停机至检修开工之间的冷却时间，机组停机时，采用滑参数方式停机，其效果较好。而且在停机盘车时，尚可用低温蒸汽或专设的压缩空气进行继续冷却，直至检修开工。

四、日本三菱公司 350MW 机组高、中压缸联合启动方式

日本三菱机组的启动方式为：滑参数压力法（中参数）高、中压缸进汽、主汽阀预启阀控制进汽流量冲转汽轮机转子。

冷状态启动冲转参数为：主蒸汽压力 5.88MPa、主蒸汽温度 330℃、蒸汽的过热度为 55.7℃，当转子金属温度低于 50℃时，启动时蒸汽参数可按图 12-11 所示来选择。

为了防止主蒸汽管道疏水不彻底，把主蒸汽疏水温度作为复置条件，即冷态启动时该温度必须大于 324℃；热态时必须大于 350℃。

实际工作中，直接测量转子中心孔温度有困难，因此只能按制造厂提供的曲线（调节级

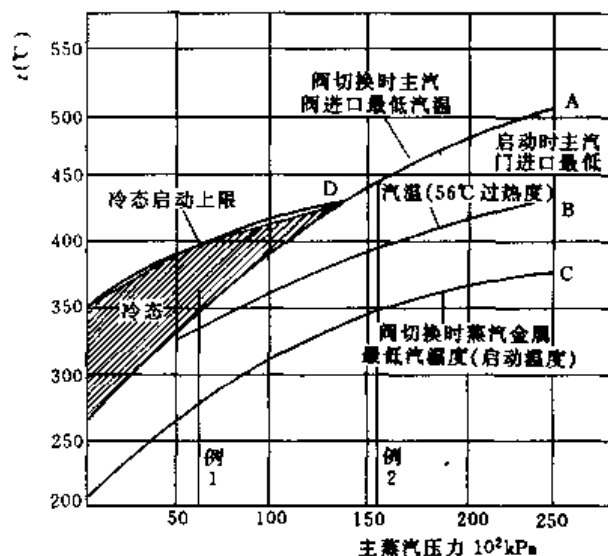


图 12-11 冷态启动推荐蒸汽参数

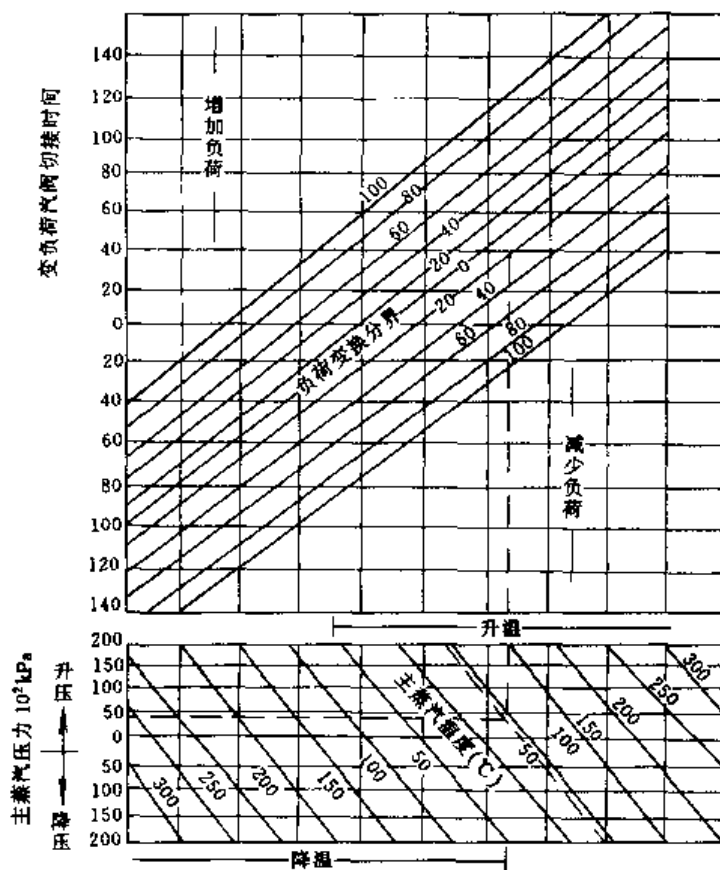


图 12-12 变负荷或变蒸汽参数推荐时间表

金属温度—暖机所需时间) 来确定暖机所需时间。时间起点, 以中压缸进汽温度达到 260℃ 为准, 中速暖机转速为 2000r/min。暖机结束, 可以选较快升速率 (200 ~ 300r/min²) 升至 3000r/min²。

为了机组并网后能顺利带上初始负荷, 在并网前蒸汽参数必须满足:

- 主蒸汽压力 7.5MPa
- 主蒸汽温度 410℃
- 再热汽温度 > 327℃

并网后, 带初负荷 5% 额定负荷暖机。经 40 ~ 60min, 当调节级处金属温度大于 320℃, 主蒸汽压力为 7.5MPa, 主汽温度为 440℃, 再热汽温大于 412℃ 时, 可认为初负荷暖机结束, 然后进行阀切换。阀切换结束后按图 12-12 所示进行升负荷。当负荷达到 50% 额定负荷时, 可认为启动全过程结束, 以后加负荷由电网决定。

机组带 50% 额定负荷时, 蒸汽参数必须达到下列要求:

- 主蒸汽压力 12.84MPa
- 主蒸汽温度 538℃
- 再热蒸汽压力 1.78MPa
- 再热蒸汽温度 538℃

表 12-8 日本三菱公司热态启动蒸汽参数

冲转蒸汽参数	温态	热态及极热态
主蒸汽压力 10 ² kPa	80	218.4
主蒸汽温度 (℃)	360	480
再热蒸汽温度 (℃)	> 277	> 397

三菱机组的冷态、温态、热态启动标准曲线如图 12-13、图 12-14、图 12-15 所示。

热态启动时冲转蒸汽参数见表 12-8 所示。

对调节级处金属温度高于 350℃ 的热态启动, 为了避免并网后影响快速升负荷的进行, 机组阀切换最好安排在并网前进行。

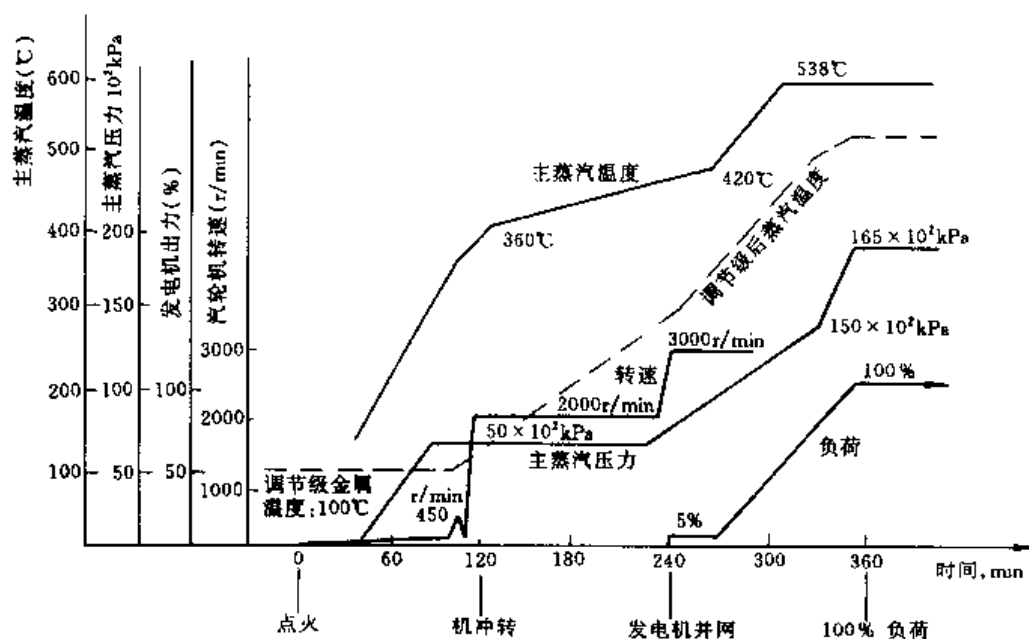


图 12-13 日本三菱公司 350MW 汽轮机标准冷态启动曲线

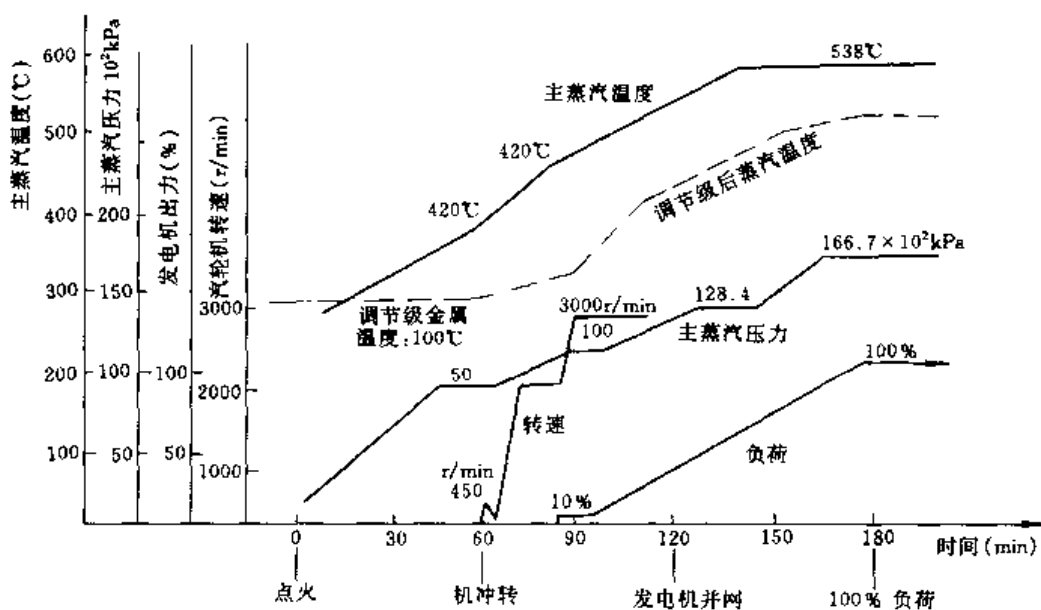


图 12-14 日本三菱公司 350MW 汽轮机标准温态启动曲线

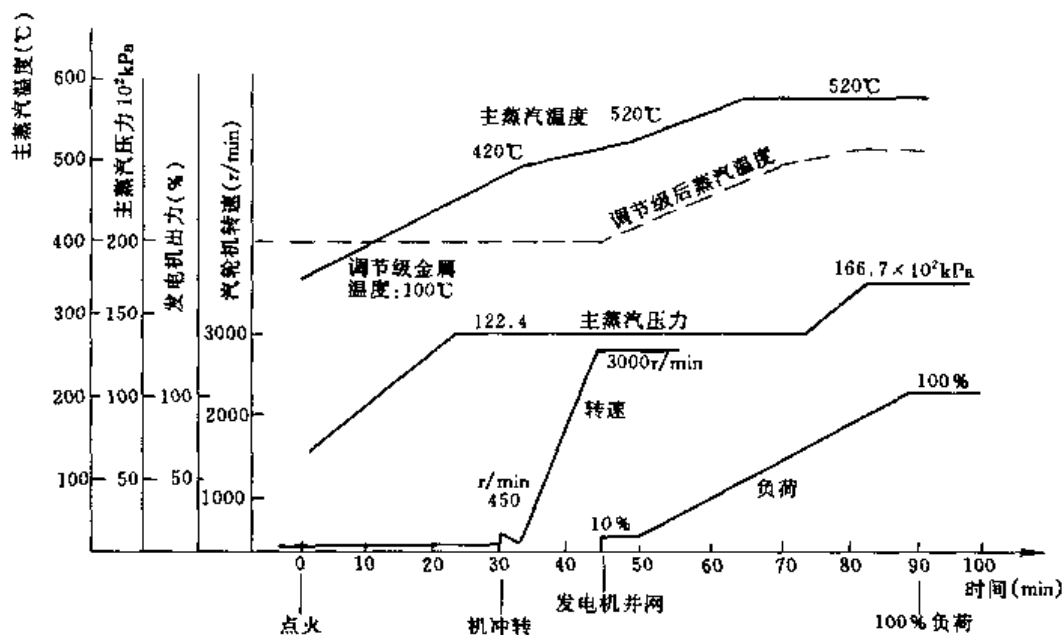


图 12-15 日本三菱公司 350MW 汽轮机标准热态启动曲线

五、法国阿尔斯通 600MW 机组启动方式

(一) 汽轮机的运行

汽轮机采用#1、#2、#3 高压调节阀同步调节、定压—滑压—定压的混合运行方式，汽轮机运行曲线如图 12-16。

(1) 0% ~ 50% 额定负荷为定压运行，#1、#2、#3 高压调节阀同时开启，直至全开，并维持主蒸汽进汽压力为 8.72MPa，汽轮机负荷升至 300MW。在实际运行中，由于机、炉参数不匹配，将冷态启动时的冲转参数改为：主蒸汽压力 4.5MPa。

(2) 50% ~ 94.3% 额定负荷为滑压运行，#1、#2、#3 高压调节阀处于全开状态，主蒸汽压力从 8.72MPa 升至 16.66MPa，汽轮机负荷从 300MW 升至 565.83MW。

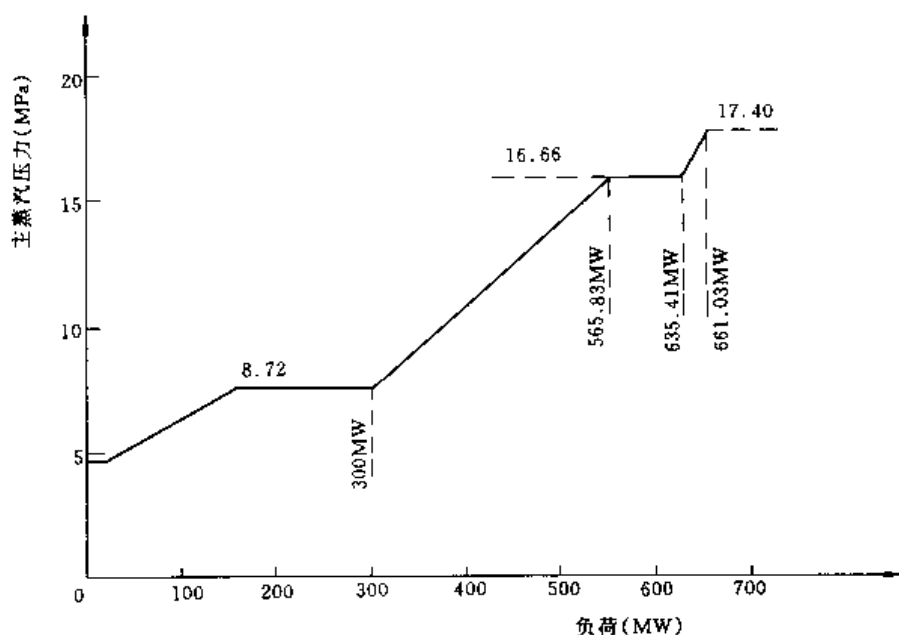


图 12-16 汽轮机运行曲线

(3) 94.3% ~ 103.17% 额定负荷为定压运行, #4 高压调节阀参与调节, 直至全开 (即 VWO 工况), 主蒸汽压力维持为 16.66MPa, 汽轮机负荷从 565.83MW 升至 635.41MW。

4) 103.4% ~ 110.7% 额定负荷为滑 (超) 压运行, 4 只高压调节阀均处于全开位置, 主蒸汽压力从 16.66MPa 升至 17.49MPa, 即 5% 超压, 汽轮机负荷从 635.41MW 升至 661.03MW (即 VWO + 5% OP 工况)。

机组跳闸后, 转子惰走时间 (从 3000r/min 降至 50r/min 左右盘车投入) 为: 真空状态约 40 (实测为 64) min; 真空破坏状态约 25min。

停机后, 当汽缸金属温度降至 150℃ 时, 需连续投用盘车 130h (按制造厂计算)。

(二) 汽轮机的启动方式

汽轮机既可采用中压缸启动方式, 又可采用高、中压缸联合启动方式。

1. 中压缸启动

(1) 冷态启动。当高压缸金属温度小于 190℃、中压缸金属温度小于 150℃ 状态下启动机组称为冷态启动。机组冲转后的升速率则根据中压缸的金属温度, 由 DEH 装置自动设定:

当中压内上缸金属温度小于 150℃ 时, 升速率 100r/min²;

当中压内上缸金属温度大于等于 150℃ 时, 升速率 250r/min² (原设计 500r/min²);

当中压内上缸金属温度大于等于 400℃ 时, 升速率 300r/min² (原设计 1000r/min²)。

冷态启动曲线如图 12-17 所示, 冷态启动的主要步骤如下:

1) 锅炉点火前汽轮机的状态。

—— 润滑油箱内油位正常, 油温应大于 10℃, 油质合格。

—— 投运润滑油系统和顶轴油系统。

—— 启动发电机密封油系统, 发电机气体置换 (充氢)。

—— 当润滑油压大于 0.2MPa、油温大于 20℃、顶轴油压大于 25.1MPa 时, 启动汽轮机盘车电动机。

—— 液压油箱内油位正常, 油质合格, 启动液压油的加热和过滤系统, 待油温大于

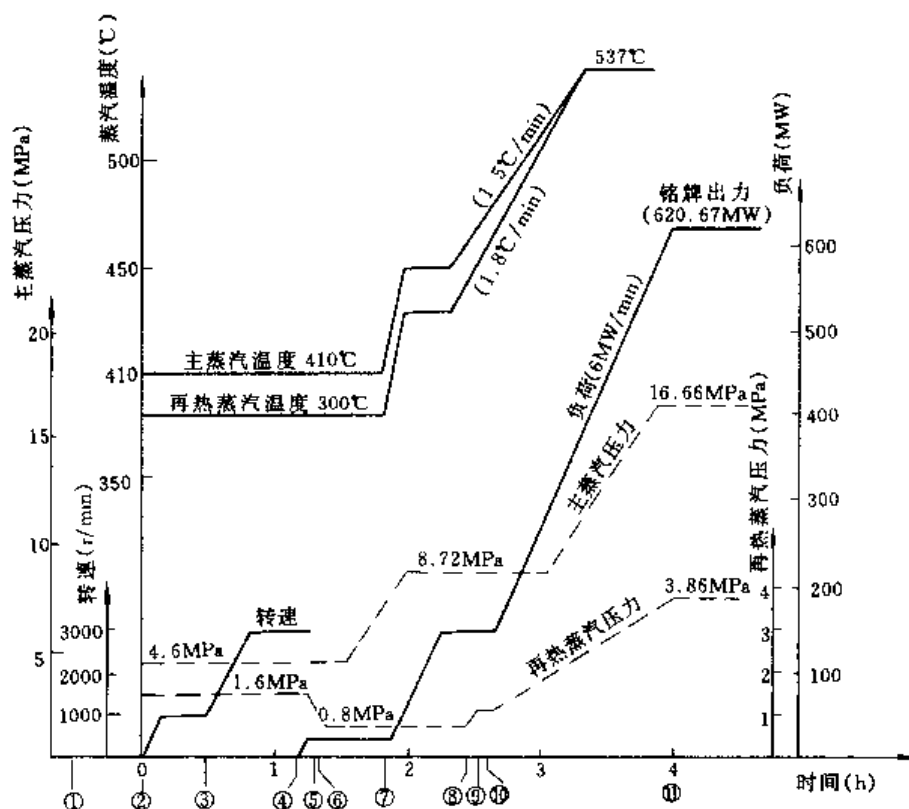


图 12-17 冷态启动曲线 (中压缸启动)

①—锅炉点火；②—汽轮机启动；③—高压缸；④—并网；⑤—低压旁路阀关闭；
⑥—高压旁路阀关闭；⑦—增大蒸汽流量，高压/低压旁路阀再次打开；⑧—中压
调节阀全开；⑨—低压旁路阀再次关闭；⑩—高压旁路阀再次关闭；⑪—铭牌出力

高压缸小于 190℃、中压缸小于 150℃

35℃时，停止加热。

——汽轮机调节和安全系统正常。

——汽轮机的闭式循环冷却水系统、循环水系统、开式循环冷却水系统、凝结水系统、蒸汽管道疏水系统相继投运。

——投运汽轮机轴封蒸汽系统。

——凝汽器真空破坏阀关闭，凝汽器抽真空。

——投入除氧器加热，除氧器压力为自动控制，并维持其压力为 0.37MPa，启动电动给水泵。

——精除盐装置投入运行。

——锅炉完成燃油系统泄漏试验和炉膛吹扫，空气预热器吹灰器投入运行。

——汽轮机完成有关的试验和连锁保护，如凝汽器真空、润滑油压、(手动)跳闸试验等，且润滑油和液压油油温均大于等于 35℃。

——当凝汽器压力小于 30kPa 时，自动关闭高压缸气动排汽止回阀，打开其电动旁路阀(暖缸)。

——关闭高压缸电动放气阀(至凝汽器)。

2) 旁路系统投入运行。

——手动开启高压旁路阀，控制其开度在 5% ~ 10% 左右，待主蒸汽压力达到 4.6MPa 后，高压旁路系统的压力调节投入自动控制，其设定值为 4.6MPa，高压旁路阀后温度控制

为 200~210℃。

——再热热段蒸汽压力由低压旁路阀自动控制，设定值为 1.6MPa。

——当再热热段蒸汽压力达到 1.6MPa 后，#2 高压加热器投入运行。

——当再热热段蒸汽参数达到 1.6MPa/280℃、低压旁路阀开度大于 2% 时，汽轮机 EHC 液压油系统投运，液压油母管压力为 12.2MPa，汽轮机复归，汽轮机进汽阀暖阀。

——由汽轮机高压旁路系统来的蒸汽，经高压缸排汽止回阀的电动旁路阀，倒流入高压缸内，将高压缸预热至接近 1.6MPa 压力对应的饱和温度（约 190℃），即为“倒暖缸”过程；当高压缸内缸金属温度大于等于 190℃ 时，自动关闭高压缸排汽止回阀的电动旁路阀，并打开其通往凝汽器的电动放气阀，使高压缸处于真空状态。

3) 汽轮机冲转及低速暖机。汽轮机冲转时蒸汽参数为：主蒸汽压力/温度 4.6MPa/410℃（最高不超过 440℃）；

再热热段蒸汽压力/温度 1.6MPa/（320~380）℃（最高不超过 430℃）。

——汽轮机冲转前应满足下列条件：①中压主汽阀金属温度达到 240~280℃（以 TSI 盘表计为准）；②汽轮发电机组已经 36h 盘车运行，且最后 24h 为连续盘车，转子的偏心率小于 50μm；③低压旁路系统具有足够的流量，以满足启动汽轮机的需求；④汽轮机润滑油压大于等于 0.25MPa，油温大于 35℃；⑤汽轮机 EHC 液压油压大于等于 12.1MPa，油温大于 35℃，安全油压为 1.1MPa；⑥汽轮机上、下缸温差小于 90℃，高、中、低压缸差胀值及轴向位移值在正常范围之内；⑦凝汽器压力小于 8.5kPa；⑧汽轮机 TSI 系统投运正常，记录仪完好；⑨中压调节阀开度限制值设定为 100%。

——打开中压调节阀并控制其开度，使机组冲转并将其转速升至 1000r/min 作低速暖机（升速率为 100r/min²），盘车装置应自动脱扣。

——投运 1 台磨煤机（下层），必要时调整过热器一、二级减温水，使高压主汽阀前汽温为 410℃ 左右（最高不超过 440℃），并要求一、二级减温器出口蒸汽有 5~10℃ 的过热度。

——低速暖机至高压缸金属温度达 190℃。

4) 机组升速至 3000r/min、并网、初带负荷及“倒缸”。

——当机组升速至 1020r/min 时，重新关闭高压缸主汽阀，以防止高压缸调节阀不严密而使主蒸汽流入高压缸内。

——机组升速至 3000r/min 后，停止交流润滑油泵运行，停止顶轴油泵及盘车电动机运行；确认主油泵工作正常，其出口油压大于 0.25MPa。

在此期间，当发生下列任一情况时，汽轮机即自动跳闸：高压缸处于暖缸状态，机组转速小于 1040r/min，且高压缸排汽压力大于 1.8MPa；高压缸处于真空状态，机组转速小于 1040r/min，且高压缸排汽压力大于 0.24MPa，长达 4min 以上。

——机组处于 3000r/min 时，进行汽轮机安全系统跳闸通道试验（润滑油压、低真空、模拟超速、外部跳闸信号，2 个通道共计 8 个信号）。

——在满足并网条件，且完成并网前的检查和操作后，机组即可并网。

——并网后，手动将低压旁路的压力设定值改为 0.8MPa，使再热热段蒸汽压力降至 0.8MPa。

——机组自动带初负荷（约 20~30MW），投入各级低压加热器。

——当满足下列主要条件后，汽轮机进行自动“倒缸”，高压缸开始进汽：主蒸汽温度

在允许值范围内（即 330~400℃、冷态启动）。最大流量大于高压缸要求流量大于最小流量。其中，最大流量为高压旁路系统流量；高压缸要求流量为根据机组负荷设定值和主蒸汽压力进行计算后得到的流量；最小流量为根据再热蒸汽压力进行计算后得到的流量。

5) 高压缸进汽。

——高压缸进汽前状态：再热热段蒸汽压力接近 0.8MPa，以保证主蒸汽流量大于 200t/h，避免主蒸汽进入高压缸后，在其末级叶片处产生涡流，导致高压缸排汽温度过高；主蒸汽温度低于 410℃（冷态启动，高压缸金属温度小于等于 190℃）。

——“倒缸”，当满足“倒缸”条件后，应采取以下措施：重新开启高压缸主汽阀；重新关闭高压缸放气阀（通至冷凝器）；高压缸#1、#2、#3 调节阀逐渐开启，主蒸汽进入高压缸，高压缸排汽止回阀被自动顶开，汽轮机高压旁路阀随之逐渐关小，“倒缸”结束。

——高压缸进汽后。①暖机 30min，主蒸汽温度维持 400℃左右；②根据高压缸的排汽温度，可适当提高机组负荷进行暖机，以降低高压缸的排汽温度小于 390℃；③投入各级高压加热器；④暖机结束后，在 DEH 盘上增加汽轮机负荷，则高、低压旁路阀随机组负荷的增加而逐渐关小，直至全关，机组进入滑压运行状态，将高、低压旁路系统投入自动控制（包括压力设定值）；⑤待主蒸汽/再热蒸汽温度缓慢上升至 450/430℃时，进行第二次暖机（约 20min）；⑥第二台磨煤机投运，主蒸汽压力逐渐升至 8.72MPa 后维持不变，机组作定压运行，负荷逐渐升至 150MW 左右；⑦第一台汽动给水泵投运，与电动给水泵作并列运行；⑧进行厂用电切换。

6) 机组升负荷至额定出力。

——第三台磨煤机投运。

——逐步开大#1、#2、#3 高压调节阀开度，待机组负荷升至 300MW，此时，主蒸汽压力维持 8.72MPa。#1、#2、#3 高压调节阀全开，#4 高压调节阀微开。

——第二台汽动给水泵并入给水系统，电动给水泵退出运行，投入热备用状态。

——相继投运第 4、5 台磨煤机，缓慢增大锅炉燃烧率，保持#1、#2、#3 高压调节阀全开状态，机组作滑压运行，即其负荷随主蒸汽压力上升而增加。

——锅炉断油后，投运电除尘装置（机组负荷一般在 300~350MW）。

——当主蒸汽参数升至 16.66MPa、537℃时，机组负荷升至 565.83MW（即 94.3% 额定负荷）。

——开启#4 高压调节阀，将机组负荷升至 600MW，当#4 高压调节阀全开时，机组负荷为 635.41MW。

7) 超压运行、机组负荷升至最大出力。提高锅炉出口蒸汽压力，使主蒸汽压力从 16.66MPa 升至 17.49MPa，即 5% 超压，4 只高压调节阀处于全开状态，机组负荷增至 661.03MW（即 VWO+5%OP 工况）。

在以上升负荷过程中应注意监视（包括暖机状态）：①锅炉汽包上、下壁金属平均温差、饱和温度变化率在限额范围内；②锅炉燃烧正常，汽包水位、炉膛压力等参数稳定；③汽轮机转子热应力小于允许值；④汽轮机绝对膨胀、高、中、低压缸差胀、轴向位移等参数变化趋势正常；⑤冷态启动时，最大升负荷率应小于 6MW/min；⑥高、中压缸内缸金属温度的变化率应小于 0.83℃/min；⑦发电机、主变压器的温度变化正常。

(2) 温态启动（停机后 40h）。在汽轮机高压缸金属温度大于 190℃、中压缸金属温度大

于 150℃ 状态下的启动称之为温态启动。

温态启动曲线见图 12-18。正常情况下，机组从冲转到带 100% 铭牌出力 (620.67MW)，

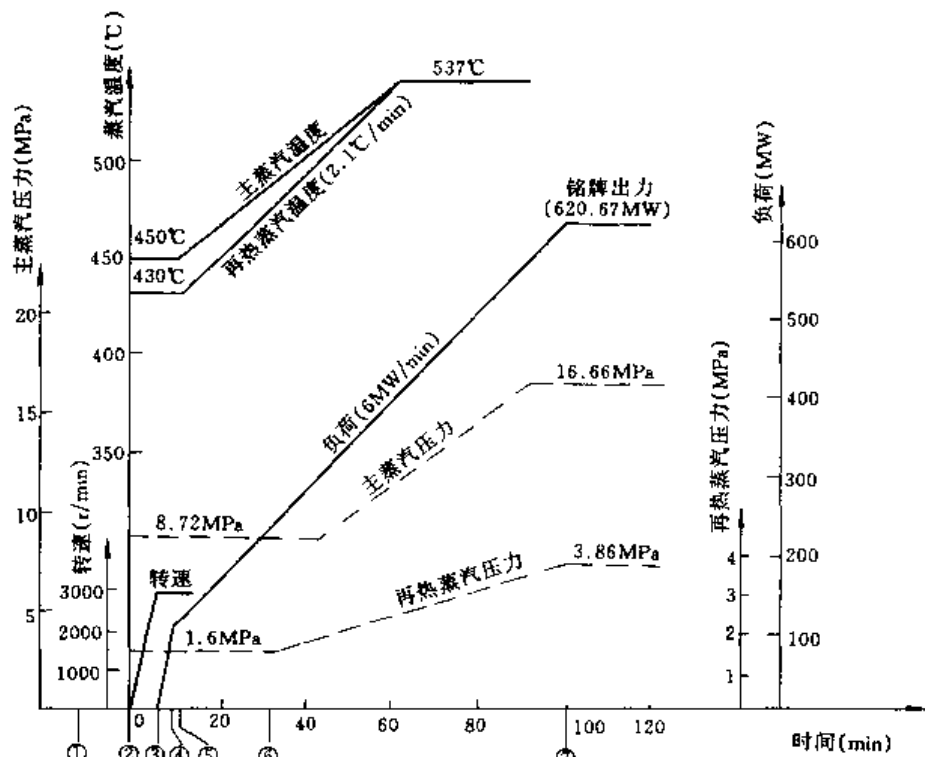
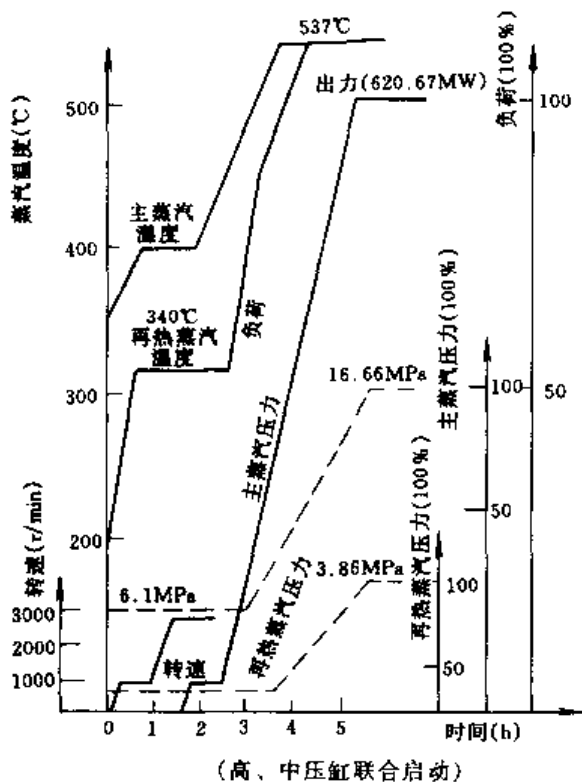


图 12-18 温态启动曲线

- ①—锅炉点火；②—汽机冲转；③—一并网；④—一低压旁路阀关闭；
 - ⑤—一高压旁路阀关闭；⑥—一中压调节阀全开；⑦—铭牌出力
- 启动前汽缸温度 高压缸：300℃
中压缸：290℃



(高、中压缸联合启动)

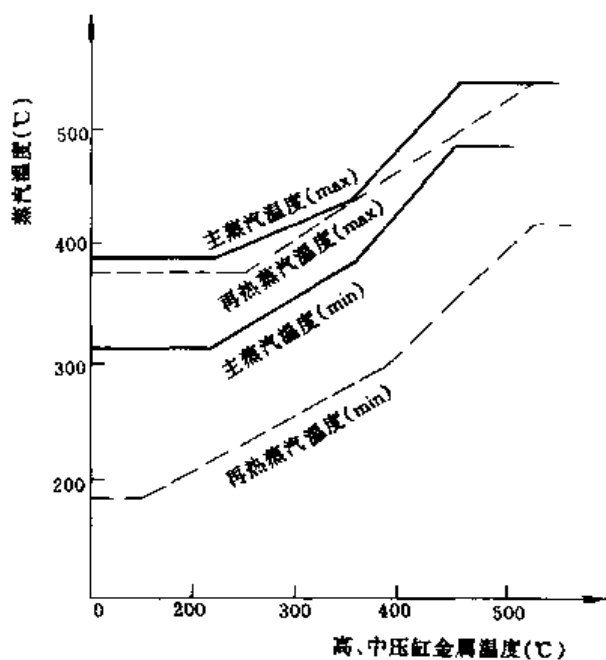


图 12-19 冷态启动曲线 (高、中压缸联合启动)

约需 100min。温态启动的主要步骤简述如下：

1) 冲转前状态。

——锅炉燃烧率维持在 25% MCR 左右，主蒸汽、再热蒸汽压力分别控制在 8.72MPa 和 1.6MPa。其温度则根据高、中压缸温度，查图 12-19 曲线后确定。

——必须先投轴封蒸汽，后拉真空，并注意轴封蒸汽温度应与汽缸金属温度相匹配。

——确认关闭汽轮机高压缸排汽止回阀及其旁路阀，打开高压缸放气阀，使其处于真空状态。

——汽轮机复归，即打开高、中压主汽阀，使阀门预热。

2) 冲转、升速至 3000r/min 后立即并网。

3) 调整中压调节阀开度，使机组负荷升至 50MW 左右，将低压旁路阀全关或加大高压旁路阀开度，并确认高压旁路流量大于 360t/h，即可进行“倒缸”。

4) 倒缸后，即投运第二台磨煤机，增加锅炉的燃烧率，并调整高、中压调节阀的开度，按温态启动曲线提升负荷；同时，关闭高、低压旁路阀，当中压调节阀全开时，机组负荷约为 225MW。

(3) 热态、极热态启动。机组热态、极热态启动（即停机后 8h、1h）曲线见图 12-20 和图 12-21，其启动步骤与温态相类似。

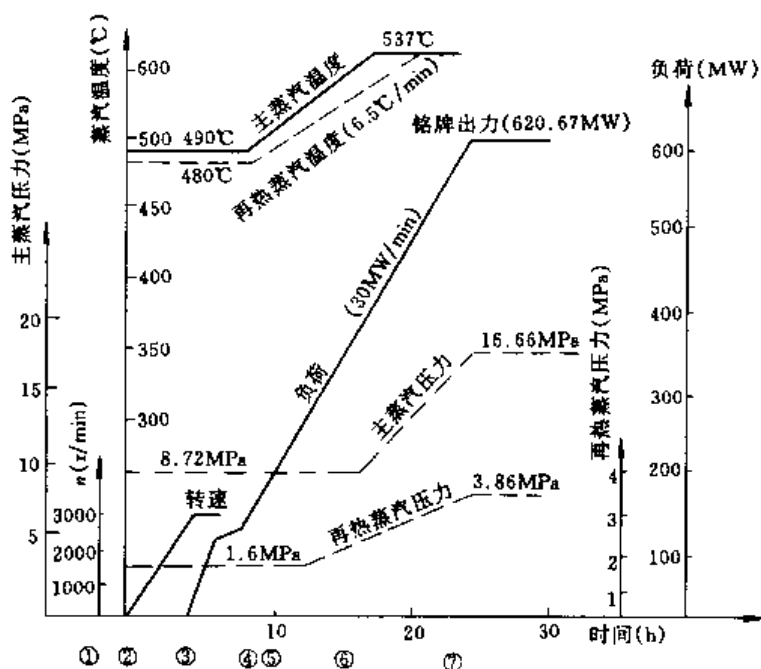


图 12-20 热态启动曲线

①—锅炉点火；②—汽机冲转；③—并网；④—低压旁路阀关闭；
⑤—高压旁路阀关闭；⑥—中压调节阀全开；⑦—铭牌出力
启动前汽缸温度 高压缸：430℃
中压缸：430℃

极热态启动前，主蒸汽、再热蒸汽压力应分别控制在 16.6MPa、1.6MPa，其温度可根据高、中压缸金属温度来确定。

在上述各种状态下的中压缸启动，制造厂推荐的蒸汽温度与汽缸金属温度之间的关系曲线见图 12-22。

2. 高、中压缸联合启动

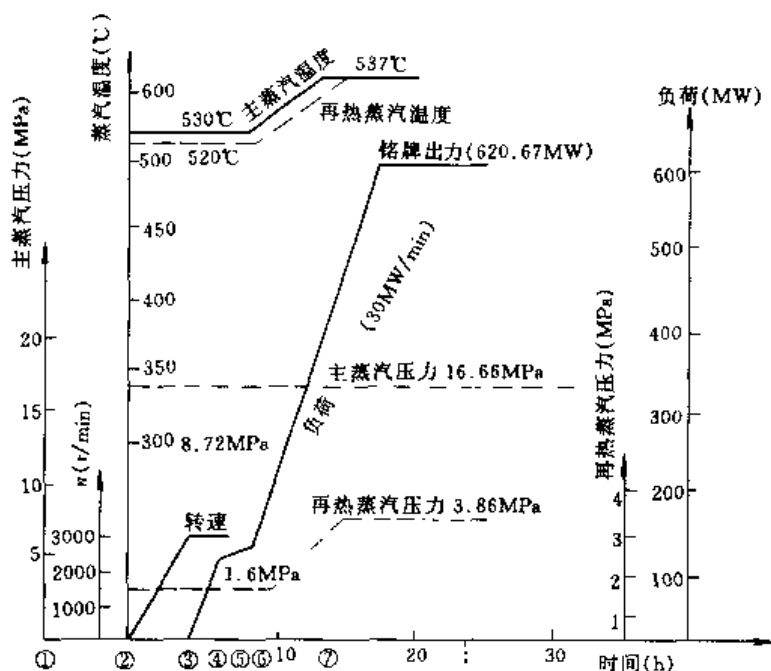


图 12-21 极热态启动曲线

- ①—锅炉点火；②—汽机冲转；③—并网；④—低压旁路阀关闭；
- ⑤—高压旁路阀关闭；⑥—中压调节阀全开；⑦—铭牌出力

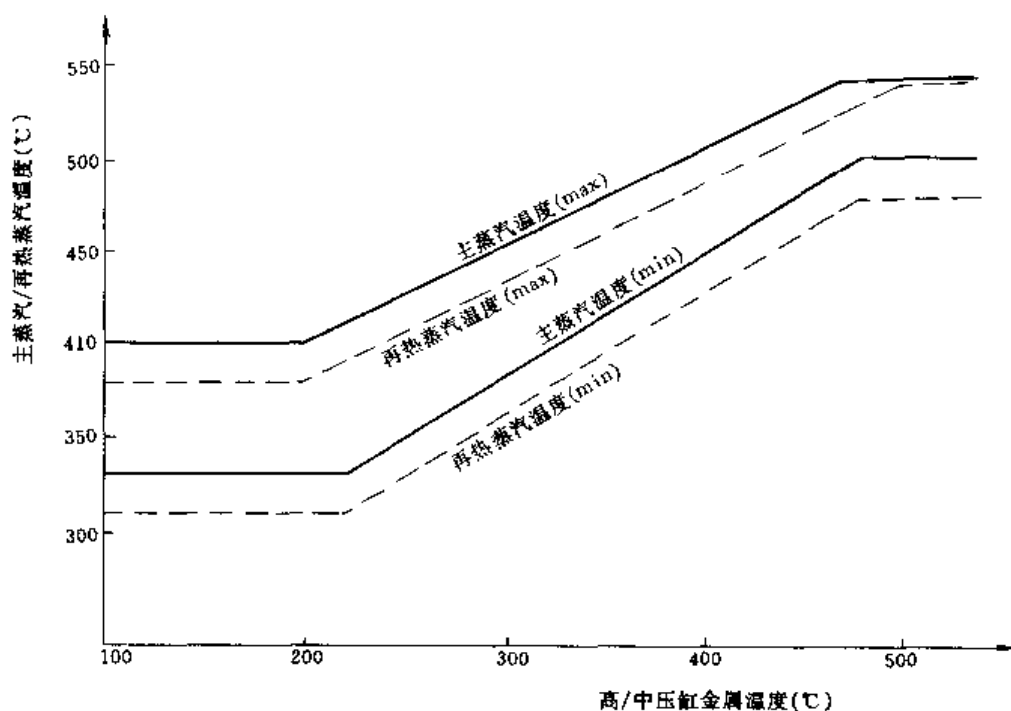


图 12-22 蒸汽温度与汽缸金属温度的关系曲线（中压缸启动）

当汽轮机旁路系统自动调节设备故障时，机组也可以采用高、中压缸联合启动的方式。此时，由于汽轮机高、低压旁路系统不投入运行，故要求：锅炉的参数与汽轮机所需的蒸汽参数相匹配；由辅助蒸汽系统向汽轮机轴封蒸汽系统和除氧器提供加热蒸汽，除盐水可靠，且有足够流量。

与中压缸启动一样，高、中压缸联合启动也可在冷态、温态、热态和极热态工况下进行。高、中压缸联合冷态启动曲线参见图 12-19。

1) 启动前汽轮机状态。

- 汽轮机盘车；
- 凝汽器抽真空；
- 高、低压旁路系统关闭（即旁路阀前的电动隔离阀关闭）；
- 高压缸放气阀关闭；
- 打开高压缸排汽止回阀，关闭其旁路阀；
- 开启所有的疏水阀；
- 关闭各抽汽止回阀。

2) 预热汽轮机，复位预热主汽阀。尽快开启高、中压主汽阀，通过阀后疏水系统使蒸汽预热高、中压主汽阀。

3) 冲转及暖机。主蒸汽参数的要求为：过热度大于 50°C ，蒸汽温度小于 360°C ，故机组冲转时正常的蒸汽参数为： 5.1MPa ， 340°C 。

——开启并控制高压调节阀的开度， $100\text{r}/\text{min}^2$ 的升速率将机组转速升至 $800\text{r}/\text{min}$ ，暖机 30min ，以加热高压缸、再热蒸汽冷、热段管道，直至再热热段蒸汽的过热度大于 30°C 为止；

——当再热热段蒸汽的过热度达到上述要求后，将再热蒸汽压力整定为 0.6MPa 。

4) 升速至额定转速。

——逐渐开大高压调节阀（#1、#2、#3 高压调节阀同步调节，#4 高压调节阀关闭），以 $100\text{r}/\text{min}^2$ 的升速率将机组转速升至 $3000\text{r}/\text{min}$ ，机组在此额定转速下运行 30min ；

——在上述升速期间，逐一关闭再热热段蒸汽管道上的疏水阀，以使再热热段蒸汽的压力上升至 0.5MPa 。

5) 并网、带初负荷暖机、升负荷至铭牌出力。机组并网后即带初负荷（ 30MW ），暖机 30min （中压缸暖缸）。然后按启动曲线采用定压—滑压—定压运行的方式，调整高、中压调节阀开度，直至全开；调整锅炉燃烧率，提高蒸汽参数至额定值，使机组负荷升至 100% 铭牌出力（ 620.67MW ）。

第十三章 整套启动的准备工作

第一节 整套启动工作的基本要求

(1) 认真贯彻执行《火力发电厂基本建设工程启动竣工验收规程》(1996年版)及相关规程,并监督实施。

(2) 严格按部颁有关规范、规程、条例、标准等进行各项调试工作。

(3) 熟知汽轮机调试有关系统,各设备结构、工作原理、试验方法、启动运行操作、维护、技术指标,厂家有关技术文件。

(4) 汽轮机分部试运结束并经建设、生产、施工、监理、调试单位验评合格。

(5) 配合热工、电气进行设备投入前保护、连锁、报警试验。

(6) 编写整套启动方案及调试有关项目试验措施,并指挥机组整套启动和组织有关试验项目的实施。

(7) 绘制系统图册,整套启动调试工作程序图,机组首次整套启动升速、升负荷曲线,编制记录表格。

(8) 准备试验时所用设备、仪器、仪表,加强试验设备及仪器管理和维护。

(9) 整理试运记录,填写火电工程调整试运质量检验及评定表,编写试验报告,编写试运总结。在整套启动结束,移交生产一个半月内,交给合同委托单位。

(10) 坚决贯彻“预防为主,安全第一”的方针,经常组织汽轮机调试人员进行安全学习,进入现场前安全考试必须合格。对有关部门下发的安全通报及时组织学习。

(11) 对机组进入整套启动应具备的条件进行认真核查,对影响设备及人身安全的问题,应要求安装单位必须改进、完善。

(12) 对机组在试运中发生的设备损坏、人身事故或中断运行的事故参与调查和分析,并提出对策。

第二节 整套启动方案编写要求

一、编写依据

编写依据主要有:《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规程》、《火电工程启动调试工作规定》、《火电建设施工及验收技术规范》、《火电工程调整试运质量检验及评定标准》、《河南电力建设火电工程调试分工原则意见》、《电力建设安全工程规程》、《电力基本建设工程质量监督规定》、《火电机组达标投产考核标准》、《汽轮机启动调试导则》、《防止电力生产重大事故的二十五项重点要求》以及国家及行业颁发的有关技术规程、标准,设计、制造有关技术文件,合同有关文件。

二、编写的基本内容

1. 编制目的
2. 编制依据
3. 概述
4. 主要设备技术规范
5. 调试内容及验评标准
6. 组织分工
7. 仪器设备的配置
8. 整套启动应具备的条件
9. 整套启动程序及原则
10. 整套启动操作步骤
11. 主要设备及系统投入要点
12. 机组运行主要控制指标
13. 停机操作
14. 注意事项
15. 反事故措施
16. 附图（冷热态启动曲线）

第三节 整套启动试运前应具备的条件

一、试运现场条件

- (1) 场地平整，道路畅通，试运现场设有明显标志和分界线，危险区域设有围栏和警告标志。
- (2) 试运区的脚手架已全部拆除，现场（含电缆井、沟）清扫干净。
- (3) 试运区的梯子、平台、走道、栏杆、护板等已按设计安装完毕，正式投入使用。
- (4) 厂内、外排水设施能正常投运，沟道及孔洞盖板齐全。
- (5) 试运范围的工业、生活用水系统已投入正常使用。
- (6) 试运现场具有充足的正式照明，事故照明能及时自动投入。
- (7) 运行岗位已有正式的通讯装置，临时岗位设有可靠的通讯联络设施。
- (8) 试运区的空调装置、采暖及通风设施已按设计能正常使用。
- (9) 消防系统、电梯经政府劳动部门验证合格，具备投运条件。
- (10) 启动试运需要的燃料（煤、油）、化学药品、备品、备件已准备齐全。
- (11) 环保、职业安全卫生设施及监测系统已按设计要求投运。
- (12) 保温、油漆、管道色标介质流向、阀门标识、完整。
- (13) 设备和容器内清洗、清扫干净保证无杂物。
- (14) 满足电网调度提出的并网要求，与机组配套的输变电工程能保证发电输出的要求。
- (15) 分系统试运结束，核查分系统试运记录，确认所有参加整套启动试运的设备和系统均已能满足整套启动试运条件。

二、整套启动的组织机构、人员配备和技术文件准备

(1) 工程上级主管单位已按启动及竣工验收规程的要求，建立启动验收委员会及下设机构，试运指挥部及各组人员已全部到位，做到职责清楚，分工明确。

(2) 建设单位应组织试运指挥部，并进行整套启动前的准备工作检查。

(3) 生产单位已按机组整套启动方案和措施，配备了各岗位运行人员及试验人员，并有明确的岗位责任制；运行操作人员已经培训并考核合格。已在现场备齐试运措施、符合实际的系统流程图册、控制和保护逻辑图册、设备保护整定值清册、制造厂家的设计、运行规程和检修规程等有关技术文件，设备、管道、阀门等已命名并标识齐全并编号挂牌。

(4) 施工单位已根据机组整套启动方案和措施的要求，配备了足够的维护检修人员，并有明确的岗位责任制；维护检修人员应熟悉所在岗位的设备（系统）性能，并能在整套试运组统一指挥下胜任检修工作，不发生设备、人身事故和中断试运工作。

(5) 施工单位已备齐机组整套试运的设备（系统）安装验收签证和分部试运记录。

(6) 调试单位已按部颁布《火电工程启动调试工作规定》及工程设计、设备资料，编制机组整套试运方案和措施，经有关技术人员讨论、有关单位审核试运总指挥批准，并在试运前向参与试运的各有关单位人员技术交底。已在试运现场张挂整套启动试运曲线和锅炉点火、升压曲线等图表。

三、下列设备及系统应满足整套启动条件

以下范围设备及系统经分部试运及调整后，必须验收合格并办理签证手续，根据甲乙双方制定的“设备系统代管办法”办理运行代管手续。个别项目确有特殊原因不具备验收签证条件的，应由整套启动调试指挥上报试运指挥部批准。

- (1) 凝汽器及其低负荷喷水系统；
- (2) 凝结水泵及其系统；
- (3) 循环水泵及其系统；
- (4) 开、闭式水泵及其系统；
- (5) 给水泵及其系统；
- (6) 疏水及排水系统；
- (7) 法兰加热和夹层加热系统；
- (8) 工业水泵及其系统；
- (9) 厂用辅助蒸汽系统；
- (10) 高低压加热器回热抽汽系统；
- (11) 除氧器及加热系统；
- (12) 抗燃油泵及其系统；
- (13) 润滑油泵及其系统；
- (14) 汽轮机调节保安系统；
- (15) 发电机氢、水、油系统；
- (16) 汽轮机旁路系统；
- (17) 真空泵及其系统；
- (18) 压缩空气系统；

- (19) 胶球清洗装置及系统；
- (20) 油净化装置及系统；
- (21) 抗燃油冷却和再生装置；
- (22) 补水系统；
- (23) 汽封系统。

第十四章 整套启动调试工作程序

第一节 国内机组整套启动工作程序

整套启动试运调试工作共分三个阶段：空负荷调试、带负荷调试和满负荷试运。国产 300MW 机组整套启动调试网络及工作程序，见图 14-1、图 14-2。

一、空负荷调试工作

- (1) 各种水、汽、油分系统及真空、氢系统检查投运。
- (2) 给水泵汽轮机带负荷工况的检查和各负荷振动的测量。
- (3) 发电机首次气体置换。
- (4) 汽轮机冷态、温态、热态启动试验（包括 DEH 投入试验）。
- (5) 汽轮机按首次冷态启动曲线冲转及首次并网。

- 1) 手动及保护掉闸试验；
- 2) 危急遮断器撞击子喷油试验；
- 3) 机组振动监测；
- 4) 机组并网带负荷调试；
- 5) 自动主汽门及调速汽门严密性试验；
- 6) 汽轮机超速试验；
- 7) 高、低压旁路系统试验；
- 8) 高、低压加热器投入试验；
- 9) 汽、电泵启动并列切换试验；
- 10) 汽轮机惰走时间曲线记录。

二、带负荷调试工作

- (1) 机组振动监测；
- (2) 机组在不同负荷下洗硅运行；
- (3) 热工自动投入；
- (4) 配合电气进行厂用电切换试验；
- (5) 厂用汽源切换试验；
- (6) 真空严密性试验；
- (7) 电液调节系统切换及电液跟踪试验；
- (8) 备用设备并列运行及切换试验。

三、满负荷试运行工作

- (1) 机组负荷变动试验。
- (2) 50%、100%甩负荷试验。
- (3) 168h 满负荷连续试运行。

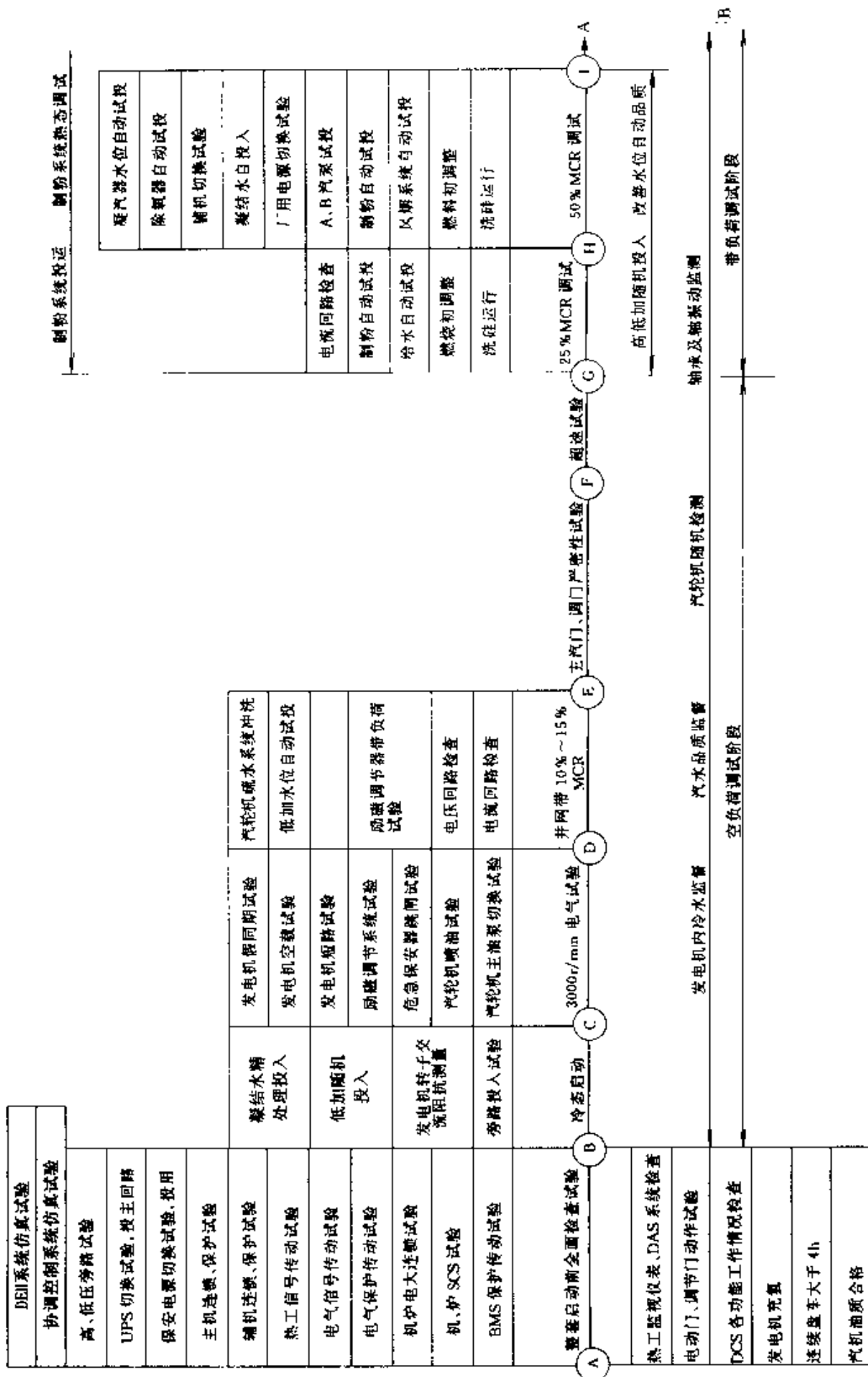


图 14-1a 国产 300MW 机组整套启动调试网络

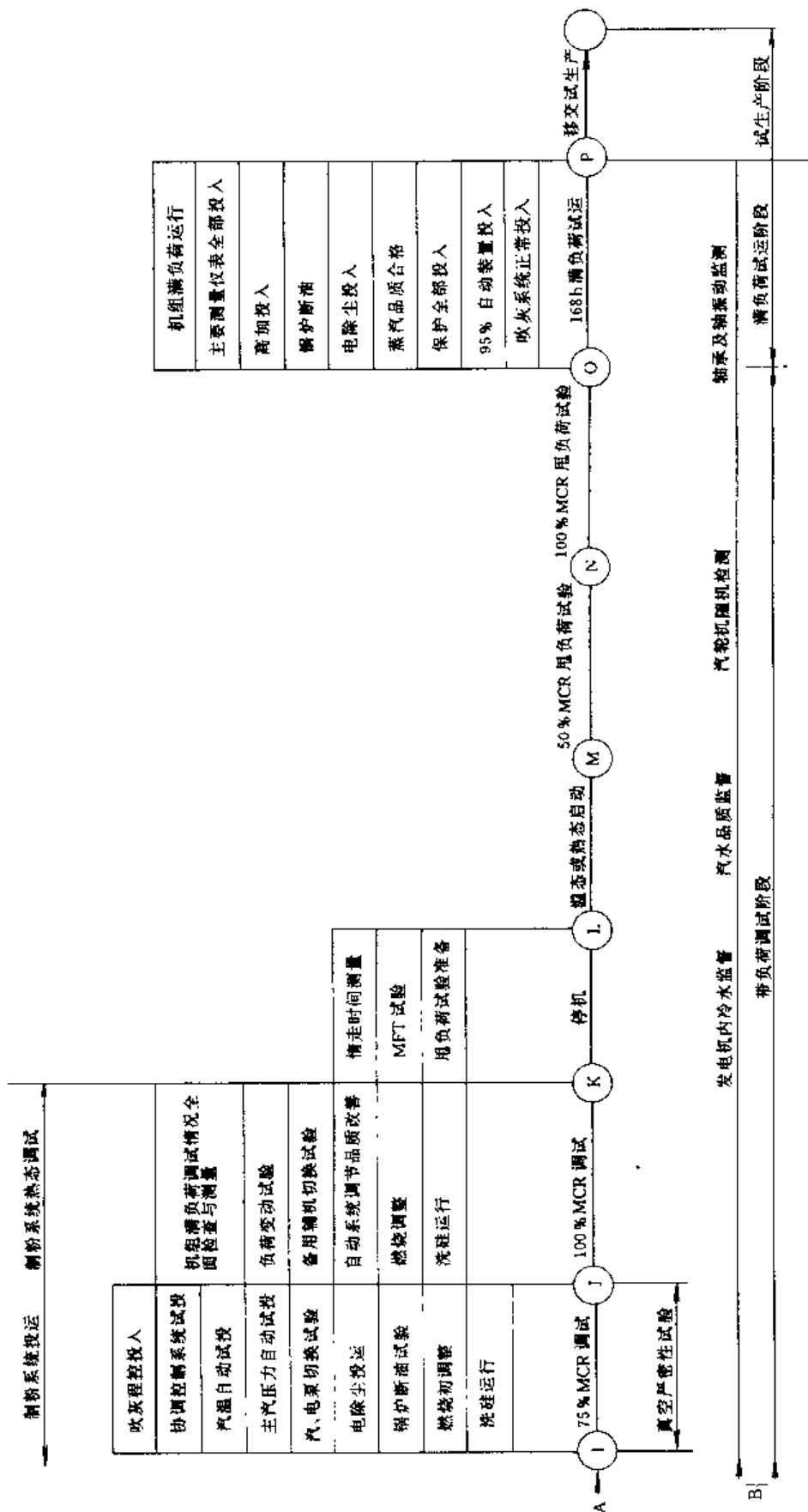


图 14-1b 国产 300MW 机组整套启动调试网络

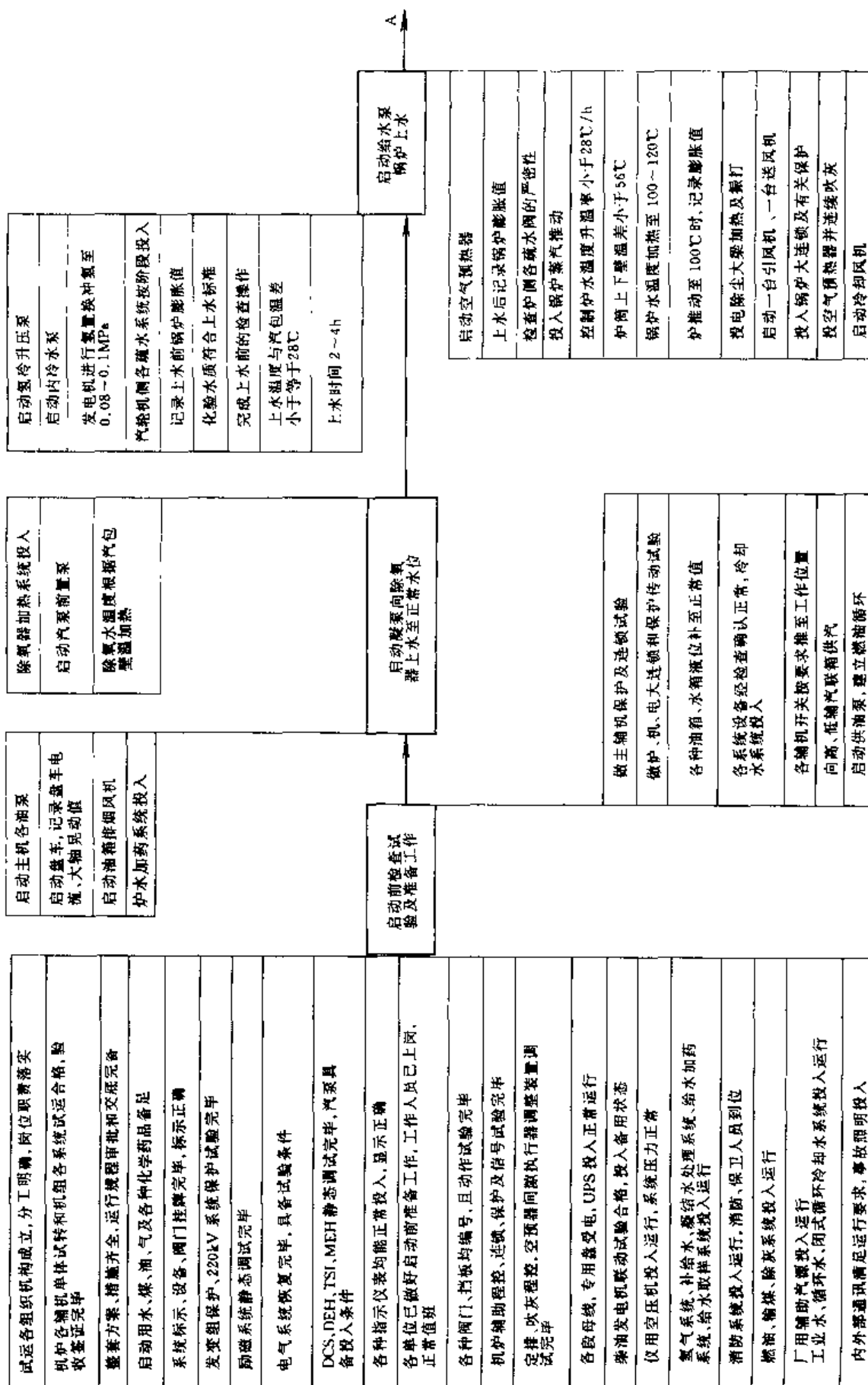


图 14-2a 国产 3000MW 机组整套启动工作程序

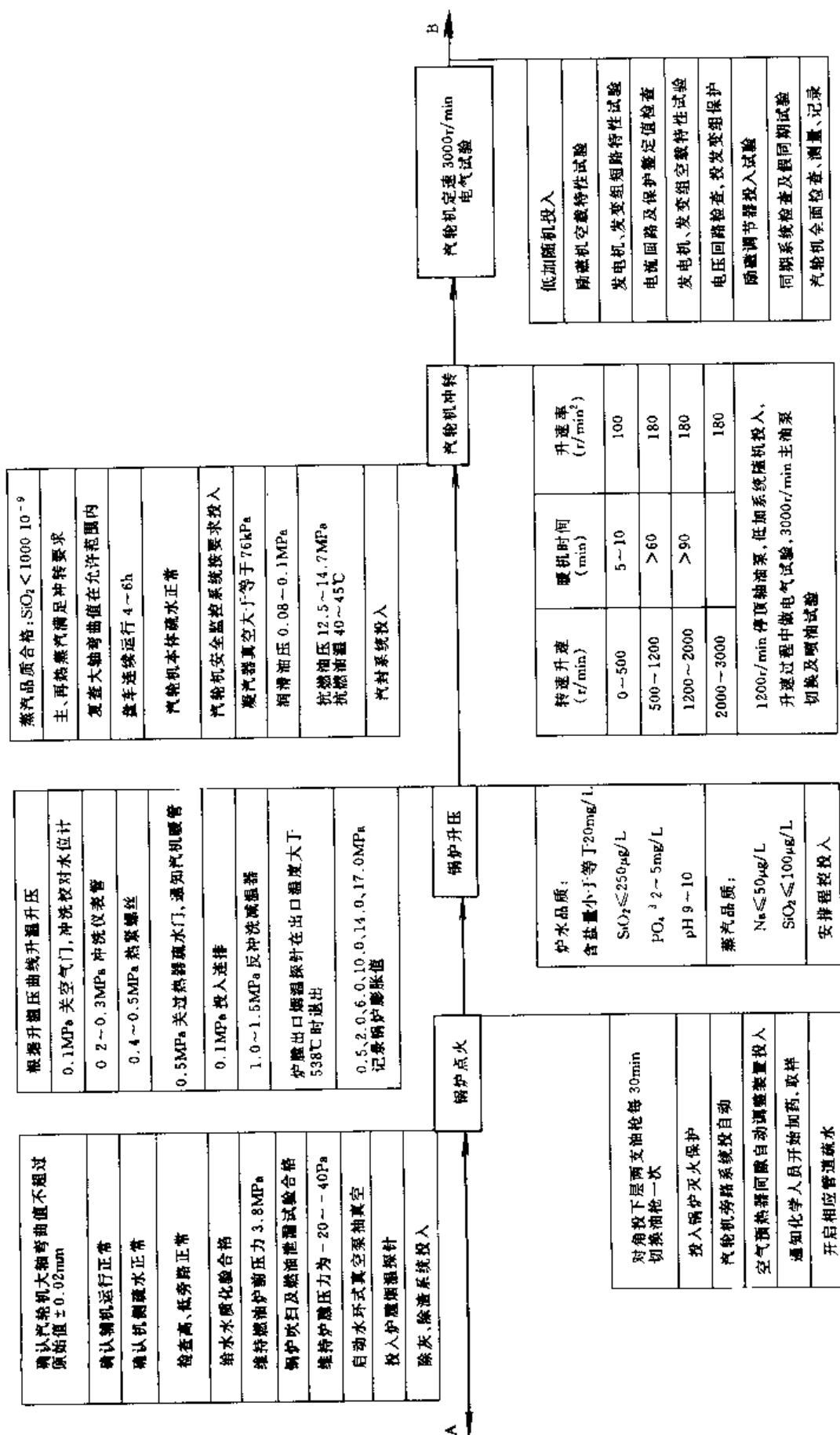


图 14-2b 国产 3000MW 机组整套启动工作程序

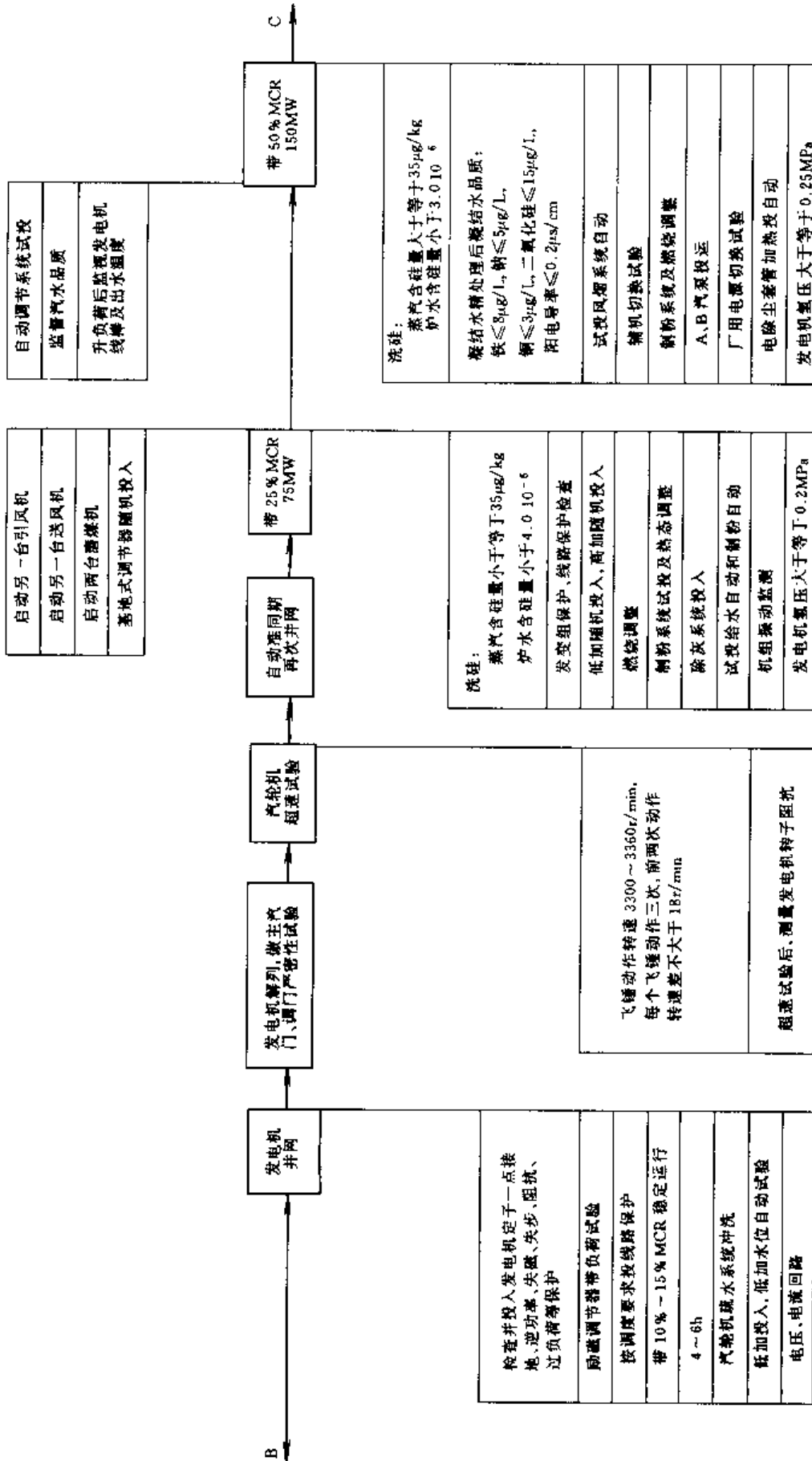


图 14-2c 国产 3000MW 机组整套启动工作程序

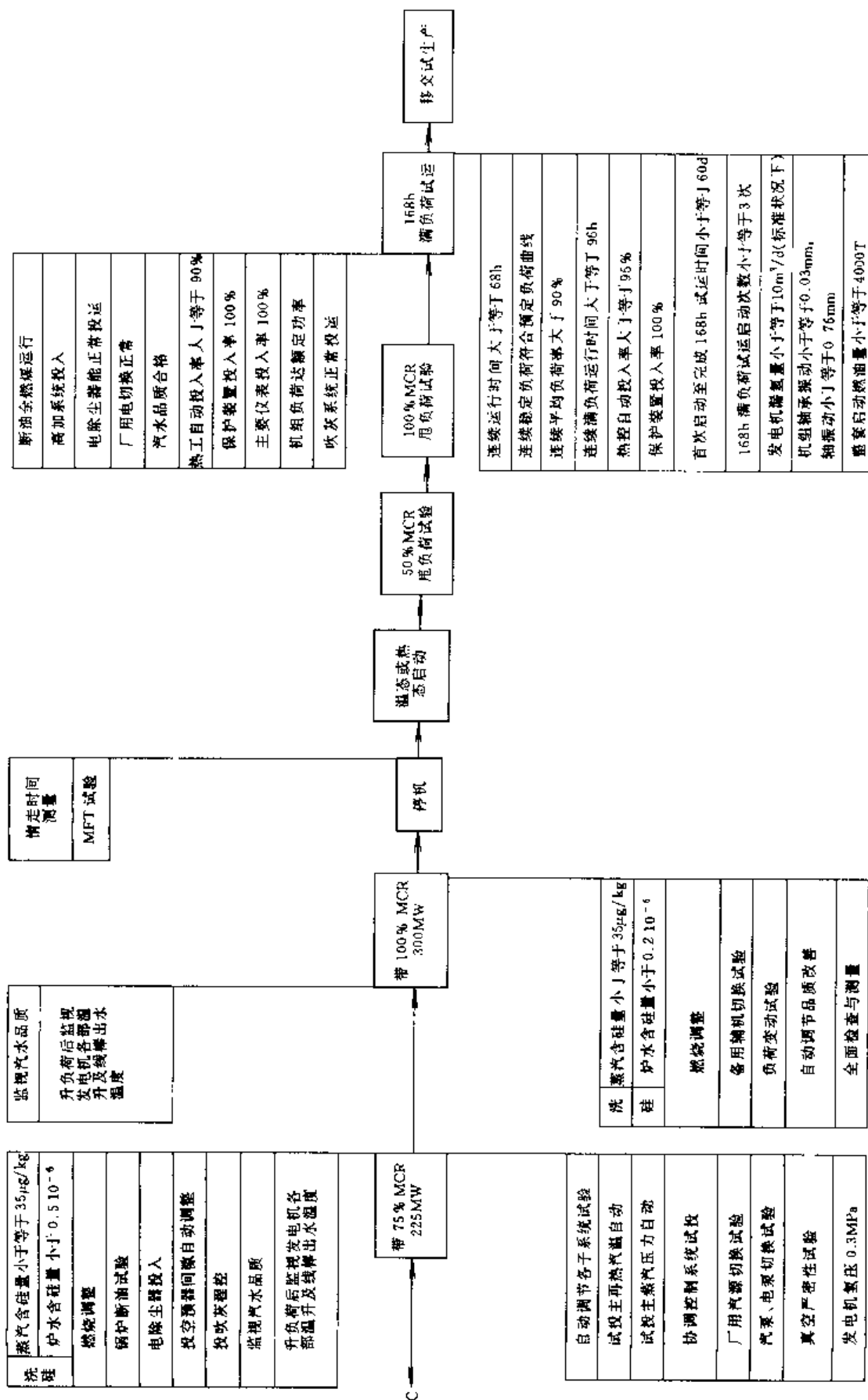


图 14-2d 国产 3000MW 机组整套启动工作程序

- 1) 有关系统投入, 检查指导运行操作;
- 2) 主机保护投入, 检查定值;
- 3) 配合热工投入自动;
- 4) 运行数据记录统计、分析;
- 5) 设备缺陷检查、记录。

第二节 国外机组整套启动工作程序

一、日本日立公司 TCDF-33.5 型 300MW 机组启动程序

汽轮机采用中压启动方式, 整套启动分两个阶段进行。

(1) 第一阶段。机组新安装后首次启动, 采用手动控制方法, 即人工设定升速率和目标转速, 不投热应力计算机。启动曲线参见图 14-3、图 14-4、图 14-5 和图 14-6。

发电机充氢至 0.1MPa, 高压缸通过高压缸预暖阀进行预暖, 预暖结束后进行高压调门 (CV) 预暖, 机组冲转到 800 ~ 1000r/min, 进行降低真空膨胀试车试验, 膨胀试车结束后, 重新启动, 机组至 3000r/min, 进行就地跳闸、油跳闸和集控室主跳闸试验。跳闸试验结束, 进行电气试验, 电气试验完成后, 并网, 带 25% 额定负荷进行 3h 试车, 然后降负荷为 0, 解列, 做机械超速保护 (危急保安器)。#7、#8 低压加热器随机启动, 超速试验后停机, 汽轮机继续保持凝汽器真空, 锅炉进行再热器安全门整定和过热器安全门整定。机组启动过程中, 根据机组振动情况决定是否做动平衡。

(2) 第二阶段。根据高、中压缸金属温度, 按照疲劳指数及蒸汽与汽缸金属的温差匹配限制, 选择适当的参数, 进行第二阶段启动。并网后, 进行带负荷试验, 负荷 60 ~ 80MW 时进行给水泵汽轮机的高、低压暖管工作。主机负荷大于 40% 额定负荷后, 投入汽动给水泵与电动给水泵并列运行。主机负荷大于 45% ~ 50% 额定负荷后, 停止电动给水泵做备用。

负荷至 150MW 时, 冲洗高压加热器汽侧, 同时暖高压加热器水质合格后投入高压加热器并回收疏水。负荷到额定负荷后, 进行 168h 试运行。

二、瑞士 ABB 公司 350MW 机组启动程序

冷态启动方式的一般规定也适用于半热态和热态启动。

主参数的变化率与启动方式的选择有关, TURBOMAX 应力计算装置对无论所选何种启动方式, 均可确定附加速度变化率的限值。

机组冷态启动时 (停机时间大于 96h), 参见冷态启动曲线图 14-7 和图 14-8, 机组启动过程中 H.P 的旁路功能, 只适用于特定的用途。

(一) 锅炉点火

- (1) 在锅炉任何点火装置点火前, H.P 旁路固定在 10% 最低开度。
- (2) 根据燃烧情况进行蒸汽升压。
- (3) 汽轮机启动疏水全开。
- (4) 过热器出口压力升高时, 开旁路控制大约 0.6MPa 的常压。
- (5) H.P 旁路控制阀开启, 维持冲转时最低压力。
- (6) 当锅炉出口压力达到供透平启动的最低压力时, H.P 旁路控制此压力 (大约 5MPa)。

(二) 汽轮机准备升速

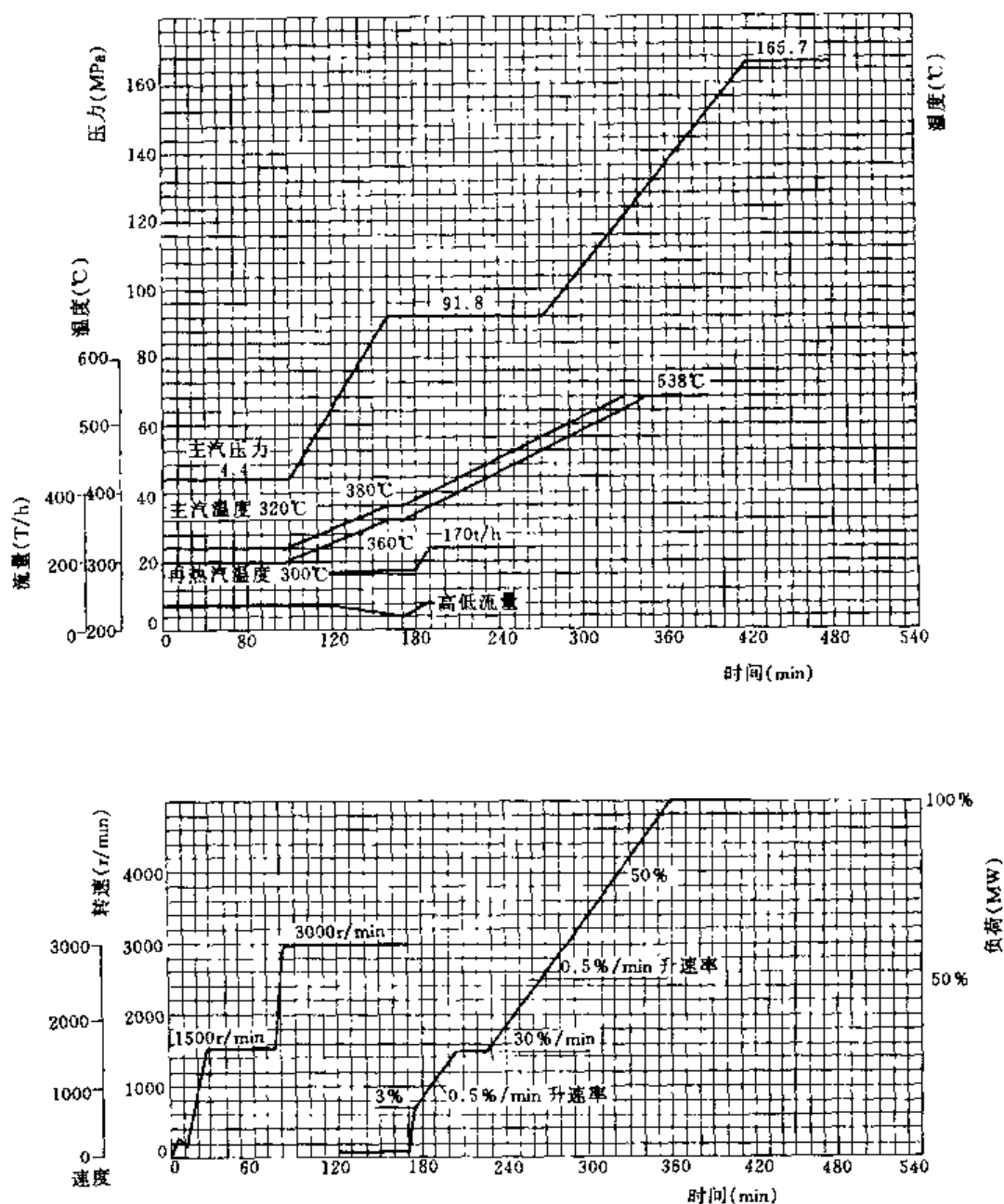


图 14-3 日本日立 300MW 机组冷态启动曲线

- (1) 检查发电机密封油系统、定子冷却水系统和氢冷却系统运行值正常。
- (2) 检查所有监测仪表是否正确。
- (3) 检查油箱内油位和润滑油系统的运行，轴承润滑油压力稳定在 0.1 ~ 0.15MPa，检查轴承回油和轴承金属温度，保证有足够的油供给所有的轴承。
 - 1) 轴承进油温度 35 ~ 45℃。
 - 2) 径向轴承混合回油的温度应不超过 65℃，推力轴承不超过 70℃。
 - 3) 轴承金属温度不超过 100℃。
- (4) 在盘车齿轮传动装置投入动转前，检查顶轴油系统。
 - 1) 顶轴油泵出口压力大约 35MPa。
 - 2) 最小的转子抬起量为 0.02mm。

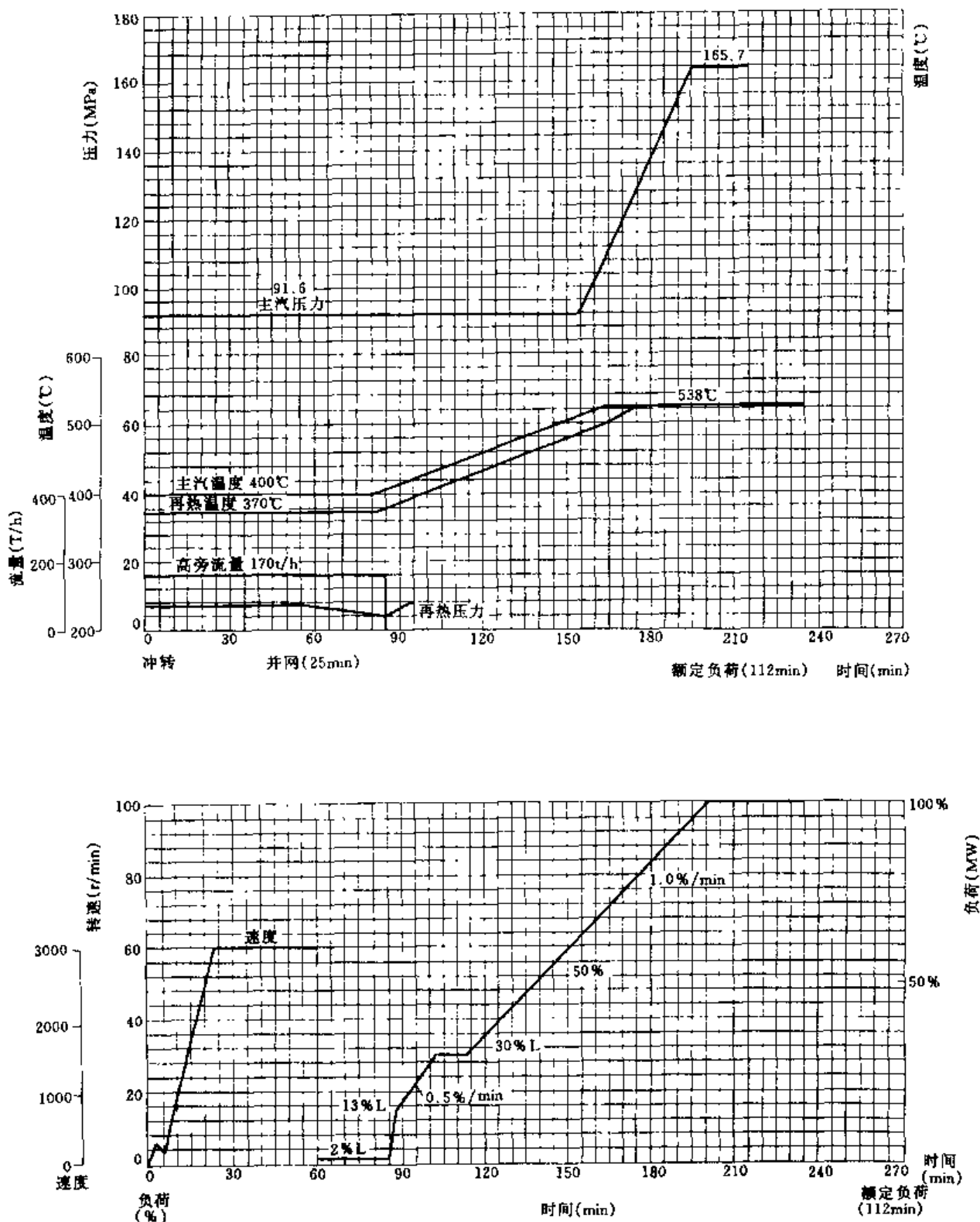


图 14-4 日本日立 300MW 机组温态启动曲线

- (5) 投入盘车装置, 监测轴速度 (6~9r/min), 偏心度和转子位移指示表指示准确。
- (6) 启动凝结水泵和投入轴封加热器。

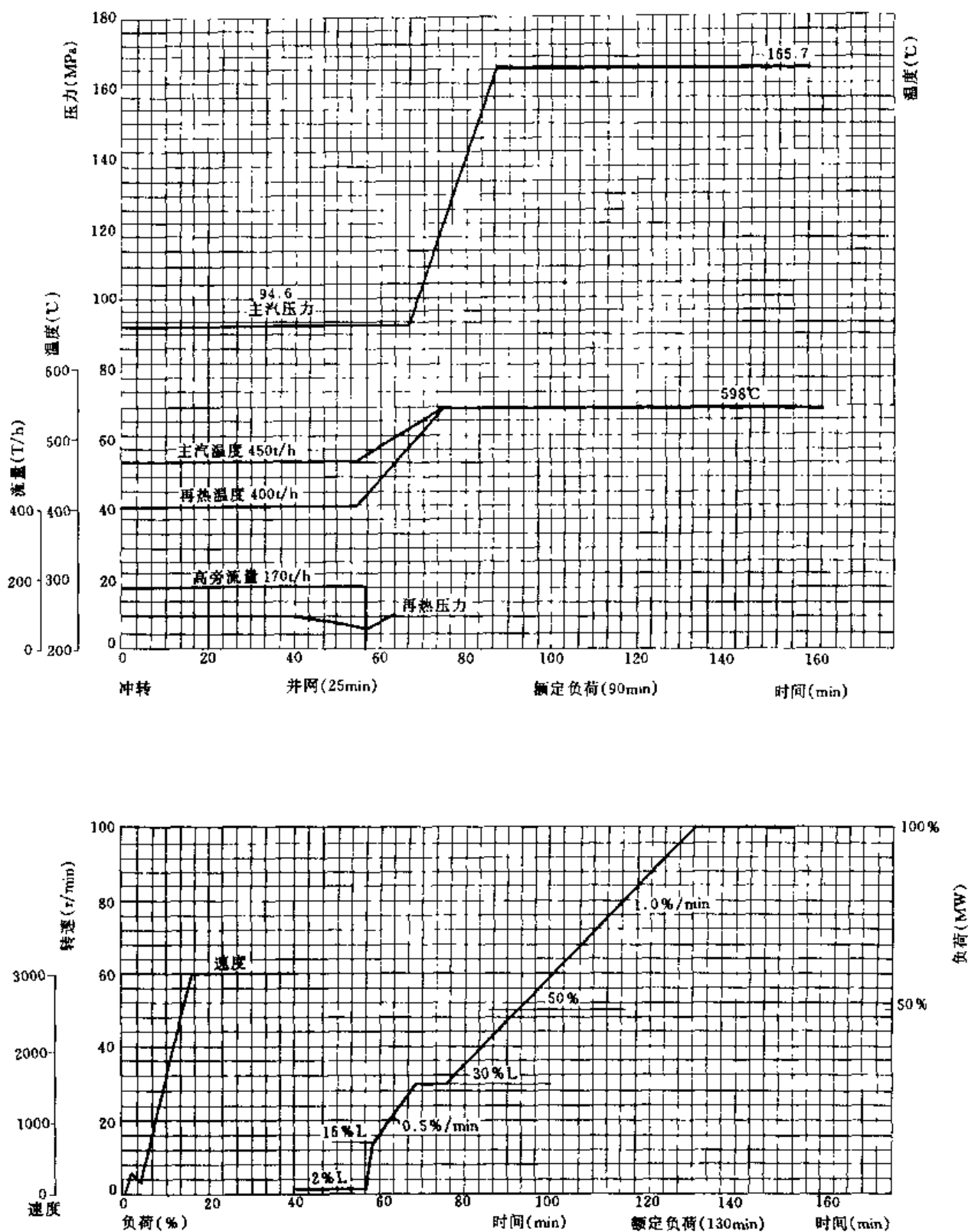


图 14-5 日本日立 300MW 机组热态启动曲线

(7) 凝汽器抽真空。

- 1) 启动汽封蒸汽排汽风扇，使汽封蒸汽排汽回路建立的压力稍低于大气压。
- 2) 机组冷态启动汽封蒸汽（辅助蒸汽和辅助锅炉），在密封联箱系统内的压力为

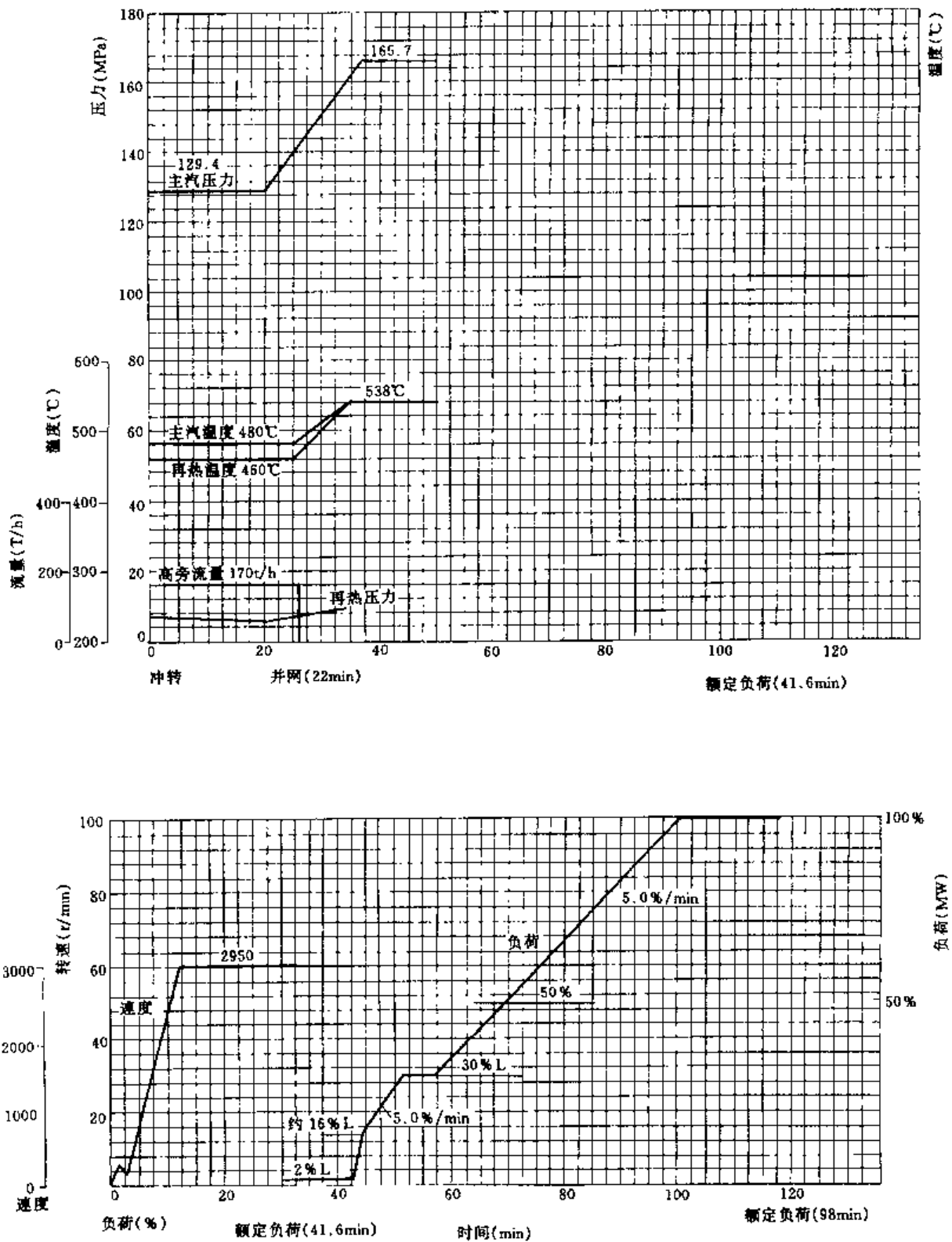


图 14-6 日本日立 300MW 机组极热态启动曲线

0.1MPa, 汽封装置内的压力为 0.005MPa, 低压平汽封蒸汽最高温度应不超过 180℃。

(三) 汽轮机冲转

——主汽阀前最后疏水处的温度最低为 20℃ 过热。

- 汽轮机进汽工况正常值为 5MPa、410℃。
- 所有液压控制泵投入运行。
- 汽轮机复位。
- 汽轮机控制和安全系统确信已建立正确的压力。
- 确信主控阀和中压调节阀全关，主截止阀和再热截流阀全开。

1. 汽轮机升速

当汽轮机的控制方式选择后，速度设定点可由操作人员利用选定的基本控制手动提升，或由自动控制装置部分利用升速程序自动提升。

汽轮机在用基本控制装置升速情况下，操作人员将设定点调整在需要值，并利用最大 50%/min 变化率的设定点调整增加速度，所以操作人员操作设定点调整时，必须十分小心。

汽轮机升速在用自动控制装置升速程序情况下是自动投入使用的，升速程序由操作人员关安全系统变化后启动。目标速度设定点自动调整到 100% 额定速度。汽轮机速度顺序地开始上升。

速度的变化率取决于计算的转子平均温度、实际的热应力和临界速度范围。如果没有热应力和临界速度范围出现，起始的升速率只受转子金属的平均温度所决定。

(1) 如果操作人员选择自动控制装置冷态启动，目标速度设定点自动调整到 100%，而速度的变化率调整为 2.5%/min（参见表 14-1）。

表 14-1 冷热态启动划分标准

转子平均温度	< 160℃	> 160℃, < 450℃	> 450℃
启动方式	冷态启动	温态启动	热态启动
初始升速率	2.5%/min	10%/min	20%/min

(2) 只要转子的速度增加，盘车装置就会自动脱开，马达停止工作。

(3) 顶轴油泵也停用。

(4) 保持汽轮机低速，检查有无碰擦或其他不正常的噪声。

(5) 在选择自动控制装置情况下的升速过程中，速度如需要维持在某固定点，操作人员可以在非临界速度范围之内的任何速度值断开升速程序。如果操作人员在临界速度范围之内停止自动升速程序，汽轮机则自动将速度提升到此速度范围之上。

(6) 均匀地将机组的转速增加到约 1000r/min，见图 14-7。

(7) 保持汽轮机在 1000r/min 下暖机 40min。

(8) 检查轴承金属温度小于 100℃，轴承油出口温度小于 65 ~ 70℃。

(9) 检查振动、差胀数值是否正常。

(10) 检查热应力测定值是否正常。

(11) 检查汽轮机的排汽温度，汽轮机的排汽温度不超过 80℃，排汽喷水的正常设定温度为 70℃，汽轮机的排汽温度，在不正常情况下应不超过 120℃。

(12) 在汽轮机升速过程中，主汽压力用高压旁路控制在大约 5MPa（见图 14-7 和图 14-8）。

(13) 如果没有出现任何不正常的情况，即在用选择的基本控制装置控制时，将速度点升到 100%（3000r/min），在选择自动控制装置情况下，接通目标速度设定点是自动调整到

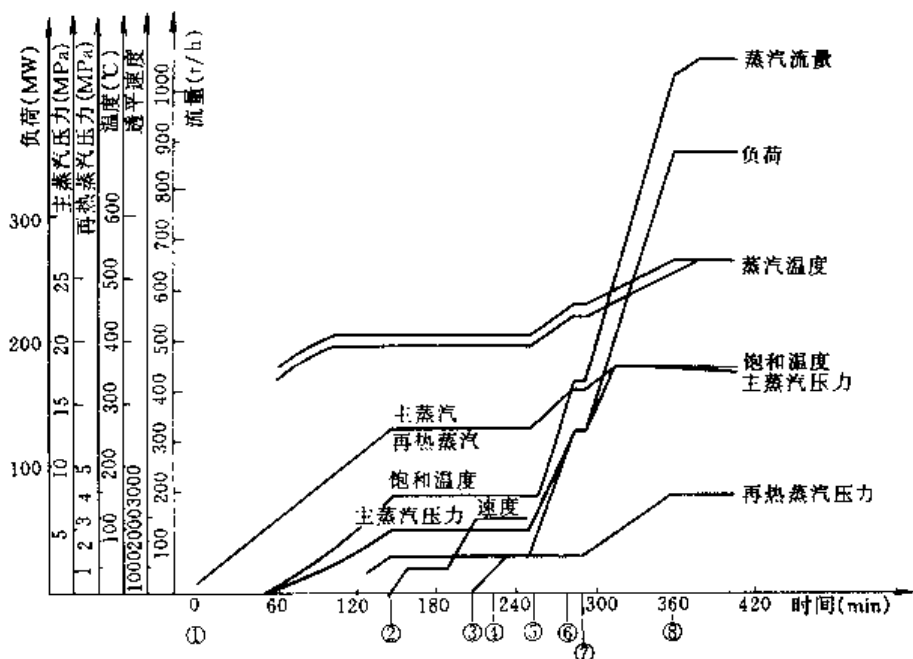


图 14-7 冷态启动曲线

- ①—锅炉点火；②—透平启动；③—同步；④—IP旁路关闭；⑤—H.P旁路关闭；
- ⑥—中压调节阀全开；⑦—锅炉给水加热器投运；⑧—额定负荷

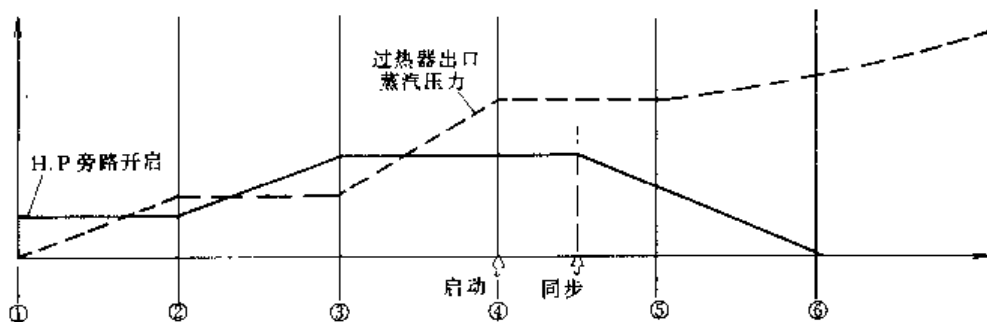


图 14-8 机组启动过程 H.P 旁路功能

- ①—H.P旁路在任何点火装置点火前固定在10%最小开度，压力的增加根据燃烧的额定值；
- ②—旁通开启，目的为控制常压在大约0.6MPa；
- ③—旁通开度被固定在最大值；
- ④—当锅炉出口压力达到供透平启动最低压力，H.P旁路控制此压力（大约5MPa）；
- ⑤—H.P旁路控制由程序装置要求M.W固定的滑压；
- ⑥—正常运行只要旁路阀关闭，压力值和压力梯度通过协调控制回路固定，H.P旁路用高于4%蒸汽压力梯度限制信号的设定点控制蒸汽压力。

100%的。

(14) 速度到达额定速度100%（3000r/min）后，可进行任意选择的试验。

2. 危急遮断器喷油试验

3. 电子超速试验

为了模拟电超速跳闸，同时只可试验一个通道，在触发一个通道回路试验时，有一模拟的大于110%速度信号被送入试验通道的速度采集模块中，由一限制开关显示出试验是否成功。

4. 汽轮机超速试验

此试验在“无负荷”运行模式下完成，速度设定点提高到大于 110%。速度梯度是自动转为固定值 7%/min 的，机械超速是在汽轮机实际速度大于等于 110% 情况下动作的，建议超速跳闸试验在热态启动或不低于 10% 额定负荷至少运行 4h 以后进行，其目的是为合理预热转子。

(四) 并网

速度达到额定速度后，汽轮机必须与电网保持同步。这可利用同步器通过自动控制装置自动完成或手动操作基本控制装置速度设定点调整装置来完成。在有了自动同步器的情况下，选定此装置将“速度增加”和“速度减少”脉冲送入控制速度设定点积分器的逻辑电路中去，在“速度增加”脉冲过程中，一个小的值（“ Δn ”）被加到设定值积分器的实际输出中去，而积分器跟随此和数，在“速度减少”脉冲过程中，“ Δn ”从实际的积分器输出中减去。同步后，给设定点的指令是连锁的。

(五) 带负荷运行

同步后并列并带负荷。

主控阀的位置设定点可由操作人员手动调整（基本控制装置）或自动通过接通负荷程序。

并网前负荷设定点是保持在 0%，因此没有“负载”和“卸荷”指令的响应。只要出现“负载运行工作”显示，最小逻辑储存此时瞬时的蒸汽流量，再在其上加 2% 并由此值增大负荷设定点，同时，设定值积分器的上限从 0% 切到 105%，而速度控制器的速度下降到 0%。结果，阀门的位置和因蒸汽流量大约比并网前高 2%，附加的 2% 是并网后汽轮机要求的最低负荷，其目的是为防止发电机逆功率保护动作。汽轮机得到最低负荷后，应可手动通过调整装置操作主控阀位置设定点积分器或利用自动控制装置的负载程序。

负载程序是供汽轮机自动加载使用的，负载程序的主要部分为设定值积分器及其两个最重要的输入：一个是目标负荷，另一个是供负载梯度，目标负荷和负载梯度由操作人员可作调整。根据转子的平均温度，系统在三个不同的最大梯度 5%/min、10%/min 和 20%/min 之间选择。

(六) 高压旁路调节阀

汽轮机并网后，高旁控制由负载程序装置要求可变压力设定点固定的滑压，根据锅炉的

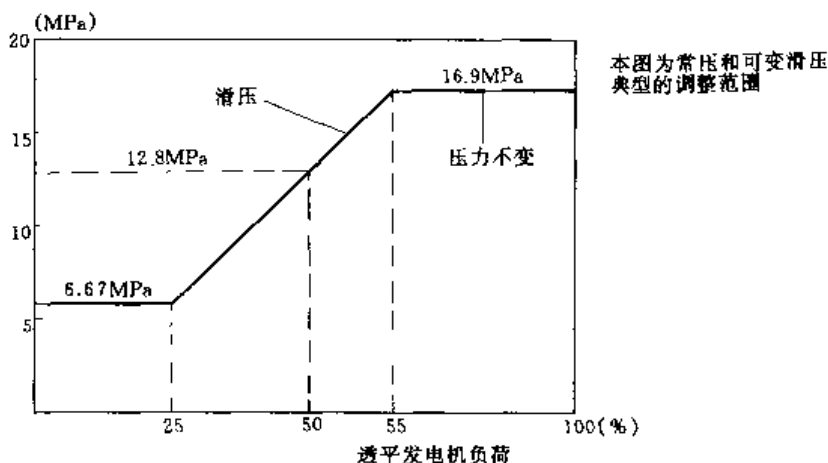


图 14-9 新蒸汽可变压力工作范围

需求，负荷程序装置和压力调整装置提高新蒸汽的压力（见图 14-9），蒸汽压力到 7.5MPa 和负荷带到 75MW，高旁即全部关闭。

(七) 中压调节阀

锅炉启动过程和汽轮机低负荷运转中，用低压旁路保持最小再热器压力。在升速和低负荷过程中，最低负荷大约达到 20% 后，低旁关闭。再热器压力是随实际负荷而定，待负荷到 25% 左右时，中压调节阀全开（见图 14-10）。

(八) 高、低压加热器运行

高、低压加热器于机组并网时投入，负荷大于 20% 后，所有的低压加热器和高压加热器应处于运行之中。

(九) 额定负荷

汽轮机冷态方式启动 4h 后，如果加负荷过程中没有热应力限制，负荷可达到 100%。机组的负荷可在控制室通过 CRT 和主控台手动控制或由任何下列扰动扰动的情况下自动控制：

- (1) 协调控制；
- (2) 汽轮机跟随模式；
- (3) 锅炉跟随模式。

(十) 机组冷态启动曲线（见图 14-11、图 14-12、图 14-13、图 14-14）

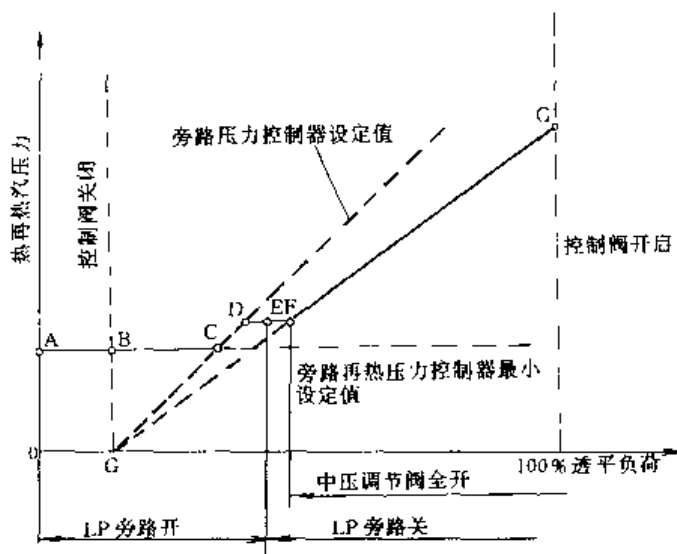


图 14-10 再热压力控制器

直线 A-B-C—再热压力由旁路再热控制器控制不变；直线 C-D—再热压力及滑压设定点由旁路再热压力控制器控制；直线 D-E-F—由阀门调整装置给定的再热压力控制；直线 F-G—再热压力与负荷成正比

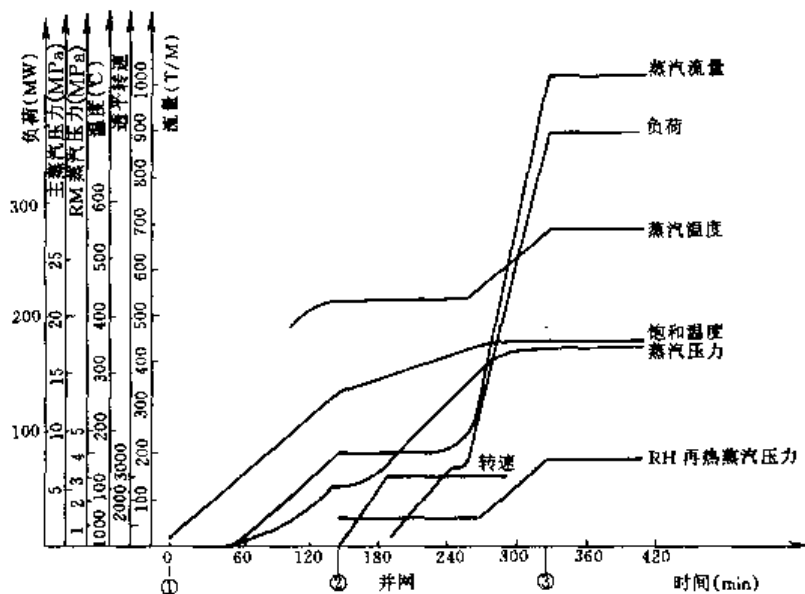


图 14-11 停机 96h 后启动冷态启动曲线

①—锅炉点火；②—透平启动；③—额定负荷

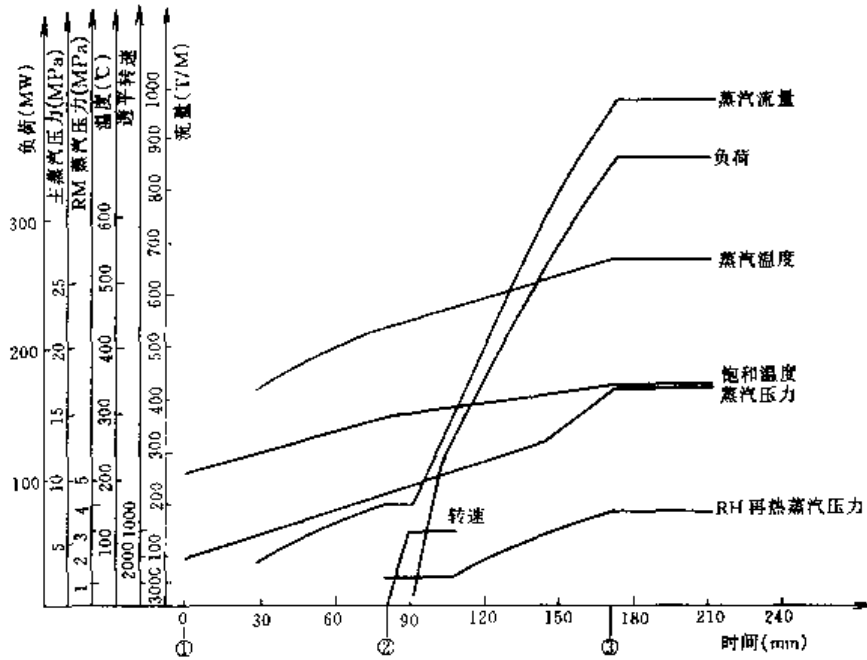


图 14-12 停机 40h 后启动温态启动曲线
①—锅炉点火；②—透平启动；③—额定负荷

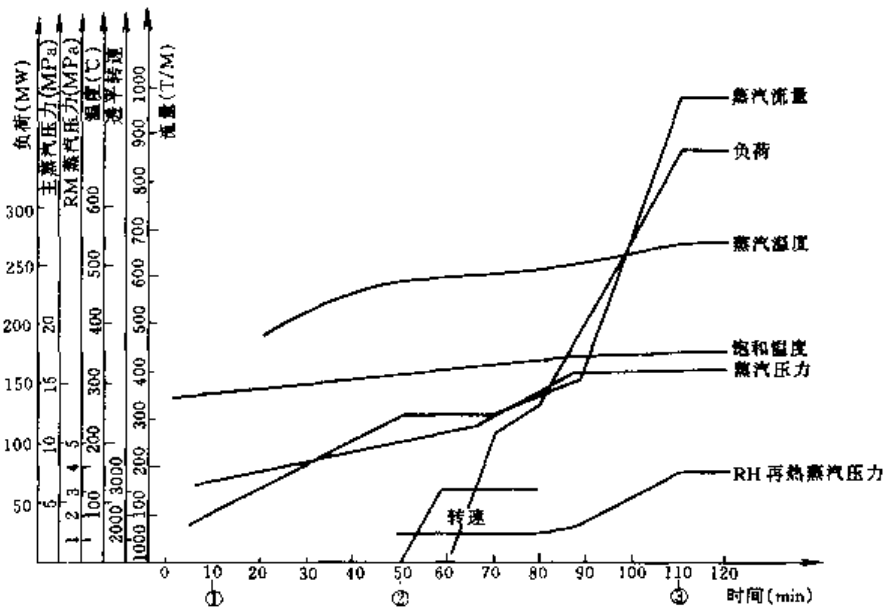


图 14-13 停机 9h 后启动热态启动曲线
①—锅炉点火；②—透平启动；③—额定负荷

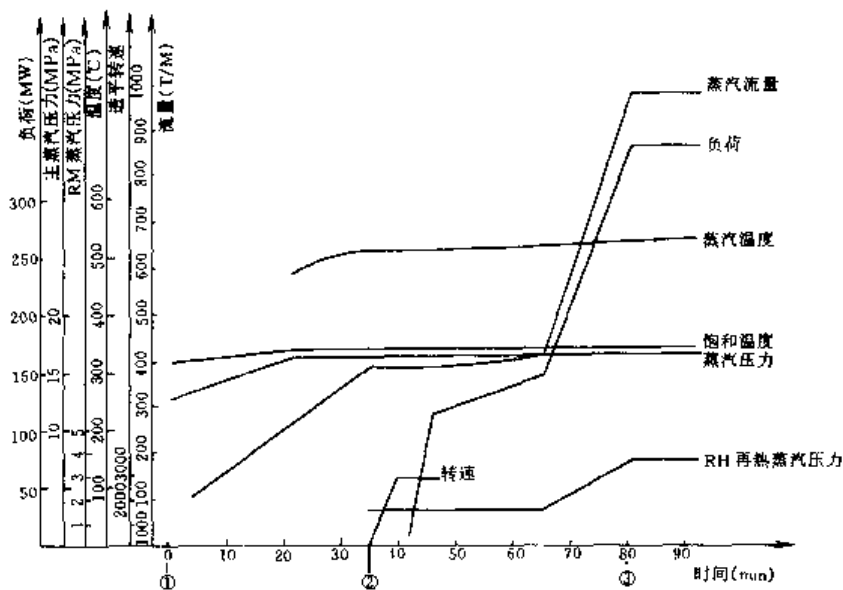


图 14-14 停机 1h 后启动极热态启动曲线

①—锅炉点火；②—透平启动；③—额定负荷

第三节 引进型 300MW 汽轮机组启动工作程序

一、整套启动试运程序

(1) 第一阶段：机组首次启动，发电机充氢至 0.08 ~ 0.1MPa，电气试验前提高氢压至 0.3MPa。DEH 采用操作员自动方式，采用冷态启动曲线，机组至全速后，进行汽轮机跳闸试验，汽轮机试验结束，进行电气试验，完成 10% 额定负荷 4h 运行，解列后做危急保安器试验及电超速试验，低压加热器随机启动，超速试验后，停机消缺。

(2) 第二阶段：第二阶段启动，根据汽缸温度，决定是否采用热态升速曲线，并网后逐渐加负荷至额定，完成带负荷调试。汽轮机负荷增至 150MW 时，冲洗高压加热器汽侧，水质合格，投入高压加热器，回收疏水。升负荷过程中，逐台启动汽动给水泵，两台汽泵投运后，停电泵做备用。

(3) 第三阶段：第三阶段启动，完成满负荷试运行。

二、第一阶段启动

1. 冷态启动冲转条件

- (1) 主蒸汽压力 3.5 ~ 4.0MPa。
- (2) 主蒸汽温度 310 ~ 350℃，再热汽温度 260℃ 以上，主蒸汽、再热汽过热度不低于 56℃。
- (3) 凝汽器真空 89.3kPa 以上。
- (4) 润滑油压 0.098 ~ 0.12MPa，润滑油温 38 ~ 42℃。
- (5) 转子偏心小于 0.05mm。
- (6) 全关高、低压旁路。

2. 冲动、暖机与升速（见曲线图 14-15）

(1) 采用操作员自动方式，按“挂闸”按钮，检查，高压调门、中压主汽门、中压调门全开、高压主汽门全关。

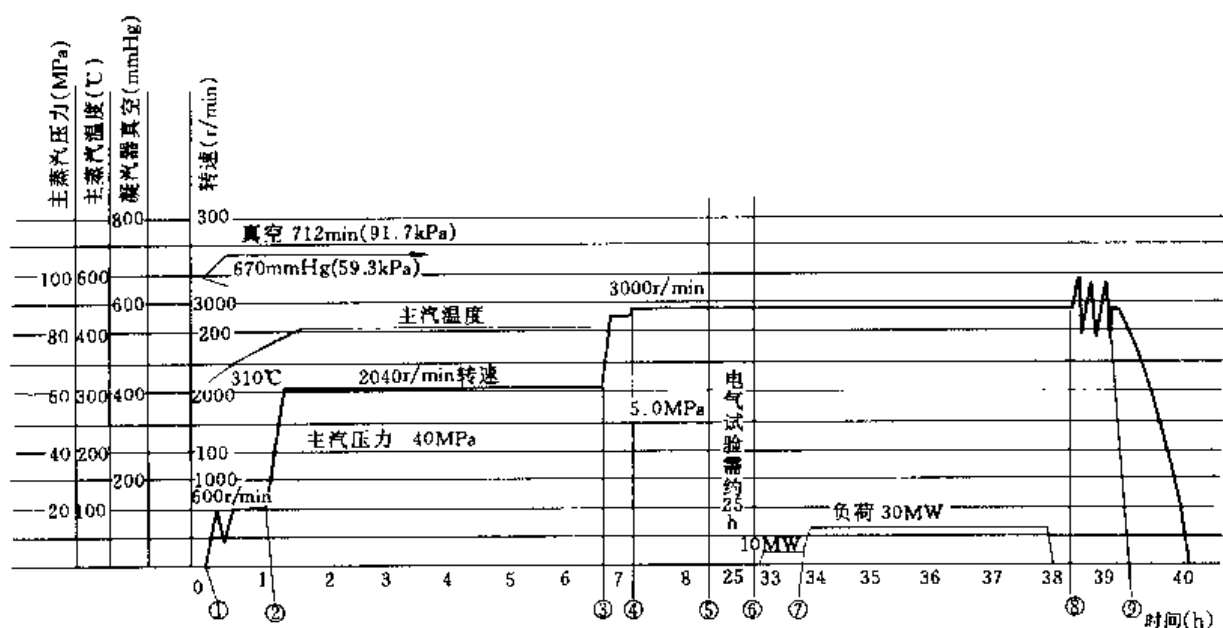


图 14-15 引进型 300MW 机组冷态启动曲线

①—具备冲转条件；②—打闸进行摩擦检查；③—暖机、升速；④—主汽阀与调节阀进行切换；⑤—手动跳闸试验；⑥—电气试验；⑦—带负荷运行；⑧—超速试验；⑨—自动主汽门、调门严密性试验

(2) 设定“目标转速”600r/min，“升速率”100r/min²。

(3) 按“进行”按钮，汽轮机冲转转速由主汽门控制，冲转过程中，注意盘车应自动脱扣。

(4) 转速升至 600r/min，就地或远方便汽轮机跳闸一次，进行降速摩擦检查，当转速降至 250r/min 时，重新挂闸升速至 600r/min，暖机 30 ~ 60min，投入有关保护，全面检查机组转动情况，转子偏心应小于 0.077mm。

(5) 设定“目标转速”2040r/min，以 100r/min² 升速至 2040r/min，暖机 3 ~ 5h，再热汽温达 260℃ 以上，开始计算暖机时间。如果此时接近某一转子的临界转速，应稍稍改变转速，以避免共振区。

(6) 暖机期间主汽门前进汽温度不得高于 427℃。

(7) 检查缸胀、差胀、转子振动、轴向位移、各轴承温度等不超限，及时调节凝汽器水位、除氧器水位、轴封进汽温度等，检查本体疏水应通畅，每 20min 记录有关启动参数并分析金属温度变化和机组膨胀情况。

(8) 中速暖机结束，确认高、中压第一级蒸汽室内壁金属温度大于 121℃，“目标转速”设定 2900r/min，“升速率”100r/min²，使机组升速至阀切换转速。在阀切换前，先核实蒸汽室内壁温度至少等于主蒸汽压力下的饱和温度，否则继续用主汽阀控制机组转速。

(9) 按下“主汽阀—调节阀”切换按钮，监视主汽阀和调节阀的阀位指示及其阀切换过程。

(10) 阀切换结束，设定目标转速 3000r/min，用原升速率将机组升至 3000r/min。

(11) 进行一次手打或远方脱扣停机，检查高、中压主汽门，调速汽门关闭且机组转速下降。

(12) 重新挂闸，升速率 200 ~ 250r/min²，恢复 3000r/min 运行。

(13) 进行机械超速遮断机构油压校验装置试验，记录动作油压和转速。

- (14) 停交流润滑油泵, 挂闸油泵 (高压备用密封油泵) 做备用。
- (15) 全面检查各部参数是否正常, 稳定 30min。
- (16) 投入电超速保护, 交电气进行试验。
- (17) 根据需要将氢压升至 0.3MPa, 并投氢冷却器, 进行发电机有关试验。
- (18) 电气试验结束后, 并网带 5% 负荷 30min, 并投入第一级压力反馈及功能反馈, 然后升负荷至 10% 额定负荷, 运行 4h 后解列。

3. 主汽门、调节汽门严密性试验

4. 超速保护试验

(1) 超速试验包括 103% 额定转速 OSP 动作试验、机械超速试验和电气超速试验 (110%)。

(2) 试验时升速率设定 $250\text{r}/\text{min}^2$, 恢复时升速率设定为 $200 \sim 250\text{r}/\text{min}^2$, 将转速升至额定转速。

(3) 试验均采用操作员自动方式, 并维持稳定的背压。

(4) 先做 103% OSP 试验, 转速达 $3090\text{r}/\text{min}$, OSP 动作, 关闭高、中压调门。110% 电超速保护动作, 关闭高、中压主汽门和调速汽门。机械超速动作转速为 $109 \sim 110\%$ 额定转速, 不符合要求时, 停机调整危急遮断器飞锤。

(5) 转速超过 $3360\text{r}/\text{min}$ 时, 立即手动打闸。

(6) 超速试验期间, 应监视机组振动、差胀、排汽缸温度等参数变化。

三、第二阶段启动

(1) 汽轮机启动以第一级缸壁温度区分, 高于 121°C 为热态, 低于 121°C 为冷态。

(2) 汽轮机按热态 (或冷态) 启动定速后, 电气并网后带 5% 额定负荷暖机时间由当时汽缸温度而定。

(3) 设定升负荷率为 $2\text{MW}/\text{min}$, 目标值为 25% 额定负荷暖机 3h, 关闭有关疏水, 完成两台汽动给水泵的进汽系统暖管工作和暖泵系统的暖泵工作。

(4) 增负荷至 50% 额定负荷, 升负荷率 $2\text{MW}/\text{min}$, 当负荷升至 100MW 时, 启动第一台汽动给水泵。负荷至 150MW 时, 启动第二台汽动给水泵, 高压加热器汽侧冲洗, 水质化验合格后, 回收高压加热器疏水。

(5) 增负荷至 75% 额定负荷, 设定升负荷率 $1.5\text{MW}/\text{min}$ 。负荷达 225MW , 暖机 3h, 此时主汽参数接近额定值, 投用主汽压力控制器。

(6) 第一级压力和功率反馈回路是否投用, 由当时运行方式决定。

(7) 增负荷至 100% 额定负荷, 升负荷率相同, 完成带负荷调试项目。

(8) 注意事项。

1) 当四段抽汽压力大于 0.19MPa 时, 开四段抽汽电动门, 除氧器滑压运行。

2) 启动中逐步投入高、低压加热器水位自动, 凝汽器、除氧器水位自动。

3) 加负荷过程中注意监视轴振动, 差胀、轴向位移, 轴承温度, 汽缸温度等参数。

四、第三阶段启动

完成满负荷试运, 即 168h 满负荷试运行。

第十五章 整套启动调试

第一节 空负荷调试

一、汽轮机启动前检查、试验及操作

1. 启动前检查及试验

- (1) 各段母线、专用盘受电正常，UPS投入正常运行。
- (2) 柴油发电机联动试验合格，投入备用状态。
- (3) 仪用空压机投入运行，系统压力正常。
- (4) 辅机程控、连锁、保护及信号试验正常。
- (5) 氢气系统，补给水、凝结水处理系统，给水加药系统，给水取样系统投入运行。
- (6) 消防水系统投入运行。
- (7) 辅助汽源投入运行。
- (8) 工业水、循环水、闭式循环冷却水系统投入运行。
- (9) 发变组保护、220kV系统保护试验完毕。
- (10) 各种指示仪表均能正常投入，显示正确。
- (11) 主、辅机保护及连锁试验正常，高、中压中汽门、调门关闭时间符合厂家要求。
- (12) 炉、机、电大连锁和保护传动试验正常。
- (13) 各种显示仪表、报警、信号投入。
- (14) 各种油箱、水箱液位补至正常值，油箱油质合格。
- (15) 各系统设备经检查确认正常，冷却水系统投入。
- (16) 各辅机按要求送电至工作位置。
- (17) 高、低辅联箱供汽投入。
- (18) 锅炉已做好点火前准备工作。

2. 汽轮机启动前操作

- (1) 启动凝结水泵向除氧器上水至正常水位，冲洗系统至水质合格。
- (2) 启动主机各有关油泵（润滑油、密封油、抗燃油、高压油、顶轴油泵等）。
- (3) 启动盘车，记录盘车电流、大轴晃动值。
- (4) 启动各油箱抽烟风机。
- (5) 启动除氧器循环泵或汽泵前置泵，除氧器加热系统投入。
- (6) 除氧器水温根据汽包壁温需要进行加热。
- (7) 启动电动给水泵，向锅炉上水至正常水位，冲洗系统至水质合格。
- (8) 启动内冷水泵，水质导电度小于等于 $2\mu\text{S}/\text{cm}$ 启动氢冷升压泵。
- (9) 发电机进行气体置换， CO_2 纯度大于等于95%，充氢 $0.08 \sim 0.1\text{MPa}$ 。
- (10) 导通汽轮机侧各有关管道疏水系统。

- (11) 确认汽轮机大轴弯曲值不超过原始值 0.02mm。
- (12) 确认机侧疏水正常，辅机运行正常。
- (13) 检查高、低压旁路正常，给水水质化验合格。
- (14) 启动真空泵凝汽器抽真空锅炉点火。
- (15) 投入汽轮机旁路系统自动。
- (16) 锅炉主汽压力 0.5MPa 时主汽管道暖管。

二、汽轮机冲转

1. 国产 300MW 机组汽轮机冷态冲转条件（冷态启动见图 15-1、图 15-2，温热态启动见图 15-3、图 15-4、图 15-5）

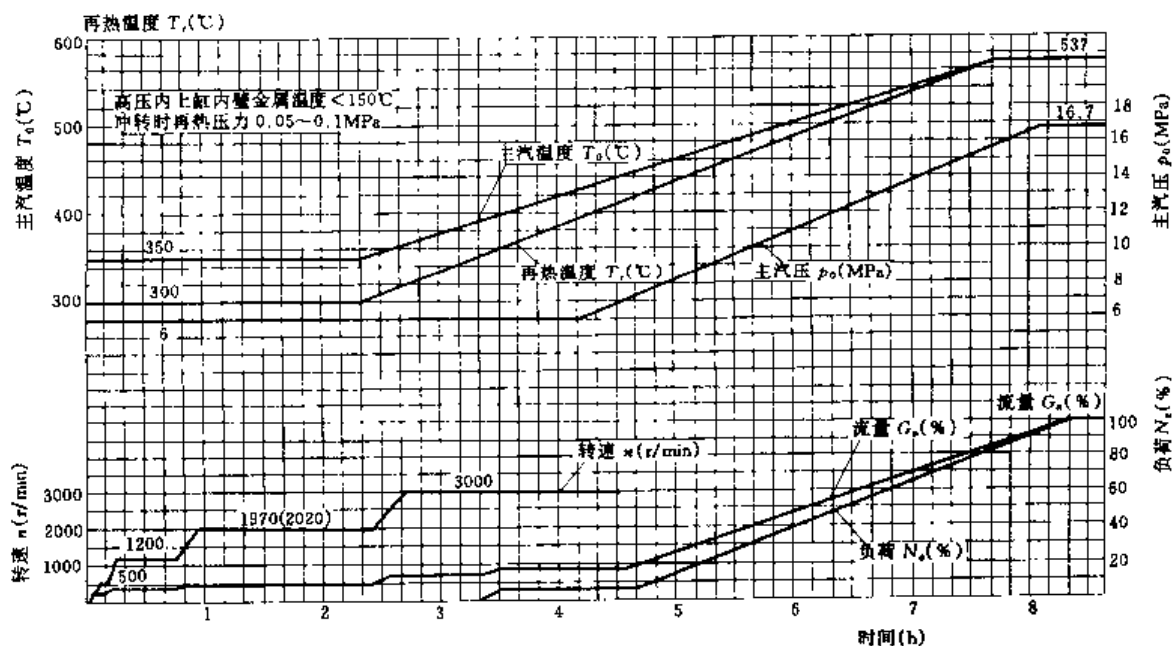


图 15-1 汽轮机冷态启动曲线

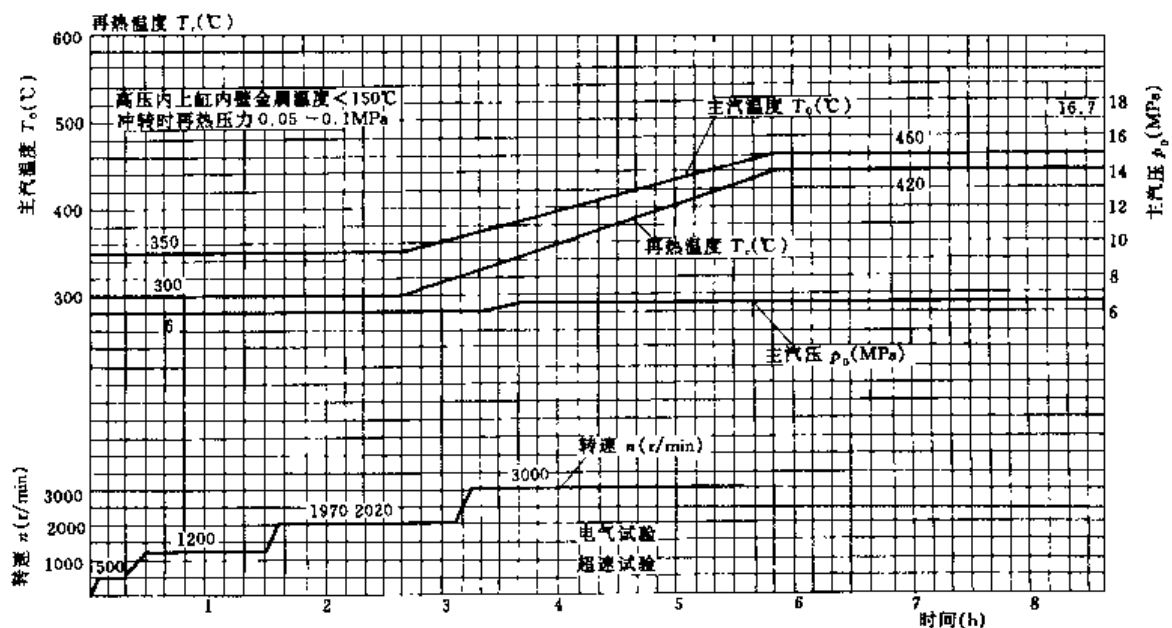


图 15-2 汽轮机首次冷态启动曲线

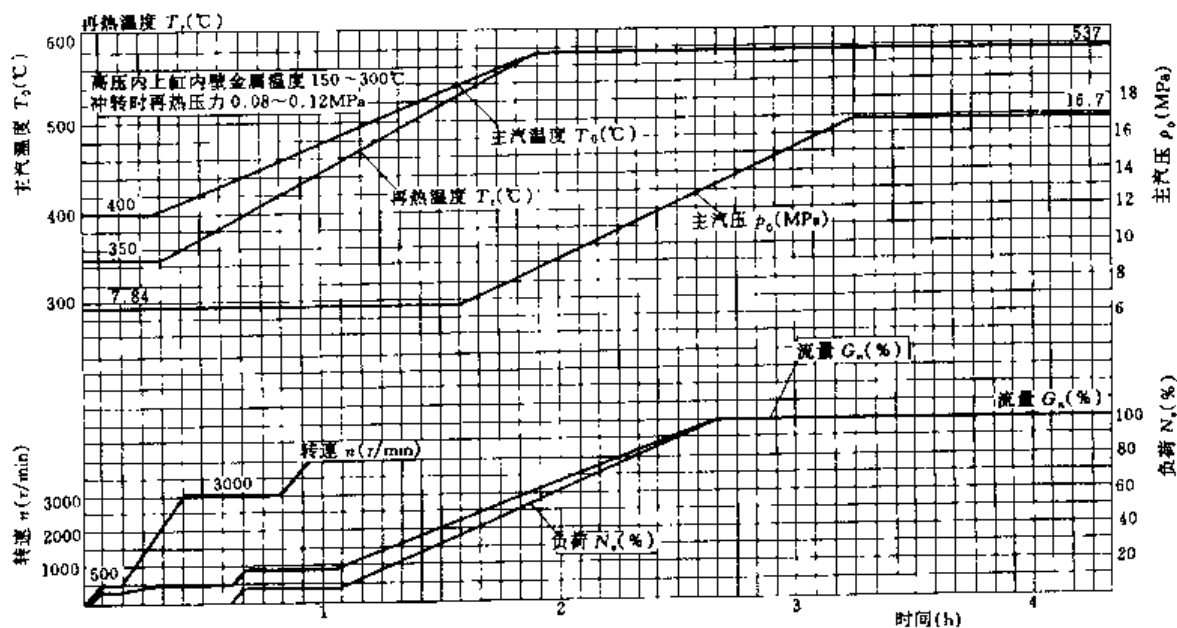


图 15-3 汽轮机温态启动曲线

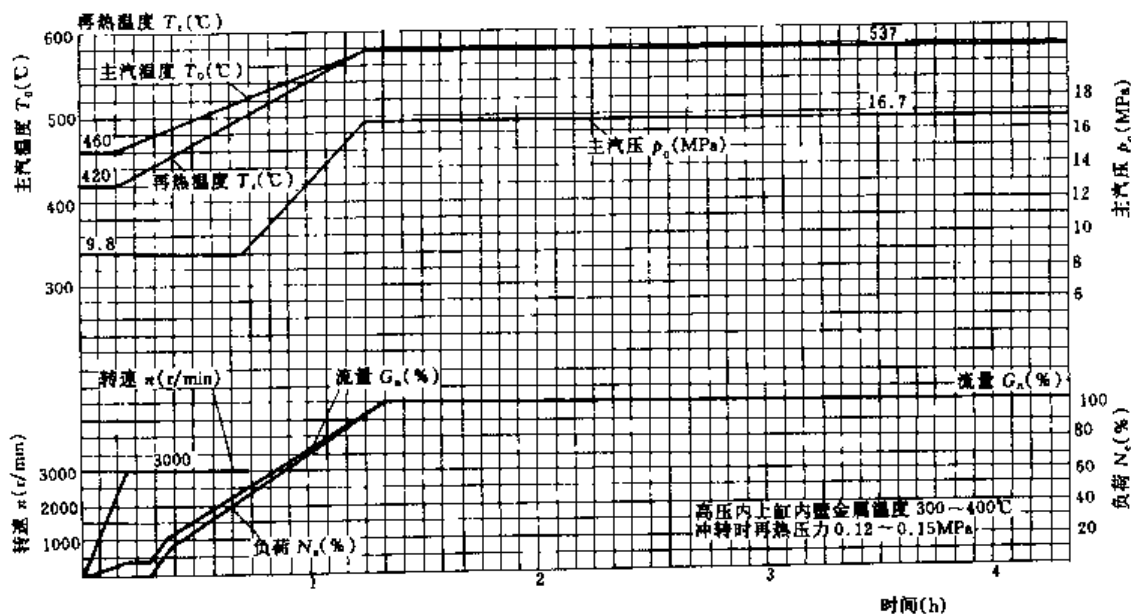


图 15-4 汽轮机热态启动曲线

- (1) 蒸汽品质合格 ($\text{SiO}_2 < 100 \cdot 10^{-9}$)。
- (2) 冲转参数: $p_0 = 5 \sim 6\text{MPa}$ 、 $t_0 = 330 \sim 360^\circ\text{C}$ 、 $p_r = 0.08 \sim 0.12\text{MPa}$ 、 $t_r = 300 \sim 330^\circ\text{C}$ 。
- (3) 复查大轴弯曲值不超过原始值 $\pm 0.02\text{mm}$ 或转子偏心率小于等于 0.05mm 。
- (4) 盘车连续运行 $4 \sim 6\text{h}$, 汽轮机本体疏水正常。
- (5) 汽轮机安全监控系统及保护按要求投入。
- (6) 凝汽器真空大于等于 85kPa 。
- (7) 润滑油压 $0.08 \sim 0.15\text{MPa}$, 油温 $35 \sim 40^\circ\text{C}$ 。
- (8) 抗燃油压 3.9MPa , 抗燃油温 $40 \pm 5^\circ\text{C}$ 。

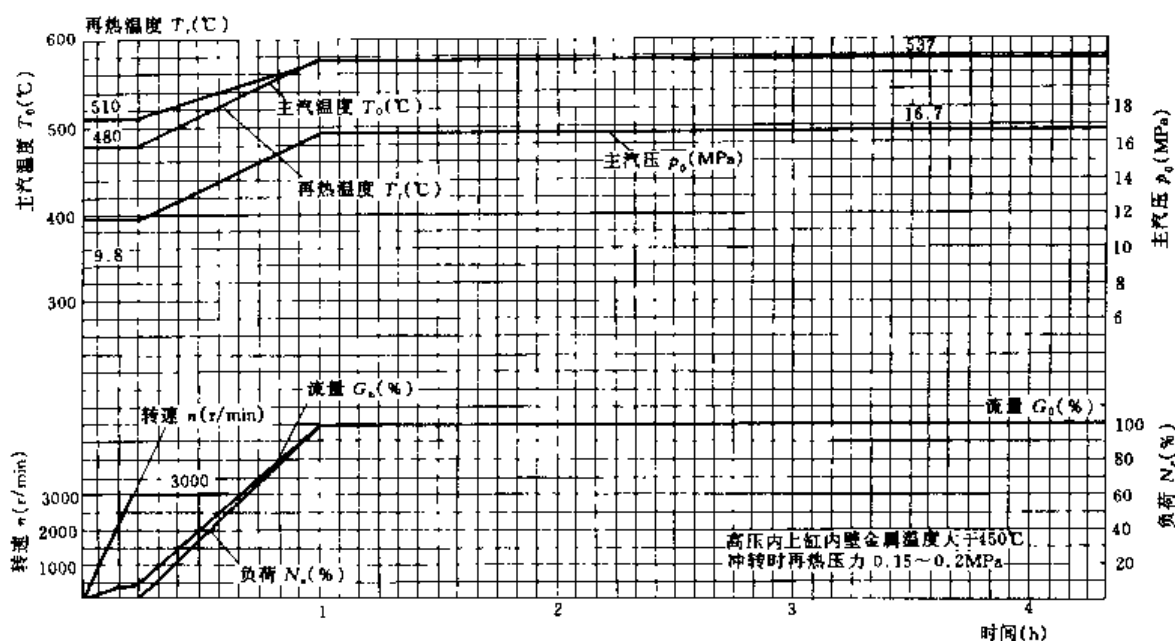


图 15-5 汽轮机极热态启动曲线

(9) 发电机内冷水化验合格，发电机绝缘合格。

2. 汽轮机启动冲转、升速、暖机时间（见表 15-1）

表 15-1 汽轮机升速暖机时间

转速 (r/min)	定速暖机时间 (min)	升速率 (r/min ²)	转速 (r/min)	定速暖机时间 (min)	升速率 (r/min ²)
0 ~ 500	5 ~ 10	100	1200 ~ 2000	> 90	200
500 ~ 1200	> 60	100 ~ 150	2000 ~ 3000		200 ~ 250

注 如机组首次启动，可根据汽缸温度及膨胀适当增加暖机时间。升速至 500r/min 时，手打危急保安器一次，进行摩擦检查，1200r/min 停顶轴油泵，低压加热器系统随机投入，升速过程中做电气试验和 3000r/min 主油泵切换及喷油试验。轴系振动全面测量，测取各转子临界转速。

3. 日本日立公司 TCDF3.35 型 300MW 机组冲转条件

(1) 冲转参数。

- 1) 再热压力 0.7MPa，再热温度 300℃。
- 2) 主汽压力 4.4MPa，主汽温度 320℃。
- 3) 真空 700mmHg (-93kPa) 以上。

(2) 润滑油温 30 ~ 32℃，控制油压 1177 ~ 1375kPa，润滑油压 196 ~ 245kPa，主油泵入口压力 206 ~ 275kPa。

(3) 转子偏心率为正常值，盘车连续运行 4h 以上。

(4) TSI 工作正常，各辅机处于“自动连锁”位置，直流紧急油泵 (EOP)，发电机空侧直流密封油泵已送电并处于备作位置。

(5) 根据疲劳指数 (LCFI) 和预定的温度变化量，使整个启动阶段高压缸内壁金属温升率控制在 122℃/h 以下，中压缸内壁金属温度平均温升率控制在 86℃/h 以下。

三、汽轮机定速 3000r/min 试验

- (1) 手打危急保安器跳闸试验。
- (2) 电超速 103% 额定转速动作试验。

- (3) 主油泵切换试验。
- (4) 危急遮断器喷油试验。
- (5) 凝汽器真空低至 81kPa 跳闸试验。
- (6) 润滑油压低至 0.04MPa 跳闸试验。
- (7) 轴承振动监测, 各转子临界转速监测。
- (8) 电调与液调切换跟踪试验 (电、液调并存的机组)。
- (9) 励磁机空载特性试验。
- (10) 发电机、发变组短路特性试验。
- (11) 电流回路及保护整定值检查, 发电机、发变组空载特性试验。
- (12) 电压回路检查, 投发变组保护。
- (13) 励磁调节器投入检查, 同期系统检查及假同期试验。
- (14) 汽轮机全面检查、测量、记录。

四、发电机同期并网

- (1) 检查并投入发电机定子一点接地、逆功率、失磁、失步、阻抗、过负荷等保护。
- (2) 按调度要求投线路保护, 励磁调节器带负荷试验。
- (3) 首次并网增加初始负荷要稍快一些, 防止逆功率保护动作。
- (4) 汽轮机有关疏水系统冲洗。
- (5) 低压加热器投入, 低压加热器水位自动投入试验。
- (6) 发电机电压、电流回路检查。

五、发电机解列后汽轮机有关试验

(1) 带 10% ~ 15% 额定负荷, 稳定运行 4 ~ 6h, 发电机解列。在高于 50% 额定参数以上进行自动主汽门、调速汽门严密性试验, 其试验应满足公式 (15-1)

$$n = \frac{p_1}{p_0} 1000 \text{r/min} \quad (15-1)$$

式中 p_0 ——额定主蒸汽压力, MPa;
 p_1 ——试验时主蒸汽压力, MPa。

- (2) 主汽门及调门活动性试验。
- (3) 汽轮机 110 ~ 112r/min 额定转速超速试验。

1) 按要求维持蒸汽参数: 主蒸汽压力 6 ~ 7MPa, 主蒸汽温度 450℃ ~ 500℃; 再热蒸汽压力 0.1 ~ 0.20MPa, 再热蒸汽温度 420℃ ~ 460℃。

2) 撞击子动作转速 3300 ~ 3360r/min, 每个撞击子动作三次, 前两次动作转速差不大于 18r/min。撞击子动作转速不合格时应及时调整。

- 3) 超速试验后, 测量发电机转子交流阻抗。
- (4) 停机测量惰走时间并绘制惰走时间曲线。

第二节 带负荷调试

一、温、热态启动冲转

- (1) 用电调按汽轮机状态 (温态、热态) 要求冲转升速 (以国产 300MW 机组为例)。

- (2) 先送汽封，后抽真空。
- (3) 汽缸夹层及法兰加热装置根据汽缸温差情况投入。
- (4) 汽轮机冲转暖机时间见表 15-2。

表 15-2 温热态启动暖机时间

汽机状态	温态	热态	极热态
主汽压力 (MPa)	7~8	9~10	13~14
主汽温度 (°C)	380~400	450~480	500~520
再热汽压力 (MPa)	0.08~0.12	0.12~0.15	0.15~0.20
再热汽温度 (°C)	350~380	420~450	480~500
暖机时间 (min)	> 10	不暖机	不暖机

(5) 采用高、中压缸联合冷、热态启动见图 15-6、图 15-7、图 15-8、图 15-9、图 15-10、图 15-11，采用中压缸启动时机组启动曲线参见图 15-12、图 15-13、图 15-14、图 15-15。

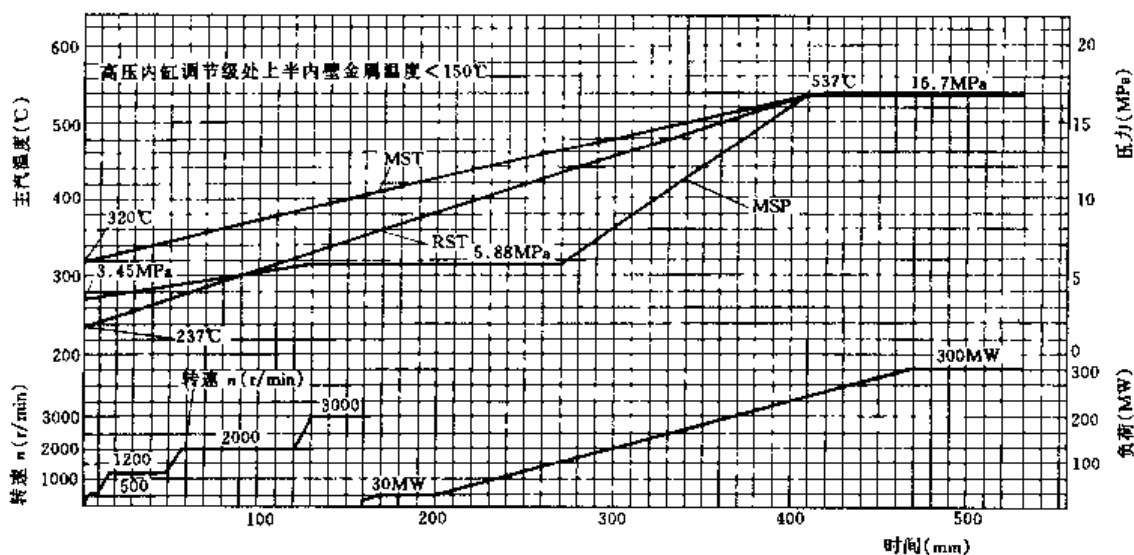


图 15-6 国产 300MW 机组冷态高中压缸联合启动曲线

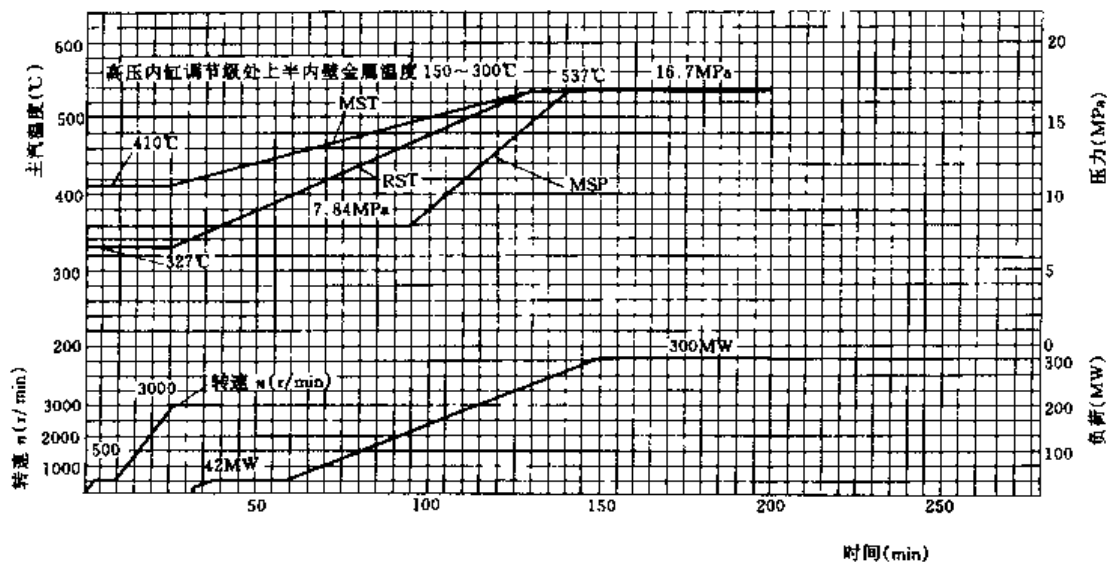


图 15-7 国产 300MW 机组温态高中压缸联合启动曲线

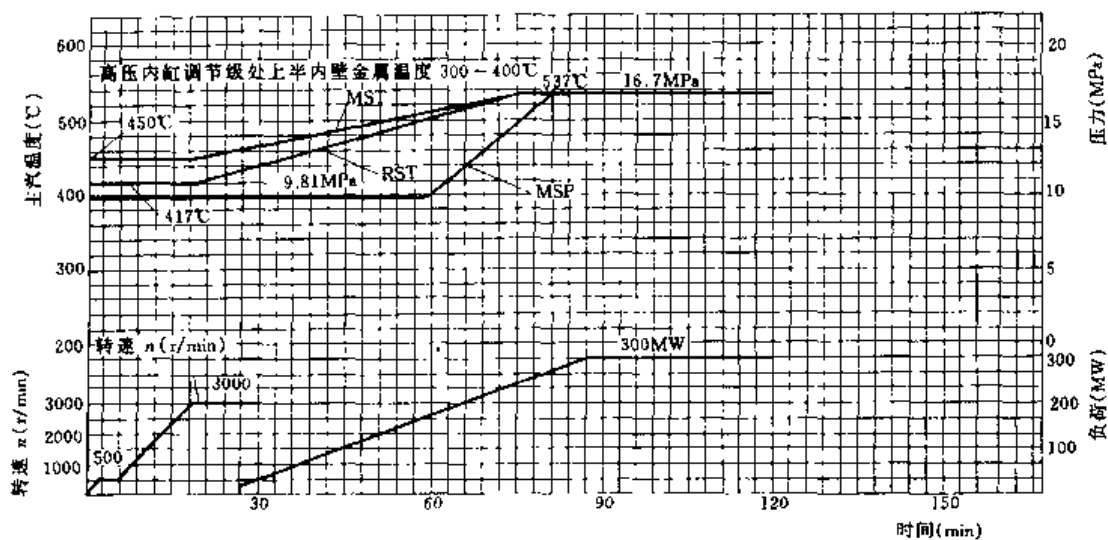


图 15-8 国产 300MW 机组热态高中压缸联合启动曲线

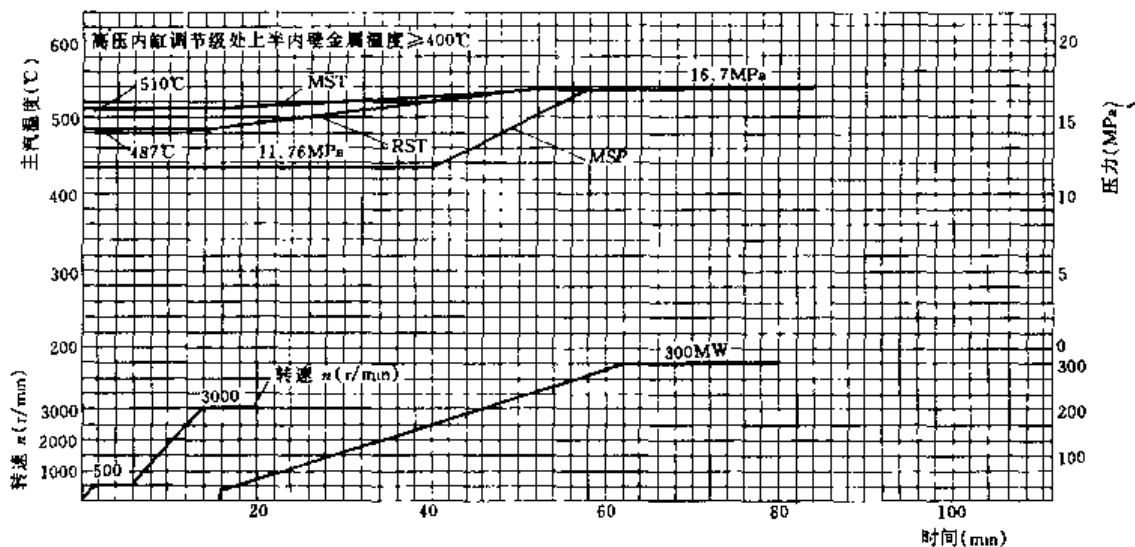


图 15-9 国产 300MW 机组极热态高中压联合缸启动曲线

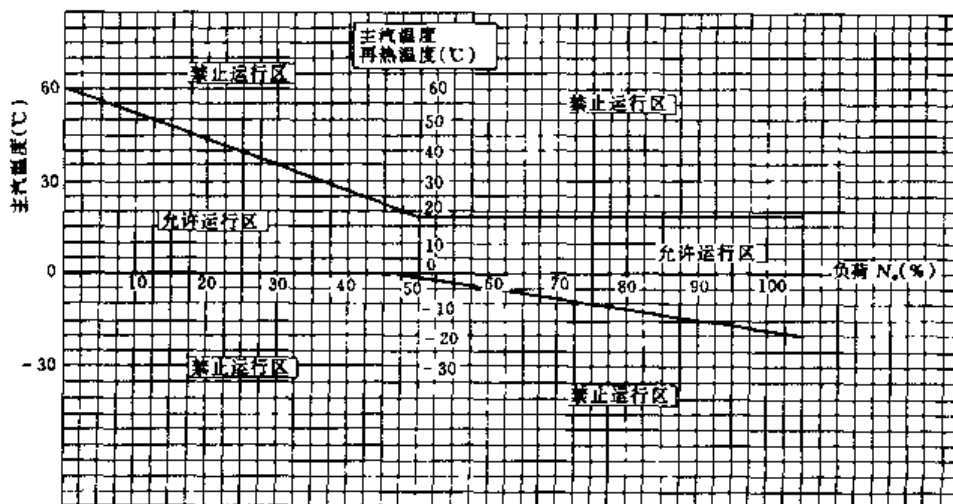


图 15-10 国产 300MW 机组主蒸汽与再热蒸汽的允许温差

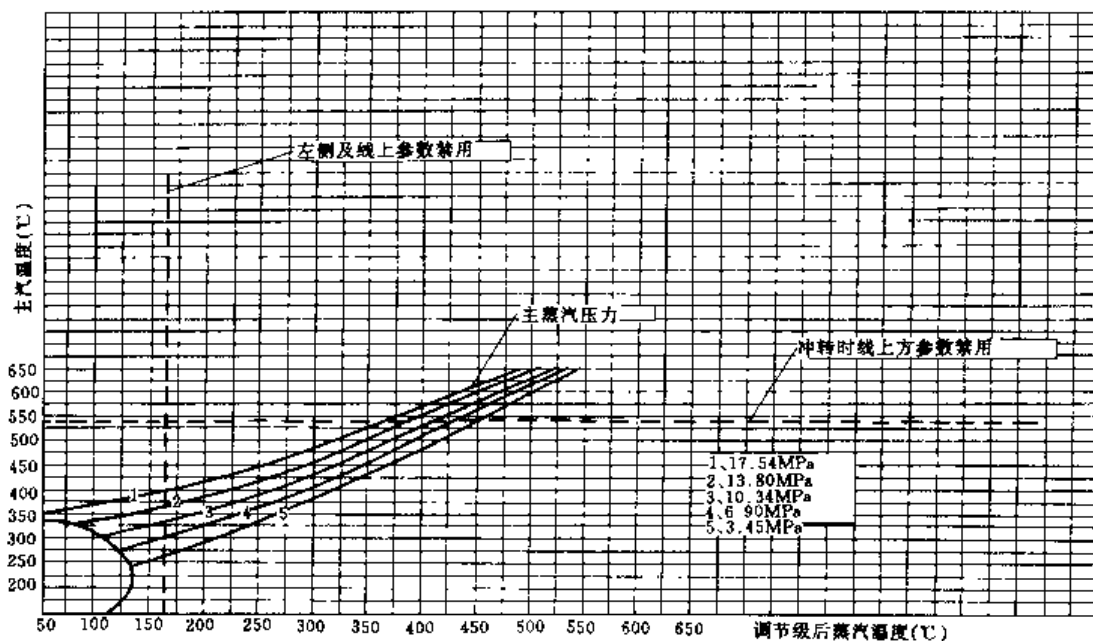


图 15-11 冲转初期主蒸汽压力下，主蒸汽温度与调节级后蒸汽温度的关系曲线

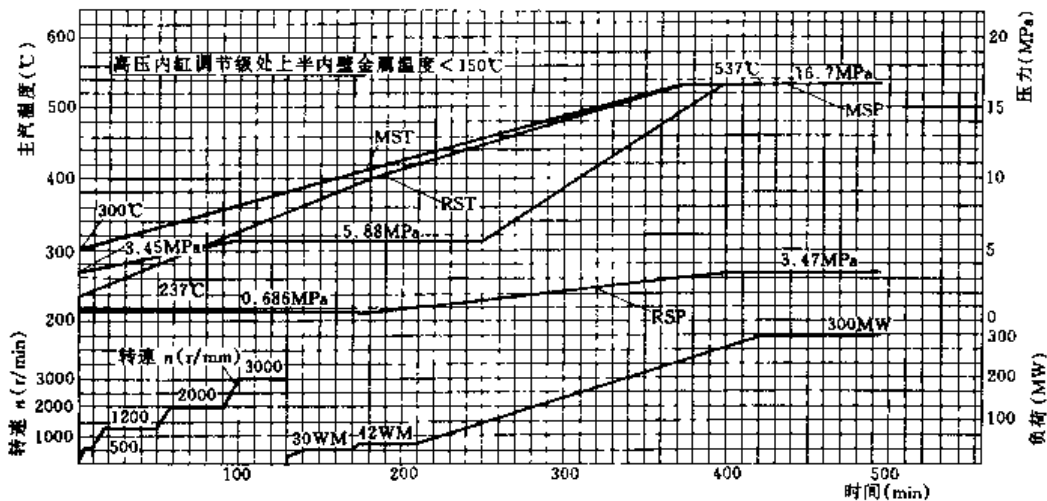


图 15-12 国产 300MW 机组冷态中压缸启动曲线

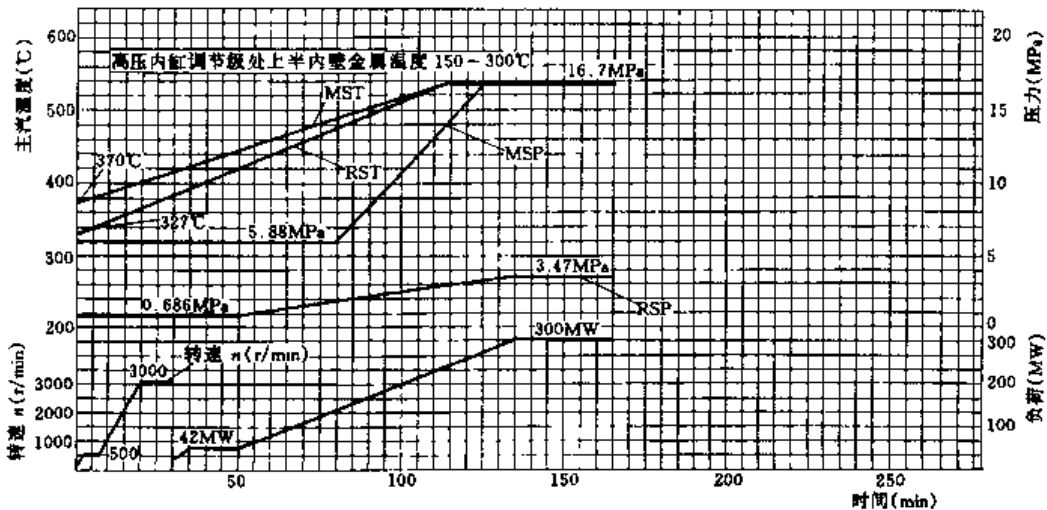


图 15-13 国产 300MW 机组温态中压缸启动曲线

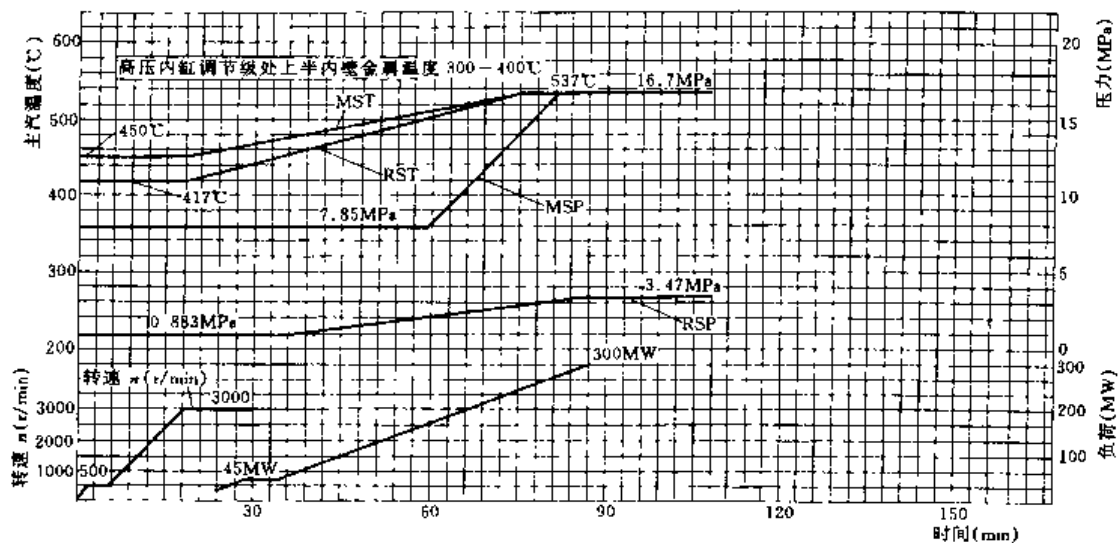


图 15-14 国产 300MW 机组热态中压缸启动曲线

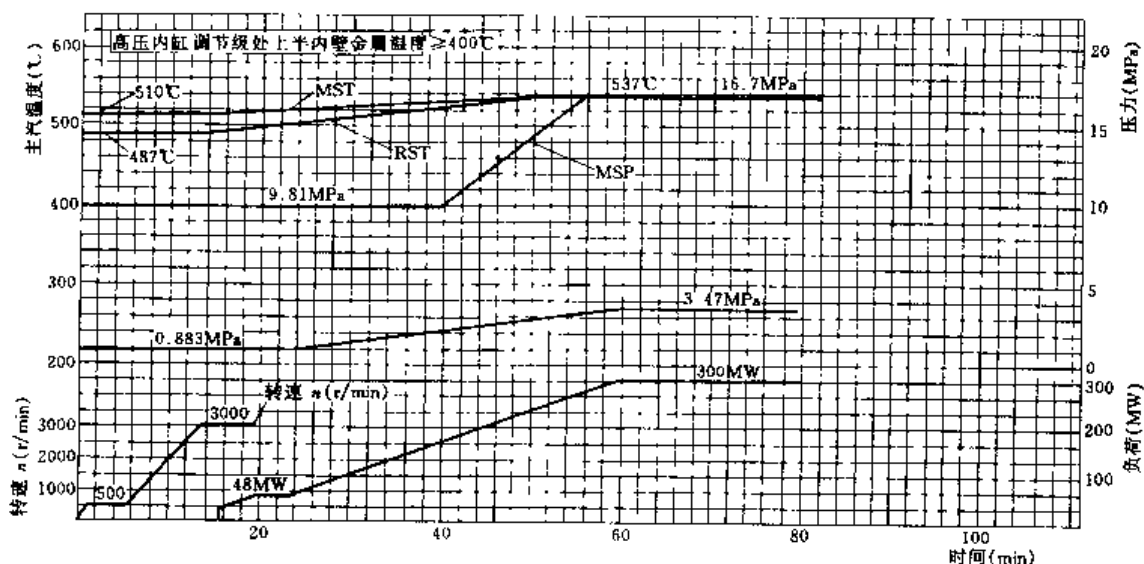


图 15-15 国产 300MW 极热态中压缸启动曲线

二、自动准同期并网

升负荷过程所需的暖机时间见表 15-3。

表 15-3 升负荷暖机时间

负荷 (MW)	20	20~50	50	50~100	100	100~150	150	150~200	200	200~250	250	250~300
负荷率 (MW/min)		1		1~1.5		1.5~2.0		1.5~2.0		1.5~2.0		1.5~2.0
暖机时间 (min)	60		60		60		40		30		30	
氢压 (MPa)	0.10	0.15	0.2	0.2	0.2	0.25	0.25	0.25	0.3	0.3	0.3	
定子水压 (MPa)		0.06~0.10		0.15~0.2		0.2~0.25		0.2~0.25		0.20~0.25		0.20~0.25

三、带 25% 额定负荷

(1) 带低负荷 (视除盐水补充量大小而定) 冲洗合格, 凝结水回收, 投入凝结水精处理

装置。

- (2) 基地式调节器随机投入, 发变组保护、线路保护检查。
- (3) 锅炉洗硅运行: 蒸汽含硅量小于等于 $35\mu\text{g}/\text{kg}$, 炉水含硅量小于 4.0×10^{-6} 。
- (4) DEH (电调) 试验。
- (5) 低压加热器、高压加热器随机投入。
- (6) 锅炉燃烧调整。
- (7) 试投给水自动。
- (8) 机组振动监测。

四、带 50% 额定负荷

- (1) 自动调节系统试投。
- (2) 监督汽水品质合格。
- (3) 升负荷后监视发电机线棒及出水温度。
- (4) 锅炉洗硅运行: 蒸汽含硅量小于等于 $35\mu\text{g}/\text{kg}$, 炉水含硅量小于 3.0×10^{-6} 。
- (5) 汽动给水泵投运。
- (6) 厂用电源切换试验。

五、带 75% 额定负荷

- (1) 锅炉洗硅运行: 蒸汽含硅量小于等于 $35\mu\text{g}/\text{kg}$, 炉水含硅量小于 0.5×10^{-6} 。
- (2) 锅炉断油试验, 燃烧调整。
- (3) 升负荷后监视发电机线棒温度及出水温度。
- (4) 自动调节各子系统试验。
- (5) 试投主、再热汽温自动, 主蒸汽压力自动。
- (6) 协调控制系统试投。
- (7) 厂用汽源切换试验。
- (8) 汽泵、电泵切换试验, 两台汽泵并泵试验。
- (9) 真空严密性试验。

六、带 100% 额定负荷

- (1) 汽水品质监督。监视发电机线棒温度及出水温度。
- (2) 燃烧调整。
- (3) 负荷变动试验。
- (4) DEH (电调) 切换试验。
- (5) 自动调节品质改善。
- (6) 甩 50%、100% 额定负荷各一次。
- (7) 全面记录检查机组运行状况及振动全面测量。

第三节 满负荷试运

一、进入 168h 满负荷试运条件及指标

1. 进入 168h 试运行条件

- 断油、投煤运行；
- 高压加热器投入；
- 电除尘器正常投运；
- 厂用电切换正常；
- 汽水品质合格（符合“验标”规定）；
- 热控自动投入率大于等于 90%；
- 保护装置投入率 100%；
- 主要仪表投入率 100%；
- 汽轮发电机负荷达额定功率；
- 吹灰系统正常投运。

2. 进入 168h 试运行的主要技术指标（见表 15-4）

表 15-4 168h 试运行主要技术指标

设备完好率	100%	CRT 显示主要参数准确率	100%
设备及系统	无较大缺陷	汽水品质	符合验评标准
锅炉使用燃料	断油、投粉正常	汽轮发电机负荷	300MW
高压加热器	全部投入正常	机组各轴振动	< 0.08mm
电除尘器	断油后全部投入正常	机组各轴承振动	< 0.03mm
热控自动投入率	> 90%	机组各轴承金属温度	< 85℃
保护装置投入率	100%	凝汽器真空及真空严密性	符合设计要求
主要仪表投入率	100%	除盐水补水量	符合设计要求
锅炉吹灰系统	自动程控吹灰正常	漏氢量	符合验标

二、完成 168h 满负荷试运行质量标准

1. 满负荷试运质量验评标准（见表 15-5）

表 15-5 满负荷试运质量验评标准

名 称	单 位	合 格	优 良
发电机内冷水质	$\mu\text{s}/\text{cm}$	5	2
氢气纯度	%	≥ 96	
氢气湿度	g/m^3 (标准状况下)	≤ 15	
漏氢量	g/m^3 (标准状况下)	≤ 18	≤ 10
漏氢率	%/d	≤ 5	
汽轮发电机轴振动（双幅值）	μm	≤ 120	≤ 76
汽轮发电机轴承振动（双幅值）	μm	≤ 50	≤ 30
轴承进油温度	℃	40 ~ 45	
推力轴承金属温度	℃	≤ 95	
支持轴承金属温度	℃	≤ 95	≤ 105
轴向位移	mm	± 0.8	
汽轮机上、下缸壁温差	℃	≤ 42	

续表

名 称	单 位	合 格	优 良
高压缸排汽口金属温度	℃		≤ 390
真空严密性试验	kPa/min		≤ 0.4
真空凝汽器真空	kPa		≥ 93
除氧器出水口含氧量	μg/h		≤ 7
CRT 参数投入正确率	%	≥ 90	≥ 95
分析仪表投入正确率	%		≥ 60
顺控系统投入率	%	≥ 80	≥ 85
主机跳闸保护投入率	%		100
高、低旁路功能投入率	%	≥ 70	100
主机电调功能投入率	%	≥ 80	100
汽动给水泵电调功能投入率	%	≥ 70	100
机组连续运行时间	h		≥ 168
机组连续平均负荷率	%	≥ 85	≥ 90
机组连续满负荷时间	h	≥ 72	≥ 96
热控自动投入率	%	≥ 80	≥ 90
保护装置投入率	%		100
首次冲转至完成 168h 满负荷试运天数	d	> 90	≤ 90
从开始至结束 168h 满负荷试运启动次数	次	> 3	≤ 3
首次吹管至结束 168h 满负荷试运燃油消耗量	t	≤ 6000	≤ 4000

2.168h 整套满负荷试运行主要考核技术指标 (见表 15-6)

表 15-6 168h 整套满负荷试运行主要考核技术指标

热工自动投入率	> 95%	凝汽器真空	> 90kPa
主要仪表投入率	100%	漏氢量	≤ 8m ³ /d (标准状况下)
仪表准确率	≥ 90%	除盐水补水量	符合设计
热工保护投入率	100%	高压加热器连续投入	≥ 96h
CRT 参数显示准确率	100%	机、炉协调投入	投入正常
平均负荷率	≥ 95%	电除尘连续投入	投入正常
汽水品质	优 良	满负荷连续运行时间	≥ 72h
汽轮发电机轴振动	≤ 0.076mm	机组连续运行时间	≥ 168h
汽轮机各轴承振动	< 0.03mm	整套启动燃油量	≤ 3000t
汽轮机各瓦回油温度	65℃	累计总燃油量	≤ 4000t
汽轮机各轴瓦金属温度	< 90℃	负荷变动试验	优 良

三、移交报告及总结

168h 试运行结束后一个半月内移交下列有关资料:

- 汽轮机甩负荷试验报告;
- 主汽门、调门严密性试验报告;
- 真空严密性试验报告;
- 汽轮机保护、连锁、报警试验报告;

- 汽轮机调节保安系统试验报告；
- 汽轮机超速试验报告；
- 汽轮机负荷变动试验报告；
- 汽动给水泵调试报告；
- 电动给水泵调试报告；
- 汽轮机旁路系统试验报告；
- 凝结水系统调试报告；
- 循环水系统调试报告；
- 真空系统调试报告；
- 工业水系统调试报告；
- 开式水系统调试报告；
- 闭式水系统调试报告；
- 胶球清洗系统调试报告；
- 发电机内冷水系统调试报告；
- 发电机密封油系统调试报告；
- 顶轴油、盘车装置调试报告；
- 润滑油系统调试报告；
- 抗燃油系统调试报告；
- 除氧器、高、低压加热器投入调试报告；
- 汽轮发电机组振动测量报告；
- 汽轮机整套启动试运总结；
- 汽动给水泵试运总结；
- 电动给水泵试运总结；
- 辅助设备试运总结；
- 汽轮机调节保安系统调试总结。

第四节 汽轮机组参数监测

一、国产 300MW 机组参数监测（见表 15-7）

表 15-7 国产 300MW 机组参数监测

项 目 名 称	单 位	正 常 范 围	报 警 值	停 机 值
主蒸汽压力	MPa	16.2 ~ 17.2	> 17.5	> 18.34
主再热蒸汽温度	℃	532 ~ 542	< 532, > 542	> 557, < 430
主蒸汽温升率	℃/min	1 ~ 1.5		
再热蒸汽温升率	℃/min	1.5 ~ 2		
高、中压缸内缸金属温升率	℃/min	< 1.5		
高、中压外缸外壁内外温差	℃	< 50		
高、中压外缸外壁上下温差	℃	< 50		
高、中压外缸外壁内外温差	℃	< 50		
高压内缸外壁上下温差	℃	< 35		

续表

项目名称	单位	正常范围	报警值	停机值
高、中压外缸外壁上下温差	℃	< 50		
主再热蒸汽两侧管内温差	℃	< 17		
高、中压胀差	mm	-3 ~ 6	≤ -3, ≥ 6	
低压胀差	mm	0 ~ 14	≥ 14	
轴向位移	mm	-1.05 ~ 0.6	≤ -1.05, ≥ 0.6	≤ -1.65, ≥ 1.2
轴承振动	mm	≤ 0.03	≥ 0.05	≥ 0.08
轴振动	mm	≤ 0.08	≥ 0.15	≥ 0.25
润滑油压	MPa	0.08 ~ 0.15	≤ 0.05	≤ 0.04
主油泵出口油压	MPa	1.86 ~ 2.01	< 1.86	
润滑油进油温度	℃	40 ~ 45	≥ 45	
润滑油回油温度	℃	≤ 65	≥ 65	≤ 75
抗燃油压	MPa	3.92	3.14	2.75
抗燃油进口温度	℃	35 ~ 45	≤ 35	机组禁启动
支持轴承温度	℃	< 80	≥ 95	≥ 105
推力轴承温度	℃	< 80	≥ 90	≥ 100
主油箱油位	mm	-250 ~ 250	-290	-330
抗燃油箱油位	mm	340 ~ 600	< 340	
凝汽器真空	kPa	> 86.6	< 83.3	< 67
低压缸排气温度(空负荷)	℃	< 80	≥ 80	> 110
低压缸排气温度(带负荷)	℃	< 52		
除氧器水位	mm	-500 ~ 200	≥ 200	
除氧器压力	MPa	0.15 ~ 0.83	≤ 0.83	
发电机内冷水压力	MPa	0.2 ~ 0.25	≤ 0.1	
密封油压力	MPa	0.32 ~ 0.35	≤ 0.32	
发电机氢压	MPa	0.3	≤ 0.34	
发电机氢温	℃	< 60	≥ 65	
发电机定子进水温度	℃	35 ~ 40		
发电机定子出水温度	℃	< 80	≥ 80	
发电机转子绕组温度	℃	< 110	≥ 110	
发电机定子铁芯温度	℃	< 120	≥ 120	
励磁机定子绕组温度	℃	< 120	≥ 120	
发电机定子进水量	t/h	> 23	≤ 23	
高辅联箱压力	MPa	0.8 ~ 1.2	≥ 1.2	
低辅联箱压力	MPa	0.47	≥ 0.47	
汽封系统压力	MPa	0.12	≥ 0.5	
发电机周波	Hz	50 ± 0.5		

二、日本日立 300MW 机组参数监测 (见表 15-8)

表 15-8 日本日立 300MW 机组参数监测

项 目 名 称	单 位	正 常 范 围	报 警 值	停 机 值
主蒸汽温度	℃	538 + 8.3	538 + 14	538 + 28 ≤ 470
再热蒸汽温度	℃	538 + 8.3	538 + 14	538 + 28
主、再热汽温偏差	℃	- 28 ~ + 42		
主蒸汽压力	MPa	16.67		
低压缸排气温度	℃	≤ 52	80	107
凝汽器真空压力	kPa	≤ 13.3	≥ 13.3	≥ 25.3
轴封汽压力	kPa	21 ~ 27	≤ 10 及 ≥ 120	
高压缸排汽温度	℃	≤ 450	≥ 450	≥ 470
汽轮发电机轴振	μm	≤ 125	≥ 125	≥ 200
轴向位移	mm	< 0.6	≥ 0.6	≥ 0.6
高压胀差	mm	5.6 ~ 20.4	表计	
低压胀差	mm	5 ~ 14.6	表计	
控制油压	kPa	≥ 1030	≤ 862	
润滑油压	kPa	≥ 176	≤ 103	≤ 69
主油泵入口油压	kPa	98 ~ 147		
主油箱油位	mm	± 100		
润滑油温	℃	38 ~ 49	≤ 38 及 ≥ 49	
轴承回油温度	℃	< 75	≥ 75	
轴承乌金温度	℃	< 107	≥ 107	
推力瓦块温度	℃	< 85	≥ 85	
推力瓦回油温度	℃	< 75	≥ 75	
发电机密封油压	MPa	0.35		
空氧侧油压差	MPa	± 0.015		
密封油温入口	℃	35 ~ 45		
密封油温出口	℃	≤ 65℃		
发电机内氢压	MPa	0.3		
定子绕组冷却机进水压力	MPa	0.1 ~ 0.2		
定子绕组冷却水进水温度	℃	35 ~ 45		
硬度	μg/l 当量	2		
凝汽器温差	℃	≤ 8		
凝汽器过冷度	℃	≤ 2		
循环水出入口温差	℃	≤ 10		
高压加热器水位	mm	+ 150 ~ 50		
低压加热器水位	mm	+ 150 ~ 50		

三、法国阿尔斯通 600MW 机组参数监测 (见表 15-9)

表 15-9 法国阿尔斯通 600MW 机组参数监测

序号	项 目 名 称	单 位	正 常 值	报 警 值	跳 闸 值	备 注
1	汽轮机安全系统					
	冷凝器压力	kPa			20	
	汽轮机转速	r/min	3000		3300	
2	汽轮机液压油系统					
	液压油箱油位	mm		3200/2400	2200	
	再生回路滤网前、后压差	MPa		> 0.05		
	冷却回路滤网前、后压差	MPa		> 0.05		
	液压油泵出口处滤网前、后压差	MPa		> 0.06		
	液压油母管压力	MPa	12.1	10.1/13.5		
	液压油温度	℃	50	35/60		
	安全油母管压力	MPa	1.1	1.4		
3	润滑油系统					
	润滑油箱油位	mm		2200/1900	1800	
	润滑油箱回油侧油位	mm		< 2650		
	润滑油母管压力	MPa	0.25	≤ 0.2	0.2	
	润滑油温度 (进油)	℃	45	55	60 (手动)	
	润滑油箱排烟风机压差	kPa		> 19.6		0.2mH ₂ O
	去盘车装置油路滤网前、后压差	MPa		> 0.03		
	顶轴油母管压力	MPa	30	25/20		
	顶轴油泵进口处压力	MPa		< 0.15	0.15	
	顶轴油滤网前、后压差	MPa		> 0.07		
	推力轴承前、后瓦块温度	℃		> 95	110 (手动)	
	汽轮机 1* ~ 8* 轴承瓦块温度	℃		> 115	130 (手动)	
	发电机前、后轴承瓦块温度	℃		> 110	120 (手动)	
	盘车装置电机电流	A		> 90	90	
4	低压缸					
	排汽温度	℃		> 80	100 (手动)	
	排汽压力	kPa		> 20	20	
5	高压缸					
	排汽温度	℃		> 390	390	
	高压缸内压力	MPa		> 1.8	1.8	转速 ≤ 1040r/min
	排汽压力	MPa		> 0.24	0.24	转速 ≥ 1040r/min
	高压缸放气阀动作时间	s		> 90	98	
	高压缸排汽止回阀的旁路阀关闭时间	s		> 90	90	
	高压缸放气管压力	MPa		> 0.6	0.6	延时 5s 后

续表

序号	项 目 名 称	单位	正常值	报警值	跳闸值	备注
6	汽轮机轴向位移	mm		-0.5/+0.45	-0.7/+0.5	
7	汽缸与转子间胀差					
	高压缸胀差	mm		-1.6/+7.6	-2.6/+8.6 (手动)	
	中压缸胀差	mm		-3.9/+6.3	-4.9/+7.3 (手动)	
	低压缸胀差	mm		-4.45/+10.25	-5.45/+11.25 (手动)	
8	汽轮发电机组转子振动(峰值)					
	<2900r/min时	μm		>130	180	
	>2900r/min时	μm		>100	130	
9	高、中压缸的上、下缸间温差	$^{\circ}\text{C}$		>90		通常<50
10	汽轮机轴封系统					
	轴封蒸汽压力(表压)	kPa	8.5	2/15		
	轴封蒸汽温度	$^{\circ}\text{C}$	150	120/200		低压缸轴封

第十六章 整套启动过程有关试验方法

国内外汽轮机组，无论容量大小，整套启动过程中相关的试验项目基本相同，但试验的方法稍有不同。在进行各项试验前，必须制定相应的试验措施，并经有关人员讨论、批准。现将国产 300MW 汽轮机组整套启动过程有关试验项目和方法进行简要介绍。

第一节 空负荷阶段试验

1. 升速暖机试验

汽轮机组首次启动时由于保温较湿，记录、检查时间较长，在各暖机点可适当延长暖机时间。在升速过程中，应测取机组轴系的实际临界转速。

汽轮机冲转、升速、暖机时间（见表 16-1）。

表 16-1 升速暖机时间

转速 (r/min)	0 ~ 500	500	500 ~ 1200	1200	1200 ~ 2000	2000	2000 ~ 3000
暖机时间 (min)		5 ~ 10		> 60		> 90	
升速率 (r/min ²)	100		100 ~ 150		150 ~ 200		200 ~ 250
轴承振动 (mm)	< 0.02	< 0.02	< 0.03	< 0.03	< 0.03	< 0.03	< 0.03

2. 升速至额定转速试验

液调机组当汽轮机转速达 2600r/min 左右时，顺时针手摇同步器手轮，使汽轮机转速升至 3000r/min。纯电调机组当汽轮机转速达 2900r/min 时，进行单阀控切换为顺序阀控制，然后由顺序阀控制使汽轮转速上升至额定转速，如转速达不到额定值时，应停机检修。

3. 高压油泵与主油泵切换试验

一般高压油泵压力应比主油泵压力稍低一些，待主油泵工作正常后，停下高压油泵。油泵切换时应注意润滑油压力的下降情况。如润滑油压下降较大，应检查高压油泵出口逆止门是否卡涩。

4. 危急遮断器撞击子喷油试验

(1) 维持转速在 2800r/min（纯电调为 3000r/min），选择喷油试验模，分别进行 No1、No2 撞击子飞出试验。

(2) 将操作滑阀手柄置 No1 位置，No1 喷油滑阀杆弹出，按下 No1 喷油滑阀并保持，用同步器提升转速，直到危急遮断器 No1 撞击子飞出。就地立盘转速表上的 No1 指示红灯亮。记录动作转速和复位转速。

(3) 松开 No1 喷油滑阀 1min 内，红灯灭。No1 撞击子复位，再将操作滑阀手柄复位。

按上述作 No2 撞击子的试验。记录动作转速和复位转换。

5. 自动主汽门、调节汽门严密性试验

(1) 自动主汽门严密试验。

1) 发电机解列, 机组定速 3000r/min, 主、再热蒸汽压力应大于额定值的 50% 以上。

2) 给安全滑阀 220V 电压信号, 使其滑阀至上止点, 各主汽门迅速关闭, 转速下降 (也可用活动试验阀做)。

3) 试验时主蒸汽压力偏低且不低于额定压力的 50% 时, 从主汽门关闭开始计时, 要求汽轮机转子转速能降至式 (16-1), 否则为严密性试验不合格。

$$n = \frac{p}{p_0} \times 1000 \quad \text{r/min} \quad (16-1)$$

式中 p ——实际主或再热蒸汽压力, MPa;

p_0 ——额定主或再热蒸汽压力, MPa。

为避免再热汽压太高, 造成高排温度超限, 可在转速降低后再提升再热汽压力。

4) 当转速降至要求的 n 后, 操作启动阀或同步器, 使高、中压调节汽门油动机到零。然后, 手动安全滑阀上的销子, 使滑阀落至下止点, 各主汽门全开。再操作启动阀或同步器, 使转速升到 3000r/min。

(2) 调节汽门严密性试验。

1) 机组定速 3000r/min, 主、再热气蒸汽压力应大于额定值的 50% 以上。

2) 快速退启动阀或同步器至冲转前调节阀未开启时位置, 使高、中压调节汽门迅速关闭。

3) 从高、中压调节汽门油动机关闭开始计时, 要求汽轮机转子转速能降至式 (16-2), 否则为严密性试验不合格。

$$n = \frac{p_1}{p_0} \times 1000 \quad \text{r/min} \quad (16-2)$$

式中 p_1 ——实际蒸汽压力, MPa;

p_0 ——额定蒸汽压力, MPa。

4) 当转速降至 n 后, 操作启动阀, 缓慢逐步开启高、中压油动机, 使高、中压调节汽门缓慢开启, 保持汽轮机转速 3000r/min。

(3) 注意事项。

1) 试验时启动高压油泵, 汽轮机转速 1200r/min 以下启动顶轴油泵。

2) 试验时注意汽轮机胀差、轴向位移、真空、负荷机组振动及缸温变化。注意锅炉汽压、汽温、汽包水位变化。

3) 为防止高排温度超标, 可在转速降低后再提升再热汽压力。

4) 具有左右两侧主汽门的汽轮机, 两侧主汽门应同时关闭进行试验。

6. 汽轮机超速试验

对新机组超速试验, 一般每个撞击子进行两次动作试验, 两次动作转速的差值不应超过额定转速的 0.6%, 超速试验撞击子动作转速一般为额定转速的 110% ~ 112%。

(1) 试验条件。

1) 主汽参数: 主汽压力 6 ~ 7MPa, 主汽温度 450 ~ 500℃。

2) 带 10% ~ 15% 额定负荷, 连续运行 4 ~ 6h 之后, 减负荷到零, 解列发电机, 定速 3000r/min。

3) 检查调速系统、保安系统各项工作正常,用 I、II 级旁路调整主汽和再热汽的参数,按制造厂要求值,一般保持较低参数。

4) 汽轮机组各项监控指标在正常范围内,主汽门、调节汽门严密性试验合格。

(2) 试验步骤。

1) 启动高压启动油泵。

2) 进行手动打闸试验,确认打闸停机功能正常。打闸后转速能迅速下降。

3) 重新挂闸,定速 3000r/min。

4) 检查保安系统各功能正常,指示正确,电超速保护暂时解除。

5) 检查各轴承润滑油温在 40 ~ 45℃ 之间。

6) 操作危急遮断试验阀的操作滑阀到 No1 位置, No1 喷油指示杆跳出,此时危急遮断器打杆已脱离 No1 撞击子, No2 撞击子处于工作状态。

7) 用电调做超速试验时,升速率一般已控制在 400 ~ 480r/min,选择超速试验模式分别进行 No1、No2 撞击子超速试验。

8) 液调试验时,操作同步器以每分 300r/min 速度提升转速到 3150 ~ 3180r/min。然后操作超速试验阀,以每分 300 ~ 500r/min 速度升到危急遮断器动作, No2 危急遮断器指示灯亮,各主汽门、调门迅速关闭,记录动作转速(试验合格后,将 No2 脱开,用同样的方法使 No1 危急遮断器动作)。

9) 将超速试验阀手柄复位,并注意记录危急遮断器复位转速(撞击子复位转换一般应不低于 3030r/min),同步器退出 3000r/min 的位置。

10) 重新挂闸,开启主汽阀,定速 3000r/min,进行下次试验。若试验不满足要求,可调整动作转速,直到试验合格。

(3) 注意事项。

1) 主汽门或调节汽门开闭有卡涩现象或蒸汽严密性试验不合格时,不得进行超速试验。

2) 严密监视汽轮机转速及各轴承的振动,当任一轴承的振动值比正常运行值突增 0.03mm 以上时,应立即紧急停机。

3) 当任一轴承温度高于最高允许轴承温度时,应打闸停机。

4) 撞击子喷油压出试验后短时间内不宜进行超速试验,以免影响超速试验撞击子飞出转速的准确性。

第二节 带负荷阶段试验

1. 真空严密性试验

(1) 该试验在 80% 额定负荷以上进行,真空值不低于 87kPa。

(2) 停真空泵或关抽气器的空气阀,30s 后开始每半分钟记录机组负荷、排汽缸温度、真空值一次,共记录 8min,取其中后 5min 的真空下降值,平均每分钟下降值不大于 0.4kPa 为合格。

(3) 试验时,若真空低于 87kPa,启动真空泵恢复系统正常,停止试验。

(4) 试验过程中,真空急剧下降,应立即启动真空泵,试验停止。

2. 自动主汽门、调节汽门活动试验

阀门活动试验一般在 80% 额定负荷以上进行, 对电液共存的汽轮机组, 可分别操作其对应的阀门活动试验阀, 单独阀门进行活动试验时, 其他阀门不受任何影响, 阀门活动范围一般为 15 ~ 20mm。

纯电调汽轮机组所有阀门都可以在 OIC 上进行在线活动试验, 阀门活动试验一般分为两组: 一组是高压主汽门和调节汽门 (CMSV'S 和 CV'S), 另一组是中压主汽门和调节汽门 (RSV' 和 IV'S), 任一组阀门进行活动试验时, 对负荷的影响约为 3% ~ 5% 额定负荷。以下主要介绍两种试验的方法。

(1) 高压主汽门 MSV'S 和调节汽门 CV'S 活动试验。高压主汽门和调节汽门活动试验时, 将阀门分成左边或右边分别进行, 左边为 MSV'S₁ 和 CV₂、CV₃, 右边为 MSV'S₂、CV₁ 和 CV₄。左边和右边阀门试验方法相同, 以下叙述为左边阀门试验方法。

在 OIC 上, 按“DISPLAY SUMM”键, 调出主菜单画面, 按“E”键, 调出汽轮机阀门试验画面, 按“F”键, 将阀门试验按键置于“YES”位置, 当机组条件满足时, 在 OIC 上开始进行阀门活动试验。按下“A”键开始进行高压缸左边阀门活动试验, 此时 CV₂、CV₃ 以一定的速率关下, 当 CV₂、CV₃ 全关后, 左边 MSV'S₁ 开始关下, 当 MSV'S₁ 全关且维持给定时间后, MSV'S₁ 重新完全打开, CV₂、CV₃ 开始以相同速率打开, 当 CV₂、CV₃ 完全恢复至试验前原始值时, 恢复 DEH 给定的阀位, 左边阀门活动试验结束, 按“F”键, 将阀门试验按键恢复至“NO”位置。

(2) 中压主汽门 RSV'S 和调节汽门 IV'S 活动试验。中压主汽门和调节汽门活动试验与高压主汽门和调节汽门方法基本相同, 也是将阀门分成左边或右边分别进行。左边和右边阀门活动试验方法相同, 以下叙述为左边阀门试验方法。

在 OIC 上, 按“DISPLAY SUMM”键, 调出主菜单画面, 按“E”键, 调出汽轮机阀门试验画面, 按“F”键, 将阀门试验按键置于“YES”位置, 当机组条件满足时, 在 OIC 上开始进行阀门活动试验。按下“C”键开始进行中压缸左边阀门活动试验, 试验程序与高压主汽门和调节汽门相同。

第三节 满负荷阶段试验

一、负荷变动试验

1. 试验条件

(1) 机组经过带负荷调试, 已具备满负荷、安全稳定运行的能力。协调控制系统的各种功能经过试验已投入运行, 各模拟量控制系统投入自动运行, 调节品质达到《火电工程调整试运质量检验及评定标准》。

(2) 试验应在 70% ~ 100% MCR 正常工况下进行。

2. 试验方法

(1) 按步骤逐步投入以下各主要系统的自动调节回路。

- 1) 主蒸汽压力调节系统;
- 2) 锅炉给水调节系统;
- 3) 主蒸汽温度调节系统;
- 4) 再热蒸汽温度调节系统。

(2) 在各回路自动调节系统工作稳定后,投入协调控制系统机炉协调方式,进行动态参数整定。

(3) 当机组协调控制投入稳定后,进行负荷变动试验。

1) 负荷变动试验的负荷变动幅度 15% MCR (45MW)。

2) 负荷变化率设置为 3% MCR/min (9MW/min)。

3) 以 15% MCR 阶跃量减少机组目标负荷指令,观察负荷响应情况并记录机组负荷及各参数变化数据。

4) 待机组负荷及运行参数稳定后,再以 15% MCR 阶跃量增加机组目标负荷指令,观察各参数变化情况。

(4) 负荷变动试验的评价 (见表 16-2)。

表 16-2 负荷变动试验评价标准

序号	被控参数	负荷变动过程中动态偏差	负荷变动过程中静态偏差
1	主蒸汽压力 (MPa)	± 0.6	± 0.3
2	主蒸汽温度 (°C)	± 10	± 5
3	再热蒸汽温度 (°C)	± 10	± 5
4	除氧器水位 (mm)	± 250	± 100
5	凝结器水位 (mm)	± 200	± 100
6	高压加热器水位 (mm)	± 70	± 35
7	低压加热器水位 (mm)	± 70	± 35
8	实际功率 (MCR)	± 3%	± 1.5%

上表中的各项指标主要适用于国产 300MW、配直吹式制粉系统的燃煤气包锅炉的机组。

二、汽轮机甩负荷试验

1. 试验目的及要求

(1) 目的:考核汽轮机调节系统动态特性。

(2) 要求

1) 机组甩负荷后,汽轮机最高飞升转速不应使危急保安器动作。

2) 调节系统动态过程能迅速稳定,并能有效的控制机组空负荷运行。

2. 试验应具备的条件

(1) 主要设备无重大缺陷,操作机构灵活,主要监视仪表准确。机组满负荷试运行稳定。电负荷方案经试运指挥部同意,并申报省局有关部门批准后进行甩负荷试验。

(2) 调节系统静态特性符合要求。速度不等率小于 5%,迟缓率小于 0.2%, (纯电调汽轮机迟缓率小于 0.06%),超速限制滑阀、快控滑阀 (OPC) 动作可靠,延时值整定正确,连锁动作正常。左右侧高压油动机行程偏差不大于 5mm。

(3) 保安系统动作可靠,附加保安器、电磁超速滑阀、安全滑阀动作值符合要求,危急保安器超速试验合格,手动停机装置动作正常。

(4) 主汽门和调节汽门严密性试验合格,门杆无卡涩,从电磁阀动作到主汽门和油动机完全关闭的时间小于 0.4s (延迟时间 + 动作时间小于 0.4s)。

(5) 各抽汽止回阀和高排止回阀连锁迅速动作正常,并关闭严密。

(6) 高压启动油泵、交直流润滑油泵连锁动作正常。顶轴油泵启动试验正常。润滑油、抗燃油、旁路油站油质试验前化验合格。抗燃油蓄能器动作可靠，并投入。

(7) 高压加热器和低压加热器连锁保护试验合格。

(8) 备用汽源可靠并能及时投入（主要用冷段供高辅汽源系统，老厂辅助汽源做热备用）。

(9) 汽轮机高、低压旁路系统处于热备用状态（打开高、低压旁路前后有关疏水门），并能投入自动。

(10) 锅炉过热器、再热器安全阀及 PCV 阀调试、校验动作值合格。锅炉过热器、再热器对空排汽门动作试验正常。

(11) 热工、电气保护接线正确，动作可靠，并能满足试验条件的要求。

(12) BMS 各项功能试验良好。DAS 系统正常投入，测点指示、事故追忆功能完好。

(13) DEH 系统投入运行正常，A、B 双机均能正常工作。

(14) 厂用电源可靠。保安电源可靠，直流电动机拖动设备试验正常后投入连锁。为保证机组安全，试验前应切至备用厂用电，即甩负荷后不带厂用电（非小岛运行方式），如交流电辅机能适应高周波运行，厂用电切换可靠也可采用小岛运行方式。

(15) 发电机主开关和灭磁开关跳合正常。发电机保护信号经刀闸并入甩负荷试验按钮。

(16) 系统周波保持在 $50 \pm 0.2\text{Hz}$ ，系统留有备用容量。

(17) 试验时所用仪器、仪表校验合格，测量录波系统采样周期小于 5ms ，动态响应时间小于 20ms ，并已正确接入系统。准备好人工测量项目记录表格和人员分工。

(18) 试验领导组织机构成立，指挥统一，明确职责分工。

(19) 甩负荷试验前与电网调度取得联系并得到电网调度的同意。

(20) 甩负荷方案应取得汽轮机厂、发电机厂家的同意，在甩负荷试验时应有厂家人员参加。

(21) 上述准备工作完成后，在机组静止状态时用 OPC 进行一次模拟试验。

3. 试验前检查准备工作

(1) 轴封、除氧器、汽动给水泵的备用汽源已暖好管、热备用。也可甩负荷前先切换用厂用汽源供汽。

(2) 将电动给水泵先启动运行与一台汽动给水泵并列运行。

(3) 高低压加热器已投入运行，疏水调节自动可靠（注意凝汽器、除氧器保持正常水位）。

(4) 检查真空破坏门手动门已全开，电动门在遥控位置可操作。

(5) 检查各疏水电动门已送电，状态正确。

(6) 检查抗燃油压、调节保安油压、润滑油压、润滑油温、主机各轴承温度、轴振、轴承振动等有关参数正常。

(7) 甩负荷前做一次高、中压主汽门及调速汽门活动试验，做一次各段抽汽逆止门活动试验。

(8) 检查确认汽缸夹层加热系统切除，预暖机系统切除，且阀门关闭严密。

(9) 检查高、低压旁路暖好管，压力、温度及保护、连锁已投入。

(10) 确认高、低压加热器及除氧器保护动作灵活可靠。甩负荷后保证厂用汽压力不小

于 1.0MPa。防止除氧器压力突降，给水泵产生汽化。

(11) 检查电动主汽门的遥控位置且操作可靠。

(12) 检查确认下列保护投入：

- 1) 轴向位移保护；
- 2) 润滑油压低保护；
- 3) 发电机故障保护；
- 4) 电超速保护小于 TST110%，DEH110%；
- 5) 低真空保护；
- 6) 抗燃油压低保护。

(13) 解除电气保护总出口跳主汽门、跳 MFT 保护。

(14) 发电机断路器跳闸连锁各抽汽逆止门关闭投入，主汽门关闭连锁，各抽汽逆止门、高排逆止门连锁投入，超速限制滑阀、快控滑阀连锁投入。

(15) BMS 各项保护正常投入，功能正常。

(16) 甩负荷前汽包各水位计指示正常并维持在 +100mm，且稳定。

(17) 检查记录信号已接入数据采集装置，并调试完毕。

(18) 做好甩负荷试验的一切准备工作，操作人员分工明确，等待下达试验命令。

4. 试验步骤与方法

(1) 有关试验人员和电厂运行人员对主机、辅机及系统全面检查，满足甩负荷要求后，向总指挥汇报。

(2) 正式甩负荷前，由值长向中调报告正式甩负荷具体时间和当时机组负荷，中调同意后向总指挥汇报。

(3) 试验前，机组回执系统正常投入，蒸汽参数维持额定，机组带预定负荷后，所有试验、运行、监护人员到位，由值班指挥接受总指挥的命令，采用“10”倒计时口头方式下达命令（在倒计时开始前，投入两层油枪，减给粉维持锅炉蒸汽参数额定），倒计时到“3”时，启动录波设备，倒计时到“0”时，试验人员按下预先接好甩负荷试验按钮，同时切断给煤。

(4) 突然断开发电机断路器，机组与电网解列，甩去全部负荷，测取汽轮机调节系统动态特性。

(5) 甩 50%、100% 负荷各一次。当甩 50% 额定负荷后，汽轮机转速超调量大于或等于 5% 时，应立即分析原因，原因不明时应中断试验，不再进行甩 100% 负荷试验。

(6) 在机组甩负荷以后，调节系统动态过程尚未终止之前，不要操作同步器。

(7) 甩负荷过程结束，测试和检查工作完毕一切正常后，宜尽快并网，根据缸温和胀差等情况立即接带大负荷。

5. 试验记录与监测

(1) 记录仪表及传感器频率响应和精确度应满足测量对象的要求。

(2) 甩负荷过程中，在 CRT 上记录的参数：

1) 第一组 CRT 参数 7 个，分别为功率、转速、主汽温度、主汽压力、再热汽温、再热汽压力和蒸汽流量。

2) 第二组 CRT 参数 7 个，分别为功率、调节级后压力、调节级后温度、高排温度、高

排压力、高旁开度和低旁开度。

3) 第三组 CRT 参数 7 个, 分别为功率、除氧器温度、除氧器压力、A、B 汽泵前置出口压力、电泵前置泵出口压力、四抽压力。

4) 第四组 CRT 参数 7 个, 分别为功率、高辅压力、A、B 汽动给水泵转速、电动给水泵转速、给水流量和汽包水位。

(3) 甩负荷过程中数据采集装置记录参数 (17 个): 功率、转速、一次油压、二次油压、高压油动机行程 (左右)、中压油动机行程 (左右)、调节级后压力、高排压力、中压缸进汽压力 (中调门后)、安全油压、主油泵入口油压、抗燃油压、超速限制滑阀动作信号 (OPC) 和断路器动作信号。

(4) 甩负荷过程中手记录的参数 (19 个): 功率、转速、高、中压油动机行程 (左右)、同步器行程、热膨胀、轴向位移、高、中压缸胀差、低压缸胀差、一次油压、二次油压、跟踪油压、三次油压、轴瓦最高温度、推力瓦最高温度、轴瓦回油最高温度。

手记项目应记录甩负荷前的初始值、甩负荷过程中的极值 (最大或最小) 和甩负荷过程结束的稳定值。

记录中发生仪表指针摆动或呆滞等异常现象时, 应将摆动幅值或呆滞情况一并记录在表格中, 以便作为分析的依据。

(5) 在进行甩负荷试验过程中, 设专人监视转速。其他监视项目有: 胀差、轴向位移、振动、主再热汽温、排汽温度等。

(6) 汽轮机转速表在甩负荷前复位, 甩负荷后不允许任意将转速表复位。

6. 操作要点

(1) 汽轮机专业。

——分别设专人监视主控盘上和就地的转速表, 记录最高飞升转速及静态稳定转速, 如果转速超过 $3300\text{r}/\text{min}$, 立即打闸停机, 如有异常, 立即破坏真空停机。

——检查高、低压旁路动作情况, 未动时应手动开启, 并检查旁路管道有无振动现象。三级旁路减温水电磁阀应自动开启。

——甩负荷过程中确认抽汽逆止门迅速关闭。

——后汽缸喷水降温装置阀门自动调节灵活, 检查低压缸排汽温度在 80°C 以下。

——注意汽封及真空应正常。

——注意凝汽器、除氧器压力、水位, 必要时手动调整。

——设专人时刻注意检查下列各项确认正常: 轴瓦和大轴振动、胀差、轴向位移、推力瓦和轴瓦温度、高压缸排汽压力和温度、高、中压缸金属温度及上下缸温度、低压缸排汽温度、主、再热汽压力和温度、调节级压力和温度、汽轮机润滑油压、主油泵出、入口油压。

(2) 锅炉专业。

——甩负荷后如果高、低压旁路动作不正常, 运行人员应迅速手动干预, 如低压旁路打不开应立即开启再热器对空排汽门, 严防再热器超压、超温。

——甩负荷后无论过热器或再热器安全门动作与否, 应立即开启过热器 (或再热器) 对空排汽门, 严防锅炉超压。

——当锅炉泄压装置 (安全门或高低压旁路) 失灵, 导致锅炉超压时, 应紧急停炉。

——注意调整给水量, 维持汽包水位, 锅炉汽压上升水位将下降, 但此时不要大幅度补

水，随着压力降低水位将上升，要防止汽包满水或汽温突降。汽包事故放水和给水量之间要密切配合，严防锅炉满水或缺水。

——注意过热器减温水的调节，防止甩负荷时汽温突降。

——设专人时刻注意检查下列各项：汽包水位、炉膛负压、主、再热汽压力和温度、给水压力、高、低压厂用蒸汽压力和温度、过热器喷水流量。

(3) 电气专业。

——值班人员得到甩负荷命令后，按下临时断路器解列按钮，灭磁。甩负荷后检查励磁调节器工作状态应复位。

——事先做好甩负荷后准备再并网的措施，甩负荷之后检查一切正常，应尽快并网带负荷。

(4) 热工专业。

——热工专业工作涉及面广，十分重要，事先应做好处理事故的预想，在甩负荷过程中指导和配合机务人员处理好有关热工方面的问题，及时打印各有关数据。

——做好甩负荷前后自动、连锁、保护的切投操作。

7. 安全措施

(1) 机组甩负荷后应使锅炉不超压，汽轮机超速在规定范围内后，维持机组空负荷运行，尽快并网（甩负荷后空负荷时间尽可能缩短，根据条件尽快并网）。

(2) 机组甩负荷后，当汽轮机转速飞升未达到危急保安器动作转速，应待甩负荷过程结束，测试工作完毕后，转速至 3000r/min，进行以下检查：

——汽轮机旁路系统开启情况，严格控制旁路后汽温。

——汽封压力、除氧器压力、除氧器水位和凝汽器水位。

——轴向位移、胀差、排汽温度。

——抽汽逆止门关闭情况。

——开启汽轮机本体及抽汽管道疏水（根据主再热蒸汽参数变化）。

——高、低压加热器保护动作是否正常，必要时解列高压加热器汽侧。

——检查机组轴瓦和轴振动值应在规定范围内。

(3) 机组甩负荷后，当转速飞升使危急保安器动作时，应及时作以下操作、检查：

——检查主汽门、调节汽门和抽汽逆止门是否关闭。

——待机组转速降至挂闸转速、确认无重大问题时，应立即挂闸维持汽轮空转。

——若机组转速继续下降，应及时启动高压油泵、交流润滑油泵和顶轴油泵，做好投入盘车准备。

——设法恢复机组转速至 3000r/min，完成有关项目的检查。

(4) 机组甩负荷后，调节系统严重摆动，无法维持空负荷运行时，应立即打闸停机。

(5) 机组甩负荷后，转速飞升至 3300r/min 而危急保安器未动作时，应立即打闸停机。若转速仍继续上升时，应采取一切断汽源的措施，破坏真空紧急停机。

(6) 机组甩负荷后，锅炉应停止全部给粉，维持部分油枪运行，严格控制汽包水位，当机组恢复至空负荷运行时维持燃烧，调整参数到额定值。

(7) 若锅炉泄压手段失灵，锅炉超压时，应立即紧急停炉。

(8) 发电机断路器掉闸后，应联跳灭磁开关，若未联跳时应手动灭磁，防止电动机超

压。

(9) 试验过程若发生事故, 应由试验负责人下达命令停止试验。为便于处理事故, 必要时试验人员应立即撤离现场, 运行人员按运行规程进行事故处理。

(10) 甩负荷前由调试人员进行技术交底, 各专业做好事故预想措施。

(11) 甩负荷时汽轮机两侧不要有行人走动, 消防人员到位值班。

8. 试验结果整理

(1) 手抄记录项目, 按甩负荷前、甩负荷过程中和甩负荷稳定后的数据列表。

(2) 根据自动记录曲线, 测取有关数据并整理列表。

(3) 根据自动记录曲线测取的数据有: 初始转速 n_0 、最高转速 n_{max} 、稳定转速 n_δ 、汽阀关闭后的飞升转速 Δn_v 、转速波动值 Δn 、转速滞后时间 t_n 、达到最高转速时间 t_{max} 、转速变化全过程时间 t 、油动机延迟时间 t_1 、油动机关闭时间 t_2 等, 以及油压变量延迟时间和过渡过程时间 φ_2 。

(4) 电负荷试验过程录波曲线见图 16-1。

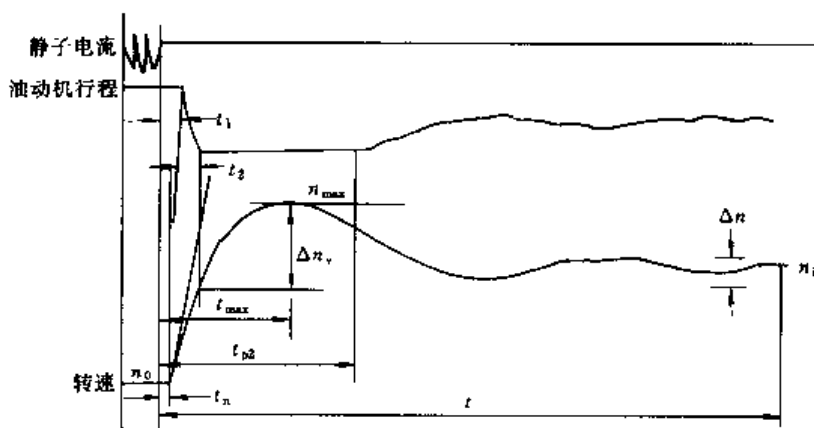


图 16-1 甩负荷试验过程曲线

(5) 根据测取到的数据计算如下参数:

动态飞升 $\psi = [(n_{max} - n_0) / n_0] \times 100\%$

动态超调量 $\varphi = [(n_{max} - n_\delta) / n_0] \times 100\%$

转速不等率 $\delta = [(n_\delta - n_0) / n_0] \times 100\%$

动静差比 $B = (n_{max} - n_\delta) / (n_\delta - n_0)$

转子加速度 $a = dn/df$

转子时间常数 $T_a = n/a$

转子转动惯量 $J = 900 \times P_0 / n_0 a \pi^2$ [kg·m²]

或 $J = 102 T_a P_0 / \omega_0^2$ [kgf·m·s²]

其中, P_0 为功率 (kW), ω_0 角速度 (r/s)。

容积时间常数为 $T_v = \Delta n_v / a$

稳定时间 t 指转速波动 $\Delta n < \delta_n / 20$ 所经历的时间。

(6) 根据自动记录曲线无法计算调节系统有关参数的系统, 如 OPC 等保护必须参与甩负荷试验的系统, 要整理出最高转速, 以及转速、油动机和保护动作的全过程时间及变化幅值。

(7) 甩负荷试验结束后, 半月内提交甩负荷试验报告。

第十七章 主要设备及系统投入要点

一、低压加热器投入

(1) 低压加热器在机组启动中随机投入，水侧已在凝结水泵启动时投入。轴封加热器在汽轮机投入汽封供汽时投入汽侧。

(2) 各低压加热器空气门打开，母管疏水导入凝汽器，注意真空变化。

(3) 低压加热器疏水逐级自流，调整好低压加热器水位基地式调节器的正常调节阀和事故疏水调节阀后投入自动。

(4) 低压加热器水位过高调整无效时，关闭低压加热器汽侧，如仍无法调整，切除低压加热器水侧，凝结水走旁路。

(5) 首次投入低压加热器汽侧，应先将疏水排放至低位放水母管冲洗。投入低压加热器应先低后高，低压加热器切除应按先高后低的顺序进行。

二、高压加热器投入

(1) 高压加热器水侧投入应先将高压加热器水侧注水排空气，当高压加热器内水压与给水母管压力相同时，打开高压加热器水侧三通阀和截止阀。高压加热器汽侧投入应先暖管暖箱，然后按先投低压后投高压的顺序进行。

(2) 高压加热器随机启动或带一定负荷时投入汽侧，高压加热器排空气可视高压加热器压力高低排入除氧器或凝汽器，疏水投入基地式气动调节器自动调节。注意监视加热器水位。

(3) 高压加热器疏水首次投入应先排放至高低位放水母（或接临时管）管进行冲洗，然后投入正常逐级疏水方式，高负荷时高加疏水导入除氧器。低负荷时，疏水至扩容器。

(4) 高压加热器切除应先高压后低压顺序，高压加热器切除后，关闭高压加热器排空气门。

(5) 高压加热器水位高而水位调整无效时，应连锁紧急事故疏水电动门。水位超限则应切除高压加热器汽侧、水侧。

三、汽缸夹层及法兰加热系统投入

(1) 加热联箱在汽轮机暖管时暖箱，充分疏水，投入热备用状态。

(2) 在汽轮机冲转、升速、带负荷过程中根据高压缸内壁上下温差、高、中压缸胀差情况及时的投入与调整，保证高、中压缸壁温差在允许范围之内。

(3) 法兰加热装置投入时，根据锅炉压力升高情况，注意节流法兰加热进汽门，使联箱压力不大于安全门动作值。

(4) 在高压外缸下部外壁温高于 350℃，胀差在允许范围之内可停止加热，停用时应先关联箱进汽门，再关疏水门，防止联箱超压。

四、汽封供汽系统投入

(1) 汽封外来供汽源有三路，一路来自低温辅助蒸汽联箱；一路来自高温辅助蒸汽联

箱，一路来自主蒸汽管道。

(2) 在冷态、温态启动时使用低温蒸汽，在热态启动时使用高温辅助蒸汽，在极热态启动时使用主蒸汽供汽，轴封供汽母管压力维持 $0.025 \sim 0.03\text{MPa}$ ，供汽温度与高、中转子汽封段金属温度匹配，并应具有一定的过热度。低压缸轴封供汽温度自动调节投入，温度维持在 $120 \sim 150^\circ\text{C}$ 。高、中压缸轴封供汽温度维持在 $200 \sim 250^\circ\text{C}$ 。

(3) 轴封供汽汽源切换时要充分疏水，再热蒸汽冷段压力大于 0.3MPa ，打开轴封内漏至除氧器阀门。

(4) 负荷 150MW 以上，汽封进入自密封状态，辅助供汽停止，溢流站保持轴封压力 0.039MPa ，注意疏水备用。

(5) 机组启动前投入汽封供汽时，应先投低压缸轴封供汽，调整正常后再投入高、中压缸汽封供汽。

五、发电机密封油系统投入

(1) 发电机密封油系统一台交流空侧油泵运行，另一台交流和直流空侧密封油泵备用。一台交流氢侧油泵运行，另一台氢侧交流油泵备用，空侧密封油来自主机润滑油系统或主机油箱。

(2) 油气差压阀和平衡阀投入，调整其配重使油氢压差在 $0.03 \sim 0.07\text{MPa}$ ，氢空侧油压差在 0.015MPa 之内。

(3) 发电机置换气体，充氢操作，可以全过程投入差压阀和平衡阀，观察油压跟踪情况。低氢压时如跟踪不良，暂改用手动调节。

(4) 运行中注意调整氢侧密封油冷器进水，保持油温在 $40 \pm 5^\circ\text{C}$ ，滤油器前后压差过大注意切换和清扫滤网。

(5) 密封油箱油位投入自动补排油电磁阀操作系统，防止油位过低油泵打空，同时防止油箱满油进入发电机。

(6) 密封油系统投入时，应先启动空侧密封油泵，油压及密封油箱油位正常后，再启动氢侧密封油泵。

六、除氧器投入

(1) 除氧器上水至正常水位，投入辅助蒸汽加热，启动除氧器循环泵（汽动给水泵前置泵）或用再沸腾加热方式，维持水温在 $70 \sim 80^\circ\text{C}$ ，启动电动给水泵向锅炉上水。

(2) 锅炉点火后，调整辅助蒸汽加热，维持除氧器水温 $110 \sim 130^\circ\text{C}$ ，化验除氧器水质含氧量，调整排氧门开度。

(3) 汽轮机定速、带负荷后，将门杆漏汽导至除氧器。

(4) 当四抽压力大于除氧器压力，投入除氧器滑压运行，辅助蒸汽加热投入备用，防止除氧器压力突降，造成给水泵汽化。

(5) 当主凝结水系统运行正常后，可停止除氧器循环泵和再沸腾加热。

(6) 除氧器采用滑压运行方式时，其压力降低速度不大于 $0.05\text{MPa}/\text{min}$ ，运行中注意除氧器压力变化，防止给水泵汽化。

七、汽轮机疏水系统投入

(1) 锅炉点火第一阶段暖管到电动主汽门前开启下列疏水门：

1) 电动主汽门前疏水门；

- 2) 高压旁路门前疏水门;
 - 3) 高压旁路门后疏水门;
 - 4) 高排逆止门后疏水门;
 - 5) 再热热段管道疏水门;
 - 6) 低压旁路门前疏水门;
 - 7) 给水泵汽轮机高压蒸汽电动门前疏水门;
 - 8) 再热冷段到高辅联箱电动前疏水门;
 - 9) 高压轴封供汽门前疏水门。
- (2) 第二阶段暖管到自动主汽门前开启下列疏水门:
- 1) 电动主汽门后疏水门;
 - 2) 夹层加热联箱疏水门。
- (3) 汽封暖管时开启下列疏水门:
- 1) 低压辅助蒸汽汽封站疏水门;
 - 2) 汽封溢流站疏水门;
 - 3) 高压汽封站疏水门;
 - 4) 汽封母管疏水门;
 - 5) 喷水减温后轴封母管疏水门;
 - 6) 给水泵汽轮机汽封母管疏水门;
 - 7) 到汽封各支管低部疏水门。
- (4) 汽轮机冲转前开启下列疏水门:
- 1) 高压调门阀体疏水门;
 - 2) 高压导管疏水门;
 - 3) 高压内缸疏水门;
 - 4) 高压缸夹层疏水门;
 - 5) 高压缸排汽口疏水门;
 - 6) 高压缸进汽口疏水门;
 - 7) 高排逆止门前疏水门;
 - 8) 中压联合汽门体疏水门;
 - 9) 中压导管疏水门;
 - 10) 中压排汽口疏水门;
 - 11) 1~6段逆止门前疏水门。
- (5) 汽轮机冲转后开启下列疏水门及漏汽门:
- 1) 高调门二漏至轴加漏汽门;
 - 2) 中调门二漏至轴加漏汽门;
 - 3) 高调门一漏至除氧器漏汽门;
 - 4) 中调门一漏至除氧器漏汽门;
 - 5) 再热热段压力大于0.3MPa, 开启高压轴封至除氧器漏汽门;
 - 6) 1~6段抽汽投入, 开启相应逆止后疏水门。
- (6) 汽轮机冲转后汽封启动疏水关闭, 开启经常疏水, 关闭各汽封供汽支管底部疏水

门。

(7) 汽轮机并网, 带初始负荷 25MW, 根据主汽、再热汽温度情况, 检查并节流或关闭下列疏水门:

- 1) 电动主汽门前至疏扩疏水门;
 - 2) 自动主汽门前 A、B 侧至疏扩疏水门;
 - 3) 再热冷段及热段至疏扩疏水门;
 - 4) 低旁停用后, 门前疏水至疏扩疏水门留 1 扣;
 - 5) 关小电动主汽门后疏水门;
 - 6) 给水泵汽轮机高压蒸汽电动门前疏水门;
- (8) 10% 额定负荷, 检查并关闭高压部分疏水门:

- 1) 主汽至高旁前疏水门;
- 2) 高压主汽调门疏水门;
- 3) 高压主汽管道 A 侧疏水门;
- 4) 高压主汽管道 B 侧疏水门;
- 5) 高压内缸疏水门;
- 6) 夹层联箱及引入管道疏水门;
- 7) 二抽至 #2 高压加热器疏水门;
- 8) 一抽至 #3 高压加热器疏水门;
- 9) 高压缸排汽口疏水门;
- 10) 高非逆止门前疏水门;
- 11) 高、中压外缸夹层疏水门。

(9) 20% 额定负荷, 检查并关闭中压部分疏水门。

- 1) 三抽至 #1 高压加热器疏水门;
- 2) 低旁出口至凝汽器疏水门;
- 3) 中压联合汽口体疏水门;
- 4) 高压进汽口处疏水门;
- 5) 中压缸导管疏水门。

(10) 30% 额定负荷, 检查并关闭下列疏水门:

- 1) 低压汽封供汽母管及支管疏水门;
- 2) 汽封高压汽源控制站后疏水门;
- 3) 辅助汽源控制站后疏水门;
- 4) 溢流站后疏水门;
- 5) 六抽至 #3 低压加热器疏水门;
- 6) 五抽至 #4 低压加热器疏水门;
- 7) 五抽至低辅疏水门;
- 8) 四抽至给水泵汽轮机和除氧器疏水门;
- 9) 汽封漏汽去除氧器管道疏水门;
- 10) 中压缸排汽口疏水门。

(11) 机组停机时, 当负荷小于 10%、20%、30% 时, 分别打开高压、中压、低压部分

疏水。

(12) 停机后, 关闭全部本体疏水, 防止汽缸进冷气, 在下次启动前开启疏水门放水后, 再次关闭。

八、抗燃油系统投入要点

(1) 抗燃油系统运行中, 抗燃油冷却油泵及冷油器投入, 维持油温在 $45 \pm 5^{\circ}\text{C}$, 抗燃油蓄能器投入。

(2) 抗燃油再生系统投入运行, 经常化验再生装置内物品, 保证抗燃油性能指标。

(3) 蓄能器投入应在汽轮机正常运行并网前投入。关闭蓄能器出口油门, 开启进油门, 充油到 640mm, 缓慢向蓄能器充氮, 压力上升到 4MPa 时, 关闭充氮门, 全开蓄能器进油门、出油门。当蓄能器油位上升到 900mm 时, 及时充氮, 当蓄能器油位下降到 350mm 时, 应联关出油门, 否则要手动关闭出油门。

第十八章 相关专业试验

一、电气专业

1. 升速过程中的试验

- (1) 测量不同转速下永磁机的电压，在电压至额定时测量相序。
- (2) 测量不同转速下发电机转子绕组的交流阻抗及功率损耗。

2. 额定转速下的试验

- (1) 在额定转速下测量发电机转子绕组的交流阻抗及功率损耗。
- (2) 主励磁机空载特性试验。
- (3) 发电机短路试验。
- (4) 发变组短路试验及高厂变电流回路检查。
- (5) 发电机变压器组的空载试验。
- (6) 发电机空载时进行励磁自动调节装置的各项试验。
- (7) 进行发电机同期系统检查与并网试验。

3. 机组并网后带负荷试验

- (1) 检查仪表指示正确性，发变组带负荷保护试验。
- (2) 检查阻抗保护、失步保护、逆功率保护及负序功率方向元件的电压、电流向量正确等，电气保护装置试验。
- (3) 进行厂用电切换试验。
- (4) 发电机额定功率时，检查各差动保护的差电压。
- (5) 测量不同负荷下发电机的轴电压。
- (6) 励磁自动调节装置带负荷试验及甩负荷试验。

二、热工专业

1. 整套启动前试验

- (1) 锅炉燃烧器管理系统 (BMS)。
- (2) 机组协调控制系统 (CCS)。
- (3) 辅机顺控系统 (SCS)。
- (4) 数据采集系统 (DAS)。
- (5) 汽轮机电调控制系统 (DEH)。
- (6) 汽轮机安全监视系统 (TSI) 及停机保护系统。
- (7) 给水泵汽轮机安全监视系统 (MEH) 及给水泵汽轮机保护系统 (ETS、TSI)。
- (8) 高、低压旁路系统。
- (9) 空气预热器间隙调整。
- (10) 定排程控调整。
- (11) 工业电视及烟温探针。

- (12) 基地式调节系统。
- (13) 其他程控及远控装置。
- (14) 热工信号报警装置。
- (15) BTG 盘台仪表。
- (16) 汽轮机连锁、程控、保护、监测装置检查试验。
- (17) 锅炉连锁、程控、保护、监测装置检查试验。

2. 空负荷试验

- (1) 汽轮发电机各轴及轴承振动在线仪表检查核对。
- (2) 热工信号、仪表检查投入。
- (3) 基地或调节器随机投入。

3. 带负荷试验

- (1) 基地式调节器随机投入。
- (2) DEH 投入试验。
- (3) 低压加热器水位自动投入试验。
- (4) 高压加热器水位自动投入试验。
- (5) 给水自动投入试验。
- (6) 制粉系统自动投入试验。
- (7) 风烟系统自动投入试验。
- (8) 空气预热器间隙调整自动投入试验。
- (9) 吹灰程控投入试验。
- (10) 主、再热汽温自动调节投入试验。
- (11) 主蒸汽压力自动调节投入试验。
- (12) 机、炉协调投入试验。

4. 满负荷试验

- (1) 负荷变动试验。
- (2) DEH 切换试验。
- (3) 主燃料跳闸 (MFT) 动作试验。
- (4) 甩负荷试验。

三、锅炉专业

1. 空负荷调试

- (1) 锅炉点火升压试验。
- (2) 锅炉安全门整定。
- (3) 锅炉蒸汽严密性试验。
- (4) 锅炉技术指标控制。

2. 带负荷调试

- (1) 锅炉本体带负荷调试和燃烧调整。
- (2) 输煤系统调试。
- (3) 制粉系统调试。
- (4) 烟风系统调试。

- (5) 排汽和排污系统调试。
- (6) 吹灰系统调试。
- (7) 灰渣系统调试。
- (8) 锅炉阀门带负荷运行检查。

3. 满负荷调试

- (1) 锅炉燃烧调整。
- (2) 满负荷技术指标控制。

四、化学专业

1. 空负荷调试

空负荷试运化学监督、改善汽水品质。

2. 带负荷调试

带负荷试运化学监督、改善汽水品质。

3. 满负荷调试

满负荷试运化学监督、改善汽水品质。

第十九章 典型事故预防措施

第一节 事故预防的基本要求

- (1) 建立完善的试运指挥系统，分工明确、统一指挥。
- (2) 运行人员严格按规程操作认真监盘，精心维护设备，发现问题及时汇报。遇有重大异常事故，处理按运行规程办。
- (3) 机组试运过程中出现的问题，必须认真分析，原因不明不应盲目操作。
- (4) 有禁止启动条件存在，必须处理，确认正常后，才能启动，重大问题应由整套启动试运组总指挥或启动委员会研究决定。
- (5) 启动运行工作要有详细记录，有重大操作后，应记录操作过程和运行状态。首次设备运行及系统投入应对运行人员进行技术交底。
- (6) 首次整套启动过程中应由整套启动试运组统一指挥，分工明确，运行人员在调试人员的指导下完成具体操作。安装人员负责设备系统维修。
- (7) 调试、运行人员应熟悉有关事故处理规程和事故预防措施，作好事故预想。
- (8) 事故发生时，应按“保人身、保电网、保设备”的原则进行处理。
- (9) 事故发生时的处理要点：
 - 1) 根据仪表显示及设备异常象征判断事故确已发生。
 - 2) 迅速处理事故，首先解除对人身、电网及设备的威胁，防止事故蔓延。
 - 3) 必要时应立即解列或停用发生事故的装置，确保非事故装置正常运行。
 - 4) 迅速查清原因，消除事故。
- (10) 将所观察到的现象、事故发展的过程和时间及所采取的消除措施等进行详细的记录。
- (11) 事故发生及处理过程中的有关数据资料等应完整保存。

第二节 防止汽轮机超速

1. 主要危害

严重时导致叶轮松动变形、叶片及围带脱落、轴承损坏、动静摩擦甚至断轴。

2. 主要特征

汽轮机转速升高超过危急保安器动作值。

3. 主要原因

- (1) 发电机甩负荷到零，汽轮机调速系统工作不正常。
- (2) 危急保安器超速试验时转速失控。
- (3) 发电机解列后主再热蒸汽进汽阀、回热抽汽止回阀等泄漏或关闭不到位。

4. 处理要点

- (1) 立即紧急故障停机，确认转速应下降。
- (2) 检查并开启高压导汽管通风阀。
- (3) 若发现转速继续升高，应采取果断隔离及泄压措施。
- (4) 查明超速原因并消除故障，全面检查，确认汽轮机正常，方可重新启动。应经校验危急保安器及各超速保护装置动作正常，方可并网带负荷。
- (5) 重新启动过程中应对汽轮机振动、内部声音、轴承温度、轴向位移、推力瓦温度等进行重点检查与监视，发现异常应停止启动。

5. 预防措施

- (1) 汽轮机启动前认真检查高、中压主汽门、调速汽门的安装质量，检查各汽门开关动作灵活。调节、保安系统出现缺陷应及时消除，严禁带病运行。
- (2) 调速系统定期试验是防止机组严重超速的主要手段之一，要按规定进行，调速系统速度变动率不大于5%，迟缓率液调不大于0.2%，电调不大于0.06%。
- (3) 应定期进行危急保安器充油试验超速试验合格、各停机保护的在线试验和主汽阀、调节阀及各段抽汽止回阀的活动试验良好。超速试验前应暖机，使转子温度超过脆性转变温度。
- (4) 大修后，汽门严密性试验应合格，停机过程中发现主汽门或调速汽门卡涩，应设法将负荷减至“0”MW，汽轮机先打闸后解列发电机。其关闭时间应符合设计要求。
- (5) 要认真贯彻原电力部建设协调司1999年版《汽轮机电负荷试验导则》的要求进行新机甩负荷试验。切实做好甩负荷试验前的各项工作准备及甩负荷试验工作。
- (6) 调节保安系统投入前必须有油质化验合格报告，运行中亦应定期化验、过滤。只有在系统油质合格后，才允许投入调节保安系统。
- (7) 为防止油中进水，应确保汽封间隙调整适当，汽封压力调节器能正常投入，轴承箱负压98~196Pa合格，排油烟风机运行正常，油箱负压196~245Pa。
- (8) 超速试验前，必须进行主汽门、调节汽门严密性试验，试验结果应符合要求。
- (9) 附加保安滑阀动作整定合格，电超速保护试验正常，各汽轮机保护动作可靠并已投入，连锁及报警信号正确。
- (10) 主机的就地 and 远控停机按钮试验正常，高、中压主汽阀、调节阀、抽汽止回阀和高排止回阀联动可靠。
- (11) 所有转速表及转速发送装置校验合格，超速试验时至少有两只经过校验合格的独立的转速探头和转速显示装置。
- (12) 抗燃油蓄能器运行中必须投入，防止紧急停机时油动机用油量不够，造成关闭时间迟缓。

第三节 防止汽轮发电机组轴瓦损坏

1. 主要危害

造成轴颈损坏，严重时发生动静摩擦导致汽轮机损坏。

2. 主要特征

- (1) 轴承钨金温度明显升高或轴承冒烟。
- (2) 推力轴承损坏时，推力瓦块金属温度升高。
- (3) 回油中发现乌金碎末。
- (4) 汽轮机轴或轴承振动增加。

3. 主要原因

- (1) 轴承断油或润滑油量偏小。
- (2) 油压偏低，油温偏高或油质不合格。
- (3) 轴承过载或推力轴承超负荷，盘车时顶轴油压低或未顶起。
- (4) 轴承间隙、紧力过大或过小。
- (5) 汽轮机汽缸进水或发生水冲击。
- (6) 汽轮机轴或轴承长期振动偏大造成轴瓦损坏。
- (7) 交、直流油泵自动连锁不正常，有关连锁、保护定值不正确，造成事故时供油不正常。

4. 处理要点

- (1) 运行中发现轴承损坏应立即紧急故障停机。
- (2) 因轴承损坏停机后盘车不能投入运行不应强制盘车，应采取可靠的隔离措施，防止汽缸进水或冷汽。
- (3) 轴承损坏后应彻底清理油系统，确保油质合格方可重新启动。

5. 预防措施

- (1) 汽轮发电机组所有油管路安装正确。支持轴承、推力轴承、发电机密封瓦安装正确。汽轮发电机转子应可靠接地。
- (2) 油循环清洗方式合理有效，油质合格后清扫全部滤网，油循环的临时系统和所加的临时孔板、堵板及滤网应如数拆除，顶轴油系统冲洗合格。
- (3) 油净化装置运行正常，油质应符合标准。
- (4) 油系统中的压力表，油温表及其变送装置、轴承金属温度表等校验合格，安装位置正确，指示准确。运行中维持合适的油温、油压。
- (5) 低油压连锁、保护、油位报警、各轴承金属温度、回油温度及轴向位移报警、保护按规定在启动前试验和运行中定期试验正常。注意调整冷油器出口油温在规定范围内。
- (6) 直流油泵联动试验合格，检查直流电源熔断器和容量应正常，直流油泵单独运行，转速、油压轴承回油情况均正常，能满足停机和盘车的要求。顶轴油泵试运正常，顶轴油压及各转子顶起高度按厂家要求调整完毕，并做好记录。
- (7) 运行中冷油器的投入和切除应在严格监护下操作，应事先放尽所投冷油器中空气并注意监视润滑油压力、流量和温度的变化。
- (8) 当机组定速主油泵工作正常后，密切监视停掉高压油泵或润滑油泵、就地润滑油压的变化，防止少油或断油。
- (9) 油箱内滤网前后油位差应随时监视，定期清扫滤网。
- (10) 轴承金属温度与转速和该瓦承受负荷有关，在升速过程中要加强监视，经常记录各轴承油膜压力，观察其变化值。
- (11) 正常停机，先做交流润滑油泵、直流润滑油泵和顶轴油泵启动试验，正常后方可

打闸停机。转速降至 1200r/min 时，启动顶轴油泵。

(12) 在启动机组盘车前必须先启动顶轴油泵，检查各轴承顶轴油压应符合原始调整值，确保转子已被顶起。盘车启动后注意盘车电流变化，防止盘车状态下磨损轴瓦。

(13) 在运行中不得随意退出或停用油系统中主要监视仪表。

(14) 油系统管道及冷油器都应防止聚集气体，冷油器油室应设放空气门，主油泵壳体应设排空气孔，回油管道布置应有一定倾斜度，以防止聚集空气。

第四节 防止汽轮机大轴弯曲

大轴弯曲通常分为热弹性弯曲和永久性弯曲。热弹性弯曲即热弯曲，是指转子内部温度不均匀，转子受热后膨胀而造成转子的临时弯曲。这时转子所受应力未超过材料在该温度下的屈服极限，所以，通过延长盘车时间，当转子内部温度均匀后，这种弯曲会自行消失。永久弯曲则是，转子局部受到急剧加热（或冷却），该区域与临近部位产生很大的温度差，而受热部位热膨胀受到约束，产生很大的热应力，其应力值超过转子材料在该温度下的屈服极限。在剧烈摩擦时，此温度高达 650~1300℃，使转子局部产生压缩塑性变形。当转子温度均匀后，该部位将有残余拉应力，塑性变形并不消失，造成转子的永久性弯曲。大轴永久弯曲后往往可以发现肇事过程中转子热弯曲的高位恰好是永久弯曲后的低位，其间有 180°的相位差，这也说明了因热弯曲摩擦而发热的部位，恰好是受周围温度低的金属挤压产生塑性变形的部位。

另一类大轴弯曲的原因是汽轮机进水，处于高温状态下的转子局部遇水急剧冷却而产生巨大的拉伸热应力，此应力超过材料屈服极限时，同样产生塑性变形，温度均衡后局部冷却成为弯曲的高点。

1. 主要危害

引起汽轮机强烈振动或动静碰磨，严重时导致汽轮机损坏。

2. 主要特征

- (1) 汽轮机转子偏心度超限，连续盘车 4h 不能恢复到正常值。
- (2) 临界转速振动显著增大。

3. 主要原因

- (1) 动静部分发生碰磨。
- (2) 汽轮机进水，特别是停机后汽缸进水。

4. 处理要点

大轴发生热弯曲，消除后应连续盘车 4h 方可启动，不消除不得再次启动。发生大轴永久弯曲，则应采取直轴措施，不得强行启动，扩大事故。

5. 预防措施

(1) 汽轮机每次冲转前及停机后均应测量转子偏心度及盘车电流应正常。冲转前发生转子弹性热弯曲应适当加长盘车时间。冲转前，转子偏心度应不大于原始值 $\pm 0.02\text{mm}$ 。

(2) 汽轮机本体保温应从材料、工艺等方面保证保温质量、下缸保温材料应紧贴缸壁，长期运行仍不脱离。

(3) 高压缸排汽逆止门、各段抽汽逆止门及其控制装置试验灵活无卡涩，连锁动作可

靠。各处壁温测点应校验合格，且指示正确，避免测点和表计张冠李戴。

(4) 首次启动盘车记录转子原始晃动值及最高点的圆周相位。以后每次开机前、停机后都应对比，发生异常应分析处理。

(5) 汽轮机正常运行情况下，在不同转速及负荷下应经常测量各轴承振动值并掌握振动的规律。注意实测的汽轮发电机组轴系各阶临界转速。

(6) 记录正常盘车电流及电流晃动范围，测取正常停机的惰走曲线与典型惰走曲线对照。停机后必须记录各缸壁温度、胀差等。

(7) 汽缸通流部分轴向间隙和径向间隙数值符合设计要求。

(8) 启动时必须确认大轴晃动、轴承振动、轴振动、胀差、轴向位移、汽缸壁温及防水检测等重要监视仪表完好投入，否则禁止启动。

(9) 汽轮机冲转前高、中压内外缸壁温差不超过 50°C ，高、中压内缸内壁上下温差不得超过 35°C 。冲转、升速运行中严格控制 and 调整金属温差不超限。

(10) 冲转前主蒸汽、再热蒸汽温度应具有 50°C 以上过热度，并且比高、中汽缸温度分别高 100°C 和 50°C 。同时蒸汽管道壁温和主汽门阀壳壁温要高于对应蒸汽压力饱和温度的 50°C 以上。

(11) 主、再热汽、抽汽、本体疏水畅通，严防汽轮机进水，进冷气。

(12) 启动过程中有专人监测振动，在 $1200\text{r}/\text{min}$ 以前轴承振动超过 0.03mm 立即停机，过临界转速轴承振动超过 0.10mm 或轴振动超过 0.25mm 立即停机。严禁硬闯临界转速或降速暖机。停机后立即投入连续盘车，检查大轴弯曲值。

(13) 热态启动先送汽封，后抽真空，供汽温度要与汽封段转子金属温度相匹配。送汽前要充分疏水，防止有水进入汽封段。机组热态启动前盘车短时间中断也是不允许的，应按规定保证盘车连续运行时间。

(14) 机组启动和低负荷时，不得投入再热器减温水和高旁减温水。

(15) 运行中应严密监视主、再热汽温变化，如蒸汽温度突降 50°C ，必须立即停机。

(16) 机组停机后，注意监视凝汽器水位，以防汽缸进水变形。

(17) 如盘车电流异常，应及时查明原因处理，如动静摩擦清晰可闻，可先进行 180° 间歇盘车，待转子热弯曲消失后再投入连续盘车。当盘不动车时，严禁强行盘车。

(18) 停机后应认真监视凝汽器、除氧器的水位，可靠地切断有可能返向汽缸的水源和冷汽，防止汽缸进水造成大轴永久弯曲。

第五节 防止汽轮机水冲击

水或冷蒸汽进入汽轮机，可能造成设备严重损坏。运行中水冲击将造成叶片的损伤、动静部分碰磨、汽缸裂纹或产生永久变形、推力轴承损坏等。

停机后的汽轮机进水将使处于高温状态的转子永久弯曲，和汽缸的严重变形。

1. 主要危害

引起汽缸变形、动静间隙消失发生碰磨、大轴弯曲等。

2. 主要特征

(1) 上、下汽缸温差明显增大。

- (2) 主、再热蒸汽温度突降，过热度减小。
- (3) 轴向位移与推力瓦温度显著变化。
- (4) 汽轮机轴或轴承振动增大。
- (5) 抽汽管道发生振动。
- (6) 盘车状态下盘车电流增大。

3. 主要原因

- (1) 锅炉主、再热蒸汽温度失控或主蒸汽流量瞬间突增造成蒸汽带水。
- (2) 加热器管束破裂满水倒灌进入汽轮机。
- (3) 轴封供汽或回热抽汽管道疏水不畅，积水或疏水进入汽缸。

4. 处理要点

- (1) 运行中主、再热蒸汽温度突降超过规定值或下降至极限值，应立即紧急故障停机。
- (2) 汽轮机盘车中发现进水，应立即查明并切断进水点，保持盘车运行一直到汽轮机，上下汽缸温差恢复正常。同时加强汽轮机内部声音、转子偏心度、盘车电流等的监视。
- (3) 汽轮机在升速过程中发现进水，应立即停机进行盘车。
- (4) 汽轮机运行中进水监测报警时，应迅速查明原因并消除。若振动、胀差、上下汽缸温差的变化达到停机值时立即停机。

5. 预防措施

- (1) 锅炉应防止误操作或自动失灵使锅炉满水进入汽轮机。
- (2) 汽轮机进水监测装置应可靠投入，运行中应防止除氧器、高低压加热器、轴封加热器等满水，加强水位监督。
- (3) 停机后要注意隔绝一切可能返水、返冷汽的一切来源，如高旁减温水等。严密监视汽缸上下温差。
- (4) 防止由于本体疏水系统设计、运行不合理，造成汽轮机缸体上、下温差超标。
- (5) 主蒸汽温度 10min 内汽温急剧下降 50℃时，应紧急停机。
- (6) 热态启动前，主蒸汽和再热蒸汽要充分暖管，保证疏水畅通。
- (7) 在锅炉熄火后蒸汽参数得不到保证的情况下，不应向汽轮机供汽。
- (8) 滑参数停机时，汽温、汽压按着规定的变化率逐渐降低，蒸汽过热度不低于 50℃。
- (9) 定期检查再热蒸汽和 I、II 级旁路的减温水阀的严密性，如发现泄漏应及时检修处理。

第六节 防止机组轴承出现过大振动

1. 主要危害

造成轴承损坏，动静摩擦，大轴弯曲甚至毁机。

2. 主要原因

- (1) 动静碰磨或大轴弯曲。
- (2) 转子质量不平衡或叶片断落。
- (3) 轴承工作不正常或轴承座松动。
- (4) 汽缸进水或冷汽造成汽缸变形。

- (5) 中心不正或联轴器松动。
- (6) 滑销系统卡涩造成膨胀不均或不畅。

3. 处理要点

(1) 汽轮机冲转后在轴系一阶临界转速前,任一轴承出现 0.03mm 振动或任一轴承处轴振超过 0.12mm 不应降速暖机,应立即打闸停机查找原因。

(2) 在稳定工况下,汽轮发电机组转轴振动幅值突然变化超过表 19-1 区域 B 上限值的 25%,一般预示机组发生了损坏或故障预兆或是某些不规则性变化的警告,应立即采取措施将机组稳定在允许振动限值内,否则应果断停机。

(3) 在额定转速 3000r/min 或带负荷稳定工况下,大型汽轮发电机组转轴振动位移限值见表 19-1,现阶段采用引进技术制造的 300MW 及以上机组的振动限值应取表中的小值。支持轴承振动位移限值一般为 0.03mm,当机组具有符合要求的测轴振装置时,应以轴振监测为主。

表 19-1 大型汽轮发电机组轴振动位移幅值

区域上限	额定转速 3000r/min (μm 峰值)		
	相对位移	绝对位移	评 价
A	80	100	通常新投产机组在此区域内
B	120 ~ 165	150 ~ 200	通常认为是合格的,可以长期运行
C	180 ~ 260	250 ~ 320	通常认为是不合格的,在采取补救措施之前,可运行有限一段时间
D	大于 C 区上限		通常认为是危险的,其剧烈程度足以引起机组破坏

4. 预防措施

(1) 机组冲转升速时,应有专人负责测试,记录振动、相位、频率、波形及油膜压力和轴心轨迹图,以便综合分析诊断。

(2) 汽轮机轴承振动数值以垂直振幅为主,限值规定如下:

1200r/min 以下 < 0.03mm

1200r/min 以上 < 0.04mm

临界转速 < 0.10mm

额定转速 < 0.03mm

(3) 机组振动大而停机时,应立即启动盘车,测量大轴弯曲,判断转子是否发生弯曲。

(4) 停机后发现转子弯曲过大,汽缸变形使动静间隙缩小,盘车有明显摩擦,应停止连续盘车,改间歇盘车。盘不动车时,禁止强制盘车。

(5) 要正确判断临界转速,防止误判断造成事故。机组实际临界转速与设计临界转速有一定的差别,机组首次启动应测量转子实际临界转速值。

(6) 如机组达到额定转速后,振动不断增大,应尽快查明原因及时处理。振动不能减小时应停机处理。

(7) 为防止发生轴承油膜振荡,机组作超速试验时,应及时调整润滑油温在 40 ~ 42℃。

(8) 汽轮机在额定转速轴振动大于 0.25mm 时,应立即打闸停机查明原因。

(9) 如机组某轴承有较大振动时,要综合轴承盖振动和轴振动分析,采取处理措施。

第七节 防止汽轮机真空下降

汽轮机运行中，凝汽器真空下降，可用焓减小，同时机组出力降低，排汽温度升高，使排汽缸及轴承座受热膨胀，轴承负荷分配发生变化，机组产生振动。若保持负荷不变，将使轴向推力增大以及叶片过负荷，排汽的容积流量减少，末级要产生脱流、涡流和叶片颤振，使叶片产生较大的激振力，有可能损伤叶片。因此机组在运行中发现真空下降时必须采取如下措施：

(1) 确认真空下降后应迅速检查原因，根据真空下降原因采取相应的处理措施。

(2) 应启动备用射水抽气器或真空泵。

(3) 在处理过程中，若真空继续下降，应按规程规定降负荷，防止排汽室温度超限，防止低压缸大气安全门动作。

一、主要危害

汽轮机真空下降不仅使机组经济性降低，严重时可能造成低压末级叶片发生颤振、轴向推力增大、振动增大、甚至造成汽轮机事故。

二、主要原因

(1) 冷却水量不足或中断。

(2) 凝汽器换热效率降低。

(3) 真空系统泄漏或设备异常。

(4) 轴封系统工作失常。

(5) 凝汽器水位控制失常。

三、处理要点

(1) 发现真空下降，首先应对照低压缸排汽温度进行确认并查找原因，同时进行相应的处理。

(2) 真空下降时应按规定限制负荷，真空低自动减负荷保护装置不得解除。若负荷降至30%额定负荷真空仍不能恢复，排汽背压超过25kPa，应立即减负荷至“0”MW停机。

四、真空急剧下降的原因和处理

1. 循环水中断或减少

循环水中断的故障可以从循环水泵的工作情况判断出。若循环水泵电动机电流和水泵出口压力到零，即可确认为循环水泵跳闸，此时应立即启动备用循环水泵。但严禁强合倒转的备用泵，如循环水量锐减应减负荷停机。如是单泵运行且无备用泵，则应打闸停机。

循环水泵出口压力、电动机电流摆动，通常是循环水泵吸入口水位过低、网滤堵塞等所致，此时应尽快采取措施，提高水位清除杂物。

如果循环水泵出口压力、电动机电流大幅度降低，则可能是循环水泵本身故障引起。

如果循环水泵在运行中出口误关或备用泵出口门误开，造成循环水倒流，也会造成真空急剧下降。

2. 射水泵（真空泵）工作失常

如果发现射水泵（真空泵）出口压力、电动机电流同时到零，说明射水泵（真空泵）跳闸；如射水泵（真空泵）和压力、电流下降，说明泵本身故障或水池水位过低（汽水分离器

水位不正常)。发生以上情况时,均应启动备用射水泵(真空泵),水位过低时应及时补水至正常水位。

3. 凝汽器满水

凝汽器在短时间内满水,一般是凝汽器铜管泄漏严重,大量循环水进入汽侧或凝结水泵故障所致。处理方法是立即开大水位调节阀并启动备用凝结水泵。必要时可将凝结水排入地沟,直到水位恢复正常。

铜管泄漏还表现为凝结水硬度增加。这时应停止泄漏的凝汽器,严重时则要停机。

导致凝汽器水位升高的原因可能由于泵入口法兰漏真空或入口漏网堵塞造成凝结水泵入口汽化或者凝汽器铜管破裂漏入循环水等。前者可以通过凝结水泵电流的减小来判断。

4. 轴封供汽中断

如果轴封供汽压力到零或出现微负压,说明轴封供汽中断,其原因可能是轴封压力调节器失灵,调节阀阀芯脱落或汽封系统进水。此时应开启轴封调节器的旁路阀门,检查除氧器是否满水(轴封供汽来自除氧器时)。如果满水,应迅速降低其水位,倒换轴封的备用汽源。

五、真空缓慢下降的原因和处理

1. 循环水量不足

循环水量不足表现在同一负荷下,凝汽器循环水进出口温差增大,其原因可能是凝汽器进入杂物而堵塞。对于装有胶球清洗装置的机组,应进行反冲洗。对于凝汽器出口管有虹吸的机组,应检查虹吸是否破坏,其现象是:凝汽器出口侧真空到零,同时凝汽器入口压力增加。出现上述情况时,应使用循环水系统的辅助抽气器,恢复出口处的真空,必要时可增加进入凝汽器的循环水量。

凝汽器出入口温差增加,还可能是由于循环水出口管积存空气或者是铜管结垢严重。此时应开启出口管放空气阀,排除空气或投入胶球清洗装置进行清洗,必要时在停机后用高压水进行冲洗。

2. 射水泵(真空泵)工作水温升高

射水泵或真空泵工作水温升高,使抽气室压力升高,降低了抽气器(真空泵)的效率。当发现水温升高时,应开启工作水补水,降低工作水温度。

3. 真空系统漏入空气

真空系统是否漏入空气,可通过真空系统严密性试验来检查。此外,空气漏入真空系统,还表现为凝结水过冷度增加,并且凝汽器端差增大。

第八节 防止通流部分动静磨损

中间再热式汽轮机,参数高、容量大、汽缸数目多,又有内外缸之分,因此汽缸和转子的膨胀关系比较复杂。

汽轮机通流部分的磨损,分轴向磨损和径向磨损两大类,一般发生在机组启、停和工况变化时。产生磨损的主要原因是:汽缸与转子不均匀加热和冷却;启动与运行方式不合理;保温质量不良及法兰螺栓加热装置使用不当等。

在轴向磨损的原因主要是沿通流方向各级的汽缸与转子的温差不一致,而引起的过大胀差,轴向磨损将对汽封、叶片等造成严重损害,但一般不引发异常振动,除非它诱发径向磨

损。在径向方面的磨损，主要是汽缸和汽封套变形、转子热弯曲和振动过大引起的。由于摩擦往往导致大轴热弯曲，所以振动与摩擦在一定条件下互为因果关系，在低于转子临界转速时，由于摩擦所引起的热弯曲高点与振动的绝对相位一致而产生恶性循环。

轴向磨损可以从胀差超限，低速时可听见摩擦声，发生径向摩擦均引起异常振动，振动的特点是振幅逐渐爬升，而振动频率为纯工频，相位则有时旋转，有时不变。

轴向磨损处理原则：胀差接近极限值应改变汽温、负荷、真空，轴封温度等参数使过大胀差缓解，胀差超限应立即停机。

径向摩擦引发振动时，在临界转速以下时，因振幅增加较快，应立即停机。在临界转速以上时，振幅爬升较慢，振幅数值未超限时，可稍降转速（但不能接近临界转速）或降负荷，使振幅稍降而脱离摩擦，稳定后再升速或升负荷。

如果停机过程转子惰走时间明显缩短，从盘车电流增大并摆动，伴有明显金属摩擦声，大轴偏心率不恢复等现象，确认转子永久弯曲或通流部分严重磨损，则应揭缸检修。

为了防止轴向通流部分磨损，应采取如下措施：

- (1) 运行人员应知热胀差的调节手段，在启动、停机和变工况下，加强对胀差的监视。
- (2) 注意运行参数的变化，使汽温、金属温度变化率在合理范围内。
- (3) 合理调整通流部分间隙。
- (4) 轴封蒸汽供汽应注意温度与汽缸温度相匹配，切换轴封汽源，两者温度应尽量接近。
- (5) 防止径向间隙磨损措施与第4节中相同。

第九节 防止汽轮机叶片损坏

汽轮机发生的事故中，由于叶片的损坏而导致事故占主要部分。所谓叶片事故，通常指叶片的断裂、拉金和围带断裂、铆头断裂以及叶轮损坏等。

叶片在运行中的损坏是各式各样的，引起叶片损坏的原因也是多方面的，以下为常见的叶片事故发生时的特征、原因及预防措施。

一、叶片断落的特征

汽轮机在运行中发生叶片断落一般有下列现象：

- (1) 汽轮机内部或凝汽器内有突然的响声，此时在汽轮机平台底层常可清楚地听到。
- (2) 机组发生强烈振动或振动明显增大。有个别情况可不发生明显振动变化（例如有时在大机组的高、中压转子上掉叶片）。
- (3) 当叶片损坏较多而且较严重时，由于通流部分尺寸改变，蒸汽流量、调速汽阀开度、监视段压力等与功率的关系都将发生变化。
- (4) 若断叶片落入凝汽器，则会将凝汽器的铜管打坏，使循环水漏入凝结水中，从而表现为凝结水硬度和导电度突增。
- (5) 若机组抽汽部位叶片断落，则叶片可能进入抽汽管道，使抽汽止回阀卡涩，或进入加热器使管子损坏，导致水位升高。
- (6) 停机过程中，听到机内有金属摩擦声，惰走时间减少。
- (7) 在停机或升速过程中超过临界转速时，机组振动有明显的增大或变化。

二、叶片损坏的原因

叶片损坏的原因很多，但一般有下列三个方面：

1. 叶片本身的原因

(1) 振动特性不合格。由于叶片频率不合格，运行时产生共振而损坏者，在汽轮机叶片事故中为数不少。如果扰动力很大，甚至运行几个小时后就能发生事故。这个时间的长短，还和振动特性、材料性能以及叶片结构、制造加工质量等有关。

(2) 设计不当。叶片设计应力过高或叶栅结构不合理，以及振动强度不合格等，均会导致叶片损坏。个别机组叶片甚薄，若铆钉应力较大，则铆装围带时容易产生裂纹。叶片铆头和围带断裂事故发生的情况也不在少数。

(3) 材质不良或错用材料。材料机械性能差，金属组织有缺陷或有夹渣、裂纹等，叶片经过长期运行后材料疲劳性能及衰减性能变差，或因腐蚀冲刷机械性能降低，这些都导致叶片损坏。

(4) 加工工艺不良。加工工艺不严格，例如表面粗糙度不好，留有加工刀痕，扭转叶片的接刀处不当，围带铆钉孔或拉金孔处无倒角或倒角不够或尺寸不准确等，能引起应力集中，从而导致叶片损坏。

国内由于焊接拉金或围带安装工艺不良引起的叶片事故较多，应引起重视。

2. 运行方面的原因

(1) 偏离额定频率运行。汽轮机叶片的振动特性都是按运行频率为 50Hz 设计的，因此当电网频率降低时，可能使机组叶片的共振安全率变化而落入共振状态下运行，使叶片加速损坏和断裂。

(2) 过负荷运行。一般机组过负荷运行时随着蒸汽流量、焓降增加各级叶片应力增大，末级叶片受排汽压力影响最大，过高的真空则焓降增加，而使弯应力增加，在冬季运行时，凝汽器不应超过极限真空。

(3) 汽温过低。新蒸汽温度降低时，带来两种危害：一是最后几级叶片处湿度过大，叶片受冲蚀，截面减小，应力集中，从而引起叶片的损坏；二是当汽温降低而出力不降低时，流量势必增加，从而引起叶片的过负荷，这同样能引起叶片损坏。

(4) 蒸汽品质不良。蒸汽品质不良会使叶片结垢，造成叶片损坏。叶片结垢使通道减小，造成级焓降增加，叶片应力增大。另外结垢也容易引起叶片腐蚀，使强度降低。

(5) 真空过高或过低。真空过高时，可能使末级叶片过负荷和湿度增大，加速叶片的水蚀，容易引起叶片的损坏。另外，真空过低仍维持最大出力不变时，也可能使最后几级过负荷而引起叶片损坏。

(6) 水冲击。运行时汽轮机进水的可能性很多，特别是近代大容量再热机组，由于汽水系统相应复杂，汽轮机进水的可能性更有所增加。蒸汽与水一起进入汽轮机，产生水击和汽缸等部件不规则冷却和变形，造成动静部件碰磨，使叶片受到严重损坏。

(7) 机组振动过大。

(8) 启动、停机与增减负荷时操作不当，胀差过大等，使动静部分发生摩擦，导致叶片损坏。

(9) 停机后主汽阀关闭不严而未开启疏水阀，有可能使蒸汽漏入机内，引起叶片腐蚀等。

3. 检修方面的原因

属于检修不当的主要原因有：动静间隙不合标准，隔板安装不当，起吊搬运过程中碰伤损坏叶片，或机内和管道内留有杂物等。新安装机组管道冲洗不干净，通流部分零件安装不牢固，运行时有型砂异物或零件松脱等，有可能打坏叶片。检修中对叶片拉筋、围带等的修理要特别注意，过去曾因拉筋和叶片银焊时发生过热而使叶片断裂的事故为数不少，而且对这种事故的原因一般较难分析。

汽轮机事故超速，也使机组严重超速而引起叶片损坏。

三、叶片损坏事故原因的分析

引起叶片损坏事故的原因，常常是复杂的，而且是多方面的，但是其中必有一种因素起主要作用。分析叶片损坏事故时，应当抓住主要因素，并从以下几个方面进行考虑：

(1) 检查叶片损坏情况。事故发生后，应首先检查事故的范围和情况，并作好记录，然后检查断落位置及对叶片损坏的断面进行仔细分析，初步分析事故的原因。

(2) 分析运行及检修资料。检查叶片事故发生前的运行工况有无异常，如运行参数是否正常，有无超载超速及低频率运行，有无叶片结垢、腐蚀、水刷等情况。查看检修资料，检查动静间隙是否符合标准，有无重大改进和改造等，对运行和检修资料进行全面细致的分析。

(3) 测定叶片的振动特性。根据历次振动特性试验记录进行分析，必要时进行振动特性试验，对照运行频率进行分析。叶片的振动特性数据主要为 A0、B0、A1 型振动频率、轮系振动频率以及 Z_n 附近 $\pm 20\%$ 的高频数据，并将历次数据进行分析比较。

(4) 金属材料检验分析。对断叶片材料进行金相检查、材质和机械性能分析。

(5) 强度核算。复核叶片几何尺寸，进行热力和强度核算，检查应力是否过大，设计制造是否有问题。

(6) 与同类机组进行比较。

四、预防叶片断裂事故的措施

汽轮机运行事故中，叶片损坏占的比重较大。随着单机容量的增大，叶片损坏事故造成的损失十分可观。所以，防止叶片损坏事故极为重要，除制造厂在设计 and 制造方面应更合理、更完善以外，运行、检修等部门应采取以下措施，防止叶片断裂和损坏事故的发生。

(1) 在运行管理，特别是电网频率的管理方面，应采取以下措施：

1) 电网应保持在额定频率和正常允许变动范围内稳定运行。

2) 避免机组过负荷运行，特别是低频率过负荷运行。调节级压力不允许超过限定值。

3) 加强运行中的监视。机组启停和正常运行时，必须加强对各运行参数（例如汽压、汽温、出力、真空等）的监视，运行中不允许这些参数剧烈波动。防止动静部件在运行中发生摩擦和末几级叶片水蚀。

4) 加强汽水品质监督，防止叶片结垢、腐蚀。

5) 经常倾听机内声音，检查振动情况的变化，分析各级汽压数值和凝结水水质情况。若出现断叶片征象，应及时处理，避免事故扩大。

6) 停机后加强对主汽阀严密性的检查，防止汽水漏入汽缸。停机时间较长的机组，包括为消除缺陷安排的工期较长的停机，应认真做好保养工作，防止通流部分锈蚀损坏。

(2) 在检修管理方面应采取如下措施：

1) 每台汽轮机的主要级叶片，应建立完整的技术档案。

2) 新装机组, 投运前必须对叶片的振动特性进行全面测定。对不调频叶片, 要检验频率分散率; 对调频叶片, 除分散率外, 尚需鉴定其共振安全率。对调频叶片, 若发现叶片落入共振状态, 应尽快采取措施, 按实际情况进行必要的调整。

3) 检修中认真仔细地对各级叶片及其拉筋、围带等进行检查。发现有缺陷或怀疑有缺陷时, 应进行处理并设法加以消除。对具有阻尼拉筋的叶片, 必须保持阻尼拉筋的完好。

要进行包括超声波在内的必要的探伤, 检查叶片、叶根和叶轮等部件的表面有无裂纹存在。

4) 严格保证叶片检修工艺质量。如换新叶片的工艺质量、拉筋银焊工艺 型线变化处的圆角或倒角等均应保证工艺质量良好。

调换或重装叶片, 应严格执行检修工艺质量标准。注意叶片铆钉头处及拉筋孔处的倒角及加工粗糙度。叶根应修刮, 使接触紧密, 封口片应有足够的紧力。新装叶片的单片和成组频率、分散率应合格 (即小于 8%), 围带、铆接应保证质量良好。

5) 喷嘴叶片如发现有弯曲变形, 应设法校正。通流部分应清理干净, 防止遗留杂物。紧固件应加防松保险, 以防振动脱落。

6) 起吊搬运时防止将叶片碰损。喷砂清洗时砂粒要细。叶片和叶轮上不准用尖硬工具修刮, 更严格禁止电焊。叶片酸洗时不应将叶片冲刷过度, 清洗后应将酸液清洗干净, 防止腐蚀。避免用单个叶片或叶片组来盘动转子, 以免将叶片弄弯。

7) 当发现叶片有明显的热处理工艺不当而遗留下过大的残余应力时, 应进行高温回火处理。

8) 发现叶片断落、裂纹和各种损伤变形, 要认真分析研究, 找出原因, 采取措施。对损坏的叶片, 先用肉眼检查有无加工不良、冲刷、腐蚀、机械损伤、扭曲变形、松动位移等异常迹象。对断落、裂纹叶片要保留实物, 保护断面。仔细检查分析断口位置、形状、断面特征、受力状态等, 并对照原始频率数据, 作必要的测试鉴定。在叶片换装、拆卸过程中, 要对叶片的制造、安装质量作出鉴定。为进一步分析损伤原因, 应对断面和裂纹作出金相、硬度检验, 必要时进行材料分析和机械性能试验, 以确定裂纹和材质状况。

对同级无外观损伤的叶片进行探伤检验, 并根据损伤叶片的原因分析总结, 采取相应的处理措施, 防止重复发生。对受机械损伤或摩擦损伤的叶片, 除认真排除原因外, 对可能造成应力集中的裂纹和缺口应进行整修, 以防止缺陷扩大。对弯扭变形叶片的加热整形要慎重, 须按材质严格控制加热温度, 防止超温淬硬, 必要时进行回火处理, 消除残余应力和淬硬组织。

对异常水刷或腐蚀造成的叶片损伤应查明原因, 采取措施, 消除不利因素。叶片的焊补和焊接必须持慎重态度, 应按不同材质制定专门焊接工艺方案, 通过小型试验成功后再采用。采取以上措施将能把叶片的断裂事故控制在最小程度, 从而提高汽轮机运行的安全性和经济性。

第十节 防止调节控制系统异常

1. 主要危害

造成部分或全部调节控制功能失灵, 严重时无法维持机组运行, 甚至造成运行参数超限

保护动作跳机。

2. 主要原因

- (1) 调节控制装置本身异常或被调控设备异常。
- (2) 调节控制电源失电或电源质量异常。
- (3) 调节控制气源压力低或失气。

3. 处理要点

(1) 双套计算机系统运行当其中一台故障时应自动切为另一台运行，故障计算机无法自动调节控制时可均为手动调节维持运行，当两台计算机全部故障时，连锁汽轮机跳闸，否则应手动打闸停机。

(2) 因控制失电，应尽量保持机组原状态稳定运行，同时注意监视主要参数，必须操作的设备可照就操作，如短时间无法恢复应请示停机，以保证机组安全。

(3) 控制用压缩空气局部失气时，应根据对机组整体运行的影响，尽可能改为手动调节或控制，无维持运行可能或全部失去气源，机组安全受到影响时应立即减负荷停机。

4. 预防措施

(1) 调节控制用计算机应有可靠的电源，一般由不停电电源（UPS）供电，由于控制电源的分类较多，应确保供电电压、频率、谐波质量等合格；并具有抗内外干扰能力，防止电压波动或机柜接地不良造成死机或误动。

(2) 计算机主机房和机柜应加强管理维护，应按规定防湿、防尘、防静电、防电磁干扰和通风降温，防止因维护不当造成计算机模件损坏。

(3) 控制用空气压缩机除加强正常维护外，供气应充分除水疏水进行干燥，防止空气管道和气控元件锈蚀损坏、动作失灵，以及寒冷季节管道内积水结冰。

(4) 运行值班人员应熟知所有气控装置在失气后动作特性（即失气后开、失气后关、失气后保持），以便分别进行处理。

第十一节 防止厂用电中断

厂用电除供给机组各种泵、风机等机械动力外，还供给各种电动门、调整门等操作动力，以及计算机、仪表、自动保护设备电源，还有照明等电源。

厂用电系统电压等级一般都分成 6kV 和 400V 两个等级。厂用电母线的设置，都采用分段母线的原则，一般分成 2~3 段，当同类辅机台数超过一台时，分别接到不同的母线上。不论 6kV 母线还是 400V 厂用母线，都分别设有常用电源和备用电源，并装有备用电源自动投入装置，此外还设有事故保安电源。

厂用电中断的故障可分为三类，即厂用电部分中断、厂用电全部中断及热控电源中断。

1. 处理要点

(1) 厂用电全部失去应立即停机。保安电源不正常时应及时启动直流事故油泵确保轴承供油。若盘车马达无电，转子静止后设法手动盘车。厂用电恢复后应经全面检查，确认符合启动要求方可启动。

(2) 厂用电部分失去时备用辅机应及时投入，加强对汽轮机的检查调整，若无法维持运行，应停机。

(3) 热控电源失去时可设法维持原运行状态, 必要时应进行就地调整及表计监视。30min 不能恢复电源或电源消失后导致汽轮机运行异常, 应停机。停机操作时应采取措施确保汽轮机安全、可靠地停止。

2. 厂用电部分中断

厂用电部分中断常表现为某段厂用母线失电。一段母线失电的原因是该段母线本身发生故障或该段母线的一路电源故障, 另一路备用电源自动合闸不成功。发生这种情况时, 该段母线所带辅机电流全部到“零”, 该段所带辅机全部停止转动, 该段母线电压表指示到“零”, 监控盘上有关声、光信号动作。若为 6kV 母线的一段失电, 当与锅炉合用 6kV 母线时, 因一段 6kV 母线所带风机、磨煤机等失电, 汽轮发电机负荷要减小到额定值的一半左右运行。当该段母线带有循环水泵时, 还会出现循环水量减少, 汽轮机真空下降的现象。

发生某段厂用电母线失电时, 首先要检查失电辅机的备用辅机应自启动正常, 否则应立即手动启动。对于失电辅机, 一般应将其操作开关置停用位置; 对已经自启动的辅机, 应将其操作开关置合闸位置并切除其自启动开关, 解除其声光信号。要及时向值长汇报并联系电气, 尽快恢复失电段的电源。第二, 有些失电辅机没有备用, 失电后对机组运行有影响, 应注意不要使不利影响扩大。失电段母线所带汽动给水泵的前置泵失电, 会引起该给水泵跳闸, 备用电动给水泵失电时不能自启动, 应根据锅炉需要调节运行泵转速, 维持给水压力正常。失电段母线带有循环水泵时, 应根据循环水母管压力下降情况, 尽量减少循环水用量, 如调整主机循环水门开度, 开大工业水补水门, 必要时根据现场具体情况, 将主机凝汽器改半面运行, 若汽动给水泵有独立的凝汽器, 还可考虑将已跳闸的汽动给水泵的循环水停用, 以提高循环水供水压力。循环水量的减少, 势必影响汽轮机的真空, 应根据真空下降情况及真空下降的处理规定进行处理, 必要时按规定减负荷, 直至停机。一些次要辅机往往没有备用, 如泵坑的排水泵等, 事故处理时也不要忘记它们停转后的影响。最后, 6kV 母线部分中断引起机组负荷减半运行时, 国产机组要注意轴封备用汽源切换正常。应注意凝汽器、除氧器水位和冷油器出口油温度的监视和自动调节, 必要时切换为手动调节, 注意调节发电机定子、转子冷却水温度和发电机风温至正常值; 注意高压加热器运行情况; 氢冷发电机还应注意氢气浓度、含氧量、氢压、密封油压及氢油压差等应正常。自动化程度高的机组, 负荷减半运行的操作及调整都可由计算机实现, 值班人员对其自动操作调整的过程及结果, 应加强监视检查, 发现异常情况, 及时处理。

3. 厂用电全部中断

厂用电全部中断时, 交流照明灯熄灭, 但一般大型机组都设有直流事故照明, 直流事故照明灯亮; 给水泵跳闸, 所有运行辅机电流表指示突然到“零”, 停止转动, 6kV 母线电压均到“零”, 集控事故喇叭和声、光信号报警; 汽温、汽压及真空迅速下降; 锅炉 MFT 动作, 汽轮机跳闸, 负荷到零。

发生厂用电全停事故时, 不论有无停机保护和停机保护是否动作, 都应立即停机。在事故停机过程中, 主机和汽动给水泵的交流油泵也可能失电, 这时可启动直流润滑油泵向轴承供油。和厂用电部分中断一样, 运行的失电辅机的操作开关应置“停用”位置, 原备用交流辅机已失电, 其自启动开关也应解除, 单元制循环水系统的机组, 应参照循环水中断的规定停机; 两台机组合用的系统, 邻机应启动备用循环水泵, 关小或关闭故障机组的循环水门, 确保邻机正常运行; 同时, 在事故处理过程中, 应要求电气尽早恢复事故保安电源的供电。

带柴油发电机的机组，应及早启动柴油发电机，用事故保安电源向诸如交流润滑油泵、盘车电动机、发电机交流密封油泵、交流 DEH 油泵等设备供电。转子静止后，有条件时应立即盘车。厂用电恢复后，循环水进水应等温度较高的凝汽器水室温度降到 40℃ 以下，先开凝泵再循环喷水降温。对机组情况进行全面检查，符合启动要求后，根据值长命令进行启动恢复工作。

4. 热控电源中断

我国大部分电厂把各种指示灯、开度指示、电动门、调整门的操作电源称为热控电源，把仪表、计算机、保护等设备的电源称为热工电源。热控电源失去时，指示灯熄灭，开度指示失常，电动门、调整门不能电动操作，应仔细检查并尽量维持原运行状态，极个别阀门可手动操作；仪表盘电源失去时，仪表指示失常，还可能引起连锁误动作，应恢复误动作的设备；恒温箱电源失去时，仪表指示会发生偏差，这时应注意对照分析，防止盲目操作；计算机电源失去时，计算机的功能全部失去，其后果视计算机所带功能而定。有些计算机集监视、控制、保护等功能于一身，如 DEH 计算机，本身就有个保护，当电源失去时，保护动作，机组跳闸停机。运行人员应熟悉所在单位对计算机失电的处理规定，因计算机失电进行事故停机时，常规盘上的阀门和辅机都可操作。

发生汽轮机热控电源和热工电源失去的故障，除要求尽快恢复电源外，如确认机组运行情况没有异常，应尽量维持原状，极个别电动门、调整门的必要操作，只能到就地手动操作，但时间不能过长。300MW 汽轮机运行典型规程规定最长时间不超过 30min；若时间超过或机组发生了异常运行，应进行不破坏真空事故停机。机炉的热控电源和热工电源全部失去时，应进行不破坏真空事故停机。在事故停机过程中，应注意辅机自启动已失灵，如交流润滑油泵的低油压自启动已无效，不能等待其启动，而应手动启动；维持凝汽器或除氧器水位等必不可少的阀门操作也只能到就地手动操作；此外，像排汽缸喷水也不能连锁开起，应人为将其开起等。运行人员应熟悉所管辖机组的电源配制情况，操作中应考虑周到，尽量使停机操作完善。

第十二节 防止给水泵故障

一、给水泵事故停泵的条件及操作

大型机组的给水泵常配有汽动给水泵和电动给水泵。汽动给水泵给水泵汽轮机的事故处理基本上可参考主机，只是具体限值不同。给水泵的事故停泵参照主机也分两种情况，一种是紧急事故停泵，汽动给水泵是破坏真空紧急停泵；一种是故障停泵，汽动给水泵为不破坏真空故障停泵。

1. 电动给水泵的紧急事故停泵

给水泵发生下列故障之一时，应进行紧急事故停泵：

- (1) 给水泵组突然发生强烈振动或内部有清楚的金属摩擦声时。
- (2) 给水泵汽轮机转速达到或超过危急保安器动作转速，而危急保安器未动作时。
- (3) 给水泵汽轮机发生水冲击时。
- (4) 轴向位移达到停机值或推力瓦温度达到停机极限值而停机保护不动作时。
- (5) 轴封冒火花时。

(6) 任一轴承断油或冒烟,回油温度或轴瓦乌金温度达到停机极限值而停机保护不动作时。

(7) 轴承润滑油压低至停机限值而停机保护未动作时。

(8) 油系统着火不能及时扑灭,严重威胁机组安全运行时。

(9) 油箱油位突然下降至停机限值及以下时。

(10) 电动给水泵电动机、耦合器冒烟着火时。

(11) 蒸汽管道或给水管道的破坏严重,威胁机组安全运行时。

2. 汽动给水泵紧急事故停泵

汽动给水泵的紧急停泵即破坏真空紧急停泵。破坏真空对转速下降速度的影响一般没有汽轮发电机组明显。因汽轮发电机组停机后已与电网解列,机组惰走时间较长;而汽动给水泵停泵后,水泵中一般仍有水充满,惰走时间本来就短,仅5~6min。但当汽轮机与给水泵转子脱开时,破坏真空对停机速度仍有较大影响。为此,发生严重故障、需要将泵组迅速停下时仍要破坏真空。汽动给水泵紧急事故停泵步骤如下:

(1) 撤“紧急停泵”钮或手打危急遮断器,检查高、低压自动主汽门、调节汽门关门,转速下降,立即启动电动备用油泵。

(2) 检查电动给水泵自启动正常,否则应立即手动启动,调整给水压力以满足锅炉需求。

(3) 开足真空破坏门,关闭抽气器空气门(若给水泵汽轮机排汽排入主机凝汽器,则应先关闭排汽蝶阀及至凝汽器疏水门,开启至大气的疏水门,观察对大机真空是否有影响)。真空到零时,停止向轴封供汽。

(4) 将同步器退至低限位置,停用电调及该泵协调装置。

(5) 检查给水泵出水门关闭,再循环门全开。

(6) 完成其他停用给水泵的操作。

需要注意的是,有些引进机组的汽动给水泵为全容量给水泵组,即一台给水泵就能满足机组负荷对给水的需要,这类机组的汽动给水泵紧急事故停用,一般仍先启动备用电动给水泵,然后再进行破坏真空事故停泵。

电动给水泵的紧急事故停泵操作比汽动给水泵简单,只要按电动给水泵“停泵”钮。检查电流到“零”,转速下降,启动备用油泵(一般辅助润滑油泵会在油压低至一定值时联启);然后检查给水泵出口门关闭,再循环门开启并完成停泵操作。

若原有汽动给水泵并列运行,在电动给水泵停泵过程中应迅速提高汽动给水泵的转速,尽量维持锅炉对给水的需要。

3. 给水泵的故障停泵

当给水泵组发生下列情况之一时,应进行故障停泵:

(1) 给水泵转速、汽动给水泵小汽轮机真空、油温、瓦温、油压、电动给水泵勺管回油温度等达到停泵限值或保护整定限值,而保护未动作时。

(2) 电动给水泵电动机或汽动给水泵前置泵电动机电流超限,降低流量无效时。

(3) 油系统严重漏油无法维持运行时。

(4) 汽动给水泵调节系统连杆折断或销子脱落影响运行时。

(5) 给水泵或前置泵机械密封或填料泄漏严重,无法维持运行时。

- (6) 汽动给水泵转速波动、影响锅炉正常运行时。
- (7) 轴承振动超过规定限值时。
- (8) 厂用电中断时。
- (9) 给水泵汽化时。
- (10) 油中进水、油质严重乳化时。

汽动给水泵故障停泵操作与紧急事故停泵操作的区别是：停泵后不必立即破坏给水泵汽轮机真空。电动给水泵的故障停泵操作方法与紧急故障停泵没有什么区别，和汽动给水泵一样，故障停泵前应通知锅炉值班人员和向上级汇报，在有思想准备的情况下实施停泵操作。

二、给水泵故障的处理

汽动给水泵组的故障及现象、原因及处理方法有很多与主机故障相似，如油系统故障、轴承故障、真空下降、超速、振动、管道故障等等，不再重复叙述，在此只讨论一些给水泵常见故障的处理。

1. 给水泵汽化

给水泵进口压力低于进水温度对应的饱和压力时，即要产生汽化。给水泵汽化时，给水泵出口压力、流量下降或晃动，泵体及管道发生水击噪声和异常振动，电动给水泵的电流下降或晃动。

引起给水泵汽化的原因有低流量时再循环阀未开启，低流量停泵保护未动作，进水阀门关闭的状态下给水泵运行或进口滤网堵塞，前置泵跳闸或叶轮失去作用的情况下给水泵运行，甩负荷时除氧器压力下降太快，备用汽源未投入等。当给水泵发生汽化时，应立即故障停泵。

2. 电动给水泵液力耦合器故障及其处理

液力耦合器调速的电动给水泵转速调节范围大，节能效果明显，在大机组上已广泛使用。液力耦合器常见的故障有：耦合器勺管排油温度异常升高；耦合器发生强烈振动、内部有明显异声，或耦合器内冒烟；电动给水泵启动后水泵转速不能调节等。液力耦合器勺管排油温度异常升高时，应检查工作冷油器运行情况及出入口油温差是否太小，以判断冷油器效率是否太低、冷却水量太少。当液力耦合器输入输出转速比在 3:2 时，油流的摩擦功损耗量最大，要避免在此转速下长期运行。

耦合器强烈振动或内部有异声或冒烟，可能是耦合器齿轮损坏或转动部分摩擦引起的，应进行紧急停泵，查清原因并消除后再启动。电动给水泵运行中不能控制水泵转速，可能是自动调节装置失灵，应将自动调节切换到手动调节，如果手动调节也失灵，应故障停泵消除缺陷后再运行。

3. 给水泵其他故障的处理

(1) 引进机组或近期投产的国产 300MW 机组的给水泵，都是引进给水泵或引进专利国内制造的给水泵，大多有密封水及其冷却系统。对于密封水温度，制造厂有明确的要求，一般停泵保护定值为 95℃。机组运行时，给水泵密封水温异常升高。引起密封水温异常升高的原因有：冷却器因冷却水量、冷却水品质引起的冷却效果差造成内部密封甚至机械密封本身损坏，泵体内部高温水外泄，使密封水温异常升高，这时机械密封处明显地有高温水漏出。密封水本身的磁性滤网堵塞也能使密封水温升高。如无法处理时，密封水温达 95℃ 时，停泵保护应动作或手动故障停泵。

(2) 给水泵运行中泵侧推力瓦温度异常升高,除检查油压、油温、流量等是否异常等原因外,还应检查给水泵平衡盘前后压力差是否正常。推力瓦温度达到停泵限值时,应停泵处理。

第十三节 防止汽水管道故障

汽水管道故障是指管道泄漏、破损或爆破事故。管道材质不良、施工检修质量差、管道内工质压力超过允许极限值、管道内工质经常超温、管道内工质两相流流动引起对管道的冲击汽蚀、管道胀缩受到限制、管道附件(如吊架等)损坏、管道受到撞击、摩擦等外伤,都可能引起管道损坏。管道故障处理不当或不及时,不但会造成设备事故(如电气设备损坏等),而且极可能造成人身事故。

1. 主要原因

- (1) 冲刷减薄、疲劳损伤、焊接不良、振动。
- (2) 选材不符、支吊架不合理。
- (3) 操作不当引起超温、超压、水冲击等。

2. 处理要点

- (1) 在尽可能小的范围内迅速隔离故障点。
- (2) 主、再热蒸汽及主给水管道破裂时,应立即事故停机;高温蒸汽外泄时,应防止烫伤并做好防火措施。
- (3) 低压汽、水管道破裂应设法进行隔离并消除,必要时停机处理,同时注意防止水淹设备。
- (4) 加强主要承压部件的金属监督,特别应注意疏水管座、弯头、焊口等的壁厚测量及探伤。

3. 处理管道故障应遵循的原则

- (1) 尽可能不使人员和设备遭受损害,尤其是要注意不要使高温高压管道故障危及人身安全。在查明泄漏部位时,应特别小心谨慎,使用合适的工具,如长柄鸡毛帚等。检查人员应根据声音大小和温度高低与泄漏点保持足够的距离并做好防止他人误入危险区的安全措施。要防止水、汽对电气绝缘造成损害。
- (2) 尽可能不停用其他运行设备。
- (3) 先关来汽、来水阀门,后关出汽、出水阀门。
- (4) 先关闭离故障点近的阀门,再关闭离故障点远的阀门,如无法接近隔绝点,再扩大隔绝范围,待可以接近隔绝点时,迅速缩小隔绝范围。

在遵守以上原则的基础上,对各类管道的故障还需视其本身的特点执行各自的特殊处理方法。

(5) 蒸汽、给水管道或法兰、阀门破裂,机组无法维持运行应事故停机。并尽快隔绝故障点泄压,开启汽轮机房窗户放出蒸汽,防止人员被汽流吹伤烫伤,并采取必要防止电气设备受潮的安全措施。

(6) 管道振动可由水冲击、管道流速(汽量)过大、管道支吊架不良、水管道发生水锤等原因引起。若是水冲击引起的,则应适当减少管道通流量开启疏水门;若是流量不稳、波

动大引起的,则应设法保持流量稳定;若是管道支吊架不良引起的,则应设法修复,加固支吊架;循环水管道发生水锤,可设法缓慢关闭或开启发生水锤段的阀门,并调整泵出口蝶阀开启、关闭曲线,管道发生振动,经处理无效且威胁与其相连接的设备安全运行时,应设法隔绝振动大的管段。

(7) 凝结水管道破裂时,应先采取制止或减少凝结水泄漏的措施,或隔绝故障点,维持机组运行。若故障点无法隔绝而且影响到机组正常运行时,应申请停机处理。

(8) 循环水管道压力低,其破裂原因除前述一般管道故障原因外,常见的还有年久腐蚀、支撑缺陷等原因。发现循环水管破裂,除设法制止或减小泄漏外,还应注意对循环水母管压力的影响,注意汽轮机真空、油温、风温是否发生异常变化。大机组循环水管管径大,影响母管压力的泄漏又属大漏,大漏时要注意防止漏水淹没其他设备的危险,并视危险大小决定是否停机处理。

4. 预防止措施

(1) 控制管道内工质压力温度在规定范围以内,尽量不要超限运行,发生超限时应按规定处理。

(2) 投用蒸汽、抽汽管道时要充分暖管,运行中不要进水,防止水冲击发生。水冲击时冲击压力极大,极易损坏设备。运行蒸汽管道的死角处应保持疏水畅通,防止管道内冷却积水。

(3) 防止水管道因产生水锤而损坏管道或阀门。水锤一般发生在循环水管道系统,最易形成水锤的运行工况是循环水泵启、停,出口蝶阀开、关过程。避免发生水锤的措施是:水泵出口蝶阀的开、关行程,时间曲线应符合设计要求,启泵前应设法向管道系统内灌水、排尽空气,启泵后再排出剩余的空气。

(4) 高温饱和水管道要注意防止压力下降,管道内饱和水汽化引起冲击。

第十四节 防止油系统着火

新机调试期间常见的火灾有两种,一种是油系统漏油至未保温或保温不良的部件或管道,引起着火事故;另一种是木头、电线、电缆等靠近运行中的高温部件而着火。前者大多数是由于油系统或其他高温设备系统设计布置不合理或制造不良、安装不正确引起的;后者往往是由于检查不周或疏忽大意所造成。因此,必须一方面从根本上杜绝引起火灾的漏洞,另一方面须准备有效的检查和灭火手段。为此,应注意以下几点。

1. 主要危害

导致汽轮机停机或设备损坏,严重时威胁人身安全。

2. 主要原因

- (1) 油系统泄漏至高温部件。
- (2) 电缆着火或其他火情引起。

3. 处理要点

- (1) 立即组织灭火,汇报领导并联系消防部门。
- (2) 正确使用消防器材进行灭火,同时应防止烧伤及窒息。
- (3) 迅速采取隔离措施,防止火灾蔓延。

(4) 若火势不能很快扑灭且严重威胁汽轮机安全时, 应立即紧急故障停机。

(5) 火势危及主油箱等应果断开事故放油门。

(6) 油系统着火时, 禁止启动高压油泵, 必要时降低润滑油压以减少外泄油量, 不得已时可停止油系统运行。

4. 预防措施

(1) 油系统设计安装应减少法兰连接, 法兰间应禁止使用橡胶或塑料垫, 油管道应可靠固定, 防止振动磨损泄漏。靠近油管道的高温管道设备保温应完好, 表面温度不大于 50℃ 并有金属外层保护。靠近高温部件的高压油管法兰在相应部位都要加封闭罩子, 并在罩子底部加疏油管。

(2) 加强运行巡检, 发现轻微泄漏亦应及时消除并采取措施, 防止漏油至高温管道设备引起火灾。

(3) 油系统的事故放油门应有明显的标志, 其位置应操作方便且又不易被火包围, 正常运行中应加铅封以防误操作。

(4) 不允许在未彻底清理的油系统上使用明火。

(5) 不允许用水扑灭油系统着火。现场消防设施完备、充足, 运行人员应熟知一般消防器材的使用方法, 定期进行防火灭火的反事故演习。

(6) 汽轮机间去主控室的电缆孔洞, 应严密封堵, 以防止火灾蔓延扩大时危及主控室。

(7) 如保温层中渗人可燃油类时, 必须清除含油的保温层, 重新保温。

(8) 靠近高温设备的脚手架、木头、电线、电缆、瓦斯管及氧气瓶, 均应拆除并搬离。

(9) 要防止油管振动、摩擦而导致漏油起火。因此轴系统各油管之间不能相互接触, 应有一定距离。

(10) 运行中应认真巡视检查, 及时清除漏油及火源。

(11) 超速试验时, 油压将升高, 应注意检查管道漏油情况, 并设专人检查高压油管道。

(12) 现场必须有畅通的环形通道, 完备的消防器材, 消防水必须充分备用, 同时要制定有效的防火制度和防火措施。整套启动期间, 应在厂房外设临时消防车。

第十五节 防止主、再热蒸汽参数异常

1. 主要危害

超温、超压或低温除对汽轮机经济运行产生影响外, 对汽轮机寿命的影响是非常大的。转子的高温蠕变寿命损耗随超温时间成比例的增大, 而低温则造成末级叶片水蚀。

2. 主要原因

(1) 锅炉控制失常或减温水异常。

(2) 高压旁路阀误开或泄漏。

(3) 高压缸排汽压力、温度偏高。

(4) 高压缸抽汽突然停用。

3. 处理要点

(1) 参数越限时应迅速联系恢复, 同时应重点监视振动、胀差、轴向位移的变化并对汽轮机进行全面检查。

- (2) 详细记录越限值及越限时间。
- (3) 若参数越限超过规定时间或达极限值时应立即停机。

4. 预防措施

汽轮机组在运行中,除加强主、再热蒸汽参数监视外,还应不断加强燃烧调整。锅炉给粉系统出现问题时,应及时降负荷,投入主、再热蒸汽减温水时应适当,不要过量,防止汽温急骤变化。当使用旁路时,应选择其开度应满足机组正常运行的需要。如主、再热蒸汽温度10min突降50℃,应紧急停机。

第十六节 防止负荷骤变

1. 主要危害

负荷大幅度波动时造成汽轮机轴向推力急剧变化,严重时造成推力瓦块或通流部分磨损。

2. 主要原因

- (1) 汽轮机控制失常或调速汽门动作失常。
- (2) 高、低压旁路误动或回热抽汽突然停用。
- (3) 电网频率异常变化或锅炉运行异常。

3. 处理要点

(1) 负荷突然升高或降低应对照有关表计分析原因,超负荷时应将负荷降至额定值,分析确认汽轮机内部无异常。

(2) 若锅炉运行异常变化引起负荷骤变,要相应调整汽轮机的进汽量,稳定蒸汽参数;若系电网频率异常引起,应尽可能适应负荷需求,但应防止超负荷运行。

(3) 若控制系统失常引起,应立即切为手动控制。

(4) 调速汽门门芯脱落应根据允许流量带负荷,调速汽门卡涩时应及时消除不得强行增减负荷。

4. 预防措施

除电网故障因素影响机组负荷骤变外,应定期进行主汽门和调节汽门活动试验及其他辅助设备保护回路的检查,制定防止保护误动或拒动的相应措施。

第十七节 防止发电机甩负荷

1. 主要危害

- (1) 造成汽轮机轴向推力、热力过程与热应力的急剧变化。
- (2) 引起汽轮机超速。

2. 主要原因

发电机保护动作,发电机主断路器跳闸或线路保护动作线路开关跳闸。

3. 处理要点

- (1) 首先确认汽轮机是否联动跳闸,同时检查转速飞升情况。
- (2) 若超速,应迅速打闸。原因未查明和消除之前,不应再次启动。
- (3) 检查确认润滑油系统供油正常。

(4) 如制造厂允许带厂用电或维持汽轮机空转，短时间不能恢复时，应打闸停机。如汽轮机掉闸而未解列时，3min内逆功率保护应动作，否则应打闸停机。

4. 预防措施

运行机组突然甩负荷一般是由机组技术指标超限保护动作，或跳机保护误动所引起的，所以机组在正常运行中除加强对设备的监视和调整外，还应不断完善各项保护装置，使保护装置动作可靠。机组甩负荷后，应查明原因及时处理，原因不明时，不要盲目启动。

第十八节 防止轴向位移增大

1. 主要危害

可能导致汽轮机动静部分磨损。

2. 主要原因

- (1) 真空、负荷大幅度波动，或汽轮机水冲击造成轴向推力增加。
- (2) 通流部分结垢，断叶片或漏汽增加，造成轴向推力增加。
- (3) 推力轴承断油或磨损。

3. 处理要点

- (1) 轴向位移增大时，首先检查推力瓦温度及相关参数的变化。
- (2) 采取措施仍不能恢复，应果断降负荷。
- (3) 超限时应停机处理。

4. 预防措施

(1) 定期化验润滑油质，保证润滑油质合格，防止推力轴承断油或磨损。推力轴承温度超限时，及时停机查明原因。

(2) 机组负荷或真空大幅度波动时，应查明原因及时调整，短时间不能恢复正常时应停机处理。

(3) 加强主、再热蒸汽参数的调整和汽包、高低压加热器、除氧器等设备的水位调整，防止低温蒸汽或水进入汽轮机，造成汽轮机水冲击。

第二十章 标准及规定

第一节 轴承及轴振动标准

1. 附属机械轴承振动标准 (见表 20-1)

表 20-1 附属机械轴承振动标准

转速 (r/min)	振幅 (双振幅) (mm)		
	优 等	良 好	合 格
$n \leq 1000$	0.05	0.07	0.10
$1000 < n \leq 2000$	0.04	0.06	0.08
$2000 < n \leq 3000$	0.03	0.04	0.05
$n > 3000$	0.02	0.03	0.04

2. 机组轴振动标准

国产 200MW 及以下机组, 一般以测轴承振动为准, 如测轴振动制造厂家无规定时, 可参照表 20-2 执行。

表 20-2 大型汽轮发电机组轴振参考标准 (双振幅, μm)

范 围	转 速	1500r/min		3000r/min	
		相 对 位 移	绝 对 位 移	相 对 位 移	绝 对 位 移
A (良好)	位 移	100	120	80	100
B (合格)		200	240	165	200
C (停机)		300	385	260	320

3. 轴承振动标准 (见表 20-3)

表 20-3 轴 承 振 动 标 准

转 速 (r/min)	双 振 幅 (mm)		
	优	良 好	合 格
1500r/min	≤ 0.03	≤ 0.05	≤ 0.07
3000r/min	≤ 0.02	≤ 0.025	≤ 0.05
$\geq 5000\text{r/min}$	≤ 0.01	≤ 0.025	≤ 0.05

4. ISO 3945 振动标准 (见表 20-4)

表 20-4 ISO 3945 振动标准

振动烈度 V_f (mm/s)	支 撑 分 类	
	刚性支撑	柔性支撑
0.45	A (好)	A (好)
0.71		
1.12		
1.8	B (满意)	B (满意)
2.8		
4.5		
7.1	C (不满意)	C (不满意)
11.2		
18		
28	D (立即停机)	D (立即停机)
45		
71		

振动烈度 V_f (mm/s) 与振动位移峰峰值 S_{p-p} (mm) 之间的换算公式

$$S_{p-p} = 2\sqrt{2} \frac{V_f}{\omega}$$

其中角速度 $\omega = 2\pi f$, f 为频率。

当 $f = 50\text{Hz}$ 时, 振动位移与振动烈度对应值, 见表 20-5。

表 20-5 振动位移与振动烈度对应值

V_f (mm/s)	0.45	0.71	1.12	1.8	2.8	4.5	7.1	11.2	18.0	28.0	45.0	71.0
S_{p-p} (μm)	4	6.3	10	16	25	40	63	100	162	250	406	630

5. IEC 振动标准 (双振幅、 μm) (见表 20-6)

表 20-6 IEC 振动标准 单位: 对振幅 (μm)

转 速 (r/min)	1000	1500	1800	3000	3600	6000	7200
轴承振动	75	50	40	25	21	12	6
轴振动	150	100	80	50	42	25	12

第二节 发电机氢系统严密性试验标准

氢冷及水、氢、氢冷发电机氢系统的严密性考核, 应以漏氢率 δ_H 和漏氢量 ΔV_H 为准, 其要求是在电动机额定工况下, $\delta_H \leq 5\%/d$, $\Delta V_H = 10 \sim 18\text{m}^3/d$ (大发电机取大值)。为了满足以上两个标准, 在制造、安装时可先用空气进行检漏试验, 消缺试验按 1992 版施工验收规范规定要求 (见表 20-7)。

(1) 氢冷及水氢氢冷发电机的定子、转子在安装前, 管道和整套系统安装后, 都应分别用压缩空气做检漏试验。试验压力应控制造厂规定的漏气量试验的压力。

(2) 将检漏试验中发现的泄漏点消除以后, 可按制造厂的规定进行静态严密性试验, 一般可参照表 20-7 的要求执行。

表 20-7 氢冷及水氢氢冷发电机严密性试验参考值

发电机额定氢气压力 (MPa)	严密性试验压力 (MPa)			
	定 子	转 子	管 道	整 套
0.1~0.25	0.15~0.3	0.3~0.4	0.3~0.4	0.15~0.25
0.3~0.4	0.35~0.45	0.5~0.6	0.5~0.6	0.3~0.4
允许漏气率	折算到一昼夜的漏气率在 0.3%	试验 6h 的压力降应不超过初压的 10%	试验 6h 平均每小时的压力降应不超过初压的 0.10%	在转子静止的情况下, 折算到试验压力下, 一昼夜的漏气率在 1.3% 以下
> 0.4~0.6	1.45~0.55	0.6~0.65	0.6~0.65	0.4~0.5
允许漏气量	同上条件漏气量 1.10m ³ /d	10%	0.1%	同上条件漏气量 4.3m ³ /d

(3) 在严密性试验过程中, 如大气压力、温度和发电机内空气温度有变化, 则漏气量应对气温、气压的变化进行修正, 并换算到给定的气压 p_0 和温度 t_0 (给定状态) 时的体积, 其计算公式如下:

1) 漏气量通用计算公式

$$\Delta V = V \cdot \frac{273 + t_0}{p_0} \cdot \frac{24}{\Delta h} \left(\frac{p_1 + p_{B1}}{273 + t_1} - \frac{p_2 + p_{B2}}{273 + t_2} \right) \quad (20-1)$$

式中 ΔV ——在绝对大气压力 p_0 和环境温度为 t_0 状态下的每昼夜平均漏气量, m³/d, 充空气时符号为 ΔV_A , 充氢气时为 ΔV_H 。

V ——发电机的充气容积, m³;

t_0 ——给定状态下的环境温度, °C;

p_0 ——给定状态下的大气压力, MPa;

Δh ——正式试验进行连续记录的时间小时数, h;

p_1 ——试验开始时机内或系统内的气体压力 (表压), MPa;

p_2 ——试验结束时机内或系统内的气体压力 (表压), MPa;

p_{B1} ——试验开始时的大气压力, MPa;

p_{B2} ——试验结束时的大气压力, MPa;

t_1 ——试验开始时机内或系统内的气体平均温度, °C;

t_2 ——试验结束时机内或系统内的气体平均温度, °C。

2) 如给定状态 $p_0 = 760\text{mmHg}$, $t_0 = 15^\circ\text{C}$, 则

$$\Delta V = 9.09 \cdot \frac{V}{\Delta h} \left(\frac{p_1 + p_{B1}}{273 + t_1} - \frac{p_2 + p_{B2}}{273 + t_2} \right) \quad (20-2)$$

3) 当给定状态 $p_0 = 0.1\text{MPa}$, $t_0 = 15^\circ\text{C}$, 则式 (20-2) 和式 (20-3) 均为一些资料中常见的公式。

$$\Delta V = 69120 \cdot \frac{V}{\Delta h} \left(\frac{p_1 + p_{B1}}{273 + t_1} - \frac{p_2 + p_{B2}}{273 + t_2} \right) \quad (20-3)$$

4) 采用 U 形汞柱差压计或标准压力表进行严密性试验时, 计算漏气率的公式为

$$\delta = \left[\frac{(p_1 + p_{B1})}{(273 + t_1)} - \frac{(p_2 + p_{B2})}{(273 + t_2)} - 1 \right] \cdot \frac{24}{\Delta h} \times 100\% \quad (20-4)$$

5) 当试验开始压力 p_1 与额定氢压 p_N 不同时, 将试验漏泄量换算到额定氢压下漏泄量的系数 K_1 的计算公式为

$$K_1 = \frac{p_1 + p_0}{p_N + p_0} = \frac{\Delta V}{\Delta V_N} \quad (20-5)$$

式中 p_N ——电机的额定氢压, MPa;

ΔV_N ——额定氢压下的漏泄量, m^3 。

6) 漏氢气量与漏空气量的换算系数 K_2 为

$$K_2 = \frac{\Delta V_H}{\Delta V_A} \approx 3.8$$

(4) 漏气率 δ_A 。电动机按试验压力充入空气后, 在试验结束的压力和温度状态下, 每昼夜漏泄出来的空气量 (试验终了时的压力 p_2 、温度 t_2) 与电动机中在同等压力、温度状态 (p_2, t_2) 下的空气量之比, 以 %/d 表示。

(5) 漏空气量 ΔV_A 。电动机按试验压力充入空气后, 每昼夜泄漏出来的空气量, 换算到给定状态 (p_0, t_0) 下的体积以 m^3/d 表示。

(6) 漏氢气率 δ_H 。电动机按额定压力充入氢气, 在测定结束的压力和温度状态下 (p_2, t_2), 每昼夜漏泄出来的氢气量与同等状态下 (p_2, t_2) 电动机中的氢气量之比, 以 %/d 表示。

第三节 常用油脂品种及适用范围

常用油脂品种及适用范围, 见表 20-8。

表 20-8 常用油脂品种及适用范围

名称	代号	粘 度		闪点 ($^{\circ}C$)	凝点 \times ($^{\circ}C$)	适用范围
		($50^{\circ}C$) m/s	恩氏 (E)			
柴油机油	HC-8	($100^{\circ}C$) 8~9	1.67~1.76	≤ 195	-20 -15	高速柴油发动机润滑
	HC-11	($100^{\circ}C$) 10.5~10.5	1.91~2.01	≤ 205	-15	
	HC-14	($100^{\circ}C$) 13.5~14.5	2.20~2.37	≤ 210	0	
压缩机油	HS-14	($100^{\circ}C$) 11~14	1.96~2.26	≤ 215		低速中压压缩机 (4MPa 以下)
	HS-19	($100^{\circ}C$) 17~21	2.60~3.07	≤ 240		高压多级压缩机
汽轮机油	HU-20	18~22	2.72~3.19	≤ 180	-15	高速、大型汽轮机、发电机及 3000~6000r/min 转动轴承
	HU-30	28~32	3.95~4.46	≤ 180	-10	
	HU-45	43~47	5.89~6.42	≤ 195	-10	一般大型汽轮机、发电机及 2000~3000r/min 转动机械轴承 汽轮机变速箱及高速变速装置
	HU-55	53~57	7.20~7.73	≤ 195	0	
高速机械油	HJ-5	4.0~5.1	1.29~1.40	110	-10	高速低负荷机械
	HJ-7	6.0~8.0	1.48~1.67	125	-10	

续表

名称	代号	粘 度		闪点 (°C)	凝点 ≥ (°C)	适用范围
		(50°C) m/s	恩氏 (E)			
机械油	HJ-10	7.0 ~ 13.0	1.57 ~ 2.15	165	-15	各种机床、机械
	HJ-20	17 ~ 23	2.60 ~ 3.31	170	-15	
	HJ-30	27 ~ 33	3.81 ~ 5.37	180	-10	低速电动机及转动机械
	HJ-40	37 ~ 43	5.11 ~ 5.89	190	-10	
	HJ-50	17 ~ 53	6.42 ~ 7.20	200	-10	高速大型电动机及转动机械
	HJ-70	67 ~ 73	9.06 ~ 9.88	210	0	
HJ-90	87 ~ 93	11.8 ~ 12.6	220	0		
仪表油	HY-8	6.3 ~ 8.5	1.51 ~ 1.72	120	-60	各种仪表
精密仪表油	3号	11 ~ 14	1.96 ~ 2.26	160	-65	精密仪表轴承和摩擦部件
	5号	18 ~ 23	2.72 ~ 3.35	170	-70	
	14号	22.5 ~ 28.5	3.25 ~ 4.01	170	-70	
齿轮油	HL-20	(100°C) 2.7 ~ 3.2	1.17 ~ 1.21	170	-20	齿轮变速装置用
	HL-30	(100°C) 4.0 ~ 4.5	1.29 ~ 1.34	180	-5	
双曲线 齿轮油	HL ₂₇ -22	(100°C) 16.1 ~ 18.4	(100°C) 2.5 ~ 2.76		-20	双曲线齿轮润滑
	HL ₂₇ -28	24.5 ~ 32.4	3.5 ~ 4.51		-5	
锭子油		12.0 ~ 14.0	2.05 ~ 2.26	163	-45	高速低摩擦机械、液压传动用(油压 千斤)
中压 抗燃油		(40°C) (28.8 ~ 35.2)		> 235	-18	适用于汽轮机中压(油压为4MPa)调 速油系统

注 1. 除抗燃油外均摘自《石油产品标准汇编》。

2. 中压抗燃油引自能源部《火电厂用中压抗燃油验收、运行监督及维护管理导则》(试行本)。

第四节 汽轮机油及抗燃油清洁规范

汽轮机油及抗燃油清油规范, 见表 20-9。

表 20-9

汽轮机油及抗燃油清洁规范

汽 轮 机 油		抗 燃 油	
杂质颗粒尺寸 (mm)	数量 (颗)	杂质颗粒粒径 (μm)	数量 (颗)
> 0.25	无	5 ~ 10	< 9700
0.13 ~ 0.25	≤ 5	10 ~ 25	< 2680
杂质颗粒中大于 0.25mm 的纸屑、木屑、烟灰、石棉及 软质物质等能用手指捻成粉末者不视为有害颗粒		25 ~ 50	< 380
		50 ~ 100	< 56
		100 ~ 150	≤ 5

采用下列任一检查方法确定系统冲洗的清洁度:

(1) 称重检查法。在各轴承进油口处加 50 孔/cm (120 目) 滤网, 在全流量下冲洗 2h

后，取出全部滤网，在洁净的环境中用溶剂汽油清洗各滤网，然后用 60 孔/cm (150 目) 滤网过滤该汽油，经烘干处理后，杂质总质量不超过 0.2g/h，且无硬质颗粒，则被检测系统的清洁度为合格。

(2) 颗粒计数检测法。在任意轴承进油口处加 60 孔/cm (150 目) 的锥形滤网，再用全流量冲洗循环 30min，取出滤网，在洁净的环境中用溶剂汽油冲洗滤网，然后用 80 孔/cm (200 目) 滤网过滤该汽油，收集全部杂质，用不低于放大倍率为 10 倍并有刻度的放大镜观测，对杂质进行分类计数，其杂质颗粒符合上表中汽轮机油的要求，则被检测系统的清洁度为合格。

(3) 对于抗燃油颗粒度分类计数，应在实施室中用专用仪器进行 (微分显微镜)，有条件时，汽轮机油也应按相同办法检验，并适当提高标准。

以上内容摘自 1992 年版施工验收规范 (汽轮机篇)。近年来，认识到油质的重要性，国内各网局先后提高了润滑油、抗燃油颗粒度分类计数标准，与进口机组要求逐渐接近。分别规定需达到 MOOG6 级和 3 级标准。

第五节 火电工程调整试运质量检验及评定标准

1. 机组空负荷调试评定标准

——汽包上下壁温差	$\leq 50^{\circ}\text{C}$
——汽包壁温变化率	$\leq 110^{\circ}\text{C}/\text{h}$
——汽包内介质饱和温度变化率	$\leq 28^{\circ}\text{C}/\text{h}$
——转子偏心率	$\leq 50\mu\text{m}$
——汽轮机润滑油压力	0.08 ~ 0.15MPa
——汽轮机润滑油温度	40 ~ 45 $^{\circ}\text{C}$
——汽轮机控制油压力	12.5 ~ 14.7MPa
——汽轮机控制油温度	40 ~ 45 $^{\circ}\text{C}$
——凝汽器真空	$\geq 93\text{kPa}$
——轴振动	$\leq 76\mu\text{m}$
——轴向位移	$\pm 0.8\text{mm}$
——汽轮机轴承金属温度	$\leq 95^{\circ}\text{C}$
——漏氢量	$\leq 8\text{m}^3/24\text{h}$ (标准状况下)
——氢气纯度	$\geq 96\%$
——主汽门严密性试验最终转速	$\leq 1000\text{r}/\text{min}$
——超速试验转速	108 ~ 112 额定转速
——转子线圈绝缘电阻	$\leq 0.5\text{M}\Omega$
——自动通道升压及电压调节稳定范围	70% ~ 110%
——顺控系统投入率	100%
——顺控已投系统辅机连锁保护投入率	100%
——安全监控系统投入率	$\geq 75\%$
——安全监控系统辅机连锁保护投入率	$\geq 75\%$

——MFT 动作正确率	≥ 90%
——炉膛压力误差	± 0.15 MPa
——给水水位误差	± 0.1 m
——CRT 主要参数投入率	100%
——CRT 主要参数准确率	≥ 90%
——监视仪表投入率	100%
——监视仪表准确率	≥ 95%
——保护信号动作正确率	100%
2. 机组带负荷调试评定标准	
——轴振动	≤ 76 μm
——轴承金属温度	≤ 95℃
——轴向位移	± 0.8 mm
——真空严密性试验	< 0.4 kPa/min
——甩负荷最高飞升转速	< 3300 r/min
——厂用电切换断流时间	72.5 ~ 92.5 ms
——顺控 I/O 投入率	≥ 95%
——顺控辅机连锁保护投入率和正确率	100%
——安全监控 I/O 投入率	≥ 95%
——安全监控辅机连锁保护投入率和正确率	100%
——安全监控 MFT 动作正确率	100%
——稳定负荷炉膛压力偏差	30 kPa
——稳定负荷主汽温度偏差	± 3℃
——稳定负荷再热汽温度偏差	± 3℃
——稳定负荷汽包水位动态偏差	± 3 mm
——保护信号动作正确率	100%

3. 机组满负荷试运评定标准 (见表 20-10)

表 20-10 机组满负荷试运评定标准

检验项目	性质	单 位	质 量 标 准		检 查 方 法
			性 质	单 位	
设备有系统投运	主要		个别设备未及时投, 但不影响机组负荷和安全	设备及系统全部投入	检查、统计
技术指标			个别指标未达到要求, 不影响机组但负荷和安全	指标全部达到要求	检查、统计
保温层外壁温度		℃	≤ 50		点测计测量
发电机	内冷水质	μs/cm	5	2	取样分析
	氢气纯度	%	≥ 96		取样分析
	氢气湿度	g/m ³ (标准状况下)	≤ 15		取样分析
	漏氢量	m ³ /d (标准状况下)	≤ 18	≤ 10	在线仪表
	漏氢率	%/d	≤ 5		在线仪表
各部温升	主要	℃	符合设计要求		观察

续表

检验项目	性质	单位	质量标准		检查方法
			性质	单位	
汽轮发电机轴振动 (双幅值)	主要	μm	≤ 120	≤ 76	在线仪表
调速 汽门	开启顺序		符合设计要求		观察
	重叠度				记录、分析
	过负荷汽门				观察
	开/关动作		无卡涩、摆动		观察
出力	主要		达到机组额定出力		在线仪表

4. 机组整套试运综合质量指标考核标准 (见表 20-11)

表 20-11 机组整套试运综合质量指标考核标准

检验项目	性质	单位	质量标准		检查方法	
			性质	单位		
168h 满负荷试 运开始条件	锅炉使用燃料	主要	断油、投煤粉		观察、记录	
	高压加热器	主要	正常投运		观察	
	电除尘器	主要	正常投运		观察	
	厂用电切换		正常		观察	
	汽水品质		符合本《标准》试 7-6-1		查记录	
	热控自动投入率		%	≥ 80	记录、统计	
	保护装置投入率	主要	%	100	记录、统计	
	保护装置投入率		%	100	记录、统计	
	汽轮发电机负荷	主要		达到额定功率		观察、统计
168h 满负荷 试运行期间	吹灰系统		正常投运		观察	
	连续运行时间	主要	h	≥ 168	记录、统计	
	连续稳定负荷			符合预定负荷曲线		观察
	连续平均负荷率		%	≥ 85	≥ 90	记录、统计
	连续满负荷时间	主要		≥ 72	≥ 96	记录、统计
	热控自动投入率	主要	%	≥ 80	≥ 90	记录、统计
保护装置投入率		主要	%	100	记录、统计	
首次冲转至完成 168h 满负荷试运天数			d	< 90	≤ 90	记录、统计
从开始至 168h 满负荷试运天数			次	> 3	≤ 3	记录、统计
首次吹管至结束 168h 满 负荷试运燃油消耗量	300MW		t	4800 ~ 13500	≤ 4000	记录、统计
	600MW		t	10800 ~ 13500	≤ 9000	记录、统计
结束 168h 满负荷 试运至移的时间		竣工资料	d	> 45	> 45	查记录
		备品备件	d	> 45	> 45	查记录
		专用工具	d	> 45	> 45	查记录

第六节 《火电机组达标投产考核标准》 (原国家电力公司电源建设部 2001 年版)

1. 技术指标考核标准 (见表 20-12)

表 20-12 技术指标考核标准

序号	考核内容		考核扣分规定		
			检查结果	单位	扣分
1	考核期的技术指标				
1.1	等效可用系数	300MW 级 (按 $\geq 90\%$)	80% (含) ~ 90%	1%	0.5
			70% (含) ~ 80%		0.8
			< 70%		1
		≥ 500 MW 级 (按 $\geq 85\%$)	75% (含) ~ 85%	1%	0.5
			60% (含) ~ 75%		0.6
			< 60%		0.8
1.2	强迫停运率	300MW 级	1%	2	
		≥ 500 MW 级		2	
1.3	强迫停运次数	300MW 级 (按 5 次考核)	超标	1 次	1
		≥ 500 MW 级 (按 ≤ 7 次考核)			
1.4	非计划降出力	300MW 级	等效降出力停用时间	1h	0.02
		≥ 500 MW 级			0.015
1.5	化学监督项目 (按《验标》试 7-6-1 表的要求考核)		月平均水汽合格率 < 98%	1 次	1
1.6	汽机真空严密性		按平均试验值小于等于 0.3kPa/min 考核: 1) 试验值为 0.3 ~ 0.35 (含) kPa/min; 2) 试验值为 0.35 ~ 0.4 (含) kPa/min; 3) 试验值为大于 0.4kPa/min	0.01kPa/min	0.4 0.8 2
1.7	供电煤耗 任选一种考核标准: (1) 考核期的后 2 个月平均值比生产达标的定额值上浮 5g/(kW·h) (2) 如因调度原因负荷率低, 可任选 2 个月的平均值比生产达标的定额值上浮 5g/(kW·h)		超标	1g/(kW·h)	0.2
1.8	厂用电率 (按测试值小于等于设计值考核)		超标	1%	2
1.9	机组轴振 (按 $\leq 76\mu\text{m}$ 考核)		抽查时额定负荷下的在线最大轴振值: 1) 76 ~ 85 (含) μm ; 2) 85 ~ 100 (含) μm ; 3) 100 ~ 120 (含) μm ; 4) 120 μm	1 μm ·个	0.1 0.2 0.3 0.4

续表

序号	考核内容		考核扣分规定		
			检查结果	单位	扣分
1.10	锅炉无助油最低稳燃负荷		运行中可调的无助油稳燃负荷超过设计值 10%	1 台	2
1.11	发电机补氢量 (按实测值小于等于合同值或小于 10Nln3/d 考核)		1) 超标值 ≤ 20%; 2) 超标值 20% ~ 60% (含); 3) 超标值 60%	1%	0.08 0.1 0.2
1.12	补水率 (按月平均值按 ≤ 3% 考核)		1) 3% ~ 5% (含); 2) 5% ~ 80% (含); 3) 8%	1%	0.5 0.8 1
1.13	热控监测仪表	投入率应 100%	平均投入率小于 100%	1 只	0.01
		准确率应 100%	平均准确率小于 100%		0.02
1.14	DAS 模拟量	投入率应 100%	平均投入率小于 100%	1 个	0.01
		准确率应 100%	平均准确率小于 100%		0.02
1.15	DAS 开关量	投入率应 100%	平均投入率小于 100%	1 个	0.01
		准确率应 100%	平均准确率小于 100%		0.02
1.16	热控保护装置	投入率应 100%	1) 跳机保护不能投入; 2) 全部热控保护平均投入率小于 100%	1 套 1%	10 0.2
		正确动作率应 100%	3) 误动作跳机; 4) 跳机保护拒动扩大事故; 5) 跳机保护拒动; 6) 其他所有热控保护误动或拒动	1 次 1 次 1 次 1 次	3 10 2 1
1.17	热控自动装置	投入率应 100%	热控自动投入率小于 100%	1 套	0.5
		调节品质	调节品质未能满足设计要求	1 套	1
1.18	电气监测仪表	投入率应 100%	1) 主要电气监测仪表不能投入; 2) 全部电气监测仪表平均投入率小于 100%	1 只	0.1 0.01
		准确率应 100%	3) 无计量检定合格手续; 4) 计量检定过期末办理延检手续; 5) 表计不准确	1 类 1 类 1 只	3 2 0.2
1.19	电气继电保护装置	投入率应 100%	1) 发变组主保护不能投入; 2) 跳机后备保护不能投入; 3) 与机组配套的母线和线路保护不能投入; 4) 发变组及高压厂用电系统平均投入率小于 100%; 5) 全部保护平均投入率小于 100%	1 套 1 套 1 套 1% 1%	20 5 1 3 0.2
		正确动作率应 100%	6) 误动作跳机; 7) 跳机保护拒动扩大事故; 8) 跳机保护拒动; 9) 其他所有电气继电保护误动或拒动	1 次	3 10 2 1
1.20	电气自动装置	投入率应 100%	平均投入率小于 100%	1%	0.3
		正确动作率应 100%	平均正确动作率小于 100%		1
1.21	电除尘投入率应 100%		全部电场的平均投入率小于 100%	1%	1

续表

序号	考核内容		考核扣分规定		
			检查结果	单位	扣分
1.22	投高压 加热器	投入率应 100%	平均投入率小于 100%	1%	0.5
		给水温度应超过设计允许值	在线平均值小于设计值允许值	1℃	1
1.23	蒸汽温 度	主蒸汽不应超标	额定汽温在线平均值超过设计允许偏差	1℃	1
		再热汽不应超标	额定汽温在线平均值超过设计允许偏差	1℃	1
1.24	排烟温度不超设计值		考核期每侧平均值大于设计值	1℃	0.3
2	性能和技术指标				
2.1	锅炉热效率		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	0.5
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		0.6
			3) 测试值小于合同值的 90%		0.7
2.2	锅炉最大出力		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	0.8
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		1.2
			3) 测试值小于合同值的 90%		1.5
2.3	锅炉额定出力		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	1
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		1.5
			3) 测试值小于合同值的 90%		2
2.4	锅炉断油最低稳燃出力		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	0.2
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		0.3
			3) 测试值小于合同值的 90%		0.5
2.5	制粉系统出力		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	0.1
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		0.2
			3) 测试值小于合同值的 90%		0.3
2.6	磨煤机单耗		1) 超合同值小于等于 10%;	1%	0.1
			2) 超合同值 10% ~ 20% (含);		0.2
			3) 超合同值大于 20%		0.3
2.7	汽轮机热耗		1) 超合同值小于等于 10%;	1%	0.5
			2) 超合同值 10% ~ 20% (含);		0.6
			3) 超合同值大于 20%		0.7
2.8	汽轮机最大连续出力		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	0.8
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		1.2
			3) 测试值大于合同值的 90%		1.5
2.9	汽轮机额定出力		1) 测试值为合同值的 95% (含) ~ 100%;	1%	1
			2) 测试值为合同值的 90% (含) ~ 95%;		1.5
			3) 测试值大于合同值的 90%		2
2.10	机组供电煤耗		1) 测试值超设计值小于等于 5g/(kW·h);	1g/ (kW·h)	0.1
			2) 测试值超设计值 5~10 (含) g/(kW·h);		0.2
			3) 测试值超设计值 10~15 (含) g/(kW·h);		0.3
			4) 测试值超设计值 15~20 (含) g/(kW·h);		0.4
			5) 测试值超设计值大于 20g/(kW·h)		0.5

续表

序号	考核内容	考核扣分规定				
		检查结果	单位	扣分		
2.11	污染物排放 (按测试值能满足审定的设计值考核)	1) 氮氧化物排放量超标;	1 项	1		
		2) 二氧化硫排放量超标;		2		
		3) 烟尘排放量超标;		1		
		4) 废水排放量;				
		pH 值超标		1		
		悬浮物含量超标		1		
		COD 含量超标		1		
		油含量超标		0.3		
		氟化物含量超标		0.3		
		砷含量超标		0.3		
硫化物含量超标	0.5					
2.12	RB 试验	试验结果不能满足设计的各项要求	1 项	2		
2.13	噪声	1) 未按《性能试验导则》附表 9 要求测试;	1 点	0.2		
		2) 设备不能满足合同和设计的要求;		0.3		
		3) 环境不能完全满足规范和设计的要求		0.3		
2.14	散热	没有按《性能试验导则》的要求测试;	1 点	0.2		
		超设计值			1 点	0.5
		超标值小于等于 10℃			1 点	1
2.15	粉尘 (按测试值能满足设计要求考核)	1) 没按《性能试验导则》的要求测试	1 点	0.2		
		2) 测试值超标		0.3		
2.16	厂用电率 (在设计条件下按测试值能满足初设审定值考核)	1) 超标值小于等于 10%	1%	0.1		
		2) 超标值 10% ~ 20% (含)		0.15		
		3) 超标值大于 20%		0.2		
2.17	除尘器效率	测试值未达到合同值	1 台	1		
2.18	排烟温度	测试值未达到设计值	1 侧	1		
2.19	空预器漏风率	测试值未达到合同值	1 侧	1		
2.20	AGC	移交生产时不能具备投运条件	1 天	0.05		
2.21	机组水耗	测试值超设计值小于等于 5%	1%	0.4		
		测试值超设计值 6% ~ 10%	1%	0.6		

2. 调整试验考核标准 (见表 20-13)

表 20-13 调整试验考核标准

序号	考核内容	考核扣分规定		
		检查结果	单位	扣分
1	按《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规程》(1996年版)以下简称《启规》及相关规程考核“分部试运”			
1.1	单体调试	1) 有不合格项目; 2) 有没验收签证的项目; 3) 验收文件中的不合格项没有全部闭环	1 项	1 0.5 0.3
1.2	单机试运	1) 有不合格项目; 2) 有没验收签证的项目; 3) 验收文件中的不合格项没有全部闭环	1 项	1 0.2 0.1
1.3	分系统试运	核查“分系统试运条件”; 核查相关的建安工程 1) 有未完工项目; 2) 有没验收签证的项目; 3) 验收文件中的不合格项没有全部闭环	1 项	1 0.5 0.3
		4) 方案、措施没有审核批准; 5) 分系统相关的单体调试和单机试运没有全部合格就进入分系统试运; 6) 分系统试运后的验收签证不齐全或不规范; 7) 分系统试运后的验收文件中的不合格项没有全闭环	1 项	0.5 1 0.5 0.3
2	按《启规》考核“整套启动试运”			
2.1	整套启动条件	1) 没成立试运指挥部或人员不到位或职责分工不明确; 2) 核查相关的建安工程: 有未完工项目 有没验收签证的项目 验收文件中的不合格项没有全部闭环	1 项	1 2 1 0.5
		3) 整套启动方案没有按规定审批; 4) 试验措施不齐全或审批手续不齐全; 5) 质监机构没有确认手续;	1 台 1 项 1 台	3 0.5 1
		6) 没有全部满足整套启动条件且没办启委会认可手续; 7) “送出不能满足机组满发”且没办总指挥认可手续	1 项 1 项	1 1
		8) 生产准备工作不充分; 9) 现场的安全、消防没办允许启动的手续; 10) 启委会没有审议和批准手续; 11) 启委会审议文件中的不合格项没有全部闭环	1 项 1 台 1 台 1 台	0.5 1 5 1
2.2	空负荷调试	没完成项目没有办理总指挥批准手续	1 项	0.5
2.3	带负荷调试	1) 没有办理总指挥批准手续, 项目没全部完成; 2) 没按《启规》和相应的试验导则完成试验项目; 3) 主汽门严密性不满足规程要求	1 项	2 2 2
		4) 汽轮机真空严密性按小于等于 0.3kPa/min 考核: 测试值 0.3~0.35 (含) kPa/min 测试值 0.35~0.4 (含) kPa/min 测试值大于 0.4kPa/min	0.01kPa/ min	0.1 0.3 0.5

续表

序号	考核内容	考核扣分规定			
		检查结果	单位	扣分	
2.4	甩负荷试验	1) 未经上级批复, 没有做甩负荷试验;	1台	20	
		2) 只做甩 50% 负荷不成功, 没甩 100% 负荷;		15	
		3) 甩 50% 负荷试验成功, 但没有甩 100% 负荷;		10	
		4) 做了甩负荷试验, 但甩 100% 负荷不成功		5	
		5) 本工程首台新型汽轮机没按《甩负荷导则》甩负荷;	1台	15	
		6) 没有办理总指挥批准手续, 在考核期做甩负荷试验;		2	
		7) 未经上级批复, 在考核期后做甩负荷试验		3	
2.5	进入“满负荷试运阶段”的条件	1) 发电机不能达到或没有能力保持铭牌额定功率;	1台	10	
		2) 燃煤锅炉没有断助燃油;		5	
		3) 没投高压加热器;		5	
		4) 没投电除尘器		5	
		5) 化学监督项目按《验标》试 7-6-1 表的合格标准考核: 二氧化硅、铁、溶解氧、pH 项目不合格 其他项目不合格	1项	1	
		6) 热控自动投入率按大于等于 90% 考核: 实际值 85% (含) ~ 90% 实际值 75% (含) ~ 85% 实际值小于 75%	1% 1% 1%	0.3 0.6 1	
2.6	168h 满负荷试运指标	1) 连续运行时间小于 168h;	1台	15	
		2) 不能按预定负荷曲线连续稳定带负荷		5	
		3) 连续平均负荷率按大于等于 90% 考核: 实际值 85% (含) ~ 90% 实际值小于 85%	1%	0.2 0.4	
		4) 连续带满负荷的时间按大于等于 96h 考核: 实际值 72 (含) ~ 96h 实际值小于 72h	1h	0.3 0.6	
		5) 热控自动投入率按大于等于 95% 考核: 实际值 80% (含) ~ 90% 实际值小于 80%	1%	0.4 0.8	
		6) 热控保护投入率按 100% 考核		1	
		7) 全部热控仪表投入率按 100% 考核: 实际值 98% (含) ~ 100% 实际值 95% (含) ~ 98% 实际值小于 95%	1只	0.01 0.02 0.03	
		8) 电气自动投入率按 100% 考核: 实际值 95% (含) ~ 100% 实际值小于 95%		1套	0.2 0.6
		9) 电气保护投入率按 100% 考核: 非主保护没有投 主保护没有投			0.3 5

续表

序号	考核内容	考核扣分规定		
		检 查 结 果	单 位	扣 分
2.6	168h 满负荷试运指标	10) 全部电气仪表投入率按 100% 考核: 实际值 98% (含) ~ 100% 实际值 95% (含) ~ 98% 实际值小于 95%	1 只	0.01 0.02 0.03
		(1) 主机轴振按测试值小于等于 76 μ m 考核: 测试值 76 ~ 90 (含) / μ m 测试值 90 ~ 100 (含) μ m 测试值 100 ~ 120 (含) μ m 测试值大于 120 μ m	1 μ m·个	0.02 0.05 0.1 0.3
		12) 发电机漏氢量按测试值小于等于合同值 (或 10m ³ /d 标准状况下) 考核: 超标值小于等于 20% 超标值 20% ~ 60% (含) 超标值 60% (含)	1%	0.02 0.04 0.06
		13) 化学监督项目按投产时运行单位提供的试验报告值能达到《验标》 试 7-6-1 表的优良值考核: 二氧化硅、铁、溶解氧、pH 达不到优良值 其他项目达不到优良值	1 项	2 1
		完成 168h 满负荷试运的启动次数大于 3 次	1 次	1
2.7	完成 168h 试运天数	从点火吹管至完成 168h 满负荷试运的天数大于 90 天	1 天	0.1
2.8	耗燃油按《验标》优良级考核	首次吹管至完成 168h 满负荷试运耗燃油超标	1t	0.005
3	试验项目应全部完成	没完成全部试验项目	1 项	5
4	调试方案和试验技术报告	1) 试验方案、措施不齐全;	1 项	1
		2) 试验技术报告不齐全;	1 项	3
		3) 没按试验项目单独编写试验技术报告;	1 项	0.5
		4) 试验报告的基本内容不满足 (性能试验导则) 的要求;	1 项	0.5
		5) 试验报告不规范或数据不详实不可信或结论不明确;	1 项	2
		6) 没有现场录制的机组完成 168h 的实际负荷曲线	1 台	10

第七节 《火电优质工程评选办法》(1998年版)原国家电力公司

1. 主要技术指标 (见表 20-14)

表 20-14 主要技术指标

序号	检查项目		检查标准	标准分	自查结果	自评分	
1	环境保护	影响环保的工程项目	全部竣工验收	4			
		三废排放	排烟含 SO ₂	小于标准	5		
			排烟含粉尘	小于标准	6		
			排水的 pH 值	小于标准	3		
			灰渣处理	综合利用	2		
2	单位造价 (动态)		低于批准标准	8			
3	总工期		≤ 合同工期	10			
4	推广、采用“四新”		工期短、成本低、质量高、综合效益好	3			
5	试生产试验项目		全部完成	3			
6	锅炉热效率		≥ 设计值	5			
7	供电煤耗		≤ 设计值	5			
8	汽轮机热耗		≤ 设计值	4			
9	厂用电率		≤ 设计值	5			
10	最低稳燃负荷可调值		≤ 设计值	4			
11	机组主轴振动		≤ 0.07mm	5			
12	机组强迫停运率		≤ 5%	4			
13	热工自动投入率		90% ~ 100%	5			
14	热工保护	动作正确率	100%	4			
		主保护误动/拒动	不允许	3			
15	电气继电保护	机组及厂用电保护动作正确率	100%	4			
		机组及厂用电主保护误动/拒动	不允许	3			
		配套的线路保护动作正确率	100%	4			
16	机组等效可用系数		300MW	≥ 85%	10		
			600MW	≥ 80%			
17	水汽品质	移交生产时	100%合格	3			
		投产一年内	98%以上优良	1.5			
		本次核查前 5d					
18	汽轮机真空严密性		≤ .4kPa/min	5			
19	发电机漏氢量		≤ 10m ³ /24h	5			
合 计				125			

2. 机组整套试运综合质量指标 (见表 20-15)

表 20-15 机组整套试运综合质量指标*

检查项目		检查标准	标准分	自查结果	自评分
168h 满	热工仪表投入率	100%	3		
	汽轮发电机负荷	达到额定功率	5		
	吹灰系统	正常投运	2		
168h 满负荷 试运期间	连续运行时间	168h	5		
	连续稳定负荷	符合预定负荷曲线	3		
	连续平均负荷率	≥90%	5		
	连续满负荷时间	≥96h	5		
	热工自动投入率	≥90%	3		
	保护装置投入率	100%	3		
首次冲转至完成 168h 满负荷试运天数	300MW	≤90d	3		
	600MW	≤180d			
完成 168h 满负荷试运启动次数		≤3 次	3		
首次吹管至结束 168h 满 负荷试运燃油消耗量	300MW	≤3000t	3		
	600MW	≤6000t			
结束 168h 满负荷 试运至移交的时间	竣工资料	≤45d	3		
	备品备件	≤45d	2		
	专用工具	≤45d	2		
合 计			50		

第八节 《火电建设精品工程考核评选暂行办法》 华中电力集团公司 2000 年 6 号文

1. 技术指标考核 (见表 20-16)

表 20-16 技术指标考核

序号	考核指标	评分规定	备注
1	供电煤耗应达到设计值或试生产后两个月平均值达到生产达标值 (任选一种)	每超过 1g/(kW·h), 扣 0.2 分	按机组性能试验报告核查
2	热工自动投入率达到 100%, 热工保护和继电保护投入率达到 100%, 正确率达到 100%	热工自动投入率每降 1% 扣 0.5 分; 保护投入率达不到 100% 扣 10 分; 主保护误动每次扣 5 分; 保护拒动扩大事故每次扣 8 分; 一般保护误动每次扣 2 分	按实际运行值核查
3	试生产期间机组强迫停运不超过 5 次	每增加 1 次扣 2 分, 试生产期不停机降出力, 每小时降 1% 负荷扣 0.005 分	按实际运行记录核查
4	厂用电率不超过设计值	厂用电率超过设计值扣 10 分	按机组性能试验报告核查

续表

序号	考核指标	评分规定	备注
5	汽轮机热耗不超过设计值	每超过1%扣0.07分	按机组性能试验报告核查
6	发电机效率达到设计值	低于设计值扣10分	按机组性能试验报告核查
7	锅炉效率达到设计值	低于设计值扣10分	按机组性能试验报告核查
8	电除尘设备投运正常,除尘效率达到设计值	投运不正常扣3分; 效率每降低0.1%扣1分	按实际运行值核查,按机组性能试验报告核查
9	机组振动正常,除尘效率达到设计值	每1轴振小于0.02mm 每超过0.01mm扣0.2分;每1瓦振每超过0.01mm扣1分;任一轴振动值达到报警值扣10分	按机组性能试验报告核查,按实际运行值核查
10	不投油(气)最低稳燃负荷应达到设计值	达到设计值1%扣0.5分	按机组性能试验报告核查
11	真空严密性应达到0.3kPa/min	每超过0.1kPa/min扣1分	按机组性能试验报告核查
12	排烟温度不超过设计值	每增加1℃扣0.2分	按机组性能试验报告核查,可进行现场抽查

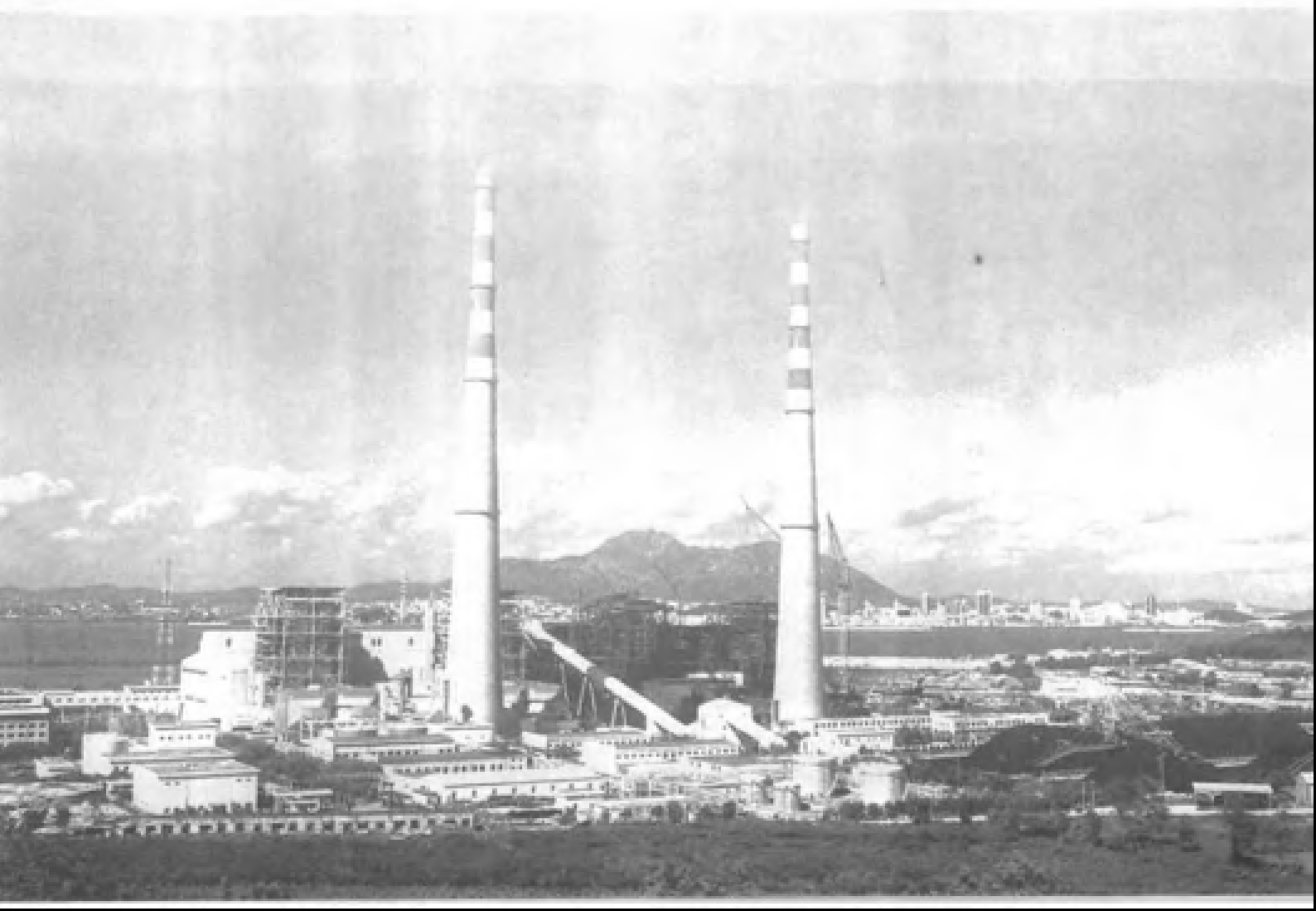
2. 调整试验 (见表 20-17)

表 20-17 调 整 试 验

序号	考核指标	评分规定	备注
1	按有关规定、规范完成全部试运行项目,各阶段主要调整试运项目质量评定达到《调试验标》优良标准,并且资料、签证齐全完整	每缺一项试运后签证扣1分;每一项达不到优良标准扣0.5分	查调整试运记录、签证等,可根据实际情况进行动态抽查
2	主要保护和主要仪表投入率均达到100%	投入率达不到100%扣10分	按当时运行记录核查
3	热工自动投入率均达到100%	投入率每少1%扣0.3分	按当时运行记录核查
4	满负荷试运一次成功	每超过1次扣1分	按运行记录核查
5	满负荷试运期间:首台机组不应超过45天,后续机组不应超过30天	每超过1天扣0.2分	按运行记录核查
6	从首次吹管至完成满负荷试运燃油消耗量: 300MW首台机组小于等于3000T,后续机组小于等于1000t/台; 600MW首台机组小于等于6000T,后续机组小于等于2000t/台	每超过100t扣0.2分	按当时运行记录核查
7	必须按《启规》要求完成全部试验项目: (1)完成全部性能试验项目; (2)完成全部技术指标试验项目; (3)保持并提高热工自动投入率	每缺一项扣5分,每缺一项每缺一项扣5分; 比《验标》优良级每少1%,每缺一项扣3分	按试验项目核查

第四篇

典型机组调试实例



第二十一章 国产 300MW 机组

第一节 东方汽轮机厂生产的 300MW 机组调试

近年来，东方汽轮机厂吸收国外的先进技术，新开发出性能较好的新型 300MW 机组，该型机组，低压缸部分采用 CE 和日立的技术，调节级采用西屋公司的技术，主体部分采用国产技术，设计热耗率可达到 $7946.5\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，采用 1000mm 的长叶片，经济性较佳。

一、汽轮机本体简介

汽轮机本体采用高、中压缸合缸结构，高压缸和低压缸为双层缸，低压缸两端排汽为对称分流。高压缸进汽采用喷嘴配汽结构，分设 4 个调节汽门对应 4 组喷嘴。中压缸进汽为全周进汽，中压排汽通过连通管进入低压缸中部，分别向前后方向流动，排汽进入凝汽器。

机组设有八级回热抽汽系统，其中高压缸有一级抽汽口，中压缸有两级抽汽口，低缸有 4 级抽汽口，高压缸排汽设有一级抽汽。分别供给 3 台高压加热器、4 台低压加热器、1 台除氧器和给水泵汽轮机用汽。

汽轮机技术规范：

型号：	N300-16.7/537/537-3	型式：	亚临界一次中间再热两排汽凝汽式
	型		
额定功率：	300MW	最大功率：	330MW
主汽压力：	16.7MPa	主汽温度：	537℃
再热蒸汽压力：	3.3MPa	再热蒸汽温度：	537℃。
背压(冷却水温 20℃)：	5.39kPa	冷却水温 33℃：	11.8MPa
给水温度：	276℃	额定进汽量：	935t/h
最大进汽量：	1025t/h		
发电机转子一阶：	1399r/min	高、中压转子一阶：	1679r/min
低压转子一阶：	1753r/min	发电机转子二阶：	3406r/min
高压部分：	1 调节级 + 9 压力级	中压部分：	6 个压力级
低压部分：	2 × 6 压力级		

为便于启动时有效控制汽缸温度场变化，设计有汽缸夹层加热系统和相应的缸壁金属温度、法兰金属温度监视显示，以使机组重要技术参数在运行要求范围之内。为了减少冷态启动时汽缸内外壁以及转子的温差降低热应力，缩短启动时间，汽轮机设有预暖机系统。

汽轮机汽封系统设计为自密封系统，在负荷大于 50% 以后，汽封供汽达到自密封状态，启动和停机过程使用辅助蒸汽自动调整供汽压力和温度。

二、机组设计特点

本机组为缩短启动时间，调整冲转参数，保护锅炉过热器和再热器，设有 40% 额定容量高、低压串联的高、低压旁路系统。低压旁路系统采用 3 级减温减压。

汽轮机调节系统设计为液压调节和数字电液调节相互共存相互切换,跟踪二次油的方式。调节保安系统介质为透平油和抗燃油两种油质。

主蒸汽、再热冷段、再热热段管道采用2—1—2型设计安装,保证左右两侧参数基本一致。

高、低压加热器疏水采用逐级疏水,基地式调节器调节,高压加热器最终疏水低负荷疏水到扩容器,高负荷疏水到除氧器。低压加热器最终疏水到扩容器,不设低压加热器疏水泵。

给水泵汽轮机蒸汽汽源设有主机四段抽汽和新蒸汽两路汽源(厂用辅助蒸汽也可供汽),高温和低温蒸汽可内部切换。

主机高压启动油泵只供调节保安部套用油,不带I、II号射油器工作,抗燃油系统设有三台抗燃油泵、一套冷却系统和一套再生系统。

该机组设计有一台50%额定容量的电动给水泵,两台50%额定容量的汽动给水泵。

三、整套启动调试程序

(1) 主、辅机进行各项电气、热工保护、连锁试验,机、炉、电大连锁试验及高、低压旁路试验合格,柴油发电机带负荷试验正常。

(2) 热工所有仪表、基地式调节器投入,电动门、调节门等送电,转动设备根据需要按电厂规程要求分别送电。

(3) 投入汽轮机辅助设备及系统,发电机进行氢气置换。

(4) 调整润滑油压,盘车装置投入运行,汽轮机抽真空后,有关管道疏水开启,通知锅炉点火,投入旁路系统,汽轮机暖管及暖缸。

(5) 确认一切正常后,投入汽封供汽系统,汽轮机冲转升速。

(6) 首次整套启动按首次冷态启动曲线冲转暖机,500r/min检查10~15min,1200r/min暖机>60min,升速到2000r/min高速暖机大于90min,满足高速暖机条件后升速至3000r/min,高压油泵切换试验正常,全面检查、测量、记录,稳定运行10~30min。

(7) 手打危急保安器一次,立即恢复3000r/min,做喷油试验。

(8) 喷油试验结束后交电气进行各项试验。

(9) 发电机并网带负荷。

(10) 发电机带负荷10%~15%,4~6h后解列发电机。

(11) 做自动主汽门和调门严密性试验。

(12) 汽轮机维持空转,作同步器转速调节范围试验。作危急保安器超速试验,每个撞击子动作两次试验,联合试验一次,动作转速在110%~112%额定转速,动作值不合格时,停机调整。

(13) 汽轮机停机消缺,记录惰走时间。如撞击子动作试验正常,汽轮机组无重大缺陷,汽轮机维持3000r/min,准备再次并网。

(14) 再启动时用电调进行机组温态或热态启动,经升速、暖机、并网、带负荷运行和电液调节运行中无扰动切换试验。

(15) 50%负荷后,启动一台汽动给水泵,高压加热器可随机启动或在一定负荷时投入。

(16) 80%负荷作汽轮机真空严密性试验。

(17) 汽轮机带负荷到300MW,锅炉断油,投电除尘、热工保护、自动、协调逐步投

人。进行 3% ~ 15% 额定负荷变动试验。

(18) 汽轮机甩 50%、100% 额定负荷试验。

(19) 停机处理设备缺陷。

(20) 重新启动进行 168h 满负荷试运。

四、整套启动调试方式和步骤

(1) 汽轮机首次整套启动采用液调方式启动，按首次冷态启动曲线升速暖机，以后整套启动均可用电调启动。采用滑参数运行方式，即定一滑一定运行方式。

(2) 首次启动发电机充氢。

(3) 首次启动重要操作：

1) 主机、给水泵汽轮机及辅机设备程控、保护、连锁试验合格后，将各辅助设备电源根据需要送到工作位置，各热工仪表送电投入。

2) 启动一台循环水泵向凝汽器通水，向开式水系统冷却水管道通水检查，并适时投入。

3) 启动一台闭式冷却水泵，向各转动设备及猫爪冷却水、油动机冷却水通水检查。

4) 通知化学，向凝汽器补水至正常水位。启动凝结水泵循环排放水质合格后向除氧器补水至正常水位。

5) 启动主机润滑油泵、高压启动油泵、抗燃油泵、抗燃油冷却泵和抗燃油再生泵，检查润滑油和抗燃油系统有无渗漏，投入冷油器调整油温，保持润滑油温在 40 ~ 45℃，油压 0.08 ~ 0.12MPa，抗燃油温在 35 ~ 45℃，油压 3.9 ~ 4.2MPa。

6) 启动发电机空氢侧密封油泵，投入油氢差压阀和氢平衡阀，调整平衡阀压差 < 0.015MPa，油氢差在 0.03 ~ 0.07MPa。

7) 启动顶轴油泵，检查调整顶油压正常后，启动盘车，记录大轴晃动原始值，盘车电流值。发电机置换气体充氢。

8) 检查各轴承回油应正常，油箱排烟风机启动后，维持油箱微负压，抗燃油蓄能器补油充氮投入。

9) 启动一台发电机定子冷却水泵，调整进水压力，维持水压小于氢压 0.05MPa，经常换水，保证水质合格。

10) 启动除氧器再循环泵，投入水封门密封水，低压加热器水侧投入。

11) 厂用高、低压辅助蒸汽联箱暖管暖箱后，投入除氧器辅助加热系统，维持除氧水箱温度 70 ~ 80℃。

12) 启动电动给水泵，最小流量阀应开启保持再循环运行，然后根据锅炉需要向锅炉上水，高压加热器水侧注水排空气，投入高压加热器水侧运行。

13) 轴封暖管后送汽封，启动一台真空泵，凝汽器抽真空，开启有关疏水，通知锅炉点火。

14) 锅炉点火后，根据锅炉升温升压情况，调整高、低旁路开度，进行第一阶段暖管。主蒸汽温度大于 200℃，开电动主汽门暖管到高压自动主汽门前，进行第二阶段暖管。

15) 汽缸夹层加热系统暖管暖箱，注意检查疏水系统，低缸排汽温度大于 65℃，投入低负荷喷水。

16) 当蒸汽参数达到冲转参数后，投入机组低油压、轴向位移、轴瓦温度保护。

(4) 汽轮机冲转参数。

主蒸汽压力:	5 ~ 6MPa	主蒸汽温度:	330 ~ 360℃
再热蒸汽压力:	0.08 ~ 0.12MPa	再热蒸汽温度:	300 ~ 330℃
凝汽器真空:	≥76kPa	润滑油温:	40 ~ 45℃
抗燃油温:	35 ~ 45℃		

冲转前复查下列数据在正常范围之内。

- 1) 盘车电流、顶轴油压、大轴晃动值。
- 2) 高、中压缸胀差、低缸胀差、轴向位移。
- 3) 高压缸调节级处汽缸壁温度、中压缸进汽处壁温度和主汽、再热汽温匹配良好。
- 4) 汽轮机本体疏水导入疏扩, 启动轴加风机, 投轴封加热器, 投汽封供汽。
- 5) 用启动阀挂闸后, 缓慢全开自动主汽阀, 稍开调节汽门, 汽轮机冲转 (注意盘车自停情况)。
- 6) 升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$, 冲转至 $500\text{r}/\text{min}$, 手打危急保安器一次, 汽轮机降速过程, 进行摩擦检查, 倾听机内有无异音。然后恢复 $500\text{r}/\text{min}$ 全面检查 $5 \sim 10\text{min}$, 电超速保护投入, MFT 保护投入, 如发现缸内有异常声音或汽封、油挡处冒火花, 应立即打闸停机。
- 7) 继续升速, 注意调整高、低压旁路, 维持冲转蒸汽参数, 升速率 $100 \sim 150\text{r}/\text{min}^2$, 升速到 $1200\text{r}/\text{min}$ 暖机, 停顶轴油泵, 暖机 60min 以上, 轴承振动应小于 0.03mm 。
- 8) 升速率 $150 \sim 200\text{r}/\text{min}^2$, 冲转到 $2000\text{r}/\text{min}$ 暖机, 升速过程中, 过临界转速轴承振动不大于 0.1mm , 轴振动不大于 0.25mm , 全机检查机组运行情况。

该阶段暖机结束要求条件: ①中压排汽口上缸内壁金属温度大于 130°C , 并保持 1h 以上; ②高压内缸上半内壁金属温度大于 250°C ; ③高、中压缸膨胀大于 7mm ; ④高、中压缸胀差小于 3.5mm 。

高速暖机结束后, 升速至 $3000\text{r}/\text{min}$ 。注意在 $2600 \sim 2750\text{r}/\text{min}$, 调节系统投入工作 (同步器最低工作转速), 用同步器将转速升至 $3000\text{r}/\text{min}$, 进行全面检查。一切工况正常后, 手打危急保安器一次, 立即恢复 $3000\text{r}/\text{min}$, 投入汽轮机各项保护 (发电机故障保护暂不投入)。主油泵工作正常后, 将高压启动油泵停下。

稳定运行 30min , 进行全面测量、检查、记录。作撞击子喷油试验, 喷油试验结束后进行电气有关试验。

(5) 冲转升速过程中应重点监视下列项目:

- 1) 倾听汽缸、汽封、油挡处有无异常声音和金属摩擦声。
- 2) 轴向位移有无大幅度变动, 推力瓦块温度有无异常升高突变。
- 3) 轴承金属温度应小于 95°C , 回油温度应小于 65°C 。
- 4) 转速在 $1200\text{r}/\text{min}$ 以下, 轴承振动大于 0.03mm , 立即停机, 不得降速暖机。
- 5) 过临界转速时应快速平稳, 不得在此停留, 轴承振动大于 0.10mm , 轴振大于 0.25mm 应打闸停机。
- 6) 及时调整工况使汽缸上下缸壁温差、高、中、低压缸胀差在允许范围内。
- 7) 润滑油及抗燃油温度调整在范围内。
- 8) 除氧器及凝汽器水位调整在范围内。
- 9) 汽封供汽压力及温度调整在范围内。
- 10) 调整高、低压旁路开度, 维持汽轮机空转蒸汽参数。

11) 首次启动时由于保温较湿, 记录、检查时间较长, 在各暖机点可适当延长暖机时间, 汽轮机冲转、升速、暖机时间参照表 21-1。

表 21-1 东方汽轮机升速暖机时间

转速 (r/min)	0 ~ 500	500	500 ~ 1200	1200	1200 ~ 2000	2000	2000 ~ 3000
暖机时间 (min)		10		> 60		> 90	
升速率 (r/min ²)	100		100 ~ 150		150 ~ 200		200 ~ 250

电气试验结束后, 汽轮机并网, 发电机主保护投入, 低真空保护投入, 带 10% ~ 15% 额定负荷, 运行 4 ~ 6h, 发电机解列。

12) 做自动主汽门及调门严密性试验、超速试验。自动主汽门及调门严密性试验合格后, 作超速试验, 汽轮机超速试验要求如下:

——禁止在额定蒸汽参数或接近额定参数下作此项试验。用功率限制器将高调门行程限制在比空转行程高 10mm 的位置。

——超速试验蒸汽参数:

主蒸汽压力: 5.88 ~ 6.88MPa 主蒸汽温度: 450 ~ 500℃

再热蒸汽压力: 0.098 ~ 0.196MPa 再热蒸汽温度: 420 ~ 460℃

——用同步器升速至 3150r/min, 然后用超速试验阀提升转速。

——试验前应将转速大于 3360r/min 的电超速保护投入。

——每个飞锤试验二次, 联合试验一次, 要求动作转速在 3300 ~ 3360r/min 范围之内, 其中每两次相差不能大于 18r/min。

——如转速达到 3360r/min 飞锤仍不动作, 立即打闸停机, 若超速试验动作转速不合格, 则停机调整。

(6) 如需停机检修则下次启动可试用电调方式进行热态或温态启动冲转、升速、并网、带负荷。投入发电机内部故障, 发电机断水保护。高、低旁路并网后逐步关闭, 负荷 30MW 以上关闭高压部分疏水, 60MW 以上关闭中压部分疏水, 90MW 负荷关闭低压部分疏水。

1) 负荷 150MW 以上高压加热器疏水逐级导入除氧器系统。汽封进入自密封状态, 启动一台汽动给水泵。

2) 负荷 240MW 以上进行真空严密性试验。

3) 负荷 300MW 进行 3% ~ 15% 额定负荷变动试验。

(7) 主要设备及系统投入要点。

1) 低压加热器在机组启动中随机投入。

2) 高压加热器投入前首先进行汽侧冲洗, 冲洗合格后, 投入高压加热器保护及高压加热器, 疏水投入自动调节, 导入凝汽器。注意监视加热器水位, 高负荷时高压加热器疏水导入除氧器。

3) 夹层加热系统投入。夹层加热联箱在汽轮机暖管时暖箱, 充分疏水, 投入热备用状态。在汽轮机冲转、升速、带负荷过程中根据高压缸内壁上下温差, 高、中压缸胀差情况及投入与调整, 保证高、中压缸壁温差在允许范围之内。

4) 夹层加热系统退出。在高压外缸下部外壁温高于 350℃, 胀差在允许范围之内可停夹层加热, 停用时应先关联箱进汽门, 再关疏水门, 防止联箱超压。

5) 汽封供汽系统投入。在冷态、温态启动时使用低温蒸汽, 在热态启动时, 使用高温辅助蒸汽, 在极热态启动时使用主蒸汽供汽。轴封供汽母管压力维持 $0.025 \sim 0.03\text{MPa}$, 供汽温度应与高、中转子汽封段金属温度匹配, 并应具有一定的过热度; 轴封供汽汽源疏水热备用, 再热蒸汽冷段压力大于 0.3MPa , 打开轴封内漏至除氧器阀门。

6) 除氧器投入。除氧器上水至正常水位, 投入辅助蒸汽加热, 启动除氧器循环泵, 维持水温在 $70 \sim 80^\circ\text{C}$, 可启动给水泵向锅炉上水。锅炉点火后, 调整辅助蒸汽加热, 维持除氧器水温 $110 \sim 130^\circ\text{C}$, 化验除氧器水质含氧量, 调整排氧门开度。汽轮机定速、带负荷后, 将门杆漏汽导至除氧器。

当 4 抽压力大于除氧器压力, 投入除氧器滑压运行, 辅助蒸汽加热投入备用和连锁, 以防止除氧压力突降, 造成给水泵汽化。当主凝结水系统运行正常后, 可停止除氧器循环泵。除氧器采用滑压运行方式, 使其压力降低速度不大于 $0.05\text{MPa}/\text{min}$, 运行中注意除氧器压力变化, 防止给水泵汽化。

(8) 机组冷热态启动的划分标准。以高压内上缸内壁金属温度为准小于 150°C 为冷态; $150 \sim 300^\circ\text{C}$ 为温态; $300 \sim 400^\circ\text{C}$ 为热态; 大于 400°C 为极热态。

(9) 冷热态启动主要参数和暖机时间见表 21-2。

表 21-2 冷热态启动参数和暖机时间

状 态	冷 态	温 态	热 态	极 热 态
主汽压力 (MPa)	5 ~ 6	7 ~ 8	9 ~ 10	13 ~ 14
主汽温度 ($^\circ\text{C}$)	320 ~ 350	380 ~ 400	450 ~ 480	500 ~ 520
再热压力 (MPa)	0.05 ~ 0.1	0.08 ~ 0.1	20.12 ~ 0.15	0.15 ~ 0.2
再热温度 ($^\circ\text{C}$)	300 ~ 330	350 ~ 380	420 ~ 450	480 ~ 500
暖机时间 (min)	> 150	> 10	不暖机	不暖机
初始负荷 (MW)	25	25	40	60

第二节 哈尔滨和上海汽轮机厂生产的引进型 300MW 机组调试

一、机组概况

哈尔滨和上海汽轮机厂引进美国西屋公司专利技术生产的 300MW 机组, 型式为亚临界、中间再热、高、中压合缸、双缸双排汽、单轴、凝汽式汽轮机, 有 8 段非调整抽汽, 供三台高压加热器, 四台低压加热器和一台除氧器。

该机组有两个高压主汽门、六个高压调节门、两个中压主汽门、两个中压调节门均由 DEH (数字电液控制系统) 来控制。DEH 有带旁路和不带旁路两种运行方式; 旁路装置可配 $30\% \sim 40\%$, 由瑞士苏尔寿公司提供。

二、哈尔滨生产的 300MW 机组调试

(一) 汽轮机技术规范

汽轮机型式: 亚临界、一次中间、双缸及排汽、单轴、冷凝式

型号: N300-16.7/537/537

主汽门前额定压力: 16.7MPa

主汽门前额定温度:	537℃
额定功率主蒸汽流量:	910t/h
额定功率再热蒸汽流量:	743t/h
额定背压:	5884Pa
冷却水温:	24℃
最终给水温度:	272.5℃
给水回热系统加热器数:	8 台
额定工况热耗:	7948.6kJ/(kW·h) (1898.5kcat/(kW·h))
主汽门前最大允许压力:	17.5MPa
超压 5% 时最大主蒸汽流量:	1021t/h
最大计算功率:	331MW
最高冷却水温:	33℃
工作转速:	3000r/min
旋转方向 (从汽轮机向发电机看):	顺时针
调节系统控制形式:	DEH
最大允许系统周波摆动:	48.5 ~ 50.5Hz
空负荷时额定转速摆动:	± 1r/min
各轴承处最大垂直振动 (双幅):	< 0.025mm
通流级数高 + 中 + 低:	1 + 12 + 9 + 2 × 7 = 36 级
高、中压转子临界转速:	1730r/min
低压转子临界转速:	1613r/min
末级动叶片长度:	900mm
盘车转速:	3r/min

(二) 整套启动调试程序

整套启动分三个阶段进行:

(1) 第一阶段: 机组首次启动, 发电机充氢至 0.08 ~ 0.1MPa, 电气试验前提高氢压至 0.3MPa。DEH 采用操作员自动方式, 按冷态启动曲线, 机组至全速后, 进行汽轮机跳闸试验, 汽轮机试验结束, 进行电气试验, 完成 10% 额定负荷 4h 运行, 并同时进行了高压加热器冲洗, 解列后做危急保安器试验及电超速试验, 超速试验后, 停机消缺, 并做有关检查工作。启动过程中根据机组振动情况, 决定是否做动平衡。

(2) 第二阶段: 第二阶段启动, 根据汽缸温度, 决定是否采用热态升速曲线, 并网后逐渐加负荷至额定, 完成带负荷阶段试运行。汽轮机负荷增至 150MW 时, 冲洗高压加热器汽侧, 水质合格, 投入高压加热器, 回收疏水。升负荷过程中, 逐台启动汽动给水泵, 两台汽泵投运后, 停电泵做备用。

(3) 第三阶段: 第三次启动, 进行 168h 试运行。如有条件, 本次启动采用 ATC 方式启动。

(三) 汽轮机第一次冷态启动步骤

1. 启动前的检查和操作

1) 按运行规程要求, 检查系统阀门及疏水阀门应处在正确位置。启动闭式循环冷却水

泵，投入闭式循环冷却水系统。

2) 主机、辅机连锁保护检查。

3) DEH、ETS、TSI 系统正常。

4) 检查主油箱油位，启动交流润滑油泵，启动挂闸油泵（高压备用密封油泵）。

5) 启动主油箱及密封油箱排烟风机。

6) 投入发电机密封油系统，发电机充氮至 0.08 ~ 0.1MPa。

7) 启动发电机定子冷却水泵，投入定子冷却水系统。

8) 启动顶轴油泵，投入连续盘车，测量转子的原始弯曲值及弯曲方位，弯曲值不超过原始值的 $\pm 0.02\text{mm}$ 。

9) 启动循环水泵，向凝汽器通循环水。

10) 启动凝结水泵打循环。

11) 投入高压抗燃油系统。

12) 轴封系统提前暖管至截止门之前。

13) 关闭真空破坏阀，启动真空泵及轴加风机，送轴封供汽，真空达 27kPa 通知锅炉点火。

14) 根据需要投用一、二级旁路系统及低压缸喷水系统。

15) 挂闸前确认高、中压主汽门，高、中压调门在全关位置，“单阀”控制灯亮。

2. 汽轮机启动（见图 21-1）

(1) 冲转条件：

1) 主蒸汽压力 3.5 ~ 4.0MPa；主蒸汽温度 310 ~ 350℃。

2) 再热汽温度 260℃以上，主蒸汽、再热汽过热度不低于 56℃。

3) 凝汽器真空 89.3kPa 以上。

4) 润滑油压 0.098 ~ 0.12MPa，润滑油温 38 ~ 42℃。

5) 转子偏心小于原始值 $\pm 0.02\text{mm}$ 。

6) 全关高、低压旁路。

(2) 冲转、暖机与升速。

1) 采用操作员自动方式，按“挂闸”按钮，检查高压调门、中压主汽门、中压调门全开，高压主汽门全关。

2) 设定“目标转速” 600r/min，“升速率” 100r/min²。

3) 按“进行”按钮，汽轮机冲转转速由主汽门控制，转速达 200r/min 时，注意盘车自动脱扣。

4) 转速升至 600r/min，就地或远方使汽轮机跳闸，进行摩擦检查，当转速降至 250r/min 时，重新挂闸升速至 600r/min，暖机 30 ~ 60min，投入有关仪表，全面检查机组运转情况。

5) 设定“目标转速” 2040r/min，以 100r/min² 升速至 2040r/min，暖机 3 ~ 5h，再热汽温达 260℃以上开始计算暖机时间。如果此时接近某一转子的临界转速，应稍稍改变转速，避开共振区。

6) 暖机期间主汽门前进汽温度不得高于 427℃。

7) 检查缸胀、差胀、转子振动、轴向位移、各轴承温度等不超限，及时调节凝汽器水位、除氧器水位、轴封进汽温度等，检查本体疏水应通畅，每 20min 记录有关启动参数一

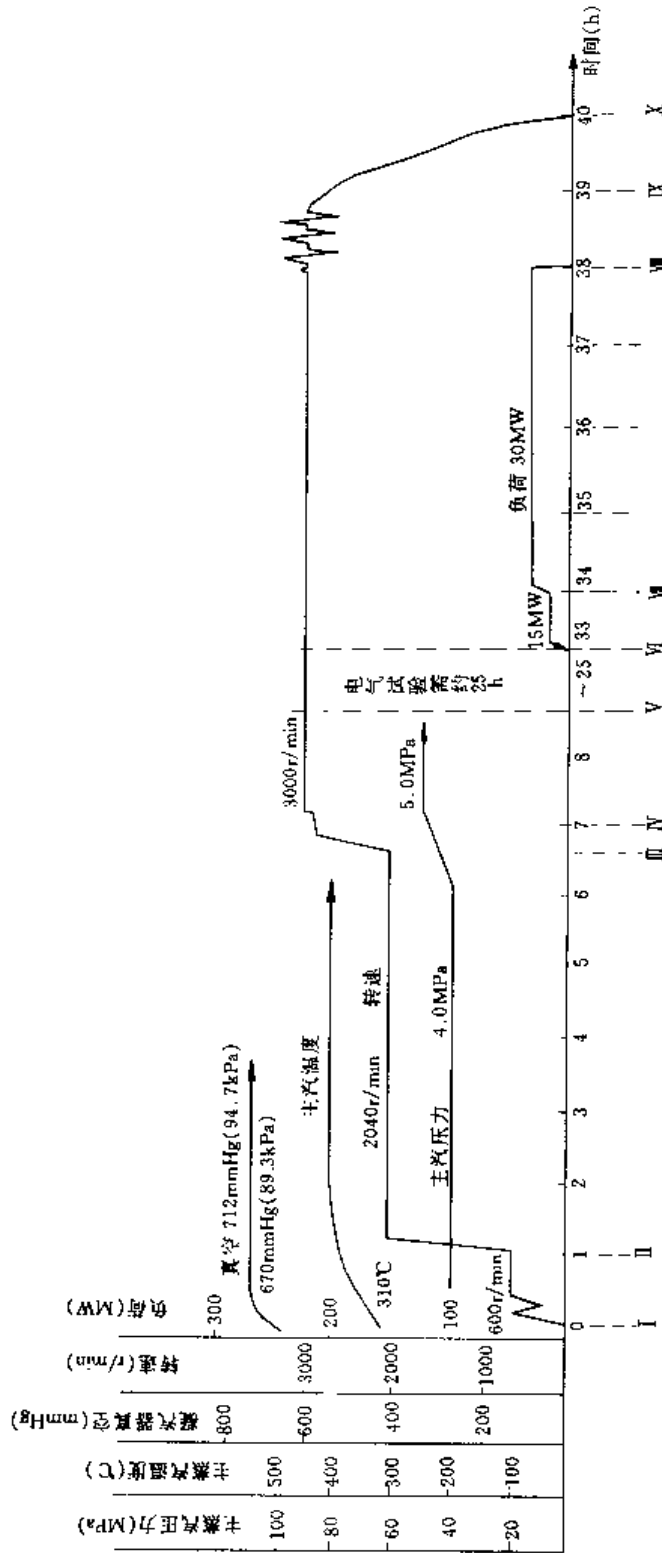
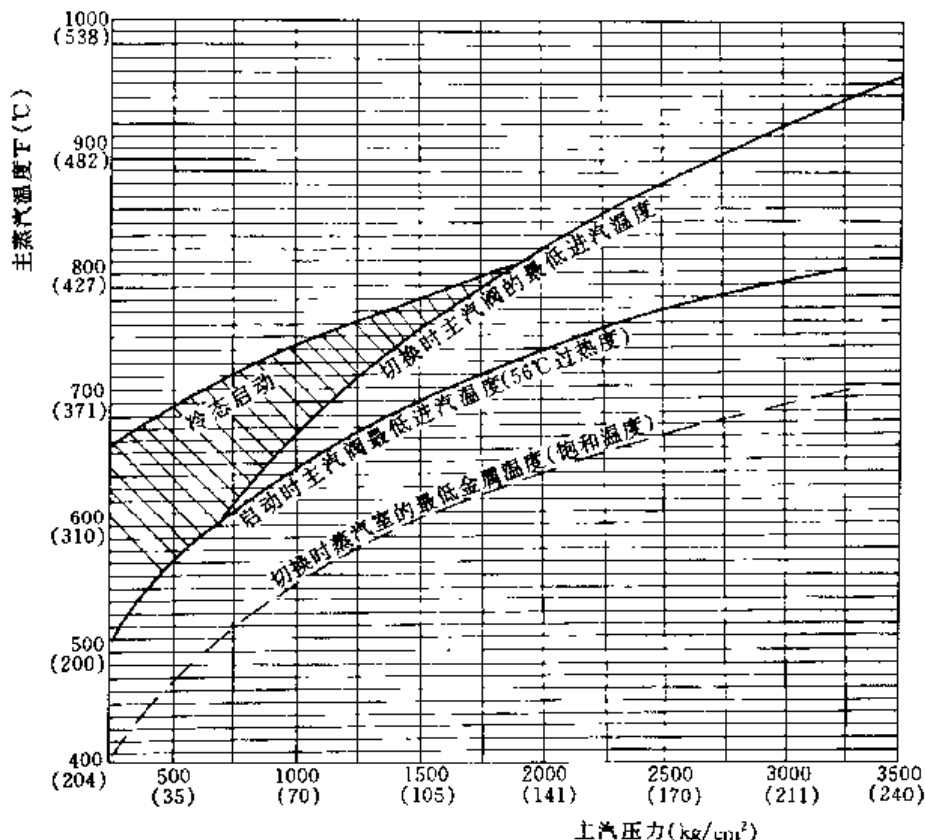


图 21-1 第一次冷态启动曲线

次，并分析金属温度、变化和机组膨胀情况，维持汽轮机监视仪表的限制值。

8) 中速暖机结束，确认高、中压第一级蒸汽室内壁金属温度大于 121°C ，“目标转速”设定 $2900\text{r}/\text{min}$ ，“升速率” $100\text{r}/\text{min}^2$ ，使机组升速至阀切换转速。在阀切换前，先核实蒸汽室内壁温度至少等于主蒸汽压力下的饱和温度见图 21-2，否则继续用主汽阀控制机组转速。



注：为避免蒸汽室的热冲击，本曲线表示主汽阀的进汽压力、主汽阀的进汽温度和蒸汽室内壁金属温度之间的关系，这些参数是指从汽阀到调节阀转速控制切换时的参数。

当蒸汽室金属温度低于当时的主蒸汽压力对应的饱和温度时，要取等于或高于图中主汽阀最低进汽温度，用主汽阀的预启阀继续运行机组，直到蒸汽室的金属温度达到饱和温度才能进行阀门切换。

冷态启动时，在从主汽阀到调节阀控制切换之前，主汽阀的进汽参数应取于“冷态启动”区内。

热态启动时，从主汽阀到调节阀控制切换之前，主汽阀的进汽参数应在“最低进汽温度”区内。

图 21-2 主汽阀进汽温度曲线

9) 按下“主汽阀-调节阀”切换按钮，监视主汽阀和调节阀的阀位显示及其阀切换过程。

10) 阀切换结束，设定目标转速 $3000\text{r}/\text{min}$ ，升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$ 将机组升至 $3000\text{r}/\text{min}$ 。

11) 进行一次手拍或远方脱扣停机，检查高、中压主汽门，调速汽门迅速关闭且机组转速下降。

- 12) 重新挂闸, 升速率 $200 \sim 250 \text{r}/\text{min}^2$, 恢复 $3000 \text{r}/\text{min}$ 运行。
- 13) 进行机械超速遮断机构油压校验装置试验, 记录动作油压和转速。
- 14) 停交流润滑油泵, 挂闸油泵 (高压备用密封油泵) 做备用。
- 15) 全面检查各部参数是否正常, 稳定 30min 。
- 16) 投入电超速保护, 交电气进行试验。
- 17) 根据需要将氢压升至 0.3MPa , 并投氢冷却器, 进行发电机有关试验。
- 18) 电气试验结束后, 并网带 5% 负荷 30min , 并投入第一级压力反馈及功率反馈, 然后升负荷至 10% 额定负荷, 运行 4h 后解列。

(3) 超速保护试验。

1) 超速保护试验包括 103% 额定转速 OSP 动作试验, 机械超速试验, 电气超速试验 (110%)。

2) 试验时升速率设定 $50 \text{r}/\text{min}^2$, 恢复时升速率设定 $200 \sim 250 \text{r}/\text{min}^2$ 升至额定转速。

3) 试验均采用操作员自动方式, 并维持稳定的背压。

4) 先做 103% OSP 试验, 转速达 $3090 \text{r}/\text{min}$, OSP 动作, 关闭高、中压调门。 110% 电超速保护动作, 关闭高、中压主汽门和调速汽门。机械超速动作转速为 $109\% \sim 110\% \text{r}/\text{min}$, 不符合要求时, 停机调整危急遮断器飞锤。

5) 转速超过 $3360 \text{r}/\text{min}$ 时, 应立即手动打闸。

6) 超速试验期间, 应监视机组振动、差胀、排汽缸温度等参数变化。

(四) 第二阶段启动

(1) 汽轮机启动以第一级缸壁温度区分, 高于 121°C 为热态, 低于 121°C 为冷态。

(2) 汽轮机按热态 (或冷态) 启动定速后, 电气并网带低负荷 5% 额定负荷运行 30min 以上。

(3) 设定升负荷率为 $2 \text{MW}/\text{min}$, 目标值为 25% 额定负荷暖机 3h , 关闭有关疏水, 完成后两台汽动给水泵的进汽系统暖管工作和暖泵系统的暖泵工作。

(4) 增负荷至 50% 额定负荷, 升负荷率 $2 \text{MW}/\text{min}$, 当负荷至 100MW 时, 启动第一台汽动给水泵, 负荷至 150MW 时, 启动第二台汽动给水泵, 高压加热器汽测冲洗, 水质化验合格后, 回收高压加热器疏水。

(5) 增负荷至 75% 额定负荷, 设定升负荷率 $1.5 \text{MW}/\text{min}$ 。负荷达 225MW , 暖机 3h , 此时主汽参数接近额定值, 投用主压力控制器。

(6) 第一级压力和功率反馈回路是否投用, 由当时运行方式决定。

(7) 增负荷至 100% 额定负荷, 升负荷率相同。负荷变化时蒸汽参数见图 21-3。

(8) 72h 试运结束, 停机时进行汽门严密性试验 (此项试验目前已在超速试验前完成)。

(9) 注意事项:

1) 当四段抽汽压力大于 0.196MPa , 开四段抽汽电动门, 除氧器滑压运行。

2) 启动中逐步投入高、低压加热器水位自动、凝汽器, 除氧器水位自动。

3) 加负荷过程中注意监视轴振动, 差胀、轴向位移, 轴承温度, 汽缸温度等参数。

(五) 汽轮机热态启动

1) 高压主汽门全关, 中压主汽门、中压调门、高压调门全开。

2) 主蒸汽、再热汽温有 56°C 以上过热度, 第一级金属温度与主汽温度差小于 56°C 。

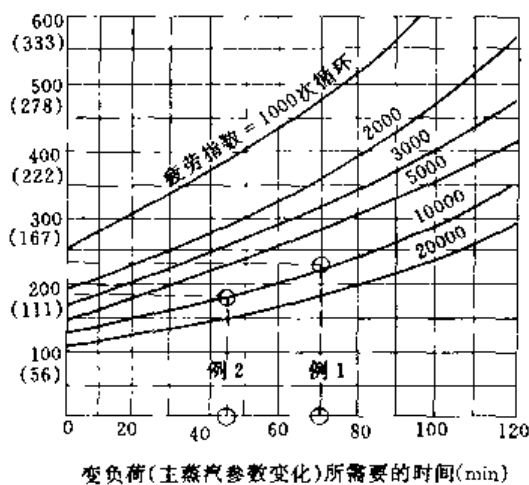
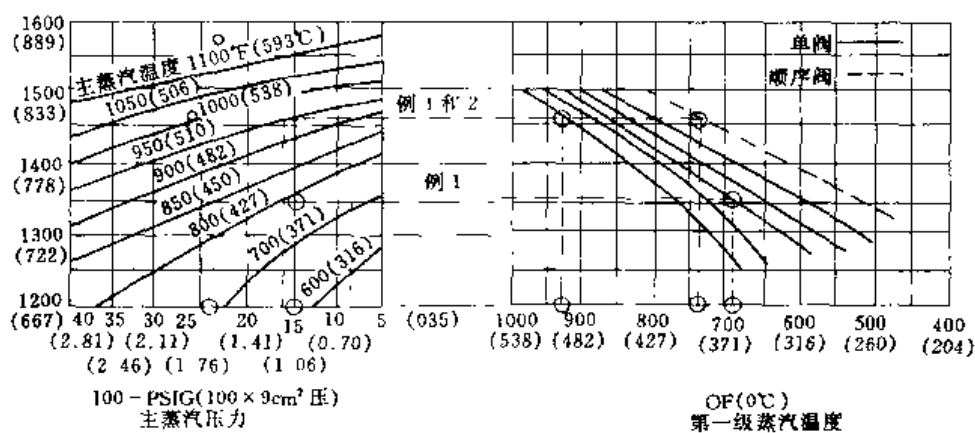


图 21-3 负荷变化推荐曲线

- 3) 蒸汽参数按制造厂家说明书规定进行。
- 4) 冲转前先送轴封，后抽真空，真空抽至 89.3kPa 以上。
- 5) 主蒸汽温度高于汽缸内壁温度 80 ~ 100℃。
- 6) 冷油器出口油温 40 ~ 45℃。
- 7) 转子弯曲值不超过冷态原始值 ± 0.02mm。
- 8) 冲转前连续盘车不低于 2h。
- 9) 根据进汽门的主蒸汽参数确定需要的升速率。
- 10) 设定目标转速 600r/min，在此转速下检查汽轮机所有监视仪表正常。
- 11) 暖机时间及升负荷时间按制造厂家说明书规定进行。

(六) 正常停机程序

- 1) 减负荷前辅助汽源已备妥，达到切换负荷时，应将轴封汽源切换为辅助汽源，4 段抽汽压力降到 0.196MPa 时，除氧器汽源切换为辅助蒸汽供汽。
- 2) 减负荷率符合图 21-3 中的规定。
- 3) 检查电动给水泵处于正常备用状态。
- 4) 负荷减至 50%，停一台汽泵，开电泵，解列高压加热器。
- 5) 负荷减至 30%，停另一台汽泵。
- 6) 负荷减至 20%，开有关疏水，负荷减至 10% 时，开高压缸排放阀。

7) 在减负荷过程中, 监视汽轮机振动、差胀、轴向位移、轴承温度、汽缸温度、低压缸排汽温度, 及时调整凝汽器除氧器水位及各冷却器出口温度。

8) 停机前试转交直流润滑油泵, 顶轴油泵正常后, 停止直流润滑油泵和顶轴油泵。

9) 降负荷至零发电机解列, 远方或就地打闸, 检查所有主汽门和调速汽门, 抽汽逆止门关闭。

10) 汽轮机转速降至 600r/min, 检查盘车程控应自动投入。

11) 当旁路系统投入时, 不得打开真空破坏阀, 根据机组运行情况, 在汽轮机转速降至 400r/min 或盘车装置投入前, 真空破坏阀才能打开。

12) 真空到零, 停轴封供汽, 停轴抽风机。

13) 转速到零, 注意盘车自动启动, 记录惰走时间。

14) 调整冷油器出口温度 35~38℃。

15) 凝结水泵、循环水泵继续运行一段时间后停止。

16) 根据停机时间长短, 决定是否排氢。

17) 高压内缸温度降至 149~204℃ 以下, 停盘车, 130℃ 以下停油泵, 但发电机充氢情况下, 不能停润滑油泵及密封油泵。

18) 事故处理及事故停机按电厂运行规程执行。

(七) 主要系统的运行方式

1. 旁路系统

一、二级旁路系统在锅炉点火后根据需要逐步投入, 保持主汽门前压力不低于 0.1MPa, 根据汽温投入二级旁路减温水。为了尽快提高再热汽温, 点火初期一级旁路减温水不投入, 一级旁路出口温度达 380℃ 时再投入。在采用高压缸启动时, 冲转前关闭一、二级旁路。

2. 抽汽加热系统

#5~#8 低压加热器随机投入, 增大抽汽量, 以利于暖机。

#1~#3 高压加热器在首次投入, 需对高压加热器汽侧进行冲洗, 以利于水质较快合格回收。投入高压加热器水侧时必须投入高压加热器保护。高压加热器切除时, 机组功率不超过最大保证出力的 95%, 即 285MW。

3. 凝结水系统

启动初期, 由于凝结水比较脏, 通过 #5 低压加热器出口放水门排放, 补水直接补至除氧器, 试运期间, 要及时清扫凝结水泵入口滤网。

4. 除氧器系统

试运初期, 当 4 段抽汽压力低于 0.196MPa 时, 由辅助蒸汽联箱来汽供除氧器, 除氧器压力维持在 0.05~0.15MPa 定压运行。当 4 段抽汽压力大于 0.15MPa 时, 由 4 段抽汽供除氧器, 关辅助蒸汽至除氧器门, 除氧器进入滑压运行。

5. 给水泵运行方式

(1) 汽动给水泵有条件时应用辅助蒸汽联箱供汽提前试转。详见汽动给水泵试运措施。

(2) 点火前用锅炉上水泵向锅炉上水, 点火后锅炉起压, 启动电动泵向锅炉上水。

(3) 主机负荷 60MW 以上, 汽动给水泵高、低汽源暖管, 给水泵暖泵, 负荷 100MW, 启动第一台汽动给水泵。负荷 150MW 启动第二台汽动给水泵, 停电动给水泵备用。

6. 开、闭式循环冷却水系统

(1) 各辅机启动前,应提前投入开式及闭式循环冷却水系统,向冷却设备供冷却水,试运中经常检查闭式循环膨胀水箱水位。

(2) 检查氢冷器入口冷却水压力小于氢压 0.05MPa。

三、上海汽轮机厂生产的引进型 300MW 机组启动特点

1. 高压缸启动

汽轮机高压缸启动,即 DEH 不带旁路运行时,冷态启动时常用此种方式。复位后,全开信号送到中压调节门,使中压调节门保持全开,实际转速与转速设定值的偏差送到高压汽门调节器 PI1,控制高压主汽门开度,由高压主汽门控制直接升到 2900r/min,然后由高压调节门控制升速到额定转速并网带负荷。

2. 中压缸启动

在机组热态情况下,采用中压缸启动可以减少汽轮机热应力,提高汽轮机寿命,迅速地启动机组并网带负荷;汽轮机中压缸启动时,DEH 带旁路运行,主要过程如下:

1) 汽轮机复位后,高压调节门和中压主汽门全开,中压调节门和高压主汽门处于关闭状态。

2) 中压调节门控制中压缸进汽开始升速,实际转速与转速设定值的偏差送到中压调节器,去调节中压调节门的开度,控制转速。

3) 当转速升到切换转速 2645r/min 前,由中压调节门控制继续升速;在转速达到 2645r/min 时,中压调节器的输出进行存储,使得在转速继续升速过程中,中压调节门的开度保持不变;但当再热压力大于切换时的压力时,中压调节门关小,反之,则开大。

4) 当转速达到 2900r/min 时,进行高压主汽门调节器的限值信号撤销,实际转速与转速设定值的偏差送到高压汽门调节器,控制高压主汽门的开度控制转速。

5) 当转速达到 2900r/min 时,进行高压主汽门到高压调节门控制转换,继续升速到额定转速,然后并网带负荷。

3. 旁路系统的控制

具有中压缸启动功能的机组,必须配备具有自动控制功能的旁路系统,高压旁路控制有阀位、定压和滑压三种方式。当锅炉点火后处于阀位控制方式,在较小的压力时,即把阀门开到运行人员设定的阀位,用于提汽温,当汽压升到冲转压力时转为定压控制,汽轮机开始冲转,这时高压旁路维持调节主汽压力不变,同时为中压缸提供再热汽源。当旁路阀全关后转为滑压控制,即旁路系统的压力设定值随着主汽压力的增加而增加,高压旁路保持在关闭状态。

该型机组的启动运行方式较为灵活,启动调试步骤与哈尔滨汽轮机厂生产的 300MW 机组没有太大的区别,机组的启停性能较好。

第三节 北京重型电动机厂生产的 300MW 机组调试

一、机组概况

近年来,北京重型电动机厂引进法国 ALSTOM 公司技术生产 300~330MW 机组,采用中压缸启动技术。该机为冲动式,一次再热,三缸两排汽,低压末级叶片 1055mm,发电机氢压 0.4MPa (a),功率因数 0.85,采用七级回热系统(2 台高压加热器带前置式高温蒸汽冷却

器 + 除氧器 + 4 台低压加热器), 3 台 50% 电动给水泵为其基本配置。

调节系统采用新华 DEH-III A 型双机冗余全数字电调系统, 具有应力计算和寿命损耗计算功能, 吸收了 ALSTOM 的中压缸启动功能, 保证了中压缸启动全过程的自动化, 重要参数采用三取两处理。

发电机采用定子水冷, 转子氢冷。

二、汽轮机组的主要技术数据 (见表 21-3)

表 21-3 汽轮机主要性能数据

项 目	单 位	热耗考核工况	夏季保证出力工况	最大保证出力工况	阀门全开工况
		TBA	TRI	TMCR	VVO
发电机端功率	MW	333	333	344	354
机组毛热耗	kJ/ (kW·h)	7700	7941	7691	7682
	kcal/ (kW·h)	1839	1897	1837	1835
主蒸汽压力	MPa (a)	17.75	17.75	17.75	17.75
再热蒸汽压力	MPa (a)	3.77	3.89	3.91	4.02
主蒸汽温度	℃	540	540	540	540
再热蒸汽温度	℃	540	540	540	540
主蒸汽流量	t/h	940	975	975	1004
再热蒸汽流量	t/h	850	878	880	906
背压	kPa (a)	4.5	9.2	4.5	4.5
排汽流量	t/h	625	653	645	661
补给水	%	0	3	0	0
给水温度	℃	253.7	255.5	255.75	257.4
冷却水温度	℃	20	33	20	20
发电机氢压	MPa (a)	0.4	0.4	0.4	0.4

三、汽轮机中压缸启动调试

1. 冷态启动

(1) 汽轮机进行盘车, 开启高压缸排汽止回阀的旁通阀 A, 关闭高压缸通冷凝器的真空疏水阀 B, 开启高、低压旁路阀 C、D, 见图 21-4。

(2) 开启汽轮机疏水阀。

(3) 锅炉点火。

(4) 冷凝器抽真空。

(5) 锅炉逐步升压、升温, 旁路中的蒸汽流量逐步增大。

(6) 蒸汽通过高压缸排汽的旁路阀 A 倒流入高压缸进行暖缸。

(7) 再热器的蒸汽压力逐步升高至 15bar。

(8) 中压进汽阀 F 前的蒸汽温度逐步达到 360℃。

(9) 开启中压进汽阀 F, 汽轮机冲转至 1000r/min, 高压进汽阀 E 仍关闭, 旁通阀 A 仍

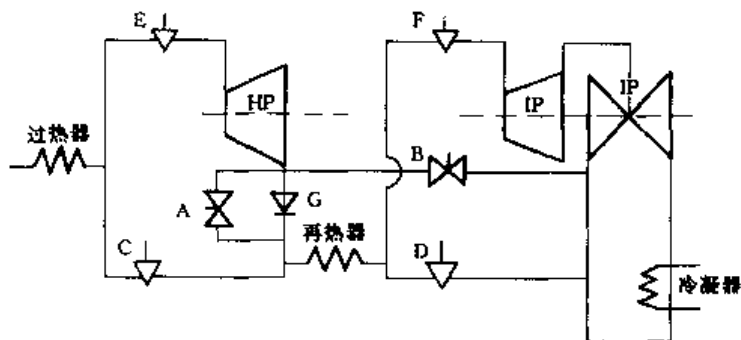


图 21-4 主、再热蒸汽系统

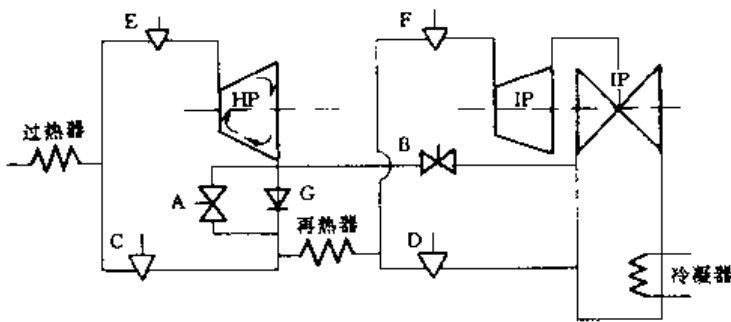


图 21-5 主、再热蒸汽冲转过程示意

转速升至 3000r/min，见图 21-6。

(13) 机组并网，逐步开大中压进汽阀 F，递增功率。

(14) 调节低压旁路阀 D，使再热器压力恒定在 1.5MPa。当低压旁路全关闭时，就用中压进汽阀 F 来调节压力，保持 1.5MPa。汽轮机承担负荷至 12% ~ 15% 额定功率。

(15) 做好切换高压缸进汽的准备：

1) 高压进汽阀 E 的蒸汽压力和温度达到规定值，4MPa，380℃。

2) 再热器压力维持 1.5MPa。

(16) 高压缸切换。高压进汽阀 E 自动开启，将蒸汽切换到高压缸，高压旁路阀 C 逐步关闭。

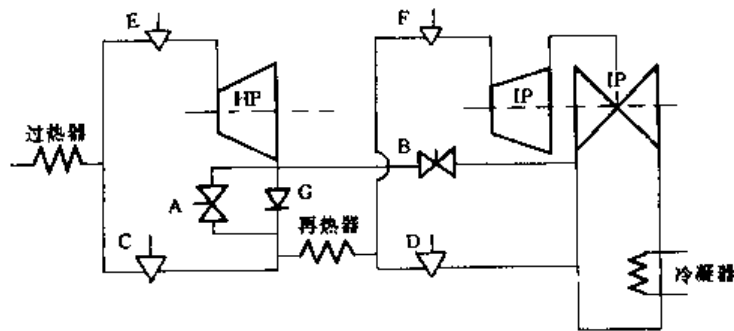


图 21-7 带负荷过程主、再热蒸汽操作示意

(20) 滑压运行至额定压力，转入定压运行，见图 21-7。

(21) 达到满负荷。

2. 温态、热态启动程序（高、中压缸的第 1 级处金属温度在 300℃ 以上）

1) 汽轮机处于盘车状态，高压缸排汽止回阀 G 及其旁通阀 A 均关闭，开启高压缸通冷凝器的真空疏水阀 B，开启高、低压旁路阀 C、D，见图 21-8。

2) 锅炉点火。

3) 冷凝器抽真空。

4) 发挥旁路的作用，锅炉很快升压升温。

开启。

(10) 汽轮机在 1000r/min 下运行，直至高压缸升温至 190℃，见图 21-5。

(11) 高压缸温度达到 190℃ 时，高压缸排汽旁通阀 A 自动关闭，高压缸通冷凝器的真空疏水阀 B 自动开启。

(12) 高压缸处在真空中运行，

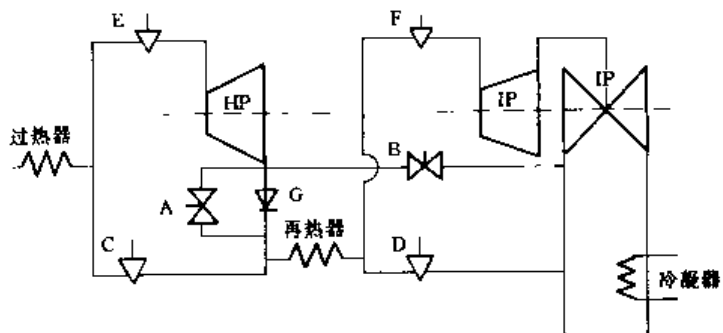


图 21-6 主、再热蒸汽空负荷操作示意

(17) 高压缸通冷凝器的真空疏水阀 B 自动关闭。

(18) 高压缸很快进入滑压上升状态。在 23min 内高压排汽压力超过 15bar。高压排汽截止阀 G 自然开启，高压缸进入正常运行。

(19) 中压进汽阀 F 全开，低压旁路阀 D 全关，汽轮机进入正常运行。

5) 高压缸处于真空状态, 保持恒温。

6) 中压进汽阀 F 前的蒸汽压力达到并保持 1.5MPa, 蒸汽温度达到与中压缸内温度相匹配。

7) 开启中压进汽阀 F, 汽轮机冲转至 3000r/min, 并网带负荷至 12% ~ 15% 额定功率。

8) 高压缸进汽阀 E 仍然关闭。高压缸仍处于真空状态, 并保持恒温, 见图 21-6。

9) 通过旁路调整高压进汽阀前的蒸汽压力及温度, 达到与高压缸内的温度相匹配。

10) 再热器压力维持 1.5MPa。

11) 高压缸切换, 与冷态启动相同。

12) 以后程序与冷态启动相同。

3. 停机程序

运行中减负荷直至停机, 则采用相反的程序。负荷降至额定值时, 新蒸汽通过高压旁路从高压缸切换至中压缸, 高压缸进入真空状态, 中、低压缸带低负荷运行, 直至停机。

四、中压缸启动的特点

(1) 启动性能好。采用中压缸启动, 通过高、低压旁路, 锅炉可以快速升压、升温至合适状态。启动时, 高压缸暂处于真空暖缸状态, 由中、低压缸承担启动及低负荷任务。在带负荷至 12% ~ 15% 功率后, 汽轮机即可迅速切换至高压缸进汽, 转入正常运行, 快速递增功率。这种启动方式使汽温与缸温匹配良好, 汽轮机的热应力小, 因而启动速度快。冷态启动自冲转至满载为 3h20min。停机 8h 后 (两班制) 热态启动, 自冲转至满载仅需 50min。极热态启动 (停机 1h) 至满负荷在半小时以内。比高压缸启动缩短时间一倍左右, 且又安全可靠, 节约燃油, 可多发电。以台州电厂为例, 每次冷态启动与其他机组相比可节省柴油约 50t, 缩短启动时间约 2h, 经济效益良好。

(2) 汽轮机寿命损耗小。汽轮机寿命损耗与调峰要求及启动方式密切相关。采用中压缸启动, 中压缸低压进汽, 容积流量大, 在带负荷到 12% ~ 15% 后切换高压缸进汽, 这时也已有足够多的流量进入高压缸。同时通过旁路, 调节汽温, 控制温差。因此高、中压缸加热均匀, 温升合理, 热应力小, 在热态及极热态启动时, 每次寿命消耗仅 0.009%, 负荷阶跃 (10%) 每次寿命消耗仅 0.001%。

(3) 运行灵活可靠。机组平时带基本负荷, 又具有良好的调峰性能。在热态下运行, 当负荷大于 50% 时, 负荷递增率可达 10%/min。在旁路及电动给水泵的配合下, 发电设备及系统对任何偶发性甩负荷事故可以应付自如, 既不会使高压高温过热蒸汽放空, 造成大气污染, 又可以迅速转入厂用电进行, 保持锅炉不投油稳燃。由于高压缸已抽真空隔离, 因此中、低压缸在低压低温蒸汽中可以长时间带厂用电运行, 以避免全厂停电或电网瓦解。一旦事故解除, 即可迅速并列, 它能适应各种运行要求, 灵活可靠。

(4) 机组采用新华 DEH-III A 型数字式电调控制保护系统, 对中压缸启动有专用的程序和系统, 全部自动化, 性能可靠。

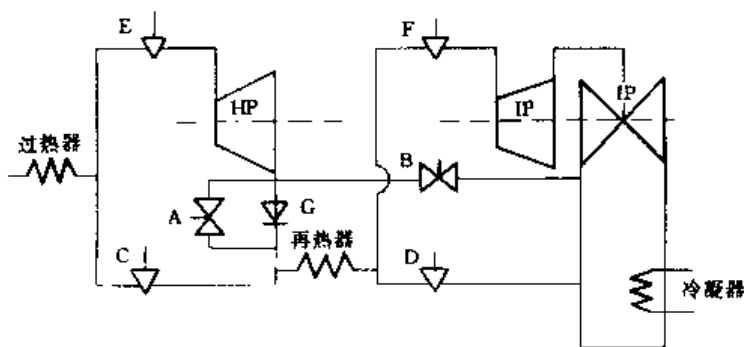


图 21-8 热态启动主、再热蒸汽操作示意

第二十二章 进口 300MW (350MW) 机组

70 年代末期以来,我国先后引进了 300 ~ 350MW 等级西方国家及前苏联、东欧国家的机组大约 30 多台,功率铭牌等级有 300MW、330MW、350MW,这些机组除极个别是超临界机组外,大多数为亚临界机组,按启动方式可划分为两种类型:高、中压缸联合启动方式或中压缸启动方式。按工作原理来分,可划分为冲动式机组、反动式机组两种类型。这些机组总体设备技术水平较高,其启动调试特点各异,值得我们借鉴和参考。

第一节 瑞士 ABB-350MW 机组调试

一、主要设备特点

ABB-350MW 机组的形式为亚临界、中间再热、三缸两排汽,反动式机组;高压缸有一个冲动式调节级和 21 个压力级,中压缸有 17 个压力级,低压缸有 2×6 个压力级,汽轮机主要技术规范如下:

主汽压力	16.9MPa
主汽温度	540℃
再热汽温	540℃
排汽压力	4.9kPa
ECR 工况主汽流量	988t/h
最大连续出力 (MCR 工况)	370.9MW
经济连续出力 (ECR 工况)	350.8MW
额定功率 (Rated output)	350.8MW
ECR 工况热耗率	7935.5kJ/(kW·h) (1896.6kcal/(kW·h))

汽轮机的控制部分由一套 TT-6 电子控制装置构成,它包含四大模块:基本控制装置(包括热应力测定装置)、自动控制装置、阀门位置控制装置、标准化接口。机组的升速、并网、加负荷和热应力测定、调节阀门的控制,全部由 TT-6 (TURBOMAX61) 完成。TT-6 通过高压缸和中压缸第一级腔室内的温度探头计算热应力,对机组的启停进行控制和监测,按 100% 允许热应力控制可使机组的启动时间最短,在下列条件下机组报警或跳闸:

- (1) 热应力 $\pm 105\%$, 报警, 30min 后跳闸;
- (2) 热应力 $+125\%$, 报警, 1min 后跳闸;
- (3) 热应力 -125% 报警, 立即跳闸。

该机的调节控制油为抗燃油,两个交流螺旋式抗燃油泵用来供给电液控制油和安全油,正常运行期间,一个运行,另一个备用;该系统还有一个稳压阀、两个 100% 并联的冷油器、滤油器及蓄能器,蓄能器可抑制和补偿运行瞬间或抗燃油切换引起的短时压力降低。

润滑油系统由交流油泵、直流油泵、主轴驱动的主油泵、温控器、可切换滤网等组成,

该系统最与众不同的是它的由主轴驱动的齿轮式主油泵，这种齿轮油泵按正排量原理设计，为双侧内吸式齿轮油泵，当发生极端情况，例如交直流油泵都故障时，随着汽轮机转速的下降，它仍将继续供油给各轴承，直到转子静止，而不会导致断油烧瓦，这是 ABB 的一项独特的设计。

另外，润滑油压低保护由三个压力变送器组成，设计为“3 取 2”输出信号，较为可靠，并且在运行中，三个压力变送器可利用试验阀进行逐一的试验。

二、汽轮机组启动前的准备

(1) 投入盘车运行。启动前盘车连续运行时间不得小于 ABB 的规定。

(2) 检查循环水系统正常后，投入循环水及开式冷却水系统；投入闭式冷却水系统；

(3) 启动润滑油功能组：

1) 检查润滑油箱油位正常，否则补油。检查润滑油温度，如果油温低于 15°C ，首先启动润滑油净化系统使油循环升温直到润滑油温高于 15°C 。

2) 启动润滑油功能组，检查辅助油泵和油箱排烟风机正常启动，油压达到设计值，每次启动前必须检查事故油泵的手动启停功能正常，轴承标高处的油压至少 0.05MPa 。

3) 冷油器和滤油器检查。通过排汽管道及节流孔，冷油器自动排气到油箱；确认滤油器排气管上的手动阀在打开位置，在就地窗口观察滤油器排气正常。

4) 润滑油压检查。轴标高处轴承节流孔前的润滑油压力为 $0.15 \sim 0.17\text{MPa}$ ，各轴承回油正常无泄漏。

5) 投入运行和备用冷油器的冷却水，并放气，注意检查冷油器油侧系统正常。

(4) 投入发电机辅助系统，检查并投入发电机密封油系统、定子冷却水系统及氢冷器运行。

(5) 启动盘车功能组，检查所有顶轴油泵启动运行正常，盘车自动系统（电动机启动、啮合）正常。

(6) 启动凝结水泵，检查凝结水压力和热井水位控制系统功能正常。

(7) 启动电动给水泵，根据情况向锅炉上水。

(8) 检查高压和低压旁路油站的油温、油位正常后，启动高压和低压旁路油站功能组，检查反馈信号正常。注意冷态启动时可不投减温水，旁路用手动操作。

(9) 关闭真空破坏阀，并充水。

(10) 打开主再热管道疏水及抽汽逆止门前疏水阀，注意检查反馈指示。

(11) 投入轴封蒸汽。

1) 检查辅助蒸汽温度大于 200°C ，盘车确实运行，轴封减温水准备就绪，轴封冷却器水侧通水正常。

2) 选定一台轴抽风机，启动轴封蒸汽功能组，预选的风机将自动启动。只要辅助蒸汽压力大于 1.0MPa ，过热度大于 20°C ，辅助蒸汽截止阀将自动打开，注意检查反馈信号正常。当辅助蒸汽截止阀打开，轴封蒸汽压力调节及低压汽封温度调节便自动投入。检查轴封蒸汽压力约 3000Pa 、低压汽封温度约 180°C 。

3) 轴封蒸汽由辅助蒸汽向冷再热蒸汽的切换。启动前必须切换，只要冷再热蒸汽压力高于 1.2MPa ，冷再热蒸汽供轴封的截止阀便自动打开，该阀全开后，便自动关闭辅助蒸汽供汽封的截止阀。

(12) 启动真空泵抽真空并投入旁路运行, 凝汽器压力低于 70kPa 时, 通知锅炉点火。

(13) 启动液压油功能组。检查液压油温度至少 15℃, 油位正常高油位, 选择一台液压油泵, 启动液压油功能组, 预选的泵便自动启动。检查液压油系统压力为 4.0MPa, 同时打开滤油器的排气阀, 检查油窗有油流。

三、机组的冷热态启动划分

按高压内缸温度 (TURBOMAX61 启动探头测量) 分为:

- (1) 冷态启动, 高压内缸温度小于等于 160℃;
- (2) 温态启动, 高压内缸温度在 160~450℃;
- (3) 热态启动, 高压内缸温度高于 450℃。

四、主汽门和调节汽门严密性试验

该机组在进行主汽压力大于 40% 额定条件下的主汽阀和控制阀的严密性试验, 试验合格标准: 盘车不跳闸。试验合格后进行发电机空气清洗。

ABB 要求发电机充氢前, 必须进行空气清扫, 具体方法是利用汽轮机第一次冲转至 2500r/min, 停留 30min, 再降至 500r/min 停留 10min, 再升至 2500r/min, 如此反复共 5 个循环, 利用氢冷却器前的临时滤网过滤杂质和脏物, 临时滤网用夹有金属丝的海绵层组成, 这个清扫过程对新投运的机组来讲是非常必要的, 对保证今后长期安全运行将起很大作用。

五、发电机氢气系统严密性试验

发电机空气清扫完毕后, 充氢前要进行气密性试验和检查, 气密性试验和检查使用氢, 试验压力采用 1.1 倍额定压力, 充氢后稳定 24h, 要求 24h 内压降经过大气压力和温度修正后, 小于开始时试验压力的 0.2%, 压降修正公式为

$$\Delta p = 24/\tau \{ (p_a - p_e) + (B_a - B_e) + (p_a + p_e)(\theta_e - \theta_a)/(273 + \theta_a) \} \quad (22-1)$$

式中 Δp ——24h 内的压力降低, MPa,

τ ——试验时间 (不小于 24), h;

p_a ——试验开始时的表压, MPa;

p_e ——试验结束时表压, MPa;

B_a ——试验开始时的大气压力, MPa;

B_e ——试验结束时的大气压力, MPa;

θ_a ——试验开始时的气体平均温度, ℃;

θ_e ——试验结束时的气体平均温度, ℃。

要求测定用的压力表的精确度小于或等于 0.05 级, 温度表的精确度为 1/10℃。

六、冲转前检查

(1) 主汽阀前蒸汽温度至少有 20℃ 的过热度, 且保持稳定。高、中压缸联合启动参数为 $p = 5.0\text{MPa}$, $T = 410^\circ\text{C}$, $p'' = 1.2\text{MPa}$, $T'' = 300 \sim 400^\circ\text{C}$ (高、中压缸联合启动参数)。

(2) 胀差。检查高、中和低压胀差在允许范围内。

(3) 润滑油温度大于 25℃。

(4) 检查安全系统符合复位条件。

条件满足后, 启动安全系统功能组, 复位汽轮机。结果使安全油压建立, 所有的主汽阀打开, 而控制阀仍保持在关闭位置。

七、冲转至额定转速

(1) 首次冲转至额定转速时用 TURBOTROL-6 的基本控制器手动控制, 选定目标转速为 500r/min, 升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$ 冲转升速。

(2) 500r/min 检查正常后, 选定目标转速为 1000r/min、升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$ 升速。1000r/min 暖机 60min 及相对应应力值小于 50% 时, 选定目标转速为 3000r/min、升速率 $200\text{r}/\text{min}^2$ 升速。

(3) 如果升速时, 特别是在临界转速时出现异常振动, 应断开启动程序立即停机。待振动消除后再试升转速一次。

计算临界转速: 高压转子为 2500r/min, 中压转子为 2550r/min, 低压转子为 4100r/min。实际临界转速将在调试中测定。

(4) 升速及额定转速期间, 注意检查盘车脱扣、润滑油温度、蒸汽和金属温度、振动、轴承金属温度、胀差、轴向位移是否正常, 低压缸喷水应在 1800r/min 时自动投入。

(5) 注意检查在 90% 转速时, 辅助油泵和顶轴油泵自动停止。

(6) 注意监视热应力。TURBOMAX61 测量高压和中压第一级温度计算相对应应力值。使相对热应力接近 100% 可使机组启动时间最少。

(7) 除首次启动外, 均使用 TURBOTROL-6 的自动控制器, 使机组自动冲转升速、同步及带负荷。升速期间全面检查各表计指示在允许范围。

八、温态和热态启动要求

(1) 主汽温应高于高压转子平均温度 $50 \sim 100^\circ\text{C}$ 。

(2) 主蒸汽有 20°C 以上的过热度。

除了以上两点外, 温、热态启动的程序和冷态启动是相同的。为了避免汽轮机转子过多的冷却, 温、热态启动应快速升速和带负荷。

九、首次启动至额定转速时的试验项目

(1) 额定转速润滑油压调整试验;

(2) 打闸试验 (跳闸电磁阀试验);

(3) 安全通道的试验;

(4) 电子超速保护试验 (速度探头试验);

(5) 机械超速保护试验 (喷油试验);

(6) 汽轮机转速 $n < 100\%$ 超速试验 (喷油跳闸试验);

(7) 随转速降低润滑油压降低至 0.06MPa (联动辅助润滑油泵试验);

(8) MCV 阀活动试验;

(9) ICV 及 ISV 阀活动试验;

(10) MSV 阀活动试验;

(11) 电气试验;

(12) 超速试验。

首次启动时空载运行时间可能会很长, 要特别注意高压缸排汽温度。如果高压缸排汽温度超过参考值, 高压缸排汽温度控制器会自动关小高压调门, 开大中压调门。如果高压缸排汽温度超过最大值 (420°C), 中压调门将会全开, 锅炉控制器也将慢慢地降低主汽温度。如果使用基本控制器手动控制, 可调整高压和中压调门的开度使高压缸排汽温度不超过允许

值。尤其是在空转较长时间后带负荷时，要特别注意高压缸排汽处的冷却，最大允许的下降幅度是 50°C ，允许的降温率是 $1.3^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。

十、并网及带负荷

(1) 检查凝汽器压力 $p < 15\text{kPa}$ ，所有监测仪表指示在允许范围。并网后机组立即带 2.5% 负荷，以防逆功率保护动作。

(2) 疏水检查。当疏水系统功能组投入后，内部疏水和外部疏水气动门一直保持打开，直到 15% 负荷。

(3) 给水加热器检查。再次检查凝结水和给水通过低压加热器和高压加热器水侧，加热器旁路关闭，所有抽汽电动门关闭。

(4) 并网试验完成后停机测取惰走曲线，停机后检查并清扫凝汽器、除氧器及有关滤网，消除缺陷。

(5) 关于机组的启动过程。使用 TT-6 自动控制器，选定目标转速 $3000\text{r}/\text{min}$ ，按 ABB 原设计，转速可从盘车状态直接升到定速，中间不需要作任何停留（热应力允许条件下），但事实上新安装后的机组，机组各方面情况不明（轴瓦温度、振动、膨胀等），选择一个合适的中速暖机转速是正确的，ABB 对此也作了修改。

十一、带负荷调试

(1) 用 TURBOTROL-6 的自动控制器程序冲转、并网、带初负荷。

(2) 10% 负荷时检查低压缸喷水自动关闭。

(3) 15% 负荷时检查疏水阀关闭。

(4) 15% 负荷时检查低压加热器汽侧投入，水位调节正常。

(5) 30% 负荷时高压加热器汽侧冲洗，待水质合格后投入。

(6) 40% 负荷时启动气动给水泵，并进行电/气动给水泵组的切换。

(7) 40% 负荷洗硅运行。

(8) 75% 负荷洗硅运行。

(9) 进行真空严密性试验。

(10) 带 100% 负荷运行试验。当达到 100% 目标负荷时，程序装置将停止增加负荷，但仍处于运行中。在运行中应保持自动控制器投入，如果由于主蒸汽等原因需要减负荷时，控制器会自动减负荷。

(11) 甩负荷试验。进行 50% 甩负荷试验和 100% 甩负荷试验。

(12) 热态启动试验。用 TURBOTROL-6 的程序冲转、并网、带初负荷，直到满负荷。启动过程中注意检查主要参数在允许范围内，并记录主要参数。

十二、带负荷洗硅

空负荷试验结束后，进入带负荷洗硅阶段，新安装后第一次启动的机组，ABB 建议在 10%、20%、…、100% 负荷阶段，每个阶段都要求停留 5~10h，以便于洗硅运行和对机组的各种参数和状态进行检查、调整；为尽快改善汽水品质，在低负荷阶段应及早进行低压加热器、高压加热器汽侧的冲洗和试运，特别值得指出的是，ABB 对机组的汽水品质要求很严，对主蒸汽的阳导率要求很高，每次启动前，蒸汽的阳导率必须小于 $0.10\mu\text{s}/\text{cm}$ ，否则便不允许启动，这对试运行过程中系统冲洗干净程度提出了很高要求，否则很难达到上述标准。曾有一台同类型机组，第一次启动时，锅炉点火燃烧，汽水排放了六、七天才达到上述

标准,使机组得以启动。

十三、机组热应力

冷态启动机组并网以后,启动参数中主汽压力由高压旁路控制,再热压力由低压旁路控制,初始负荷运行正常后,即可升负荷,初升负荷时,热应力余度会减小,特别是中压缸表现明显,这是由于启动时,中压调节门直径太大,而再热压力又较高(1.2MPa),带上负荷后,中压进汽增加较多,热应力变大,热应力大报警信号经常出现,应注意初始负荷延长暖机时间,以保证热应力不超限。ABB 提供了相对应力与加负荷速度的关系曲线,如图 22-1 所示。

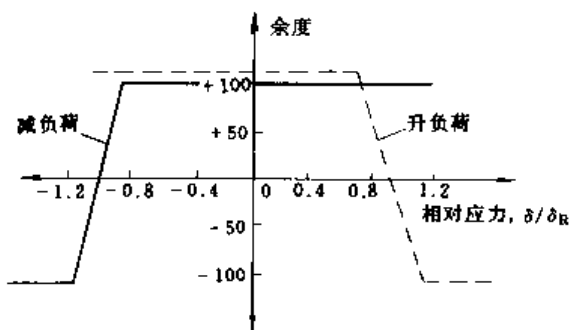


图 22-1 相对应力与加负荷速度的关系曲线

通常热应力和极限应力之比为相对应力,当相对应力小于 40% 时,加负荷的速度余度为

100%。一般来说,在升负荷率为 5MW/min 时,相对应力小于 30%,因此在本阶段内是偏安全的,这是从首次升负荷来考虑的;当相对应力升到 80% 时,加负荷的余度开始变小,当相对应力升到 100% 时,加负荷的余度为 0,即不允许再加负荷,当相对应力超过 100%,加负荷的余度为负值,既应减负荷;与此相似,减负荷时也有相似的限制。

十四、高压加热器投运

按 ABB 规定,负荷大于 25% 以后,即可投入 7、8 号高压加热器,高压加热器投运之前,应检查所有的水位变送器,信号取样管一、二次门必须全部在开启状态,且在高压加热器暖体时,水位变送器及信号取样管的所有排污门,必须经 2~3 次冲洗,确保清洁。初次投运时,应严密监视高压加热器就地和集控水位变化情况,并观察水位自动控制器的工作情况。

十五、机组的滑压运行

根据设计,从 25% 额定负荷到 65% 额定负荷实行滑压运行,机组进入到滑压运行后,汽轮机调门已处于基本不变的状态下,负荷取决于汽压汽温的升高,即增加燃烧量和保持正常滑压下的蒸汽参数。

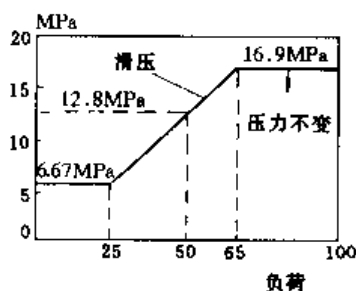


图 22-2 滑压运行曲线

汽压从 6.67MPa 逐步升高到 16.9MPa,这时 1~3 号调节汽门保持全开,滑压运行使得机组在 25%~65% 额定负荷间保持较高的汽轮机内效率,减小了变负荷时缸温的变化,而提高了汽轮机允许的负荷变化率,如图 22-2 所示。

十六、168h 满负荷试运

(1) 用 TURBOTROL-6 的自动控制器程序冲转、并网、带初负荷,直到满负荷。启动过程中注意检查主要参数在允许范围内,并记录主要参数。

(2) 检查机组达到下列条件,开始进行 168h 满负荷连续试运行。

- 1) 机组满负荷运行;
- 2) 汽轮机高压加热器投入,运行正常;
- 3) 锅炉断油全烧煤,燃烧正常;
- 4) 电除尘投入,运行正常;
- 5) 机组汽水品质合格;

6) 按验标要求投热控保护, 自动装置动作可靠, 调节品质达到设计要求。

第二节 日本日立 300MW 机组调试

一、机组概况

汽轮机中压缸启动方式, 源于法国阿尔斯通公司, 当前, 中压缸启动在日本等一些西方国家及前苏联的部分大型机组上得到了应用, 日本日立公司的 300MW 汽轮机组, 采用的即是中压缸启动, 该机在升速和初始负荷之前, 对于任何一种启动状态 (冷态、温态、热态、极热态), 均采用中压缸启动方式。

二、机组主要控制设备特点

该机组为单轴、冲动式、双缸、亚临界一次中间再热凝汽式汽轮机, 额定功率 300MW, 最大连续出力 (MCR) 312.4MW; 汽轮机型号为 TCDF-333.5 型, 高、中压缸合缸, 反向布置, 高、中、低压缸为双层缸, 高、中压转子为整锻转子。

汽轮机技术规范:

额定工况	300MW	转速	3000r/min
转动方向	从汽轮机端看为逆时针	主汽压力	16.67MPa
主汽温度	538℃	再热压力	3.75MPa
再热温度	538℃	排汽压力	4.9kPa (abs)
最终给水温度	280.3℃	抽汽级数	8 级

各部分级数:

高压	8 级	中压	6 级
低压	6 × 2 级	共计	20 级
末级叶片长度	851mm	主汽流量	939.509t/h
再热流量	769.599t/h		

设计临界转速:

高、中压转子	2064r/min	低压转子	2170r/min
发电机一阶	1391r/min	发电机二阶	3571r/min
盘车速度	1.86r/min		

调节保安控制系统采用数字电液调节系统 (D-EHG) 并配有一台 HITASS-3000 自动控制设备与 D-EHG 协调控制, D-EHG/HITASS 控制系统是控制汽轮机转速和负荷而设计的新型装置。在 HITASS 手动状态时, 可通过 D-EHG/HITASS 发出指令控制机组的启动、定速、并网等每一个运行步骤, 在 HITASS 自动状态时, HITASS 借助于热应力计算机, 通过所属的辅机监视器, 在汽轮机启动时控制各个程序, 发出给 D-EHG 自动启动, HITASS 与 D-EHG 协调使汽轮机具有自动调节、程序控制、监视保护等功能。

三、整套启动调试程序

汽轮机采用中压缸启动方式, 整套启动调试分三个阶段进行。

第一阶段: 机组新安装后首次启动, 采用手动控制方法, 即人工设定升速率和目标转速, 不投热应力计算机。

发电机充氢至 0.1MPa, 高压缸通过高压缸预暖阀进行预暖, 预暖结束后进行高压调门

(CV) 预暖, 机组冲转到 800 ~ 1000r/min, 进行降低真空膨胀试车试验, 膨胀试车结束后, 重新启动, 机组至 3000r/min 就进行主跳闸、油跳闸和集控室主跳闸试验, 跳闸试验结束, 进行电气试验, 电气试验完成后, 并网, 带 25% 额定负荷进行 3h 运行, 然后降负荷为 0, 解列, 做机械超速保护 (危急保安器); #7、#8 低压加热器随机启动, 超速试验后停机, 汽轮机继续保持凝汽器真空, 锅炉进行再热器安全门整定和过热器安全门整定。

第二阶段: 根据高、中压缸金属温度, 按照疲劳指数及蒸汽与金属的温差匹配限制, 选择适当的参数, 进行第二阶段启动, 并网后, 进行带负荷试验, 负荷 60 ~ 80MW 时进行给水泵汽轮机的高、低压暖管工作, 主机负荷大于 40% 额定负荷后, 投入汽动给水泵与电动给水泵并列运行, 主机负荷大于 45% ~ 50% 额定负荷后, 停止电动给水泵做备用。

负荷至 150MW 时, 冲洗高压加热器汽侧, 同时暖高压加热器, 水质合格后投入高压加热器, 同时回收疏水。

第三阶段进行 168h 满负荷试运行。

四、机组启动前的有关试验

(一) 抽真空试验

汽轮机第一次启动之前, 要进行抽真空试验, 第一步范围仅用在汽轮机缸体和凝汽器, 最大真空应高于 4.7kPa (绝对压力), 第一步要求达到后, 范围扩大到低压给水加热器及其连接管路, 真空度应高于 4.9kPa (绝对压力), 最后范围扩大到除氧器、高压给水加热器及其连接管路。上述抽真空试验完成后, 停泵, 然后关闭真空泵的进汽阀, 进行汽密性检查 (每隔 1min 读一次真空值、并记录)。

(二) 高压缸预暖 (第一级缸体内表面温度小于 150℃ 时)

1) 汽轮机在盘车状态, 凝汽口真空达到正常值 (-88kPa 以上), 打开汽轮机的所有疏水阀。

2) 事故跳闸阀确认在跳闸状态, 检查通风阀在关闭位置。

3) 按 EHG、&HITASS 控制盘上的“HP-PRE-WARMING”“ON”键, 将 CV (调节阀) 打开, 同时事故排放阀 (BDV) 也应在全开位置。

4) 当高旁后压力在 0.7kPa 以上, 温度在 200 ~ 300℃ 范围时, 开启高压缸预暖阀, 调节预暖阀的开度和左右主汽门下部疏水, 使缸内蒸汽压力维持在 390 ~ 490kPa。内壁金属温升率控制在约 45 ~ 50℃/h。

5) 预暖时, 监视汽轮机盘车, 一旦盘车停止立即中断预暖。

6) 当高压内缸壁金属温度达到 150℃ 后需稳定一段时间, 至少 4h 以上, 然后在 EHG 盘上按“HPPPE-WARMING”、“OFF”按钮, 调门关闭, 通风阀打开, 并全开主汽门 (左和右) 下门座疏水, 以充分排汽。

(三) CV (调节阀) 阀预暖

1) 确认事故跳闸阀在跳闸位置, 辅助油泵 (AOP) 出口油压正常, 所有阀门 (包括调门) 均在全闭状态。

2) 关闭主汽门 (左、右) 下门座疏水阀, 使暖机电磁阀通电。

3) 按控制盘上主跳闸复位按钮, 事故跳闸复位, 再热截止门全开, 右主汽门内部预热线全开, 其余 CV、ICV、MSV 均在关闭状态。

4) 检查确认 MSV 位置指示灯 (红和绿) 均亮, 暖阀蒸汽节流进入调门阀腔内。

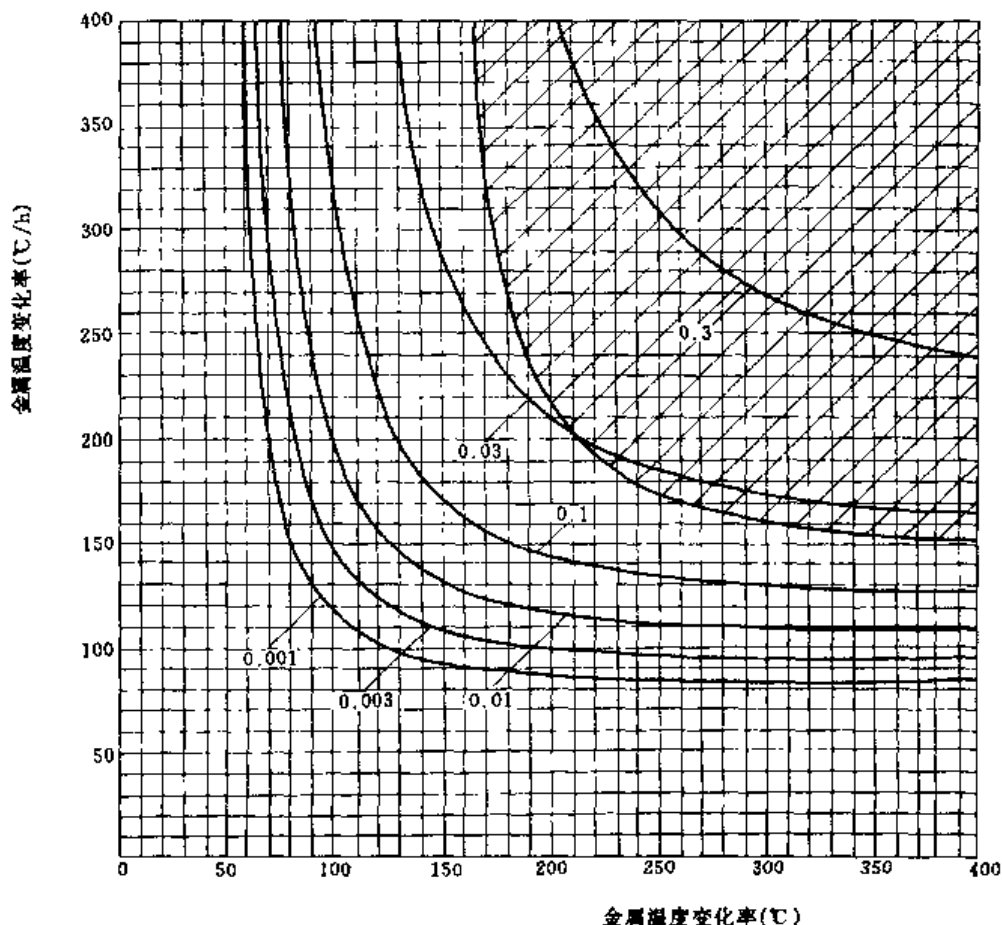
- 5) 调节主汽门下门座疏水阀开度，控制阀内外壁温在所允许范围内。
- 6) 阀腔预暖结束，关闭两主汽门下门座疏水。按“阀腔预暖”复位键，两主汽门全开。
- 7) 再次打开主汽门（左和右）下门座疏水阀，并检查所有的启动疏水阀（包括主再热疏水、高低旁疏水、抽汽管道疏水、主再热门阀座疏水）均已全开。

五、整套启动第一阶段

(一) 汽轮机启动前准备

冲转参数：

- 1) 再热压力 0.7MPa，再热温度 300℃。
- 2) 主汽压力 4.4MPa，主汽温度 320℃。
- 3) 真空 700mmHg (-93kPa) 以上。
- 4) 润滑油温 30~32℃，控制油压 1177~1375kPa，润滑油压 196~245kPa，主油泵入口压力 206~275kPa。
- 5) 转子偏心率为正常值，盘车连续运行 4h 以上。
- 6) TSI 工作正常，各辅机处于“自动联锁”位置，直流紧急油泵 (EOP)，空侧直流密封油泵已送电并处于备用位置。
- 7) 根据疲劳指数 (LCFI) 和预测的温度变化率 (见图 22-3)，整个启动阶段高压内壁金



注：1. 阴影区为转子中心应力限值，不允许在该区域运行。

2. 曲线上的值为寿命损耗 (单位：%/周)。

图 22-3 各种周期寿命损耗的预测温度变化率与变化量的曲线 (中压转子)

属温升率控制在 $122^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 以下, 中压内壁金属温度平均温升率控制在 86°C 以下。

(二) 冲转

冲转过程分“200r/min”摩检、“1000r/min”暖机、“3000r/min 定速”三个阶段。

1. 摩检阶段

选目标转速为 200r/min, 升速率为 150r/min, 转速达到 200r/min 时, 设定“ALLVALVE-CLOSE”键, 排除气流干扰, 仔细听高、中、低汽封有无摩擦, 若无异常, 重新恢复转速, 注意在转子示静止之前必须恢复。

2. 暖机运行阶段

(1) 检查通风阀 (VV) 和事故排放阀 (BDV) 在全开位置。

(2) 按“HEATSOAK”键。

(3) 选择目标转速 1000r/min, 升速率为 $150\text{r}/\text{min}^2$, 确认“ALLVALESCLOSE”指示灯已灭。

(4) 当转速达到 400r/min 左右时, CV 阀保持在一定的开度上, 此时, 注意检查通风阀 (VV) 应在全开位置, ICV 旁路阀打开, 将转速升到 1000r/min。

1000r/min 时的暖机时间由启动前的再热进汽室内壁金属温度等参数决定。

(5) 暖机结束后, 按“HEATSOAK”复位, 此时检查:

- 1) 调门已关;
- 2) 通风阀全开。

3. 定速阶段

选择目标转速 3000r/min, 升速率 $150\text{r}/\text{min}^2$, 暖机时间由冲转前的再热蒸汽温度、再热进汽室内壁金属温度决定。

达到 3000r/min, 进行集控、就地跳闸试验结束, 检查紧急油泵 (EOP), 盘车油盘 (TOP) 在连锁位置, 主油箱油位正常, 在严密监视润滑油压 (不低于 176kPa) 和主油泵入口油压 (不低于 98kPa) 情况下, 停辅助油泵 (AOP), 一切正常, 投 AOP 油泵为自动连锁位置。

4. 升速、定速过程中的注意事项和检查项目

(1) 冲转后注意盘车分离情况。

(2) 转速超过 300r/min 后停止发电机顶轴油泵。

(3) 升速过程中, 下述油压应为:

- 1) 控制油压高于 1370kPa ;
- 2) 轴承油压 $176 \sim 206\text{kPa}$;
- 3) 主油泵入口压力 $103 \sim 137\text{kPa}$ 。

(4) 低压缸保持喷水状态、喷水压力。

(5) 升速过程中严密监视机组各轴颈、各瓦振动值, 过临界时汽轮机、发电机轴颈振动超过 $200\mu\text{m}$ 时, 应停机 (临界转速: 高、中转子 2064r/min; 低压转子 2170r/min; 发电机一阶 1391r/min), 分析振动原因。

(6) 中速暖机时, 润滑油温应在 $35 \sim 38^{\circ}\text{C}$ 范围内, 额定转速时, 油温应在 $42 \sim 48^{\circ}\text{C}$, 最好在 46°C 。

(7) 注意高、中压缸的膨胀情况, 一般情况下, 中速暖机结束, 高、中压缸的绝对膨胀

应在 8mm 以上，否则禁止升速。

(8) 注意高压及低压胀差，高压胀差控制在 5.6 ~ 20.4mm 之间，低压胀差控制在 5 ~ 14.6mm 之间，胀差变化较快时，应采取措施或停机。

(9) 检查各轴承的出油温度，出油温度与进油温度之差应不超过 20℃，最多不超过 25℃。

(10) 监视调门阀内外壁金属温差、主汽门内外壁金属温差、高压第一级内外壁金属温差、再热进汽室内壁金属温差不超限值。

(11) 汽缸金属温度温升率：高压缸 122℃/h 以下，中压缸 86℃/h 以下。

(12) 若各内外壁温差限值和汽缸金属温升率超过限值时，应适当延长 1000r/min 或 3000r/min 暖机时间。

(13) 注意各持轴承温度和推力轴承温度的变化。

(三) 空负荷时进行的有关试验

- 1) 主跳闸（就地和集控）试验；
- 2) 辅助油泵的自动启动试验（盘车油泵 TOP 及紧急油泵 EOP 置于备用连锁位置）；
- 3) 油跳闸试验（闭锁状态）；
- 4) 油跳闸试验；
- 5) 止推轴承磨损探测器试验；
- 6) 备用调速器试验；
- 7) 根据汽轮发电机组的振动情况决定是否进行现场动平衡。
- 8) 投入备用超速保护，通知电气调试人员进行电气试验。

(四) 机组的膨胀试验

新安装后的机组，在机组正式启动，升至 3000r/min 以前，要进行膨胀试车试验，其目的是检验缸体的膨胀情况。

本试验的汽轮机启动完全与上述的汽轮机冷态启动步骤相同（包括启动前的检查），实质上是新安装后的机组第一次冲转、启动。将汽轮机转速维持在 1000r/min，逐步降低凝汽器真空从 4.9kPa (abs) (723mmHg) 降到 28kPa (abs) (550mmHg)，从而使缸体充分膨胀，试验曲线见图 22-4。

1. 试验步骤

- 1) 真空建立：低于 4.9kPa (abs) (723mmHg) 低缸喷水处于“自动”位置。
- 2) 启动汽轮机。
- 3) 摩擦检查。
- 4) 升速至 1000r/min。
- 5) 保持 1000r/min，按照试验曲线（见图 22-4）进行试验。
- 6) 汽轮机启动之后，每 30min 记录一次汽轮机缸体（前后、左右）膨胀量（可临时架设几块百分表进行测量）。
- 7) 如果低压排汽室温度升高到 70℃ 以上，即不降低真空度，保持这一条件不变。
- 8) 试验期间要特别注意轴承振动、偏心率、胀差、转子的摩擦情况等。
- 9) 试验完成后，机组处于盘车状态。

2. 注意事项

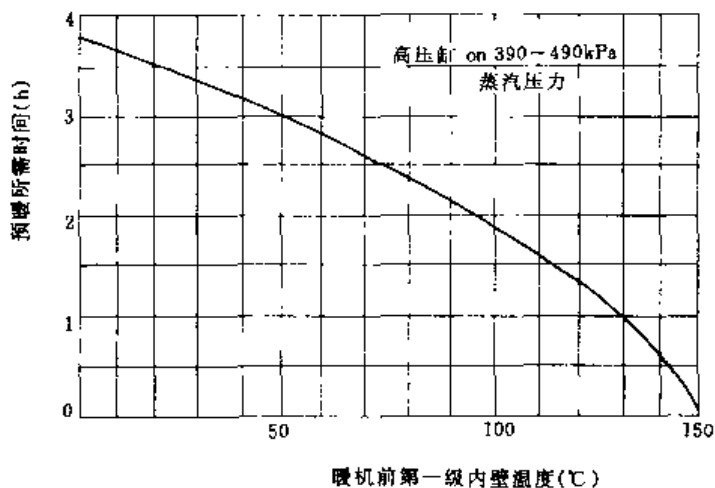
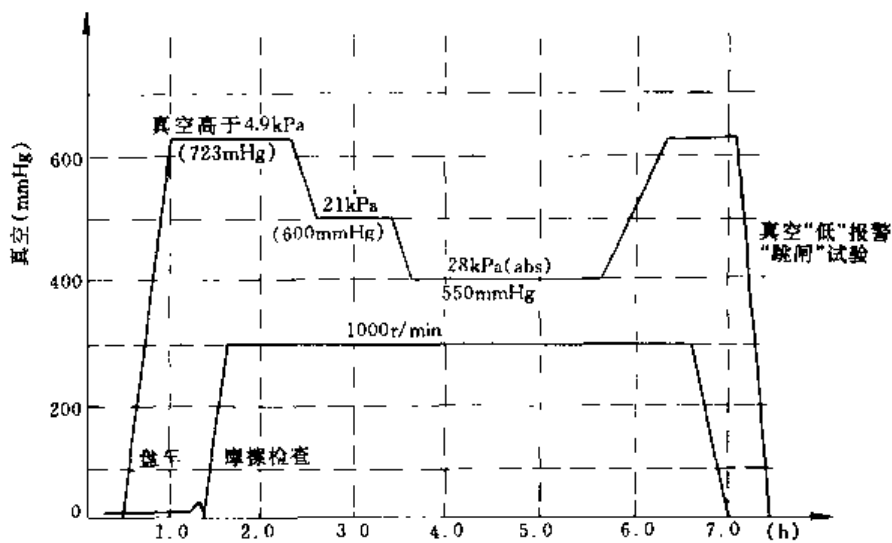


图 22-4 伸长运行试验时间表

- 1) 调节凝汽器真空时，通过真空破坏阀使空气漏入内部。
- 2) 整个试验期间，汽轮机高压缸和中压缸的内壁和外壁之间的温差应低于 83℃。

(五) 并网带负荷与超速试验

(1) 并网前油跳加试验必须正常，油跳闸试验应在 94% 额定转速 (2820r/min)，动作正常，否则应临时停机，予以调整危急遮断器，直至合格为止。

(2) 并网带 20% 初始负荷。

暖机时间根据并网前的高压第一级内壁金属温度和主汽温。

(3) 2% 初始负荷暖机结束后主汽压升至 9.16MPa，主汽温 380℃ 以上，使机组进入“转换区”，“转换区”结束，CV 打开一定的开度，而 ICV 全开，然后手动加负荷以 1.5MW/min 的负荷改变率升到 25% 负荷 (75MW) 处，暖机运行 3h 后降负荷为零，解列做超速试验。

(4) 超速试验包括下列项目：

- 1) 闭锁阀试验。
- 2) 调整器范围试验 -94% ~ +106% (2820 ~ 3180r/min)。

3) 危急保安器(紧急调速器)超速试验 110%~111% (3300~3330r/min) 时, 汽轮机跳闸, 本试验进行两次, 转速差不超过 0.25%。

(六) 惰走曲线测定

打闸之后, 记录转速、真空和时间的关系, 大约 80% 额定转速时, 破坏凝汽器真空、停真空泵、真空不到 0 值, 轴封系统不停, 转速降到 300r/min 时, 投发电机顶轴油泵。

六、整套启动第二阶段

1. 冷热态启动划分

汽轮机启动以再热进汽室内壁金属温度划分为四个状态, 即冷态、温态、热态、极热态。

再热进汽室内壁金属温度小于 240℃ 为冷态。

再热进汽室内壁金属温度小于 392℃ 为温态。

再热进汽室内壁金属温度小于 466℃ 为热态。

再热进汽室内壁金属温度小于 466℃ 为极热态。

(1) 新安装后的机组第一次带负荷到 90MW、150MW、285MW、300MW 处, 将会停留较长时间进行热运行试验, 热运行试验之后的再启动, 各阶段暖机时间才可参考采用图 22-5、图 22-6、图 22-7、图 22-8 所示时间。

(2) 当不使用热应力计算机 HTIASS 自启动系统不投入时:

1) 实际的中速暖机时间和 3000r/min 的暖机时间, 需根据启动前再热进汽室内壁温度及每种启动模式下应对应的再热蒸汽温度, 查图 22-9 人工确定。

2) 2% 初始负荷暖机时间, 需根据并网前高压转子第一级内壁金属温度及每种启动模式下对应的主汽温、主汽压查图 22-10 人工确定。

(3) 蒸汽与汽缸金属温差匹配限值, 理想: +28~25℃; 良好: +56~50℃; 极限: +67~110℃。

2. 冷态启动加负荷的有关规定

参见图 22-5 启动模式曲线。

(1) “转换区”结束后, 以 1.5MW/min 升负荷率, 升至 90MW 处, 暖机 20~30min。

(2) 以 1.5MW/min 的速率将负荷升到 150MW 处, 暖机 30min。

(3) 以 1.5MW/min 的升负荷率将负荷升至 300MW。

3. 温态启动

启动模式曲线见图 22-6。

(1) 转子连续盘车 4h 以上, 转子偏心率在限值以内。

(2) 轴承润滑油温在 32℃ 以上 38℃ 以下。

(3) 主要参数:

主汽温 400℃ 主汽压 9.16MPa

再热温 370℃ 再热压力 1.119MPa

(4) 摩检阶段, 目标转速设定为 200r/min, 升速率为 150r/min²。

(5) 中速暖机时间、升速率 3000r/min 暖机。

(6) 根据并网前的高压第一级内壁金属温度决定带初始负荷的暖机时间, 见图 22-10。

(7) “转换区”结束后, 以 1.5MW/min 的速度升负荷至 90MW, 暖机 20~30min。

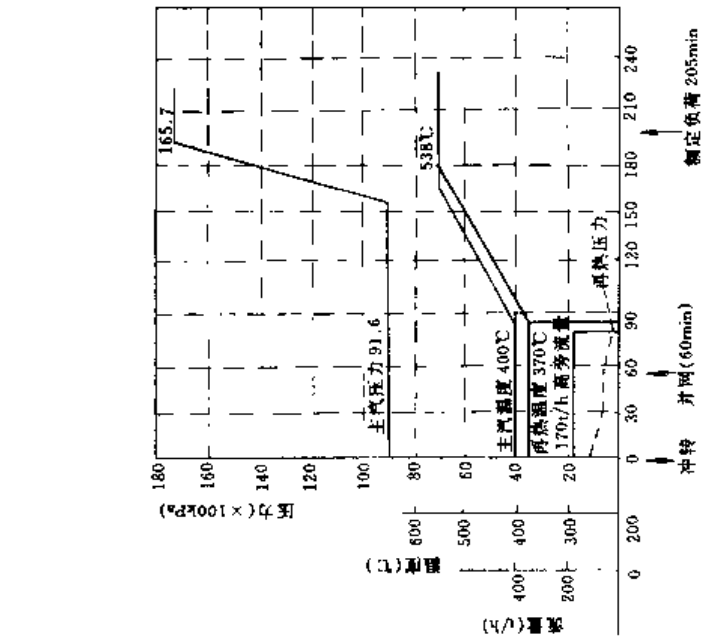


图 22-5 汽轮机冷态启动曲线

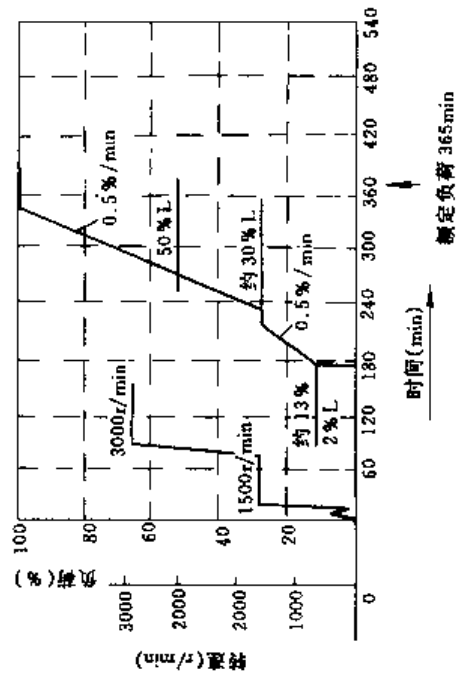


图 22-6 汽轮机温态启动曲线(停机 48h)

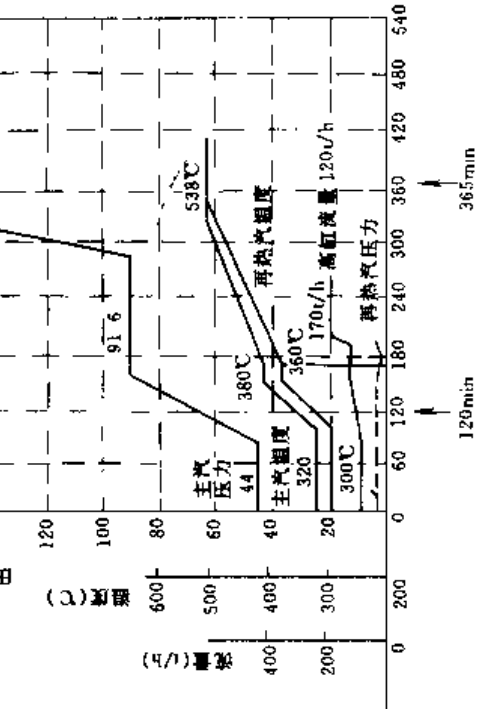


图 22-7 汽轮机热态启动曲线

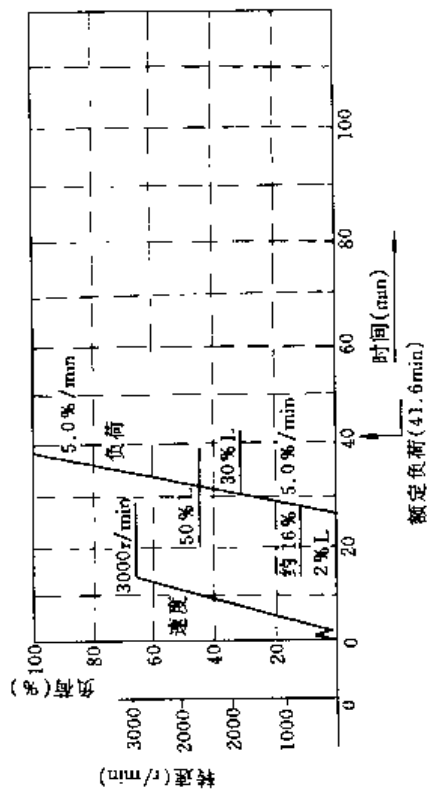
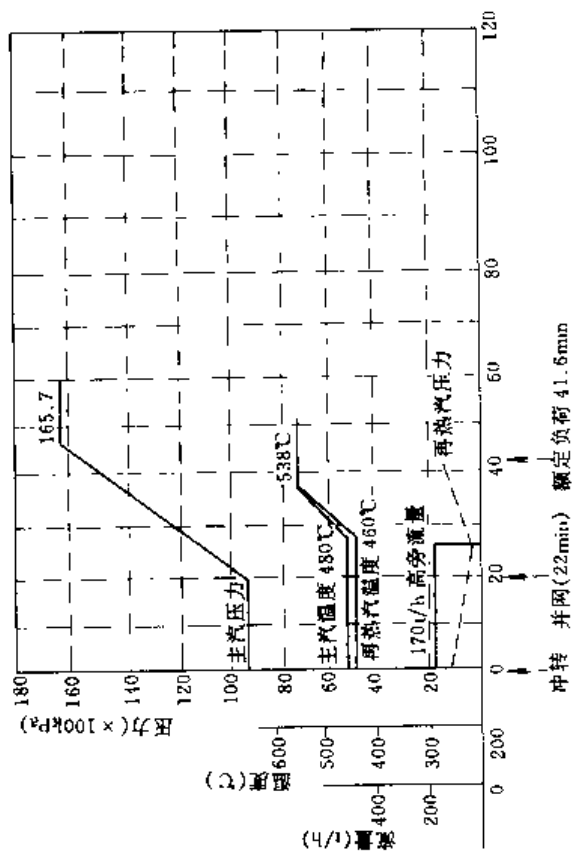


图 22-8 汽轮机极热态启动曲线(停机 2h)

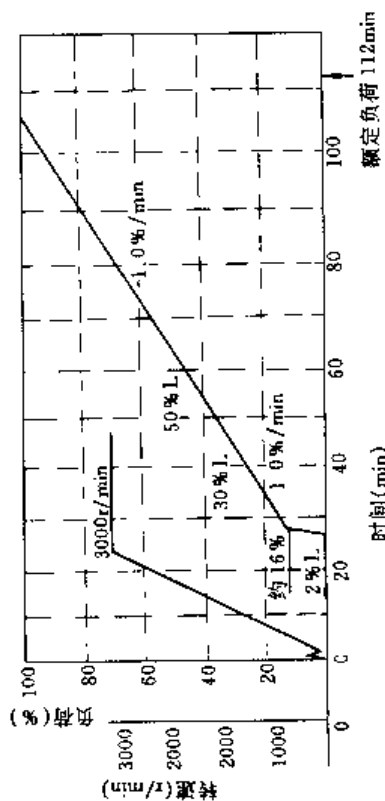
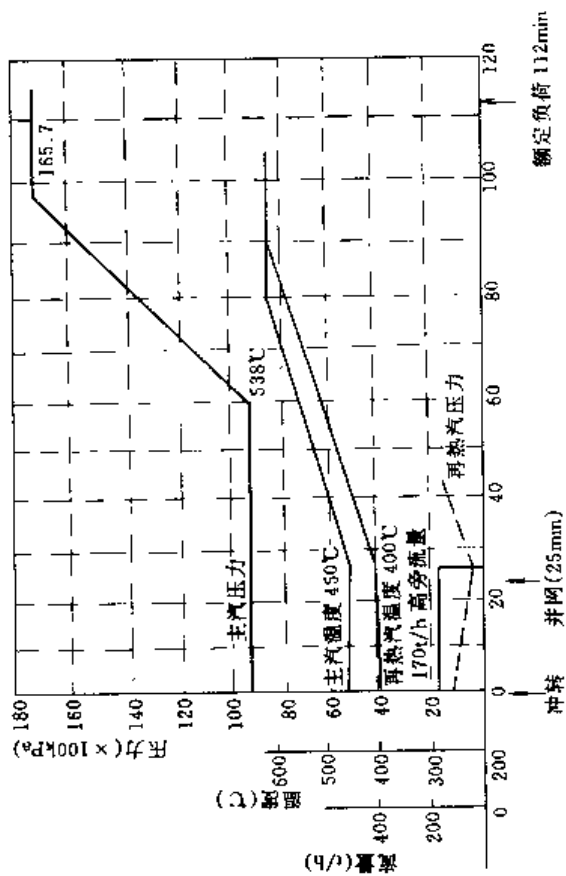


图 22-7 汽轮机热态启动曲线(停机 8h)

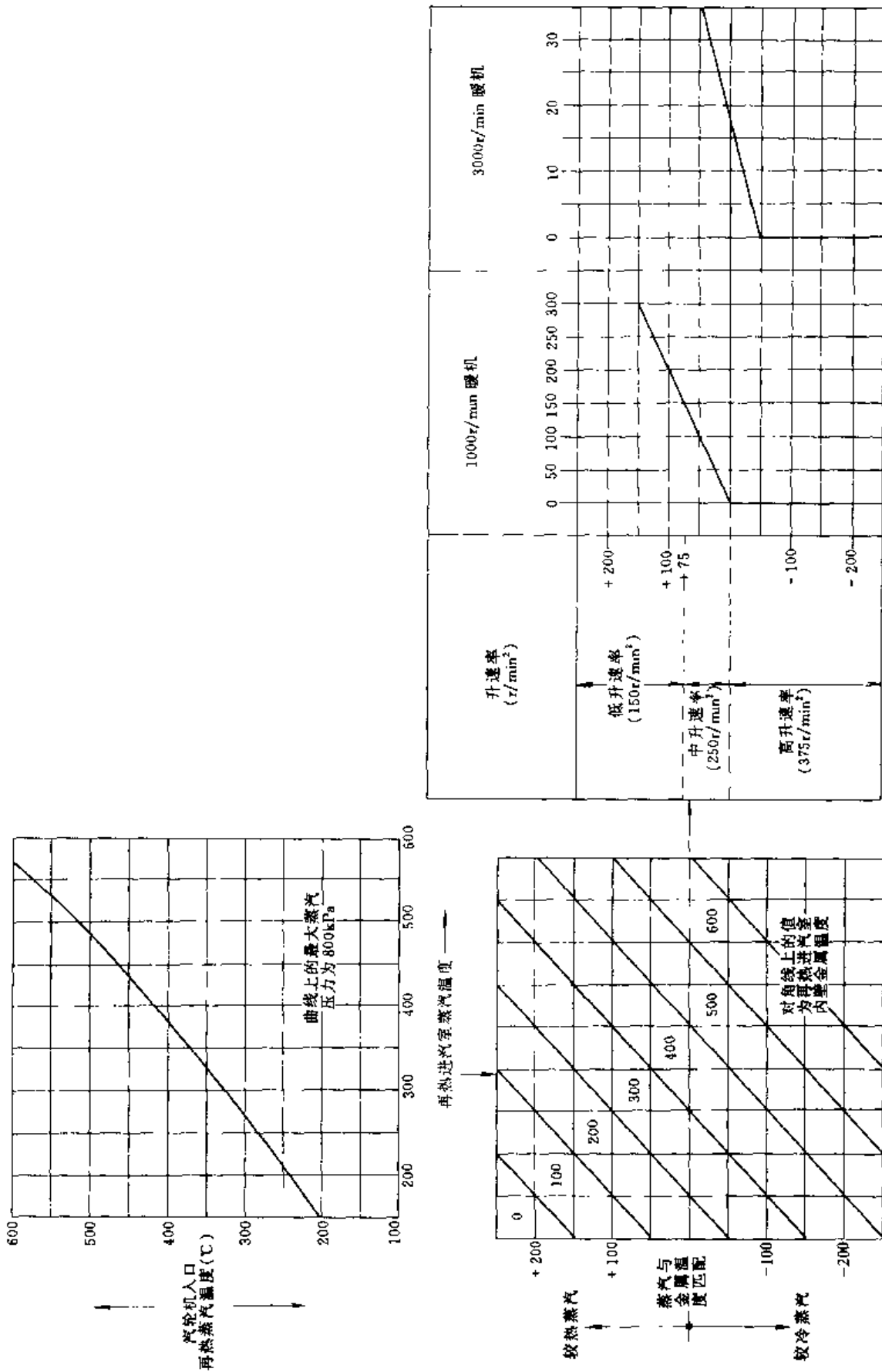


图 22-9 冲转暖机再热蒸汽匹配温度

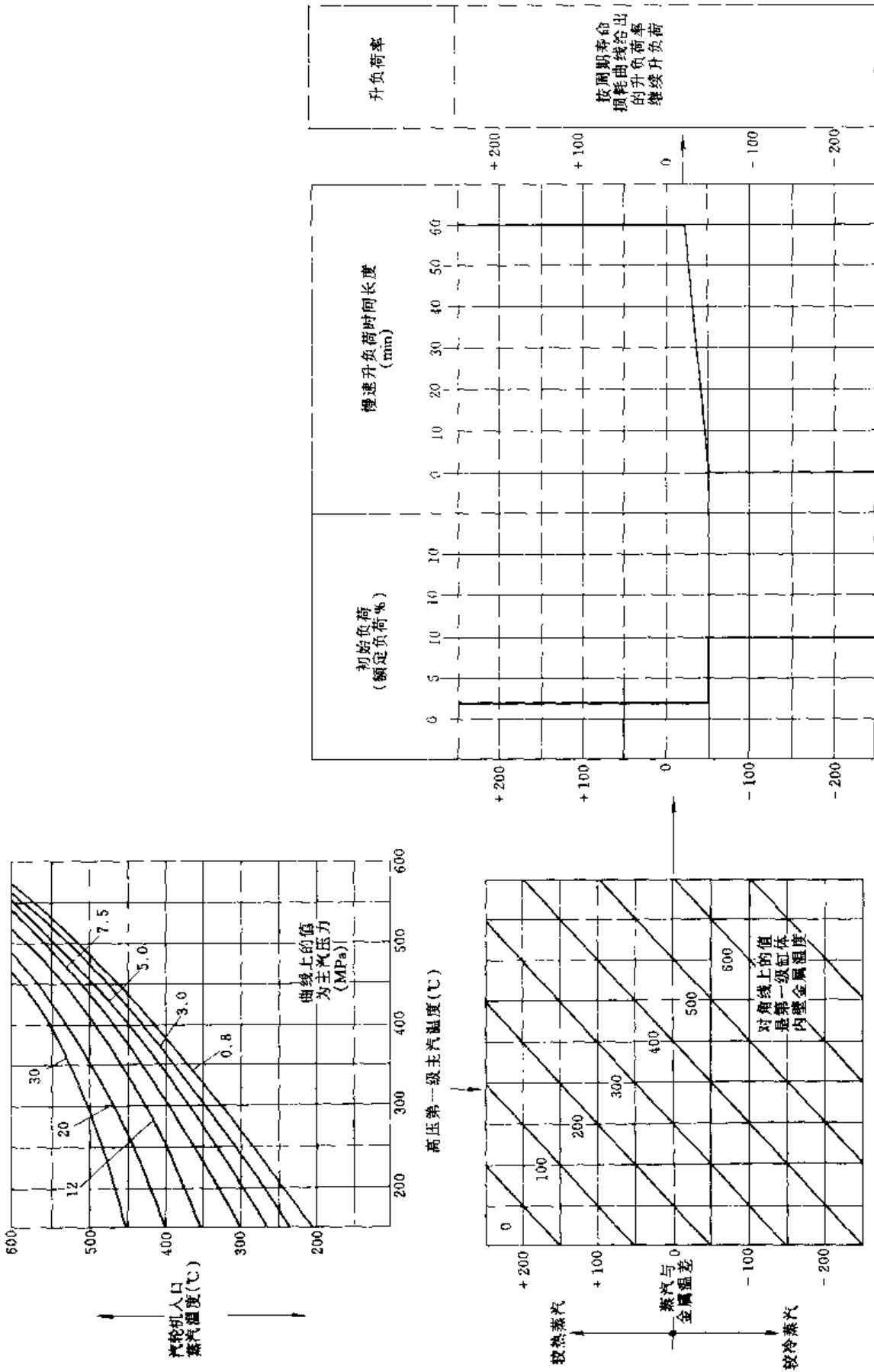


图 22-10 启动和升负荷曲线

(8) 90MW 暖机结束, 以 1.5 ~ 2MW/min 的速度升负荷至定额负荷。

4. 热态启动

启动模式曲线见图 22-7。

(1) 启动前的要求同温态。

(2) 主要启动参数:

主汽温 450℃	主汽压力 9.16MPa
再热温 400℃	再热压力 1.179MPa

(3) 摩检阶段: 目标转速 200r/min, 升速率为 150r/min²。

(4) 并网后, 即进入“转换区”, “转换区”结束后, 以 3MW/min 速度升负荷至额定负荷。

5. 极热态启动 (见图 22-8)

(1) 启动前的检查同热态启动。

(2) 主要启动参数:

主汽温 480℃	主汽压力 12.94MPa
再热温 460℃	再热压力 1.2909MPa

(3) 并网后, 即进入“转换区”, “转换区”结束后, 以 15MW/min 的升负荷率升至额定负荷。

6. 启动过程中注意事项

(1) 升速和升负荷过程, 控制主汽门和调门腔及高、中压缸内外壁温差在允许范围内, 必要时可延长暖机时间或降低升负荷率等。

(2) 升速过程中, 注意润滑油温的调整, 达到额定转速时, 油温不得低于 38℃, 最好在 46℃。

(3) 启动时, 主汽、再热汽管道等要充分暖管、疏水。

(4) 汽封压力自动、润滑油温自动、除氧器压力自动、水位自动、凝汽器水位自动等, 启动前就应投入, 高、低压加热器水位自动在启动过程中逐步投入。

(5) 整个启动过程中, 为降低热应力水平, 减少疲劳寿命损耗, 高压转子第一级内壁金属温度平均温升率不得超过 122℃/h (即大约 2℃/min), 再热进汽室内壁金属不得超过 86℃/h (约 1.43℃/min), 否则要延长暖机时间或降低负荷率。

(6) 升速、升负荷过程中, 应严密监视汽轮机、发电机的轴振动、瓦盖振动、胀差、轴向位移、汽缸温度、润滑油压等, 超过限值应采取措施或停机。

(7) 冷态、温态启动、汽封供汽源使用辅助汽源, 热态、极热态启动使用主蒸汽供汽封用汽, 当负荷增加时 SSFAV 和 SSFV 关小和关闭, 但供汽截止阀不得关闭, 门前辅助供汽管道有关疏水保留一定开度。

(8) “转换区”结束, 在机炉协调系统未投的情况下, 要尽快升负荷, 防止高压缸排汽口金属温度急剧升高、超限, 甚至出现跳闸情形。

(9) 当 4 抽压力大于 0.105MPa, 4 抽供除氧器电动门打开, 除氧器切换为由 4 抽供汽。

7. 带负荷过程进行甩负荷试验和其他试验

超速试验合格后, 汽轮发电机组加负荷至 90MW (30%)、150MW (50%)、255MW (85%) 和 300MW (100%), 分别在做这些负荷值甩负荷试验, 以证实汽轮机转速的上升低

于危机保安器的动作转速，所有设备的运行均无异常情况出现。通过带负荷试验证实机组中所有设备工作正常。

(1) 以 1.5MW/min (0.5%) 的速率加负荷。

(2) 加负荷期间，应观察以下各项：

1) 振动；

2) 轴承金属及回油温度；

3) 检查由于温度和压力增加，设备管道有无泄漏。

(3) 在 90MW、150MW、255MW 和 300MW 负荷下，做以下试验和检查：

1) 阀门试验（主汽门、再热截止阀、再热调门）；

2) 抽汽止回阀试验；

3) 闭锁状态下，油跳闸试验；

4) 用试验装置检查油泵的自动启动；

5) 油箱油位，高、低报警试验；

6) 热运行试验；

7) 各负荷阶段的振动测量；

8) 调门阀杆振动测量。

8. 关于 HITASS 进行汽轮机自启动

整套启动调试第二阶段试运中，根据现场实际情况，可用 HITASS 自启动进行汽轮机的启动。

HITASS 自启动是一个以汽轮机热力计算机监视为基础的程序控制系统，它可以通过监视汽轮机及辅机的运行工况，通过命令管理程序给出到 D-EHG 去的汽轮机启动、升速、励磁、并列等命令。

至少要满足下列一些条件，才可使用：

(1) HITASS/D-EHG 静态调试完成。

(2) HITASS/D-EHG 在机组整套启动前进行的模拟启动，带负荷试验完成，达到设计要求。

(3) Infi-90 系统中有关汽轮机方面的开环、闭环系统以及数据采集系统均已正常投用。

(4) 汽轮机的主要监测仪表投入并指示正常（如胀差、膨胀、偏心率、轴振、主、再热温度、油温、油压等）。

(5) 所有保护装置（TSI）正常。

(6) 主要自动化装置已使用过，并投入正常（如汽封压力自动、高、低旁自动、润滑油温自动、高、低压加热器水位自动、除氧器压力、水位自动、凝汽器水位自动等）。

(7) 高压缸内壁金属温度在 150℃ 以上，CV 阀腔内外壁温差符合要求，若上述两项不符合要求，则需提前预暖。

(8) 汽轮机盘车正常。

七、整套启动第三阶段

《火电工程调整试运质量检验及评定标准》进入 168h 满负荷试运条件后，机组满足进入 168h 试运行。

八、主要系统运行方式

1. 高、低压旁路系统

锅炉点火前，高压旁路设定在自动位置，减温水投自动，高旁压力设定值在定压位置，而低旁在炉点火前即处于压力自动状态。

高、低旁自动压力设定点为：

	高旁前	低旁前
冷态启动	4.4MPa	0.7MPa
温态启动	9.16MPa	0.7MPa
热态启动	9.16MPa	0.7MPa
极热态启动	12.94MPa	0.7MPa

随着冲转及负荷的增加，高、低旁逐渐关小，关转换区结束（大约 13% ~ 16% 负荷），高、低旁应关完，否则应手动关完，再投入自动。

启动时，为提高再热汽温度，一级旁路减温水可暂不投，当高旁后温度超过限值时，可根据当时情况手动投减温水或投自动，二级旁路减温水投自动。

2. 除氧器系统

锅炉点火前，除氧器进行预热，除氧器循环水泵投入运行，以便于均匀加热，从冲转到大约 20% 额定负荷以前，加热蒸汽来自 1.5MPa 辅汽联储，除氧器压力自动投入，压力设定值为 0.1MPa，当 4 抽压力大于 0.105MPa 时，4 抽电动门打开，除氧器开始滑压运行，辅助蒸汽调节阀关小，随着负荷及 4 抽压力的提高，调节阀逐渐关完。

3. 汽动给水泵的投运工况

主机 60 ~ 80MW 时，进行给水泵汽轮机的暖管工作，同时进行暖泵工作，主机负荷 120MW 负荷时，投入汽动给水泵与电动给水泵并列运行。

在负荷升至 50% 负荷过程中，两泵进行切换操作，切换完毕汽动给水泵完全投入工作，停止电动给水泵作备用。

4. 抽汽加热系统

#7、#8 低压加热器随机启动，凝结水走 #7、#8 低压加热器内部，#5、#6 低压加热器在负荷 75MW 时投入。#7、#8 低压加热器疏水直接疏至凝汽器（在低压加热器疏水泵未投入时）。

#1 ~ #3 高压加热器 100MW 负荷时，暖体、排空气后切换给水，走高压加热器内部，放水排地沟，水质合格后，投入高压加热器。投入顺序，按汽侧压力高低，由低到高投入，3 台高压加热器不投负荷限制在 80% 负荷以下。高压加热器解列顺序，根据汽侧压力高低，按由高到低程序解列。

5. 凝结水系统

启动初期，凝结水不合格时，通过 #5 低压加热器出口放水门排放至连排至定排排污管，要求启动时，凝汽器水位投自动，补水补至凝汽器。要求运行过程中，经常清扫凝结水泵入口临时滤网。

6. 开、闭式循环冷却水系统

(1) 各辅机启动前，应提前投入开式及闭式循环冷却水系统，向冷却设备供冷却水，闭式循环膨胀箱水位补水投自动，并应经常检查闭式循环膨胀箱的水位。

(2) 检查氢冷器的入口冷却水压力应小于氢压 0.04MPa。

九、停机方式

1. 正常停机

(1) 减负荷前检查供给汽封的辅助汽源和主汽供汽阀应在备用状态，随着 4 抽压力的降低，除氧器汽源切换为辅助汽源供汽。

(2) 减负荷率，从额定负荷降至 50% 额定负荷为 9MW/min，从 50% 额定负荷降至 20% 额定负荷减负荷率为 2.7MW/min。

(3) 减负荷过程中，主汽门内外壁温差，调门阀门内外壁温差，再热进汽室和高压第一级缸体内外壁温差均应均匀要求，否则应减小降负荷率。

(4) 检查电动给水泵处于正常备用状态。

(5) 负荷减至 50%，启动电动给水泵，负荷减至 40%，停汽动给水泵。

(6) 负荷降至 30%，解列高压加热器，负荷降至 20%，解列低压加热器。

(7) 当负荷减至 15% 以下时，检查：

1) 低压缸排汽室喷水应投运；

2) 主再热管道、高、低旁及抽汽管道、主、再热汽门门座的有关疏水应自动开启。

(8) 停机前试转盘车油泵 (TOP)、紧急油泵 (EOP)、顶轴油泵正常后停止紧急油泵、顶轴油泵、盘车油泵，并检查紧急油泵、盘车油泵 (TOP) 在“自动连锁”位置。

(9) 负荷减至 0 时，解列，启动辅助油泵，超动油跳闸，事故跳闸阀确认，处于跳闸位置检查：

1) 主汽门和再热截止门已全关；

2) 确认发电机断路器已断开；

3) 检查并确认通风阀已打开。

(10) 汽轮机转速降到 300r/min 时，应立即投入发电机顶轴油泵。

(11) 随着转速降低，轴承油温也应相应降低，盘车时油温应在 $30 \pm 2^\circ\text{C}$ 范围内。

(12) 切断所有进入凝汽器的疏水后，才能打开真空破坏阀。

(13) 凝汽器真空到达 0 时，停止轴封蒸汽系统，停止轴加和轴抽风机。停主机轴封时，必须同时停给水泵汽轮机汽封，关闭给水泵汽轮机汽封进汽门和减温水隔离门，防止减温水漏到给水泵汽轮机汽封，造成事故。

(14) 转速到 0 时，立即使盘车齿轮啮合，投盘车。

(15) 凝结水泵继续运行一段时间后才能停止。

发电机处于盘车状态时，除汽轮机盘车油泵运行外，特别要注意发电机密封油泵也要保持运行状态，不能停止。

2. 非正常停机

(1) 汽轮机保护动作；

(2) 事故停机按电厂运行规程执行。

十、“高、中压缸切换”或“或转换区”

该机设计只能采用中压缸启动这种惟一的启动方式，与目前我国大容量、再热机组通常采用的高、中压缸同时进汽启动方式不同，其特点是高压缸和调门提前进行盘车预暖，预暖结束，主、再热蒸汽参数符合冲转条件之后，只开启中压调节汽门 (ICV) 进汽冲转，达到

200r/min, ICV 关闭, 转速下降, 进行摩擦检查; 当转速小于 100r/min 时, 高调门 (CV) 开启, 汽轮机转速上升, 大约 400r/min 时, CV 阀开启停止, 开度保持不变。此后, ICV 再次开启, 转速升到 1200r/min 暖机, 暖机结束, ICV 继续开大, 直至 3000r/min, 并网带 2% 初始负荷。并网时, CV 阀自动关闭, CV、ICV 与转速的关系如图 22-11 所示。

机组由 ICV 完成 2% 初始负荷暖机后, 在负荷升至 13% ~ 20% 过程中, CV 逐渐打开, ICV 全部开完, 机组负荷转换为 CV 来控制, 此转换过程即称为“高、中压缸切换”或“转换区”。

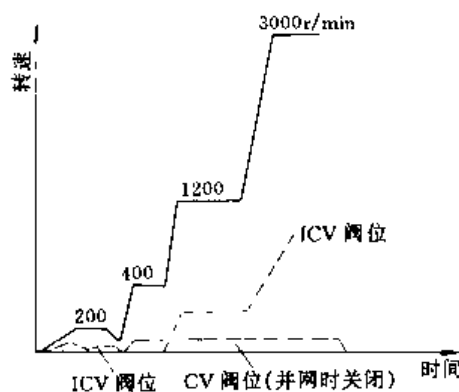


图 22-11 CV、ICV 阀位与转速关系示意

十一、高压旁路和低压旁路控制方式

中压缸启动方式与旁路系统有紧密的联系, 具备中压缸启动的机组都配有高、低压串联的二级旁路系统。该机组高旁容量为锅炉额定蒸发量的 40%, 考虑到高压旁路阀的喷水, 低旁的容量略大一些 (约大 5% ~ 6%)。

高压旁路的运行方式: 锅炉点火后, 高压旁路投入自动, 高压旁路自动由三部分组成, 即压力控制自动、压力设定值自动、温度控制自动。压力控制自动用于控制主汽压力设定值, 压力设定值自动使主汽压力设定值自动按一定规律改变, 温度自动是指高旁后的蒸汽温度, 由运行人员设定控制。

高压旁路同时还具有保护功能: 当主汽压超过 17MPa, 主汽压力升高速度过快, 偏差超过 0.4MPa 或发电机出口开关 CCB 动作后, 高旁快开, 当高旁后温度大于 350℃ 时, 高旁关闭。

低旁接受三个信息: 速度级压力、再热器出口压力、低旁出口温度。低旁在炉点火前即处于压力自动状态, 压力设定值为 0.8MPa (abs)。

十二、该机组中压缸启动的优点

冷态启动, 从冲转到满负荷各阶段实际时间 (使用热应力计算机自启动), 从点火到满负荷约需 6h, 机组总启动时间较短, 提高了机组的经济效益; 冷态时, 采用中压缸启动, 冲动汽轮机所需的蒸汽全部用来加热中、低压转子, 中、低压转子在中速暖机结束后, 能达到较高的温度水平, 并且整个加热过程较为均匀, 这对于防止中压转子产生过大的热应力, 受到疲劳损伤, 延长转子寿命, 以及预防可能出现的转子脆性损伤等, 都有积极的意义。另外定压运行的机组, 甩负荷后带厂用电运行时, 调节级汽温和金属温度都将产生剧烈的下降, 转子和汽缸将产生过大的热应力; 但中压缸启动及运行的机组甩负荷后, CV 关闭, KV (通风阀) 打开, 高排止回阀关闭, 隔离了高压缸, ICV 部分开启带厂用电负荷, 使高、中压缸的温度变化较小。因此, 对于要求具有 FCB 功能的某台机组, 采用中压缸启动及其相应的运行方式, 无疑是理想的选择。

第三节 美国西屋公司生产的 350MW 机组调试

一、设备简介

汽缸采用高、中压合缸结构, 高压部分为双层缸, 低压缸为双层缸对称分流式; 高压缸

有一个调节级和 14 个压力级，中压缸有 8 个压力级，低压缸有 2×7 个压力级。汽轮机进汽方式为喷嘴配汽，高压部分 4 个调节门对应 4 个喷嘴，中压部分为全周进汽。

机组热力系统采用单元制，主蒸汽、再热蒸汽热段管道采用“2—1—2”连接方式，再热汽冷段采用“1—2”连接方式。汽轮机回热系统设有三高、四低、一除氧共八级抽汽。

汽轮机采用高、中压缸联合启动方式，也可实现中压缸启动。机组采用滑压启动方式，滑压运行方式为定—滑—定过程。

汽轮机调节系统采用纯电调方式。通过电液调节系统（DEH）对每个调节阀的配汽方式实现灵活调节，即启动时为节流调节，在某一负荷稳定运行时可以切换为喷嘴调节，并可实现两种调节方式的无扰转换。机组应用了转子寿命管理技术，配置了转子应力监测设备，给机组启动和升负荷提供判据。

汽轮机主要技术规范：

型式：亚临界一次中间再热单轴两缸双排汽凝汽式

额定功率：350MW 最大连续功率：367.91MW

额定转速：3000r/min

汽轮机在额定工况下：

主蒸汽流量：1062.36t/h 主汽门前压力：16.66MPa

主汽门前温度：538℃ 高压缸排汽压力：3.85kPa

高压缸排汽温度：325.9℃ 再热蒸汽流量：888.13t/h

中压缸蒸汽门前压力：3.54MPa 中压缸蒸汽门前温度：538℃

凝汽器压力：0.0053MPa 冷却水温：21℃

给水温度：279.7℃ 保证热耗：7840kJ/(kW·h)

二、冷热态启动划分

按高压缸第一级转子金属温度（以第一级缸温代替）分为：

冷态启动：H、P 及 IP 第一级转子金属温度小于 204℃；

热态启动：H、P 及 IP 第一级转子金属温度高于 204℃。

三、整套启动前准备

（一）冷态启动前准备

（1）投入盘车运行，汽轮机连续盘车 4h 以上，偏心率不大于原始值。

（2）检查循环水系统正常后，投入循环水及开式冷却水系统。

（3）投入闭式冷却水系统。

（4）启动润滑油系统。

（5）检查润滑油箱油位正好低于最大油位，否则补油。检查润滑油温度，如果油温低于 10℃，禁止启动润滑油泵，启动油净化系统使油循环升温直到润滑油温高于 10℃。

（6）油温高于 10℃后，启动润滑油系统，检查润滑油泵和油箱排烟风机正常启动，润滑油压应达到设计值 0.083 ~ 0.124MPa。

（7）直流紧急润滑油泵检查。试启动直流紧急润滑油泵检查油压正常后，调节开关转到“AUTOSTART”位置，各轴承回油正常无泄漏。

（8）投入运行和备用冷油器的冷却水并放气。注意检查冷油器油侧系统正常。

（9）投入发电机辅助系统。检查并投入发电机密封油系统、氢冷系统运行。

(10) 发电机暂不充氢，空气压力保持大气压力。

(11) 盘车启动前，润滑油温不得低于 21℃，润滑油温高于 21℃后，启动顶轴系统，顶起压力应达到 4.14MPa。启动盘车系统，检查所有顶轴油泵启动运行正常，测量和记录转子偏心率；盘车自动系统（电机启动、啮合）正常，盘车自动调节开关应在 AUTO 位置。

(12) 启动凝结水泵，检查凝结水压力和热井水位调节系统功能正常。

(13) 启动电动给水泵，根据情况向锅炉上水。

(14) 检查高压和低压旁路截止阀在开启位置，检查反馈信号正常，高、低旁路控制阀在关闭位置，检查反馈信号正常。

(15) 关闭真空破坏阀，并充水。

(16) 检查打开各主、再热管道疏水，注意反馈指示正确。

(17) 检查打开各抽汽管道逆止门前疏水、疏水罐底部疏水；注意检查反馈指示正确。

(18) 投入轴封蒸汽。

1) 检查轴封蒸汽温度应在 121 ~ 177℃之间，轴封温度调节器设定值在 149℃，轴封蒸汽过热度不小于 14℃，投入轴封蒸汽压力调节及低压汽封温度调节自动，检查轴封蒸汽压力约 6.9 ~ 20.684kPa、汽封温度约 149℃。盘车在运行状态，轴封减温水处于备用，轴封冷却器水侧通水正常。

2) 启动一台轴抽风机，注意检查反馈信号正常。

3) 轴封蒸汽初始由辅助蒸汽供给，冷再热蒸汽处于热备用状态，有关疏水开启。

(19) 启动真空泵抽真空，凝汽器真空达到 37.3kPa 时，通知锅炉点火。

(20) 检查液压油系统。检查液压油系统压力为 13.8MPa，系统油温应维持在 43 ~ 54℃。

(21) 每次汽轮机启动前手动启停检查直流事故油泵一次，确认直流事故油泵处于可靠备用状态，油压正常。

(二) 空负荷调试

机组首次启动，采用冷态启动曲线，发电机不充氢进行空气清扫试验（共 8 次），DEH 采用操作员自动方式，发电机空气清扫完成后，系统恢复，充氢至 0.41MPa，机组再次启动。

1. 冷态启动（发电机空气清扫阶段）

(1) 冷态启动蒸汽条件：主汽温度不高于 427℃，主汽温度过热度不小于 56℃。

冲转参数：主汽压力 4.0MPa，温度 320℃。

再热压力 0.66MPa，温度 200 ~ 250℃。

真空：91.2kPa 以上。

(2) 汽轮机启动用单一阀方式，选择“LATCH”，直到指示灯亮；主汽阀（TV）、再热主汽阀（RSV）、主汽调节阀（GV）、中压调节阀（IV）阀位指示灯亮，在“CONTROLMODE”上选择“MANUALSYNCH”和“OPERATORAUTO”方式。确认 GV 和 RSV 全部打开，TV 和 IV 就地和 DCS 均在关闭位置。

(3) 压跳闸按钮，确信所有阀都能关闭（就地 and DCS 均在关闭位置）。

(4) 再一次挂闸，RSV 全部打开，高压通风阀在打开位置。调节阀位设定将主调节阀（GV）缓慢全开。

(5) 选择“OPCTEST”，主汽调节阀（GV）应迅速关闭。选择“NORMAL”，主汽调节阀

应再次打开。

(6) 将阀位置设定点器设定到 20% 位置, 选择目标转速 $600\text{r}/\text{min}$, 升速率 $50\text{r}/\text{min}^2$, 选择“GO”。机组开始转动, 记录 IV 阀的开度, 确认盘车脱离。

(7) 当转速达到 $600\text{r}/\text{min}$ 时, 汽轮机跳闸, 检查汽封摩擦情况, 转速小于 $200\text{r}/\text{min}$ 时, 盘车润滑油开始喷油。

(8) 检查 0 转速后, 盘车应自动啮合。

(9) 检查发电机主断路器闭合指令在“OFF”, 再次挂闸和阀位限制器设定到 100%。检查 RSV 和 CV 在全开位置, TV 和 IV 在关闭位置。

(10) 选择“MANUALSYNCH 和 OPERATORAUTO”, 选定目标转速 $600\text{r}/\text{min}$, 升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$, 选择“GO”, 机组开始重新升速, $600\text{r}/\text{min}$ 时, 停留约 30min, 检查振动、瓦温等各部参数, $600\text{r}/\text{min}$ 以下, ECC (偏心率) 指示值应不超过 0.076mm , 否则应分析原因, 并根据情况采取措施。

(11) 选择目标转速 $1100\text{r}/\text{min}$, 升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$, 当转速大于 $600\text{r}/\text{min}$ 时, 检查顶轴油泵自动断开, $1100\text{r}/\text{min}$ 停留约 10min, 检查机组各部情况, 严密监视振动胀差轴向位移, 绝对膨胀瓦温等参数在正常范围内。打闸停机, 机组降速 $600\text{r}/\text{min}$ 转后, 注意检查顶轴油泵自动投入, 重新挂闸升速至 $1100\text{r}/\text{min}$, 再停机降速至 $600\text{r}/\text{min}$, 如此反复共 8 次。

2. 冷态启动冲转

(1) 发电机空气清扫完成后, 系统恢复; 发电机进行 CO_2 置换空气及充氦工作, 氢气压力应达到 0.4137MPa 。

(2) 根据启动曲线重新冲转, 注意检查高、中压缸上、下缸温差小于 41.7°C , 转子偏心率不大于原始值。冲转参数:

主汽压力 4.0MPa , 温度 320°C ;

再热压力 0.66MPa , 温度 $200 \sim 250^\circ\text{C}$;

蒸汽过热度: 主、再热均不低于 56°C 。

(3) 选择目标转速 $600\text{r}/\text{min}$, 升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$, 达到 $600\text{r}/\text{min}$ 后, 停留约 $30 \sim 40\text{min}$ 。

(4) 设定目标转速 $2900\text{r}/\text{min}$, 升速率 $120\text{r}/\text{min}^2$, 达到 $2900\text{r}/\text{min}$ 后, 在“VALVEMODE”选择“TVGV”转换转速, 汽轮机转速调节从主汽阀 (TV) 调节, 转换到主调节阀 (GV) 调节, 转换完成后, 设定目标转速 $3000\text{r}/\text{min}$, 升速率 $100\text{r}/\text{min}^2$, 将汽轮机转速升到 $3000\text{r}/\text{min}$ 。

(5) 机组达到 $3000\text{r}/\text{min}$ 后, 进行全面检查, 主要包括: 各瓦振动、胀差、轴向位移、绝对膨胀、各瓦金属温度、上下缸温差、推力轴承温度、排汽温度、疏水情况等。

(6) 机组升速过程中注意事项:

1) 升速时, 特别是在临界转速出现异常振动时, 应立即打闸停机, 转速到零后投盘车, 并分析原因和采取措施, 至少盘车 4h 后, 才能再试升转速一次。

2) 升速期间, 注意检查: 盘车脱扣情况、上下缸温差、排汽温度、润滑油温度、蒸汽和汽缸金属温度、各瓦振动、轴承金属温度、推力轴承温度、胀差、轴向位移等各项参数变化情况, 低压缸喷水 $2000\text{r}/\text{min}$ 时应自动投入。

3) 注意检查升速过程中, 转速 $600\text{r}/\text{min}$ 时, 顶轴油泵应自动停止。

4) 注意监视热应力, 测量高压和中压第一级温度计算相对应应力值, 使相对热应力保持

在合理水平,防止启动过程中热应力过大。

5) 每次启动,均使用操作员自动方式,使机组自动冲转升速、同步及带负荷。升速期间全面检查各钟表计指示在允许范围。

6) 机组新安装后首次启动时空载运行时间可能会很长,要特别注意高压缸排汽温度。高压缸排汽温度超过报警值(371.1℃),应适当开大高压调门,关小中压调门。如果高压缸排汽温度超过最大值(398.9℃),机组将跳闸,应调整高压和中压调门的开度使高压缸排汽温度不超过允许值。尤其是在空转较长时间后带负荷时,需特别注意高压缸排汽处的冷却,防止下降幅度过大。

3. 机组 3000r/min 时,进行的试验和工作

(1) 机组全面检查和测量。机组新安装后第一次达到 3000r/min 后,应稳定 30min 左右,全面检查和测量机组的各项参数,如振动、瓦温、胀差、膨胀、轴向位移、上下缸温差、疏水情况、各部温升等,并进行各项参数记录。

(2) 就地打闸试验。机组全面检查正常后,手打就地危急保安器,观察主汽门、调门、抽汽逆止门、高排逆止门等应快速关闭,确认机组转速下降,观察随转速降低润滑油压降低至 0.083MPa 时应联动辅助润滑油泵,然后重新挂闸升至额定转速。

(3) 额定转速润滑油压检查。进行额定转速条件下润滑油压检查,润滑油压应为 0.083~0.124MPa。

(4) 机械超速注油试验。试验在 3000r/min 时进行,打开注油阀同时观察油压计读数,记录危急保安器动作时的油压,汽轮机应不跳闸。

(5) 电子超速保护回路检查。由热工人员进行电超速保护回路的检查,确保该回路处于可靠状态。

(6) 配合进行电气试验。第一次电气试验时,时间会较长,应严密监视机组的各部参数,特别应监视高压缸排汽温度、低压排汽缸温的上升情况,防止出现过热现象。

(7) 并网暖机试验(10%负荷)。机组首次并网后,选定目标负荷为 10%,缓慢将负荷增加到 35MW 以上,按西屋公司规定,超速试验前的暖机时间为 4h 以上,低压加热器随机投入。

(8) GV 及 IV 阀活动试验。在 10% 负荷时进行,每次只允许一个调门单独进行活动试验,逐个进行,试验时注意每个阀门就地 and 集控信号的一致性。

(9) 高压主汽门 TV 及再热主汽门 RSV 阀活动试验时,首先两个高压调门自动关闭,然后对应的 TV 阀关闭。恢复时,TV 全开后,调门再回到原来位置。RSV 阀活动试验相同。

(10) 高压加热器汽侧第一次冲洗。10% 负荷暖机过程中,进行高压加热器汽侧第一次冲洗,通过紧急疏水阀排向事故扩容器,冲洗 2~3h 以上后,进行自动、保护水位取样管排污冲洗,并检查各自动、保护水位取样管冲洗的干净程度。

(II) ETS 试验。

(12) 主机超速试验。

1) 10% 负荷暖机结束后,负荷减少到 0,解列,进行超速试验,试验时退出 OPC 保护,但电超速保护不得退出,将电超速保护定值提高至 3390r/min,就地设专人负责手动打闸,机组试验过程中,任何情况下转速不得超过 3390r/min,否则立即打闸停机!如果机械超速跳闸值符合 3300~3330r/min 要求,则机械超速跳闸试验进行一次即可,试验后机组重新挂

闸升至额定转速，否则应停机进行危急保安器调整及重新试验。试验过程中记录机组随转速上升振动变化情况。

2) 机械超速跳闸试验完成后，将电超保护定值重新调回到 3300r/min，机组升速，进行电超速保护（定值 3300r/min）实际超速试验，记录动作转速，试验结束后，机组重新并网。

(13) 调节阀严密性试验。主汽压力为额定压力的 50% 以上时进行，发出 OPC 动作指令，关闭所有调门，观察转速下降，转速应能降到相当于额定参数 1000r/min 以下时为合格。

(14) 主汽阀严密性试验。首先发出 OPC 动作指令，关闭所有调门，观察转速下降，待转速降到 450r/min 时，手动打闸，关闭 TV 和 RSV，待转速降到盘车转速时，可认为汽门严密性试验合格。

(15) 转子惰走试验。当机组第一次停机时，进行转子惰走试验。试验时，从 3000r/min 开始，转速每下降 100r/min，发讯记录一次，不破坏真空条件下，转速惰走到 0，记录相应的参数，并绘制转子惰走转速—时间关系曲线。停机后检查并清扫凝汽器、除氧器、给水泵入口等有关滤网。

4. 初次并网及带负荷时注意事项

(1) 检查凝汽器真空为 91kPa 以上，所有监测仪表指示在允许范围。并网后机组立即带 5% 负荷，以防逆功率保护动作。

(2) 疏水检查。当疏水系统投入后，主、再热管道疏水和抽汽逆止门前疏水气动门一直保持打开，直到 20% 负荷。

(3) 给水加热器检查。再次检查凝结水和给水通过低压加热器和高压加热器水侧，加热器旁路在关闭位置，低压加热器处于随机启动状态。

(4) 低压加热器随机启动时，所有低压加热器水位信号、连锁、保护全部投入，各低压加热器紧急疏水阀强制打开，进汽电动门全开，冲洗各低压加热器。

5. 旁路系统运行方式

(1) 启动时汽轮机旁路系统只有在点火及真空建立以后方允许打开。

(2) 冷态启动时；

1) 低压旁路阀手动打开至 10% 开度，放手动位置，高压旁路阀手动打开至 100% 开度，放手动位置。

2) 当冷再压力达到 0.66MPa 时，低压旁路减温水调整阀投入自动，低压旁路阀切换到自动位置。

3) 当冷再压力达到 0.66MPa 时，低压旁路减温水调整阀投入自动，低压旁路阀切换到自动位置，设置初始压力 0.66MPa。

4) 高压旁路减温水调整阀投入自动，调节出口温度 200℃，高压旁路阀切换到自动位置，设置初始压力 4.2MPa，升压率 0.042MPa/min。

5) 并网后，将高压旁路减温水调整阀自动调节出口温度定值改为 320℃，升温率为 5℃/min，随着汽轮机负荷的增加，高压旁路阀将开始关闭，以保证主汽压力，来满足负荷的要求；当高压旁路阀达到 0% 开度时，高压旁路阀将开始跟踪主汽压力并在此压力基础上加上 0.7MPa 额外压力作为设定值，同时低压旁路阀将开始关闭，以保证冷再压力；当低压旁路阀达到 0% 开度时，低压旁路阀将开始跟踪冷再压力并在此压力基础上加上 0.3MPa 额

外压力作为设定值。

(3) 温态启动、热态启动、极热态启动。高、低压旁路的运行操作和冷态启动基本相同,仅是有关参数设置不同,如下所示:

冷态启动:低旁设定自动压力 0.66MPa;高旁设定自动压力 4.2MPa;

高旁出口温度 200℃; 升压率 0.042MPa/min;

并网后高旁出口温度 320℃。

温态启动:低旁设定自动压力 0.66MPa;高旁设定自动压力 8.7MPa;

高旁出口温度 200℃; 升压率 0.051MPa/min;

并网后高旁出口温度 320℃。

热态启动:低旁设定自动压力 0.66MPa;高旁出口温度 250℃; 升压率 0.12MPa/min;

并网后高旁出口温度 320℃。

极热态启动:低旁设定自动压力 0.66MPa;高旁出口温度 250℃; 升压率 0.12MPa/min;

并网后高旁出口温度:320℃。

(三) 带负荷调试(分为 25%、50%、75%、100% 负荷四个阶段)

1. 25% 负荷阶段

(1) 挂闸汽轮机, 阀位限制器设定到 100%, 选择“MANUALSYNCH 和 OPERATORAUTO”方式, 目标转速 600r/min, 检查正常后, 设定目标转速 2900r/min, 进行“TV-IV”转换, 转换完成后, 机组定速, 并网、带 5% 初始负荷;

(2) 15% 负荷时检查低压缸喷水自动关闭;

(3) 20% 负荷时检查所有疏水阀关闭, 检查低压加热器汽侧投入, 所有水位自动、保护取样一、二次门再次冲洗, 并检查全部投入, 水位调节自动正常;

(4) 20% ~ 25% 负荷时高压加热器汽侧第二次冲洗, 高压加热器所有水位自动、保护取样一、二次门再次冲洗, 并检查全部投入, 仍通过紧急疏水阀排向事故扩容器, 待水质合格后投入, 检查水位调节自动正常。

(5) 记录和观测机组所有数据。

2. 75% 负荷阶段

(1) 40% 负荷时启动汽动给水泵, 50% 负荷阶段, 进行电泵/汽泵组的切换。汽泵启动后, 逐渐提升汽泵转速, 当汽泵出口压力与给水母管压力相同时, 开启汽泵出口门并入系统, 系统并入成功后, 提升汽泵转速, 保持母管压力, 逐渐降低电泵转速, 直至停电泵备用。

(2) 各辅机备用状态检查。为机组带大负荷进行准备, 确认各辅机电源、保护连锁、冷却水、进出口阀等均在备用位置。

(3) 记录和观测所有数据。

3. 75% 负荷阶段

(1) 进入 75% 负荷, 开始厂用汽源切换。切换前, 注意充分进行管线暖管疏水, 启动汽源和冷再汽源并列后, 应并列运行 3.4h, 然后逐渐关闭启动汽源, 处热备用位置。

(2) 进行性能考核的预试验(焓降试验等)。

(3) 记录和观测所有数据。

4. 100% 负荷阶段

(1) 80%~100%负荷时进行真空严密性试验。暂按国内标准,试验前检查另一台真空泵处于备用状态,关闭运行侧凝汽器上的抽汽管上阀门,阀门关完后,开始计时和记录真空值,每分钟记录一次,共计8min,取后5min测得的5个数据的算术平均值为准,下降率小于0.4kPa/min为合格,小于0.27kPa/min为良好,小于0.13kPa/min为优秀。试验开始时若真空下降过快或试验中排汽温度大于79℃应立即停止试验,试验结束后立即恢复真空至额定值。

(2) 当达到100%目标负荷时,停止加负荷,并进行机组全面测试,运行中保持各自动调节器投入。

(3) 进行负荷变动试验。参照和配合热工专业进行协调调节系统变负荷试验,记录机组各种参数和变化,防止异常情况出现。

(4) 系统投运正常后,做好运行参数记录。

5. 热态启动

(1) H、P及IP第一级转子金属温度任一个大于204℃为热态启动。

(2) 热态启动和冷态启动操作程序基本相同。

(3) 主汽温应高于高压转子平均温度80~100℃。再热汽温应高于中压转子温度80~100℃。

(4) 主蒸汽及再热蒸汽有56℃以上的过热度。

(5) 热态启动时,冲转前严格掌握主再热蒸汽温度的过热度,主再热蒸汽温度与转子金属温度的偏差、高、中压缸上、下缸温差、转子扁心率、润滑油温等,为了避免汽轮机转子过多的冷却,机组定速后应迅速并网,带与缸温相对应的负荷,直到满负荷。

(6) 启动升速及带负荷过程中,应严密监视并记录机组各瓦振动、瓦温、胀差、轴向位移、润滑油温等主要参数,如有异常情况应立即采取措施或果断停机。

6. 甩负荷试验

(1) 目的:考核汽轮机调节系统动态特性。

(2) 要求:50%、100%负荷甩到零各一次。甩50%负荷试验,转速超调量应不大于5%;甩100%负荷试验,最高飞升转速不应使危急保安器动作。

(3) 进行甩负荷试验准备(包括试验记录仪器调试)工作,准备工作完成后,机组再次启动,首先进行5%~10%模拟甩负荷试验,然后再进行50%甩负荷、100%甩负荷试验各一次。

(4) 实际甩负荷试验前,全面检查调速系统静试验应合格,重新检查和验证主汽门调速汽门、抽汽逆止门关闭时间和严密性,危急保安器充油试验(跳闸和不跳闸两种)、OPC功能试验等。

(四) 168h满负荷试运

(1) 甩负荷试验结束后,用ATC自启动方式控制机组冲转、并网、带初始负荷,直到满负荷。启动过程中注意检查主要参数在允许范围内,并记录主要参数。

(2) 检查机组达到下列条件,开始进行168h连续试运行:

- 1) 锅炉全断油;
- 2) 高压加热器投入;
- 3) 电除尘投入;

- 4) 厂用电切换正常;
- 5) 汽水品质合格;
- 6) 热控自动投入率大于 80%;
- 7) 保护装置投入率 100%;
- 8) 主要仪表投入率 100%;
- 9) 汽轮发电机负荷达到铭牌功率;
- 10) 吹灰系统投入。

四、正常停机和事故停机

(1) 减负荷。选择所需的目标负荷使机组卸荷, 注意检查疏水。在发电机负荷低于 10% 时, 主再热管道疏水阀打开; 发电机负荷低于 20% 时所有本体、抽汽管道疏水应打开。

(2) 低压缸喷水。检查发电机负荷低于 10% 时, 低压缸喷水投入工作。

(3) 20% ~ 15% 负荷时, 高、低压加热器退出运行。

(4) 解列。选用 0% 目标负荷使汽轮机组卸负荷, 发电机逆功率运行 15s 后保护动作, 发电机与电网断开。注意不得用断开主开关的方法解列, 否则可能引起机组超速。

(5) 当发电机与电网断开后, 手动打闸使汽轮机跳闸。

(6) 检查交流润滑油泵必须在油压低到 0.083MPa 时自启动 (否则手动启动交流润滑轴承)。

(7) 检查顶轴油泵在 600r/min 时投入运行, 盘车装置电动机在转子速度降到 0r/min 时启动, 检查盘车转速为 3r/min。

(8) 汽轮机跳闸后, 转速低于 400r/min 时, 破坏真空, 直到盘车投入。由于机械的或电气的故障, 停机 3 ~ 4min 盘车还未启动, 就地啮合齿轮并定期盘动 180°, 由于汽缸变形或其他原因使轴卡在汽缸中, 不得用力盘动转子, 应保持转子静止, 直到温度均匀。

(9) 检查高压和低压旁路调节阀完全关闭, 断开高压旁路低压旁路安全系统和有关的液压油供给。

(10) 盘车投入后, 停止汽封供汽。关闭汽封蒸汽供给阀, 检查汽封抽汽风机停止运行。

(11) 检查所有疏水阀处于打开位置。

(12) 停止补水泵运行。

(13) 根据情况决定是否停止发电机辅助系统。

(14) 事故停机按电厂运行规程和反事故技术措施执行。

第二十三章 供热汽轮机组

一、俄罗斯供热汽轮机组调试

为适应城市环保和提高机组综合经济效益，大型供热汽轮机组在我国日益受到重视和推广，但目前国产的大型供热机组数量较少，且供热参数较为单一，部分具有两段可调整抽汽的供热机组容量偏小，单机容量均在 50MW 以下，不能适应城市供热日益扩大的需要。发展可提供多种不同参数供热热源的大型机组，是目前供热机组的主要趋势。

近年来，我国引进了一批热电机组，其中具有代表性的是俄罗斯 IIT-140/165-130/15-2 型带一段生产抽汽和两段采暖调整抽汽的双缸、单轴、单排汽汽轮机组，该型机组供热能力强，生产抽汽（1.47MPa）抽汽量最多可达 500t/h，供给采暖的热负荷（双抽总和），可达到 587kJ/h，下面以该型机组作典型介绍。

二、机组概况

俄罗斯乌拉尔汽轮机厂生产的 IIT-140/165-130/15-2 型带一段生产抽汽和两段采暖调整抽汽的双缸、单轴、单排汽固定式汽轮机组，汽轮机为双层缸，汽流双向布置，反向汽流侧有一列单列调节级和六级压力级，正向汽流侧有六级压力级；前 7 级布置在内缸中，后六级装在外缸内，高压缸配有法兰加热系统和用于停机后汽缸冷却的强制空气冷却系统；低压缸由进汽部分、中间部分和排汽部分组成；进汽部分有 1 个单列调节级和 6 个压力级，中间部分有 1 个单列调节级和 1 个压力级，排汽部分有 1 个单列调节级和 2 个压力级，汽轮机共 25 级。

汽轮机主要技术规范如下：

额定功率：142MW

最大功率：167MW

凝汽工况最大功率：120MW

新汽参数：12.8MPa/555℃

新蒸汽流量额定值：788t/h，最大值：810t/h

新汽工况最大值：446t/h

生产抽汽量：额定值 335t/h，最大值 500t/h

供给采暖的热负荷（双抽总和）额定值：280kJ/h，最大值：587kJ/h

抽汽压力调节范围：生产抽汽 1.18 ~ 2.06MPa，上段采暖抽汽 0.059 ~ 0.245MPa，下段采暖抽汽 0.039 ~ 0.118MPa

凝汽器循环水流量（额定值）：13500t/h

设计循环水温度：20℃

额定背压（绝对）：0.0061MPa

末级叶片长度：830mm

本机共有 7 段回热抽汽，第 1、2 段分别向 #3、#2 高压加热器供汽，第 3 段分别供 #1

高压加热器、除氧器和生产抽汽，第 5、6、7、8 段分别向 4 台低压加热器供汽，第 6、7 段同时还向 #1、#2 热网加热器供汽。

三、机组启动调试程序

- (1) 分系统设备投运；
- (2) 机组启动前的信号及连锁保护试验；
- (3) 汽轮机冲转及定速；
- (4) 定速时的有关试验包括电气试验和超速试验；
- (5) 带负荷调试；
- (6) 高、低压加热器调试；
- (7) 供暖、抽汽安全门调整试验；
- (8) 生产抽汽投入试验；
- (9) 供暖热网加热器投入试验；
- (10) 轴承及转子振动测量；
- (11) 真空严密性试验；
- (12) 机组停运试验；
- (13) 变负荷试验；
- (14) 甩负荷试验；
- (15) 72h 连续试运行；
- (16) 24h 连续试运行。

四、主要调试工作内容

1. 供暖、生产抽汽安全门调试

为防止采暖热负荷突然甩掉，而导致 6 抽压力突升，发生事故，该机 6 段抽汽配备了两个直径 1050mm 的重锤式安全阀，该阀的整定是在汽轮机高压缸进汽流量大于 200t/h（对应负荷大约 50MW）条件下，利用上段抽汽油动机，逐渐将旋转隔板关小，上段抽汽（6 抽压力）逐渐升高，当上段抽汽压力达 0.27MPa 时，发出光字牌报警“#2 热网加热器抽汽压力高”，当上段抽汽压力升至 0.29 ± 0.01 MPa 时，安全阀动作，每个安全阀应连续动作两次为合格。生产抽汽安全阀的整定与上述相似，所不同的是该机 4 条抽汽管道共配置了 6 个安全阀，利用中压油动机，逐步关小中压调门，使高压缸排汽压力（3 抽压力）升高逐一将其整定，要求每个安全阀的动作值都不小于 1.86MPa（表压）。

2. 生产抽汽投入

生产抽汽投入的主要条件是：①生产抽汽控制回路的电调部分整定试验整定结束，当中压缸调节级压力达到最大或最小时控制回路均应自动闭锁负荷的增减，并应报警；②生产抽汽系统的 6 个安全阀已整定完毕，数值符合厂家要求；③汽轮机高压段流量在 200t/h 以上，电负荷不低于 60MW；④汽轮机已由纯凝汽工况转向可调节抽汽的凝汽工况。

生产抽汽接通后，应严密监视汽轮机振动、轴向位移、胀差等，注意高压缸调节级的压力应不超过 9.81MPa，中压缸调节级的压力（14 级之后）不应低于 0.314MPa，但不高于 1.25MPa。生产抽汽接通后，给汽轮机加热负荷的速度应限制在 10t/min 以下。

3. 供暖热网加热器投入

热网加热器投运条件：汽轮机负荷大于等于 60MW，高压段汽流量大于等于 200t/h，热

网加热器进水温度大于等于 30°C ，6 段抽汽安全阀已整定好，热网循环水建立循环，热网加热器自身注水，疏水泵连锁检查等条件具备后，缓慢接通供热抽汽调节器，低压油动机控制机构自动，借助供暖抽汽调节器把 #1 热网加热器后网水温度升到给定值。按同样步骤将 #2 热网加热器投入。

热网加热器还有几种不同的运行方式：①下段单级加热运行；②两段逐渐加热运行；③维持热网水供回水温差运行。通过各种运行方式，满足了供暖方式的多样化需要。

五、供热机组甩负荷试验

按部颁《汽轮机甩负荷试验导则》规定，供热机组在 50%、100% 两次纯凝汽工况甩负荷试验合格后，还要带最大抽汽量进行供热条件下的甩负荷试验，由于供热机组甩负荷试验风险较大，试验前的周密准备和计划非常重要。

1. 试验计划

首先进行 50% 凝汽工况负荷和 100% 凝汽工况负荷各甩负荷到零各一次，合格后进行带抽汽工况甩负荷试验。当甩 50% 凝汽工况负荷，转速超调量大于或等于 6.5%（俄方厂家标准）时，应中断试验。

(1) 50% 凝汽工况测功法甩负荷试验一次（用打闸方式）。

(2) 50% 凝汽工况负荷甩到零。

(3) 100% 凝汽工况负荷甩到零。

(4) 100% 凝汽工况负荷甩试验合格后，应带热负荷 100% 电负荷测功法甩负荷试验一次作对比，测取有关数据，计算转子的最高飞升转速值后，根据情况再决定是否按当时可带的热负荷进行常规法甩 100% 电负荷试验。

2. 试验前必须具备的条件

(1) 汽轮机调节系统静态试验合格，速度变动率为 45%，迟缓率小于等于 0.3%，调节系统各部套无卡涩现象，调节油品质按厂家标准化验合格，油箱油位的正常位置。

(2) 自动主汽门小于等于 0.4s，高压油动机关闭时间小于等于 0.5s。

(3) 中压油动机、上下段旋转隔板油动机关闭时间小于等于 0.8s。

(4) 自动主汽门和高、中、低调节汽门严密性试验合格。

(5) 为确保机组安全，汽轮机机械超速试验在实际甩负荷前必须重做一次，动作值符合要求，112% 热工超速保护装置处于良好状态。

(6) 汽轮机各段抽汽逆止门动作灵活，关闭迅速，报警信号正确。

(7) 各容器及管道上安全门（包括三段工业抽汽安全门、6 抽采暖安全门）在超压时均能正常动作。

(8) 模拟甩负荷试验正常，联动关系正确，该项试验在 2% 初始负荷时进行，主要检查各段抽汽逆止门、调节汽门和灭磁开关动作情况。

(9) 试验应在额定参数、回热系统全部投入等正常运行条件下进行。

(10) 现场增加测振动专用仪器，专用仪器安置完毕，经过通电试验完好。

(11) 其他机、炉、电有关热工自动、保护、连锁等装置整定正确、动作正常。

(12) 机组已经整套启动试验考验，能够适应各种工况的运行方式，不利于甩负荷的缺陷已全部处理。

(13) 试验人员分工明确，职责清楚。

3. 带抽汽工况甩负荷试验

进行带供热抽汽 100% 电负荷测功法甩负荷试验一次（由于本机组未设 OPC，只能以打闸方式代替），根据试验计算结果，决定是否再按当时可带的抽汽量进行 100% 电负荷常规法甩负荷试验。

(1) 试验在 50%、100% 纯凝汽工况甩负荷试验合格后进行。

(2) 首先进行带供热抽汽 100% 电负荷，用打闸方式作测功法甩负荷试验一次，测取有关数据，计算转子的危急遮断最高飞升转速值，采用测功法的间接试验方法，即利用国际电工委员会（IEC）提供的测功法间接计算公式，计算危急超速最高转速（r/min），即

$$N_{\max} = N_w + (30.42/J)(N_0/n)(P_0/P) \int_0^t P(t) dt \quad (23-1)$$

式中 N_w ——危急保安器平均动作转速，r/min；

J ——转子转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ；

N_0 ——额定转速，r/min；

n ——试验起始转速，r/min；

P_0 ——额定功率，kW；

P ——试验起始功率，kW；

t ——试验终止时间，s；

t_0 ——试验起始时间，s；

N_{\max} ——计算的危急超速最高转速，r/min。

N_{\max} 仅能衡量当机组调节系统失灵，机组超速时能达到的最高转速，也是衡量汽门（包括主汽门、调速汽门、抽汽止回阀等）关闭速度和严密性程度的重要指标。对于具有 OPC 设备的供热机组，在供热工况下的测功法试验所计算得到的最大转速飞升值，可以用来衡量机组是否可以进行常规法甩负荷。对于无 OPC 用打闸进行测功法试验，则计算结果仅能在一定程度上衡量调速汽门和抽汽逆止门的严密性，可作为是否适宜作常规法甩负荷试验的决策参考。

4. 有关注意事项

- (1) 生产抽汽逆止门、带抽汽工况打闸试验时，注意观察和记录关闭情况。
- (2) 生产抽汽电动门、采暖抽汽电动门打闸试验前开关试验一次，并确认方向正确。
- (3) 生产抽汽管道疏水和采暖抽汽管道疏水确认部分开启。
- (4) 带抽汽工况打闸试验时，注意观察上下段油动机、旋转隔板的动作情况。
- (5) 试验前，检查逆功率保护投入正常。

5. 试验结果整理

(1) 手抄记录项目，按甩负荷前、甩负荷过程中最大值和甩负荷稳定后的数据列表记录。

(2) 根据自动记录曲线，测取有关数据并整理列表。

(3) 根据测取到的数据计算如下参数：动态超调量、转速不等率、动静差比、转子加速度、转子时间常数、转子转动惯量、容积时间常数、稳定时间。

(4) 甩负荷试验结束后, 根据试验结果与要求的技术规范进行比较和评价, 并作出结论。

(5) 提交甩负荷试验报告。

六、其他调试项目

其他调试项目与凝汽式机组相同。

第二十四章 600MW 机组

第一节 超临界压力 600MW 机组调试

一、机组概况

华能上海石洞口第二电厂装有的两台 600MW 超临界压力火电机组于 1992 年内先后投产。这是我国首次整套引进的超临界压力机组。

华能石洞口第二电厂的超临界压力 600MW 机组是由原 Sulzer 和 CE 公司提供的螺旋管圈变压运行直流锅炉，ABB 公司提供的四缸四排汽汽轮发电机组组成；配以 Bailey 的 N-90 控制系统。电厂的总体设计由美国 Sargent&Lundy (S&L) 工程公司承担，华东电力设计院协调厂区内外观设计。整个电厂的设计水平较高，技术先进，自动化程度高，具有国际同时代领先水平。

汽轮机为原 BBCD4Y454 型反动式单轴四排汽再热凝汽式汽轮机，汽轮机长 25m，发电机长 15.5m，总长 40.5m。

1. 高压缸

- (1) 单流带调节级反动式汽轮机；
- (2) 焊接转子；
- (3) 内缸无法兰，上下缸用紧箍圈紧固。

2. 中压缸

中压缸为双流，焊接转子由 ST12TS (X21CrMoV121) 和 ST461TS (21CrMoV511) 异种钢焊接组成。

3. 低压缸

低压缸共两组，四排汽口，焊接转子，末叶片为 867mm 自由叶片。

4. 回热加热系统

机组共有八级非调整式抽汽，高、低压加热器均为卧式布置，由上海汽轮机厂设计制造。

5. 凝汽器

凝汽器由上海电站辅机厂根据 ABB 设计图纸制造。

- (1) 纯钛管和复合钛板焊接密封；
- (2) 教堂窗式管束布置；
- (3) 整个冷却面积为 29000m²；
- (4) 带反洗和胶球清洗系统。

6. 凝结水泵

两台 100% 容量 Sulzer 凝结水泵。

7. 给水泵

- (1) 两台 50% 容量 ByronJackson 双壳体汽动给水泵;
- (2) 两台 50% 容量 ABB 双流反动带调节级的 DKZ-2531 给水泵汽轮机;
- (3) 一台 40% 容量 ByronJackson 双壳体电动给水泵。

8. 循环水泵

两台 50% 容量 ByronJackson 固定叶片立式循环水泵。

9. 冷却水系统

一套包括三台 50% 容量的卧式热交换器和两台 100% 容量的闭式循环冷却水泵的闭式冷却水系统。

10. 旁路装置

一套 65% BMCR 容量的 ABB 低压旁路装置。

一套 Sulzer100% BMCR 容量的高压旁路系统。

11. 油净化装置

液压油和润滑油采用同一油种, 并合用一套油净化装置, 其主要参数见表 24-1。

表 24-1 汽轮机组的主要参数

参数名称	单位	数值	备 注	参数名称	单位	数值	备 注
主蒸汽压力 (炉侧)	MPa	25.3	调节汽门全开	汽轮机最大出力 TMCR	MW	627	
主蒸汽压力 (机侧)	MPa	24.1	(VWO) 工况	汽轮机额定出力	MW	600	
主蒸汽温度 (炉侧)	℃	541		发电机最大出力	MVA	747.7	功率因数 0.9
主蒸汽温度 (机侧)	℃	538		发电机额定出力	MVA	716	功率因数 0.9
再热蒸汽压力 (炉侧)	MPa	4.37		发电机氢压	MPa	0.46	
再热蒸汽压力 (机侧)	MPa	4.36	VWO 工况	主变压器容量	MVA	690/773	温升 55℃/65℃
冷再热蒸汽温度 (炉侧)	℃	301		厂用总变压器容量	MVA	24/40*	
冷再热蒸汽温度 (机侧)	℃			公用备用变压器容量	MVA	24/40*	
热再热蒸汽温度 (炉侧)	℃	569		给水温度	℃	286	省煤器进口处
热再热蒸汽温度 (机侧)	℃	566		高压旁路容量	%	100	指 BMCR 的百分数
锅炉最大出力 BMCR	t/h	1900		低压旁路容量	%	65	指 BMCR 的百分数

* 指示 65℃ 温升下的自然冷却/强制冷却两种工况的变压器容量。

二、机组启动调试

(一) 启动初期的高压旁路和低压旁路

点火后到汽轮机冲转为止, 整个系统为纯旁路运行, 锅炉产生的蒸汽全部经过高压旁路、再热器和低压旁路, 最终进入凝汽器。点火前, 高、低压旁路必须投入并保持正确位置。

(1) 高压旁路。根据高压旁路在启动过程中的作用, 可分为三个阶段, 即启动阶段、定压阶段和滑压阶段。在每个阶段中, 高压旁路按各自不同的方式自动动作。在启动阶段中, 它不仅是蒸汽的通道, 而且也是控制升压过程的一个重要装置。锅炉点火前, 应先将高压旁路的最大阀位 Y_{max} 和最小阀位 Y_{min} 设置好。根据实践结果, 在启动阶段高压旁路的最大阀位 Y_{max} 为 50% ~ 60%, 已足够满足锅炉启动时的 35% MCR 的流量需要; 而 Y_{min} 设为 20%, 是为了启动时保持再热器有一定的蒸汽流量。阀位设置好后, 按下“启动方式”按钮和选用

“自动”方式。点火后由于主汽压力 p_{ms} 小于最低设定压力 p_{min} (目前 $p_{min} = 0.4\text{MPa}$)，四个高压旁路阀门都被强制打开，并保持 $Y_{min} = 20\%$ (见图 24-1)。

当主汽压力上升到 $p_{ms} = p_{min}$ 时，4 只高压旁路阀门将会开大以保持 p_{min} 不变，直到高压旁路阀门开度达到 Y_{max} 为止；随后压力开始上升，设定压力 p_{set} 也随着 p_{ms} 增高而加大；同时受设定的升压率限制 (升压率按 Sulzer 要求为：在 30% 额定蒸汽压力以下时，为 $0.15\text{MPa}/\text{min}$ ；在 75% 额定蒸汽压力以上时，为 $0.8\text{MPa}/\text{min}$ ；中间部分在 $0.15 \sim 0.8\text{MPa}/\text{min}$ 范围内，呈线性分配)，实际上根据目前投入的燃料量，升压率是不会超过上述限额的。如果升压率超过限值，高压旁路阀门会自动打开，以保持升压率在允许范围之内。

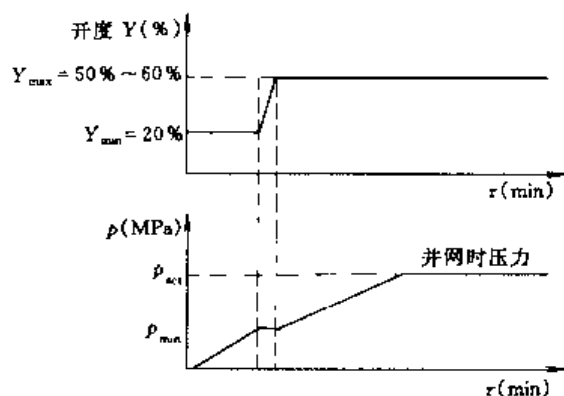


图 24-1 高压旁路启动方式时的开度和压力关系

启动方式运行时，实际汽压设定值随着新汽压力上升而增加，当新汽压力下降时并不减少，因为 20% Y_{min} 预置值要到启动方式结束才消失。所以当汽压下降时，旁路会关小，使汽压上升，这时汽压实际设定不变，直到旁路关到 20% 为止。如果汽压仍小于 p_{set} ，则只能加燃料。

随着燃料量逐渐增加，主汽压力将上升到 8MPa ，高压旁路便自动转入“定压方式”，在这个阶段里，直到机组并网为止，高压旁路 4 只阀门的开度始终是不断增加的，增加的程度取决于燃料量的多少，以保持 8MPa ，维持恒定的汽轮机冲转条件。

启动方式转为定压方式只能自动转换，当达到 8MPa 时，自动方式就自动转换，启动方式时压力定值表下面的两个按钮不起作用，只有转入定压后，才起调节压力定值之用。

如果要求提前转入滑压 (正常转入滑压后，要求高压旁路阀门 1~4 关闭)，可将双针表下的 p_{set} 增加一些或降低一些新汽压力，这样就使高压旁路提前关闭而转入滑压。也可以在不加燃料的情况下加大汽轮机的负荷，或者减少燃料量，使高压旁路阀门 1~4 关闭。

高压旁路在 MFT 时，如果压力控制偏差 X_w 不超过设定值将不会打开，可以改为手动，开一定开度，保持通流量。高压旁路在滑压时，如机组减负荷，由于 p_{set} 随新汽量下降而减小，故高压旁路阀门 1~4 仍旧关闭，到 8MPa 时才能切到启动方式。

通常当主蒸汽压力接近和达到 8MPa 时，应不再增加燃料量，并检查高压旁路的开度，维持在略低于 Y_{max} 位置上留有余地，以供当为了提高主汽温度而需要继续增加燃料量时保持主汽压力为 8MPa 之用。

(2) 低压旁路。点火前先将低压旁路复置，并确认低压旁路的进汽门应自动打开，然后将低压旁路放自动位置。如果用手动方式，必须非常谨慎，以防止操作不当使汽压控制偏差超限，而引起低压旁路脱扣。

锅炉点火后，再热器压力达到 4% 额定压力时，低压旁路调节门即自动开启并维持最小开度 20%，以保证再热器的冷却。随着燃料增加，再热器压力上升到 1.6MPa (35.87% 再热额定压力) 时，低压旁路开始进入到维持最小再热器压力控制的运行方式，控制压力 1.6MPa 不变，低压旁路调节门开度随再热器通汽量增大而开大。在冲转前低压旁路调节门

开度随再热器通汽量增大而开大。在冲转前低压旁路调节门开度不应开足，一般在 50% ~ 65% 之间，它同每次启动投入的燃料量有关。

(二) 机组冲转前应具备的条件

总结两台机组实践结果，在机组达到冲转条件时整个工况如下：

(1) 燃料投入：8 支轻油枪，油压为 0.8 ~ 1MPa；8 支重油枪，油压大于 0.7MPa，油温 140℃；一台磨煤机，煤量为 30 ~ 40t/h。

(2) 汽温汽压。分离器出口汽压 8.2 ~ 8.4MPa，过热器出口汽压 7.95 ~ 8.05MPa，分离器出口汽温 295 ~ 305℃，过热器出口汽温 390 ~ 410℃，再热器压力 1.8 ~ 1.95MPa，再热器出口汽温 500℃左右。

(3) 高压旁路开度，50% ~ 60% 启动方式，投入自动。

(4) 低压旁路开度，50% ~ 65%，投入自动。

(5) 给水流量，35% MCR。

(6) 3A 阀。

ANB 阀开启

AN 阀开启

AA 阀开启

} 保持分离器水位在 6m 左右。

(7) 自动控制。炉膛负压和给水应投入自动，基地式自动全部投入。

(8) 锅炉辅机全部正常运行。

(9) 背压应不大于 25kPa。由于真空严密性在 533 ~ 666Pa/min (4 ~ 5mmHg/min) 范围内，故仍需两台真空泵同时运行。

(10) 轴向位移应在 $\pm 0.4\text{mm}$ 之内。

(11) 升速率设定为 $150\text{r}/\text{min}^2$ 。

(12) 旁路运行下的蒸汽品质已经达到标准。ABB 要求汽轮机能连续运行的蒸汽品质为 $\text{SiO}_2 < 20\mu\text{g}/\text{L}$ ；电导率 $< 0.2\mu\text{S}/\text{cm}$ ； $\text{Na} + \text{K} < 10\mu\text{g}/\text{L}$ ； $\text{Fe} < 20\mu\text{g}/\text{L}$ ； $\text{Cu} < 3\mu\text{g}/\text{L}$ 。

(13) 主汽门壳温度。主汽门壳温度必须大于饱和温度 20℃ (8MPa 时为 314℃) 才允许冲转汽轮机。

(14) 润滑油温度在冲转时至少应达到 25℃，润滑油压力在各轴承进口处应为 0.15 ~ 0.17MPa (表压)。

(15) 冲转前必须投入连续盘车，保持盘车转速 10r/min。

(16) 盘车投入前必须保证发电机密封油系统正常工作。

(三) 机组冲转前应具备条件的几个问题

1. 冲转参数的确定

制造厂规定冷态冲转参数为高压主汽门前 8MPa/360℃，而从冲转实践看，冷态要保持 360℃ 的汽温很困难，曾讨论研究将冲转汽压从 8MPa 降到 6MPa，因为在燃料相等的条件下，6MPa 比 8MPa 汽压更容易保持 360℃，而且当时由于分离器检查孔门的垫床尚未经过 8MPa 压力考验，亦希望降低汽压到 6MPa。ABB 专家同意此方案，这样对冷态启动时，汽轮机转子热应力有利；但是 Sulzer 专家从锅炉方面考虑不同意降低汽压，故冲转汽压仍按规定 8MPa 进行，经与 ABB 商定将冲转汽温提高到 400℃，并严格监视高压转子热应力。

通过后来多次摸索，冷态启动用 360℃ 亦是可能的，关键是要尽可能推迟到冲转前才投

入第一台磨煤机,保持较低的燃烧强度,即主汽门的暖门壳需要更长时间才能达到饱和温度加 20℃ 以上。因此现在大都使用 400℃ 启动。

2. 对冲转前蒸汽品质的要求

汽轮机冲转前,蒸汽品质必须严格达到上述标准。在过去电厂并不重视,或客观上不具备这种条件,即必须等到蒸汽品质允许才冲转。在具有 100% 旁路启动系统的机组上,完全可能和应该等待汽质合格才冲转,以保持整个通流部分能长期经济运行,也防止了对叶片的腐蚀。

3. 对主汽门壳温的要求

主汽门壳温度的暖体由于主汽门门壳壁厚超过 150mm,低于饱和温度时,蒸汽对门壳金属为凝结放热,容易造成内外壁很大的温差。另外,门壳质量很大,低于饱和温度时会凝结较多的水滴,冲转后进入汽缸,对喷嘴和叶片会造成水滴侵蚀。为此,必须认真执行这项要求。

为了提高门壳温度需要很长的时间,从汽轮机复置打开主汽门到达上述温度要求,冷态启动通常需要 6h 左右,要求锅炉长时间保持纯旁路运行等待温度上升,大大延长了整个机组的冷态启动时间,并带来很大的热损失。为了缩短这个时间,当主汽温度超过 100℃ 时就应将汽轮机复置,开启主汽门,加热门壳。

4. 润滑油和液压油的温度

润滑油和液压油系统,根据 ABB 要求润滑油温度低于 15℃ 时,不准启动润滑油泵和液压油泵,应该根据油温情况,决定油箱电加热器何时投入,在冬天冷态启动时应尽早投入油箱电加热器。ABB 规定冲转时最低润滑油温是 25℃,1500r/min 时为 30℃。而 ABB 又规定液压油泵允许连续运转的最低油温是 30℃,液压系统内的正常油温应保持在 50 ± 5℃ 范围内,3000r/min 时为 40℃ (短时间允许 35℃)。这两个规定互相矛盾,所以从全面考虑,冲转时应保持油温不小于 30℃。润滑油压力在各轴承进口处应为 0.15 ~ 0.17MPa (表压),这是汽轮机冲转的重要条件,涉及到轴系的稳定性和油泵的安全运行。

5. 盘车

冲转前必须投入盘车,盘车的时间同停用时间长短有关。ABB 规定:停用小于 1 天的盘车时间应不小于 2h;停用 1 ~ 7 天,盘车 6h 以上;停用 7 ~ 30 天,盘车 12h 以上;停用超过 30 天的盘车 24h 以上,在投入盘车前应手动通过盘车装置将转子搬动 360°;平时停机时,盘车自动投入。通常情况下,如没有工作需要,盘车可保持连续运行,直到转子完全冷却为止。

盘车投入后要检查主机的转速,应保持 10r/min,超过和减少均要特别重视,分析原因并加以解决,不应急于冲转,以防发生重大事故。

由于本机组为氢冷电动机,盘车投入前必须保证发电机的密封油系统全部正常工作。

(四) 冲转

当汽轮机冲转条件全部具备时,便可开始冲转。

ABB 要求第一次冲转时,发电机不充氢,保持空气运行,目标转速是 2400r/min,不允许超过此转速,因为空气绝缘不能承受额定电压,以防止误送励磁而损坏发电机。

第一次冲转时采用 TT51 手动控制,目的是:一熟悉 TT51 的动作性能,二在临界转速没有摸清之前,先利用 TT51 摸清,然后将临界转速的值设定到 TT52 中去。

第一次冲转到 2400r/min, 为了摸清临界转速和不同转速下轴承、差胀和膨胀情况, 采取分段升速, 分段升速选择 500、1000、1500、1700、2400r/min 五档。这个阶段升速率均为 150r/min², 情况清楚后就可以按正常规定升速。

(五) 发电机充氢

机组自 1992 年 1 月 3 日 12:06 第一次冲转, 1992 年 1 月 9 日到达 2400r/min。根据要求从 2400r/min 脱扣, 降速到 500r/min, 稳定 10min 后再升速到 2400r/min, 这样上下四次以后停机。这个过程是通过转速的快速变化, 对发电机的冷却风道进行空气冲洗, 利用氢冷却器前的临时滤网拦住杂质和脏物, 临时滤网栏用夹有金属丝的海绵层组成。事实证明这个冲洗过程对新投运的发电机是非常必要的。两台机组清理出不少加工的杂质、脏物及灰尘, 对保证今后长期安全运行有深远意义。发电机清扫干净之后, 进行充氢。

充氢前必须对氢系统进行严密性检查, 达到规定要求后方可充氢。

充氢前先充 CO₂, 到纯度 95% 左右, 这个阶段包括操作时间约需 10h; 然后充氢到 99% 以上, 这个阶段约需 8h。CO₂ 充的纯度高可以缩短整个充氢时间, 也可以在 CO₂ 达到 80% 以上停一个时期, 使内部的空气和 CO₂ 能够分层后再充氢。当氢气纯度到达后可逐步提高氢气压力到 0.42~0.45MPa (一般冷态启动保持到 0.42MPa)。充氢过程需 CO₂ 共 25 瓶, H₂ 共 3 大瓶。

(六) 升速和定速

用 TT-52 升速到 3000r/min。一号机于 1992 年 1 月 13 日 6 点 15 分第一次达到 3000r/min。根据 ABB 的意见并于实践中得到证明, 600MW 汽轮发电机不论何种状态启动, 均可以 300r/min² 的升速率从盘车状态直接升到 3000r/min, 中间不需任何停留。在 TT-52 装置中具有根据热应力修正机组升速率的功能, 如果热应力许可则以 300r/min² 升速率升到 3000r/min; 如果热应力大了, 则升速率将乘以一个小于 1 的系数, 使升速率降低, 热应力过大还可能出负升速率, 即降速处理, 起到按需要在升速过程中暖机的作用, 从而不需要在到达额定转速之前进行定速暖机。

为了证明 ABB 的设计, 曾在二号机组上某次冷态启动时进行了专门的试验, 用 TT-52 升速, 目标直接放到 3000r/min, 升速率为 300r/min², 按正常 10min 可以过到全速。实际上升速到 3000r/min 花了 28min, 这就是在升速过程中因热应力大而减低了升速率。当转速在 2650r/min 时热应力最大, 高、中压缸转子热应力分别达到 80% 和 62%, 在 3000r/min 时保持了 23min, 使热应力降低到正常水平, 再并网加负荷, 见图 24-2。

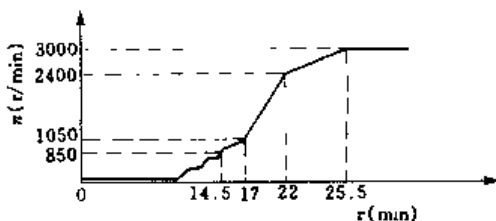


图 24-2 实际升速曲线

转速 $n = 2650$ r/min 时, 高压转子热应力达 80%,
 $n = 3000$ r/min 时, 高压转子热应力为 70%, 中压
转子热应力为 56%。

在 3000r/min 维持稳定运行后, 进行了超速试验。机组可以在运行中将两个危急保安器分别隔离出来, 进行试验。实际动作值分别为 3264r/min 和 3360r/min。

(七) 机组从冲转到定速阶段中的几个问题

(1) 充氢前对发电机氢系统进行严密性检查要
严格把关, 严格执行到有关标准, 为日后机组安全
运行打下基础, 要求测定用的压力表的精确度小于
等于 0.05%, 温度表的精确度为 1/10℃。

(2) 升速过程中摸清了整个轴系的实际临界转速, 为今后操作提供了依据。实际冲转

中,发现发电机转子的一阶临界转速在 650r/min 左右,为此,原计划 500r/min 的第一档停留转速改为 400r/min;发电机转子的二阶临界转速在 1930r/min 左右,故 2000r/min 不能停留;两个低压转子的临界转速在 1500r/min 左右,故 1500r/min 亦不能停留;中压转子的临界转速在 2260r/min 左右;高压转子临界转速在 2350r/min 左右。因此,2400r/min 转速除了发电机空气冲洗外,不宜作为停留速度。

根据以上分析,启动时的定速暖机只有在 400r/min 和 1000r/min 两个档上进行。

(3) 机组并网前的空载运行。鉴于一系列电气试验的进行,要求机组在空载下运行较长时间,一号机组的实际时间为 26h。汽轮机长时间处于空载下运行,由于鼓风的影响,将使高压缸排汽温度升高,这对于汽轮机高压转子的寿命和安全运行都是十分重要的,按制造厂规定 450℃ 应脱扣。

为了解决这个问题,满足电气试验要求,将低压旁路的开启压力设定值从 1.6MPa 暂时降低为 1MPa;将再热汽压力控制值从 1.2MPa 临时降为 0.9MPa,这样,就减少了中、低压缸的进汽量;为了维持同样转速,必须增加高压缸的进汽量,从而使高压排汽温度降低到 450℃ 以内(后来根据 ABB 来电,高压缸末级叶片材料已作过改变,可以将高压缸排汽温度的脱扣值和报警值相应提高到 480℃ 和 450℃)。

(八) 机组并网带负荷

一号机组于 1992 年 1 月 16 日 20:31 成功地实现了超临界压力 600MW 机组的第一次并网;二号机组也于 1992 年 11 月 23 日 3:24 首次并网成功。

机组并网以后,锅炉的燃料量和出力保持不变,启动参数中蒸汽压力由高压旁路控制保持不变,再热汽压力由低压旁路控制;汽温由于机组并网后逐步起到回热作用,使给水温度缓慢上升而逐步提高。这个阶段中锅炉产生的蒸汽随着负荷的上升逐步地由高压旁路转移给汽轮机,直到高压旁路全部关闭为止。

机组并网以后,由 TT-51 或 TT-52 控制,自动带上 2% 的初负荷,以处于发电机逆功率保护动作范围之外(逆功率保持设定为 0.26%)。为了确保达到这一目的,初负荷定值 2% 不是固定不变的,它根据转速偏差和汽压偏差自动进行修正。同时还自动投入频率死区和进入负荷方式运行。

初负荷运行正常以后,即可升负荷。通常在初负荷之后设定加负荷的目标为 10% 额定负荷(冷态)。升负荷率要求并不十分严格,设定过小会使加负荷过慢,延长了时间;设定过大,如果热应力超限,亦会限制升负荷率。通常冷态设定的升负荷率在 1%/min 左右,热态可设在 2%/min 左右,由于热应力控制能限制升负荷率,为了缩短启动时间,可以将升负荷率的设定值适当提高一些。

根据 ABB 建议,初次带负荷时的负荷目标分别为初负荷、60MW、90MW、120MW、150MW、180MW 和 210MW。其中在 60MW、120MW、180MW 三个负荷点停留时间较长。机组到达 60MW 后,应检查低压汽缸的喷水调节门是否已自动关闭;在 90MW 时应检查所有抽气逆止门前后的低点疏水门(除 7、8 号抽汽管外)、高、中压进汽室的疏水门是否已自动关闭。这个负荷范围不宜停留或上下变动,以免大批疏水门忽开忽关,影响使用寿命。

升负荷期间尤其是首次升负荷,要特别注意汽轮机的热应力、差胀、轴向位移、轴承和推力瓦金属温度、轴振动、发电机的铁芯温度和线棒温度等,以及时发现可能出现的异常情况。如二号机组启动中就发生过轴向位移接近限额的问题。不仅要注意 CRT 上的读数,有

的还必须在现场实际检查和测定。对所有的报警都必须进行分析，找出原因采取对策。

在初次整组启动时考虑到加热器汽侧存在着不洁物，故除#1、#2 低压加热器随机投入外，其他低压加热器和高压加热器均只走水回路，汽回路隔绝。随着负荷的上升，逐步投入低压加热器#3、#4，进行洗硅。在不同负荷下根据凝结水泵出口水中的含硅量判断是否达到标准，合格以后，才允许将负荷加到下一个负荷点，直到满负荷为止。超标的硅含量通过凝结水除盐装置除去。机组正常后，全部低压加热器及#6 高压加热器均可随机启动投入运行。随着负荷的上升应定期检查加热器疏水水位。疏水水位控制的动作不十分满意时，应予以注意。

机组带负荷以后，特别是带低负荷起，直到分离器干态运行为止的这段时间里要特别注意除氧器水位的调节性能，很容易产生水位的剧烈摆动，从而影响凝结水泵的正常运行。这是因为 ANB 阀还有一定的开度随着分离器压力的升高，特别是燃料量增加过快时，给水调节的反应比蒸发量的反应要快得多，造成分离器水位骤增而过调，使 ANB 阀突然开大，引起进入除氧器的分离器疏水量扰动非常大，剧烈摆动的水位信号造成了水位自动调节性能下降；如果除氧器水位控制过于灵敏，则将造成凝结水泵流量瞬时过大从而导致进口滤网差压超限而脱扣凝结水泵，甚至扩大为 MFT；它也会导致凝结水泵出口压力低而使低旁路关闭或给水泵密封水差压低而跳泵，这也会扩大为 MFT。

如果机组在带负荷时发生 ANB 阀重新打开，则上述现象将更为突出。一旦发生应将除氧器水位切到手动，根据负荷、给水流量和给水箱水位手动控制凝结水流量。

在并网后到高压旁路全关为止，锅炉的负荷基本上保持 35% 不变，这段时间冷态启动约需 2.5h 左右。这时锅炉相当于汽包炉运行，分离器水位相当于汽包水位，但分离器的容积比汽包要小得多，因此，水位的控制非常重要。曾发生过 AA 和 AN 阀控制失灵故障，必须经常监视有关画面并进行现场检查。

这个阶段里，再热器压力始终保持 1.6MPa 不变。当负荷逐渐上升、高压旁路逐步关小时，低压旁路亦逐步关小以保持 1.6MPa。汽轮机组在这个阶段中，中压汽缸同高压汽缸一样亦是处于定压运行状态，中、低压缸的功率（流量）取决于中压调节汽门的开度。这个状态一直维持到高、低旁路全部关闭。1.6MPa 的设定值比高、低压旁路全关时的机组带 35% 负荷时再热汽压力 2MPa 低，因此，当高压旁路全关时低压旁路还有一些开度。也即任何时候低压旁路都先于高压旁路开启，以保证安全可靠。当高压旁路全关后，负荷为 35% 左右，这时低压旁路还有少量蒸汽通过。将负荷设定再提高一些，中压调节门增开，再热汽压力下降而关小低压旁路，直到全关为止。

低压旁路全关后再热汽压力设定值就自动增加 2%，以防止再热汽压力发生波动时频繁地开关低压旁路。

在机组负荷达到 35%，高压旁路全关之后，机组即进入滑压运行方式，从 8MPa 开始升温升压，最大的升压率为 0.8MPa/min，当升压率超过该负荷下的允许值时，高压旁路会自动打开。因此，在高压旁路全关后的手动升压过程中要注意燃料量不能加得过大，以免高压旁路重新开启。高、低压旁路全关之后，机组进入滑压运行方式后，随着负荷上升，机组的主汽压力设定值亦随之上升，机组不仅要保持负荷达到设定值，还要保持主汽压力达到设定值。这时应该逐步增加燃料量，增加主汽压力，以提高负荷，根据经验，燃料量增加以 1~2t/min 左右为好。汽轮机高压调节汽门应处于三个调节汽门全开而第四调节汽门尚未开启的

位置，相当于 TT-52 高压调节汽门行程 87% 左右。

高、低压旁路全关之后，继续增加燃料量将使锅炉的蒸发段产汽量增加，汽水分离器的水位下降。在原来保持 8MPa 定压运行时，汽水分离器的 AA 和 AN 疏水门应该已经全关，只有去除氧器的 ANB 疏水门还有一些开度，开度多少，同当时的燃料量有关。燃料量多，ANB 阀开度小，燃料量少，ANB 阀开度大。随着燃料继续增加，分离器水位继续下降，ANB 阀继续关小，直到全部关闭为止。这时机组就进入到纯直流运行，汽水分离器完全干态，成为一个微过热蒸汽的通道。

在高压旁路全关之前，由于高压旁路在 8MPa 的条件下能通过足够的蒸汽量，如果燃料量加得过多，分离器也可能干态运行，当然这将大大增加启动损失。

进入干态之前，由于 ANB 阀已经关得很小，除氧器加热汽源相应减少，给水温度会逐步下降。这时如果辅助汽源亦不够，在冷态条件下给水温度会下降到 50℃，为了防止省煤器外壁结露腐蚀，应将除氧器汽源切换到再热冷段供汽，为此应事先做好投入再热冷段汽源的各种准备工作。

由于给水温度的不同，会使蒸发段的分界面发生变化。当给水温度特别低时，蒸发段与过热段的分界面可能上升到很高，即使燃料量超过 40%，分离器仍可能保持一定的水位。

根据设计，从 35% 额定负荷开始到 90% 额定负荷间实行滑压运行，汽压从 8MPa 逐步升高到 24.5MPa，这时 1~3 号调节汽门保持全开。滑压运行使得机组在 35%~90% 额定负荷间保持较高的经济性，同时也提高了机组的负荷适应性能，对启动性能也有一定的改善。为此，锅炉水冷壁的设计必须满足在滑压条件下安全可靠运行的要求，这台锅炉的螺旋管圈式水冷壁具备了条件。

这台机组的滑压运行采用定压—滑压—定压方式（见图 24-3）。35% 以下的定压运行主要是为了启动方便和锅炉水冷壁的安全；90% 以上的定压运行主要是为了机组调频运行的需要。

机组滑压定压曲线从 30% 额定负荷开始自动滑压运行的具体条件是在协调运行方式下高压旁路全关和控制高压旁路的开启信号小于 2%。如果只有高压旁路全关，则当汽压高时高压旁路还会开启，因此必须保证两个条件同时具备。为此应尽量使用协调方式运行。

在滑压条件下，1~3 号调节汽门全开是保持经济运行的关键。因此，协调规定中规定：当汽轮机调节汽门开度在 87% 以上才能进入滑压运行方式，当开度小于 82% 时将自动退出。

开始进入滑压运行以后，协调控制系统根据负荷送出汽压信号给机炉主控，以保持滑压参数；AV-6 跟踪实际的汽压指令再加上 1.3MPa 的富裕量，作为高压旁路的动作值，当汽压超过此值时高压旁路就开启，以起到一定的保护作用。

当机组具备滑压运行条件后，也可手动进行滑压运行。方法是用手动始终保持汽轮机调节汽门开度为 87% 左右，逐步增加燃料量以升高负荷和汽压。这种方法得到的汽压和负荷关系曲线是一根不规则的扭曲线，不可能是一根直线。因此，从机组的整体安全出发，应尽

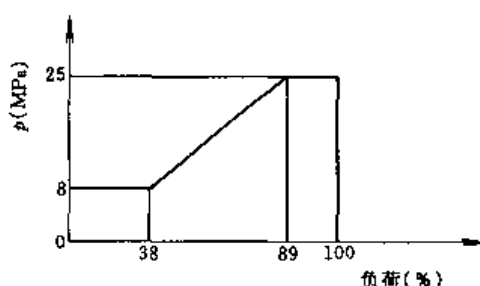


图 24-3 机组滑压定压曲线

量使用协调控制系统，即使负荷变化率很小也是有利的。

目前经常有一种不正常的运行方式，只要等高压旁路全关以后，就增加燃料量升压升温升负荷。这时第3调节汽门没有全开，节流依然存在，它并不是真正的滑压运行方式。

当机组超过500MW以后，汽水分离器压力很快越过22.5MPa进入超临界压力时的相变点。根据超临界压力汽水特性，汽水密度在相变点及以后都是相等的。这个特点在汽水分离器水位上首先反映出来，即从原来分离器没有水位开始，水位逐步上升直到全满，由于水汽同相，水位指示就分不清是水还是汽了，机组最终升负荷到600MW。

(九) 机组带负荷运行阶段的几个运行操作问题

1. 机组热应力的控制

进入初负荷后，热应力余度会减小，特别是中压缸。这是因为启动时中压缸进汽骤然增加，造成热应力变大。如果启动时的蒸汽参数高，这个问题会更加突出。

热应力在升负荷期间随着负荷的升高更加突出，这是因为蒸汽对金属的放热系统数同蒸汽压力成正比，负荷高了调节级汽压和再热汽压都随之升高，在同样温差下，热应力会更高。因此，更需予以重视。通常热应力和极限应力之比为相对应力。当相对应力小于40%时，加负荷的余度为100%。按照过去实践经验，在升负荷率为5MW/min时，相对应力一般均小于30%。因此，在本阶段内是偏安全的，这是从首次升负荷来考虑的。当相对应力升到80%时，加负荷的余度开始变小；当相对应力升到100%时，加负荷的余度为零，即不允许再加负荷；当相对应力超过100%时，加负荷的余度为负值，即应减负荷，减负荷时亦有相似的限制（见图24-4）。

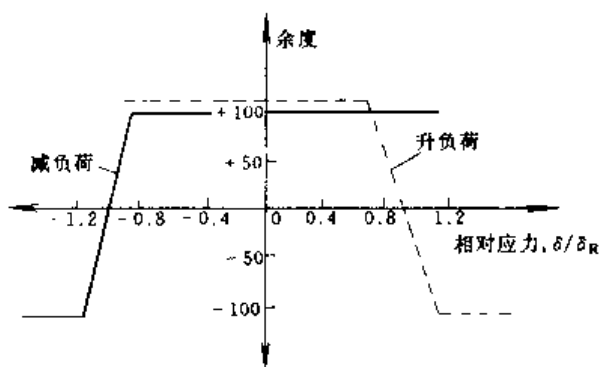


图 24-4 相对应力与加负荷速度的关系曲线

值得注意的是升（减）负荷率同加（减）负荷余度是两个不同的概念，不应混淆起来。升（减）负荷率是人为设定的，它的大小直接影响热应力。加（减）负荷余度是允许负荷变化的幅度，它受热应力限制。因此，如果将升（减）负荷率设定得太高将使热应力过大而限制了加（减）负荷的幅度；而限制加（减）负荷的幅度又是通过改变升（减）负荷率来实现的。当余度为100%时，升负荷率亦为100%（指预先设定

值的100%）；余度为0%时，升负荷率亦为0%，完全呈直线性关系。

2. 给水泵汽轮机单转

给水泵汽轮机的单转可以在主机组带35%负荷后，用5级抽汽进行；也可以在锅炉旁路运行时，利用再热冷段蒸汽进行。对于1号机组，由于给水泵汽轮机的安装工作来不及，在机组已带负荷的情况下才开始调试，因此使用5级抽汽启动。2号机组是利用1号炉的再热冷段汽源启动的。

600MW时5级抽汽压力为1.2MPa，机组启动时锅炉旁路运行保持35%负荷，再热压力为1.6MPa，因此完全有可能将给水泵汽轮机同主机同时启动。

当一台机组正常运行时，另一台锅炉的汽动给水泵能够利用运行锅炉的再热冷段蒸汽启动，故也可以作为启动给水泵使用，并可省去给水泵切换的步骤。

给水泵汽轮机单转的条件：

(1) 根据 ABB 规定冲转前的蒸汽温度过热 50°C ，但实践发现进汽温度的测点位于死角处，温度很难提高，后经与专家商定将过热度改为 20°C 。为了防止蒸汽在进汽室内凝结而带入汽轮机，造成叶片损伤，过热度不宜再降低。为了缩短暖管时间，可以将再热汽温提高到允许值的上限。根本的改进办法是在主汽门门壳上加个放汽点，启动时开启放汽门，通入主机的大气扩容器。

(2) 给水泵汽轮机的排汽通过一蝶阀进入主机凝汽器，该蝶阀设计是应带水封的，实际设备上并无水封。因此隔绝时必须电动关闭之后，再人工关紧，当然在开启时也必须同样由人工打开一段后再电动开启。打开蝶阀之前应先用旁路门使两侧压力平衡，起码压差应小于 5kPa 。

真空要求同主机一样。真空严密性试验只能同主机一起做，作为主机真空系统的一部分。真空脱扣保护动作值应同主机以及低压旁路一样，设定为 0.07MPa ，以保证在真空故障时不影响主凝汽器。

(3) 轴向位移应在 $\pm 0.4\text{mm}$ 之内。轴向位移的零点是将转子静止时处于推力瓦的中间位置，只需在静止时校准即可，在转子盘动后不必校验。

(4) 润滑油压应保持在 $0.15 \pm 0.02\text{MPa}$ （表压）范围内。润滑油温低于 10°C 时不允许辅助油泵启动，低于 18°C 时不允许给水泵汽轮机冲转，以保持轴系的稳定性。

(5) 给水泵汽轮机的盘车转速为 $57\text{r}/\text{min}$ ，冲转前必须投入盘车。在汽轮机单转时，由于转子荷载轻，加上可能存在的阀门漏汽，会使转速超过 $57\text{r}/\text{min}$ 而使盘车脱开，因此，单转时需加强对盘车转速的监视。

盘车时间的规定可参照主机同样对待。

轴封送汽应在规定的盘车时间达到后进行。

(6) 液压油系统是抗燃油的高压系统。正常油压为 12MPa ，不应低于 9MPa 。正常油温为 40°C ，不应高于 75°C ，应经常将温度控制器投入。

(7) 所有疏水门应处于打开位置。

当以上条件全部具备时，便可开始冲转。

根据 ABB 规定，当汽轮机金属温度小于 237°C 时为冷态启动，超过 237°C 为热态启动。两者的启动时间分别是 57min 和 5min 。

启动时间是指从盘车状态到达允许的最低运行转速 $2700\text{r}/\text{min}$ 之间的时间。升速率是根据均匀上升到 $2700\text{r}/\text{min}$ 所需的启动时间决定的。

所以决定以 237°C 作为一界限，在此界限的两侧其升速率相差达 10 倍以上，其主要出发点是转子材料的脆性转变温度发生在相当于金属温度测点处为 237°C 的时候。为了防止冷脆，降低启动时应力水平，故采取了特殊的限制升速率和暖机的措施。为了均匀地升速，一般都应采用自动升速。

到达 $2700\text{r}/\text{min}$ 后检查一切正常，就可继续升速。如果属于首次试转，通常应每 $1000\text{r}/\text{min}$ 停留一下，检查轴承振动、温度、膨胀、差压、轴向位移等数据，并进行现场检查。确认正常后，再升到下一档转速。给水泵汽轮机的临界转速为 $2910\text{r}/\text{min}$ 左右，不宜在此逗留。

给水泵汽轮机的超速保护装置是电子式的，因此非常正确，规定 107% 额定最大转速即

6013r/min 时动作。一般只做一次超速试验即可。带泵运行的极限是 5678r/min，超速试验前必须将给水泵对轮解开，不带给水泵。

正常运行后，给水泵汽轮机超速试验可以不必定期实校，只须将 PRO 系统的保护脱扣回路实校动作正常后，再将电子脉冲计数器进行实校，确认 107% 脉冲正常即可。

3. 给水泵汽轮机机带泵运行

带泵启动同单转一样，有关要求均需满足。

给水泵启动的重要条件之一是保持密封水压正常。投运期间由于密封水压力调节器布置离泵太远，而压力信号管路又没有按规定的尺寸配制（规定为 16mm，实际为 8mm），结果频繁地引起密封水压差保护动作而跳泵并 MFT，这是调试阶段 MFT 动作原因中最多的一项。为此将信号管改粗到原来设计的 16mm，1 号机组还将调节器移到水泵旁边，同时加强对调节器的维护（定期放水冲洗），使调节系统保持了正常。

密封水对于 Byron Jackson 的水泵是至关重要的，它不允许瞬间断水，以防止轴封卡死，当密封水差压小于 0.02MPa 时跳泵。对密封水水质要求亦很高，故装有极细的滤网（调试期间，孔径为 $5\mu\text{m}$ ；正常孔径为 $25\mu\text{m}$ ），在安装结束后必须经过非常仔细的冲洗，以保持正常的密封水差在 0.11 ~ 0.14MPa 范围内。

经过实践将密封水差压保持 0.2MPa 较好，如果过低则回水温度太高，接近 100℃ 则容易汽化。曾做过试验密封水差压在 0.16 ~ 0.23MPa 范围内变化，回水温度在 90 ~ 78℃ 范围内变化，结果是 0.2MPa 时为 80℃ 较为合适。

带泵启动前，必须将暖泵门打开，并至少保持 2h 以上；通常停泵后应立即打开此门，待泵运行正常后应立即关闭。

带泵运行时应特别注意汽泵运行转速和流量之间的关系。制造厂设有最小流量保护和最大流量保护，两者均同工作转数成正比关系。当汽泵运行在某一转速时，如果该泵的流量达到最小流量或最大流量保护值时均会跳泵。最小流量保护目的是防止汽化，保护给水泵；最大流量保护目的是保持主给水泵有足够的气蚀余度，并不使平衡盘过载。

当停炉时由于不必要地将高压旁路打开过早，而给水调节门动作又不及时会造成给水压力下降，在给水泵未改变转速的条件下，瞬时会使流量超过该转速下的最大流量保护值而跳泵，这在运行初期曾多次发生，应予以注意。

启动第一台给水泵前，必须全关出口电动门，达到预定工况时，开出口电动门的旁路门为阀门后管道和设备充压，当阀门前后压力平衡后，再开泵出口电动门，以避免泵进入大流量限制区。备用给水泵则应开启出口电动门，勺管位置应跟踪运行泵。

4. 给水泵的切换

第一台汽动给水泵启动正常后，准备与原来运行的电动给水泵切换时，应先将电动给水泵放给水自动控制方式，汽动给水泵放手动。然后逐步将汽动给水泵转速调到与电动给水泵转速相近（汽动给水泵出口压力比电动给水泵出口压力略低），增加水量，这时电动给水泵出力将会自动下降以保持总的给水量不变；多次进行上述操作，直到电动给水泵出力降到再循环流量为止，就完成了给水泵的切换。切换中要密切注意汽水分离器出口温度和总给水量保持不变。然后将电动给水泵改为手动，汽动给水泵放自动。

泵切换时会由于给水调节门开得太大而引起减温水压力降低，因此应注意减温水是否足够，必要时可将给水调节门适当关小些。

在一台汽动水泵正常运行后,第二台汽动给水泵启动后的并泵过程中,同样保持第一台自动运行,第二台泵手动运行。将第二台泵的转速逐步增加,这个过程中,随着第二台泵加速,出力增加,由给水控制系统自动将第一台泵减速,降低出力。当两台泵转速完全相等后,可以将第二台泵亦投入自动方式,这样并泵工作就完成了。

通常启动时,在 240MW 负荷时进行电动给水泵和汽动给水泵的切换。假如汽动给水泵利用再热冷段汽启动,则切换的时间还可以提前到 150~180MW 之间进行,这样干态运行后,可以迅速增加负荷,不需要等待给水泵保持再循环运行,这时可启动第二台汽动给水泵,为 50% 额定负荷前完成两台汽动给水泵自动运行作好准备。

给水泵切换和并泵也可以手动进行,但必须十分谨慎,以防止抢水而造成给水的波动,故不提倡采用手动方式。

1993 年 1 号机组停炉时曾发生过因汽动水泵切换到电动给水泵运行的过程中,没有注意到总给水流量的变化而引起分离器出口温度高而使主燃料跳闸,事后检查总给水量在 1min 内减少了 600t/h 之多。这是因为没有掌握给水泵的特性曲线,在最新开发的 CRT 图像中已有能表示特性曲线及其运行点的功能,运行人员可以直接根据特性曲线进行操作,防止上述故障的发生。

5. 高压加热器投运

当给水泵切换完成之后,机组运行稳定,即可着手进行高压加热器的投入工作。

根据疏水顺序,先投 #7 高压加热器,然后投 #8 高压加热器。

超临界压力机组的高压加热器由于管板和壳壁特别厚,因此投运时要严格控制温升率,以防止热应力超限。在开高压加热器进汽门之前先开启进汽门的旁路门,对管板和壳壁进行预热;由于旁路门较小,一般可以开足,这时从进汽门后的温度可以监视升温率,通常保持在 $3^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 以下。当汽门后的温度达到和抽汽温度的差值小于 5°C 时,可以逐步开启进汽门,并控制给水温度升率在 $1\sim 2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 以内,直到全部开启为止。

高压加热器投运之前应将正常疏水的隔绝门关闭,让不合格的疏水只放到凝汽器,当疏水水质(主要是含铁量和含硅量)合格后,再开启正常疏水。

高压加热器的水位控制是调试期间频繁发生故障的薄弱环节,水位大范围波动并引起高压加热器切除,上一级高压加热器水位波动和切除会影响下一级高压加热器的水位控制,因此往往一级高压加热器故障会引起整系列高压加热器出系(停用)。造成水位控制失灵的原因主要有:装置安装不符合要求;汽源不清洁;零件机械卡塞;给水密度的温度修正不正确,造成水位设定错误等。经过按照制造厂要求修正和加强维护工作后现已证明可以正常运行。高压加热器投运之前必须保证高压加热器的保护确定是可靠的,高压加热器水位自动切旁路运行应定期进行。对于液动旁路门的液压操作回路,必须严格按设计图纸施工;例如液压管路材料必须是不锈钢的,管路的口径不能任意改变,液压控制的位置应使它同进出门的距离相差很小,以保持进出门开关同步等。调试时应做进出门的动态试验,以确定动作时间和相互配合关系。经过实测,在给水压力为 10MPa 和脉冲门保持 $1/4$ 开度时,高压加热器进口门的开启时间为 1.3s,关闭时间为 4s;出口门的开启时间为 2.6s,关闭时间为 6.5s;关闭时两门同步,开启时进口门超前 1s 先开。

6. 除氧器运行

要特别注意升负荷到 300MW 前的 ANB 阀开度情况,曾经发生过由于汽水分离器水位信

号管路的附件泄漏而产生假水位，造成 ANB 阀不关闭，致使部分高温高压蒸汽进入除氧器，这是较危险的。

除氧器的运行压力在低负荷阶段由辅汽系统保持，控制在 0.2MPa，当抽汽压力高于 0.2MPa 时，抽汽逐步进入，直到辅汽门全关为止。在这以后除氧器运行压力随抽汽压力变化，成为滑压运行。这时除氧器压力没有阀门控制，万一发生超压，全由安全门保护。

7. 辅汽系统运行

辅汽系统不仅要保证除氧器的供应，还承担汽轮机轴封汽和重油加热等重要用户的供应，在启动及低负荷阶段，辅汽由石洞口第一电厂供应（这是设计上的一个薄弱环节）；在负荷到达 300MW 之前，应将辅汽切到由冷段再热蒸汽供应，然后由石洞口第一电厂保持汽源，作为热备用。但是石洞口第一电厂考虑到万一逆止门不严密可能引起的危险，没有同意作热备用。目前两台机运行时，互相用冷段再热蒸汽作热备用；当一台机运行时，辅汽就失去备用汽源，此缺点在日后应该改进。

轴封汽有两个汽源，来自冷段再热蒸汽的压力设定为 1.6MPa，它同低压旁路的压力设定相等，这样压力稍有变化就使轴封汽调节汽门发生忽开忽关的现象。为此，将冷段再热蒸汽的压力设定改为 1.2MPa，原来从辅汽来的压力设定为 1.2MPa，也相应改为 0.8MPa。

8. 降真空问题

升负荷时要注意真空系统。由于机、炉的设备合同是分别签订的，因而机、炉分别置有各自的疏水扩容器。锅炉疏水扩容器的疏水箱通过疏水泵将疏水打入凝汽器，这是很不合理的，应加以改进。曾发生过炉疏水回收箱水位控制不好，水位过低，空气从疏水泵进入凝汽器而跌真空，引起脱扣停机事故。为此，已将疏水泵的出口调节门改为泵启动阀门开和泵停止阀门关，同时在凝汽器高水位时也不能开启。给水泵汽轮机的汽缸疏水与凝汽器之间只有调节门，没有隔离门，在给水泵汽轮机停用时，疏水调节门全开，也是跌真空的原因之一，现已加了隔离门。

9. 高负荷下的三只分离器疏水门

原设计分离器三只疏水门（3A 阀）在干态下是不能开启隔离门的。特别是 ANB 阀，为了防止高压蒸汽进入除氧器导致严重超压事故，绝不允许在高压状态下开启隔离门，当锅炉负荷大于 40% 或分离器压力大于 21MPa 时，该门自动关闭；另外除氧器压力超过 1.4MPa 时也应自动关闭此门。但是，在高负荷下也可能发生严重煤水比失调而导致分离器进水，这时迫切要求开启 3A 阀的隔离门，如果等汽压下降到规定值再打开将会酿成巨灾。为此，应增加另一开启隔离门的条件：当负荷超过 45% 以上，同时分离器出口汽温又等于或小于该压力下的饱和温度时，则允许开启 3A 阀的隔离门。为了防止 ANB 阀在高压状态下打开，当分离器已经处于干态，负荷超过 50% 以上时，将 ANB 隔离阀的控制电源拉脱，以达到双重保险。停炉时，当负荷降低到 50% 以下时，恢复送电；当发生 MFT 时，在锅炉泄压后立即送电。

10. 定压和滑压两种运行方式之间的关系

原设计运行方式的转换只能是从启动方式转到定压方式，再由定压方式转到滑压方式；不能从滑压方式倒回到定压方式，只能从滑压方式倒回到启动方式。这个模式使高压旁路不能手动开启，除非超压强开或手动全开，给运行带来很多不便。对此已同 ABB-BP 取得一致意见，并作了如下修改：

- (1) 负荷大于 15%，主汽压力大于 8MPa 时可以手动打开高压旁路；
- (2) MFT 时可以手动打开旁路。

旁路打开的大小由操作人员自行决定。这样可以在机组突然降负荷或 MFT 时，根据当时需要适当打开高压旁路，以帮助机组恢复正常；避免由超压而强开高压旁路，引起过大的扰动。

11. 氢泄漏试验

在机组正常运行后，应进行氢泄漏试验，以考核发电机系统的严密性。ABB 的做法是每天测定氢压、氢温 and 补氢量，然后平均一个月为了保持相同氢压所需的补氢量，经过温度修正后将其作为泄漏量。制造厂的允许值为 $12\text{m}^3/\text{天}$ （标准状况下）；保证值为 $9\text{m}^3/\text{天}$ （标准状况下）；实际测定 1 号机为 $4.96\text{m}^3/\text{天}$ （标准状况下）；2 号机为 $3.31\text{m}^3/\text{天}$ （标准状况下）；均属较好水平。

12. 真空严密性试验

机组带到满负荷以后应测定汽轮机的空气严密性，ABB 的合格标准很高，为 $0.15\text{kPa}/\text{min}$ （国内为 $0.4\text{kPa}/\text{min}$ ）。1992 年 6 月 6 日，两台机组带满负荷后实际测得数据分别为 $0.45\text{kPa}/\text{min}$ 和 $0.55\text{kPa}/\text{min}$ ，都不合格。1992 年 12 月 14 日再次测定为 $1.36\text{kPa}/\text{min}$ 。低负荷时的真空严密性比高负荷好，以下为低负荷时的数据：

1 号机组	300MW	1992 年 3 月 11 日	$1.2\text{kPa}/\text{min}$
2 号机组	125MW	1992 年 12 月 2 日	$0.33\text{kPa}/\text{min}$
3 号机组	270MW	1992 年 12 月 2 日	$0.51\text{kPa}/\text{min}$

这说明不是抽汽系统的问题。曾多次进行真空系统查漏，均没有取得什么大的效果，真空严密性不合格已成为一个老大难问题，造成这个问题的可能原因有以下几方面：

(1) 汽轮机疏水系统有一只大气扩容器，通过疏水水位调整门经常保持扩容器水位并将疏水送往凝汽器。这是一种非常不可靠的设计，它假定正常运行时没有疏水进入扩容器，调整门可以全关，实际上由于阀门泄漏，扩容器经常有水，这样调整门必须经常调节，而调整门的口径较大，加上调节上的迟缓以及调整门后没有水封，造成水位抽空并吸入空气。

(2) ABB 设计的轴封汽母管压力为 0.103MPa ，而国外同等容量机组采用的是 0.14MPa ，说明 ABB 的设计压力太低，可能造成个别轴封不能完全封住而漏入空气。为此要进行提高轴封汽压力试验，可初步提高到 0.12MPa ，看真空严密性有无变化。

(3) 不同负荷下的凝结水过冷度应该可以作为分析真空严密性不合格一个重要的方面，由于测点的正确性不够，得出的结果极不合理，因此也失去了它的作用，应全而样验后再进行分析。

13. 阀门试验

汽轮机组长期运行中万一发生紧急情况，必须保证主汽门和调节汽门能正常关闭，为此汽轮机设置有专门的阀门试验装置。本机组的阀门试验装置具有四种方式：调节汽门全行程试验、主汽门部分行程试验、调节汽门和主汽门组合全行程试验和中压主汽门调节汽门全行程试验。根据制造厂规定应定期进行，调节汽门全行程试验也可单个进行，不影响负荷，故应每月进行一次；主汽门部分行程试验也可单个进行，由于对机组更重要，故应两周进行一次；调节汽门和主汽门组合试验要降低负荷，每三个月进行一次；中压主汽门调节汽门只有全行程试验这样一种方式，应每月进行一次。进行调节汽门和主汽门组合试验时，应先将负

荷降低到 65% 以下；试验开始，自动将一侧的主汽门和调节门全关，等 30s 后就自动开启，然后进行另一侧。试验要求调节汽门能全部关闭，为此，在调整控制阀试验的可变电磁阀时必须严格按照说明书调好零点和最大电流的对应油压。当一侧试验时，另一侧会自动开大调节汽门，以保持负荷基本不变；这点在试验第 1、3 调节汽门一侧时，由于另一侧的第 4 调节汽门开度尚小，故比较有效；相反在试第 2、4 调节汽门一侧时，由于第 1、3 调节汽门已基本开足故效果较小。

14. 切除高压加热器运行

由于高压加热器疏水水位控制失灵、高压加热器本身泄漏或给水大旁路三通和两通阀动作不正常等问题，在运行中高压加热器会自动切除。根据制造厂规定机组是允许在高压加热器切除的条件下带满负荷运行的。为此专门做过高压加热器切除试验：将机组保持 500MW，逐个切除三台高压加热器，再用协调控制以 100MW/min 的升负荷率升到 600MW，保持 1h，机组运行正常。具体运行数据见表 24-2。

表 24-2 高压加热器全切除及机组正常运行时的数据

项 目	单 位	高压加热器全切除	正常运行
日 期	年 月 日	1992.10.31	1992.6.4
负 荷	MW	604.9	600.8
给水温度	℃	191	286
给水流量	t/h	1496	1745
省煤器出口温度	℃	240	313
分离器压力	MPa	25.1	26.1
分离器出口温度	℃	407	418
初级过热器出口温度	℃	458 ~ 460	452 ~ 458
一级减温后温度	℃	356/438	446/447
一级减温水量	t/h	75.1	67.2
屏式过热器后温度	℃	470/477	469/476
一级减温后温度℃	447/456	430/461	
二级减温水量	t/h	66.7 (65/72)	(29.6/47.6)
末级过热器出口温度	℃	533/534	536/537
末级过热器出口压力	MPa	23.9	24.4
主汽温度 (机侧)	℃	532/533	539/539
高压缸排汽压力	MPa	4.87	4.62
高压缸排汽温度	℃	300/302	294/295
再热器减温后温度	℃	261/262	250/259
再热减温水量	t/h	71.4	33.5
再热汽压力	MPa	4.51/4.79	4.20/4.17
再热汽温度	℃	563/570	557/559

注 括号内为减温水阀门开度。

高压加热器突然退出后限制负荷的因素主要有以下几点：

(1) 由于高压加热器出系给水温度将下降近 100℃，水冷壁温升从 105℃增加到 167℃；如果保持燃料量不变，则产汽量必然不够；要保持原来负荷不变，只能增加燃料量，最大负荷取决于燃料量。

(2) 为了保持原有负荷水平，增加了燃料量，会导致炉膛出口烟温上升，必须用更多的减温水才能保持主汽和再热蒸汽温度，因此负荷也取决于减温水量是否足够。特别要注意减温水门不能开足，要适当留有余地。从上表数据看减温水量上升很多，仍有余量。即使不增

加燃料量，由于产汽量减少也会使汽温很快上升，故在高压加热器切除之后应立即注意汽温，防止可能出现的突升。

(3) 高压加热器突然出系会引起省煤器进水温度突降，应注意省煤器管壁温度的变化情况，从实践中看，这个问题不突出。

如果发生高压热器突然切除，汽轮机由于抽汽量减小，负荷会自动增加，这时应先控制住分离器出口汽温，稳住后再按需要增加负荷。

15. 单循环泵运行

为了确认在一台循环泵运行时的机组最大出力，两台机组曾分别进行了试验，证明在一台循环泵运行时机组可以带满负荷，具体数据见表 24-3。

表 24-3 一台循环泵运行时带满负荷的具体数据

项 目	1 号 机	2 号 机
循环水温 (°C)	14	14.2/15
背压 (kPa)	2.81 (2.33)	0.00424
温升 (°C)	7.6 (16.1)	17.6/12.1
排汽温度 (°C)	33 (29.9)	37.6°
最大出力 (MW)	600	617
运行时间 (min)	60	40 (>600)

注 括号内的数据是试验稳定开始时的数据，括号外的数据是稳运 1h 后的数据。

试验时先将负荷放在 450MW 上，然后停用一台循环泵，稳定运行后，逐步增加负荷到 600MW，稳定运行 1h，根据背压情况再逐步增加负荷，测定可能达到的最大出力。从上述数据可知，2 号机组的循环水温升高，说明流量比 1 号机组小，今后应进一步分析原因，找出可能存在的问题。

16. 半侧凝汽器运行

为了确认在半边凝汽器停用时的出力能力，分别对两台机组的每一半边进行了停用试验，结果证明都能带 3/4 负荷运行而无任何问题。见表 24-4 是有关的数据。

表 24-4 两台机组均在半边凝汽器停用时带 3/4 负荷的有关数据

项 目	1 号机 A	1 号机 B	2 号机 A	2 号机 B
负荷 (MW)	450	447	450	465
A 侧进水温度 (°C)	27.6	29.5	10	10.5
A 侧出水温度 (°C)	35.4	39.6	51	21.2
B 侧进水温度 (°C)	29.1	30.6	11	11.5
B 侧出水温度 (°C)	36.5	38.4	20.4	47.9
排汽温度 (°C)	35	—	45.7	46
背压 (kPa)	4.91	5.74	11.13	9.14
颈部温度 (°C)	42	—	48	53.2
热井水温 *1 (°C)	42	—	50	44
热井水温 *2 (°C)	43	—	53	51
试验日期年、月、日	92.9.6	—	93.3.23	93.3.24

注 上表也说明 2 号机组的循环水量比 1 号机组小。

三、机组热态和极热态启动

根据制造厂的意见, 机组停用 8h 后重新启动为热态启动, 2h 后重新启动为极热态启动。极热态启动通常又可分为汽轮机单独启动和机组启动两种。

这两种启动的关键是尽早提高主汽和再热汽汽温并增加升负荷的速度, 防止汽轮机转子和锅炉厚壁部件表面受蒸汽冷却而产生过大的拉热应力。值得注意的是不应把并网看成热态启动结束, 当然汽轮机启动时由于蒸汽参数还较低, 提高汽温有一定限制, 必须引起注意; 带负荷后因蒸汽参数高改变了蒸汽对金属的传热条件, 相同温差能够产生更大的热应力, 故不能疏忽。因此, 必须提前做好磨煤机和给水泵, 切勿因耽搁而影响机组寿命。

在热态启动时, 在汽轮机和锅炉之间比较, 汽轮机问题更为突出, 这是因为汽轮机的转子和汽缸的金属壁厚度比分离器和联箱厚得多, 温差热应力更大的缘故。通常都以汽轮机高压转子的金属温度(探针温度)作为划分的界限, 大于 350℃ 为热态启动。

1. 极热态启动

(1) 机组带高负荷运行中发生汽轮发电机跳闸、锅炉保持旁路运行和汽轮发电机重新启动就属于极热态启动。600MW 时高压转子金属温度(探针温度)在 470℃ 左右, 中压转子金属温度在 550℃ 以上(个别在 560℃ 以上)。如果重新启动, 相当于 FCB 成功后的再启动, 主蒸汽温度在 2h 以内下降不会很多, 因此高压汽缸问题不突出。关键是中压转子, 它在跳闸以后的温度降低不可能很快, 根据记录脱扣后两个半小时中压转子金属降低约 24℃ 左右, 高压转子降低约 30~40℃。这种条件下启动应尽量提高再热汽温度到额定温度水平, 争取再热汽温度比中压缸金属温度(探针温度)高 20℃。由于中压缸金属温度已经接近额定温度, 重新启动时的再热汽温至少要接近中压缸金属温度, 冲转时以不低于金属温度 10℃ 为限。为了减小其影响, 冲转时可适当调整一下高、中压调节汽门的开度比例关系, 让中压调节汽门关小一些。负荷达到 20% 后应严格控制再热汽温大于中压缸金属温度。运行人员应始终监视汽轮机的热应力余度, 特别是中压转子。

锅炉旁路运行时应保持三台磨运行, 如果 FCB 后只有两台磨运行, 则应迅速投入第三台磨。给水泵最好仍维持两台汽动给水泵, 因为如果停下, 金属温度会很快降到 237℃ 以下, 重新启动给水泵时升速到 2500r/min 就需要 57min, 这将大大延误升荷时间。冲转参数应提高到 15MPa、480℃ (FCB 后应迅速保持这个参数), 冲转后 10min 到全速, 立即并网; 升荷率在旁路关闭之后可保持 2%/min~3%/min 直到 100% 负荷, 其间磨煤机能否跟上是关键, 所以第四台和第五台磨应分别在 60% 和 80% 负荷时投入运行。

(2) 机组 MFT 或者 FCB 失败锅炉 MFT 后, 经过检查没有大的缺陷而重新启动, 这是机炉同时进行的极热态启动。这时对于作为锅炉厚壁部件的分离器和过热器联箱, 重新启动前必须进水, 而进过热器联箱的是过热蒸汽, 尽管过热度并不很高, 故前者是主要矛盾。首先要考虑的是锅炉迅速恢复点火, 为了减少分离器的反向热应力, 电动给水泵可以推迟到点火前才启动, 由于系统刚刚停下, 故重新启动时的水冲洗可以简化, 只需取样合格即可。点火后应尽快投入磨煤机, 可以将两台磨煤机同时投入, 由于燃料投入很猛, 应特别注意给水量是否跟上和水冷壁金属温度的监视; 如果金属温度没有超限, 则燃料量的添加可达 4t/min 左右, 当两台磨煤机的出力达到 80% 时, 可以将第三台磨投入。目前高压旁路在启动时的控制只有一种定压运行方式, 即 8MPa 方式, 这是不够合理的。极热态启动的蒸汽参数为 15MPa、480℃, 如果降为 8MPa, 要达到 480℃, 需要增加过热器吸热量, 这有一定难度会导

致延长时间。因此,应要求 ABB-BP 将高压旁路在启动时的控制改为可由人为选择的两种定压方式,即 8MPa 和 15MPa 方式,在改进之前,可用手动操作维持极热态的启动参数。其后汽轮机的启动同前面的 (1) 完全相同。在汽轮机冲转之前应利用冷段再热蒸汽先把两台给水泵汽轮机启动到 2500r/min,以缩短带负荷时间。

为了更好地控制极热态启动,应测定锅炉金属温度在 MFT 后的降低曲线,这样才能根据热态启动前的实际温度确定最合理的启动参数和时间。

整个极热态启动根据以上的安排可以在 40min 内达到并网,一切顺利的话 2h 内可达到满负荷,这时平均升荷率为 2%~3%。关键在于尽早准备好磨煤机和给水泵。

2. 热态启动

与极热态启动不同,热态启动只有机炉同时启动一种方式,因为锅炉不会保持 8h 单独运行。机组停用 8h 后的汽轮机高压探针温度和中压探针温度不仅同停用前的负荷水平有关,还同停用的方式有很大关系,例如正常减负荷停机和紧急脱扣停机有较大的差别。停用 8h 后,高压缸探针温度比停机时降低 35℃左右;中压缸探针温度比停机时降低约 50℃;分离器由于进了水已被冷却而接近室温;过热器壁温也因风机启动而被冷却,也已接近室温;因此热态启动应按当时汽缸金属的实际温度。

(1) 由于停用时间较短不可能产生很多杂质,为了节省时间和除盐水,热态启动时水冲洗要勤取样,达到合格立即回收。

(2) 锅炉同冷态启动没有大的区别,只是燃料投入率略快些,一般点火后 2h 可以达到冲转条件。

(3) 汽轮机可以 300r/min² 的升速率直接升到 3000r/min,立即并网后,升荷率为 1%/min 左右。

(4) 总的热态启动时间通常可以 4h 达到满负荷来考虑。

3. 热态和极热态启动的旁路系统

高旁系统的原设计还存在一定缺点,主要是高压旁路只能从启动状态进入定压状态,再进入滑压状态,最后再到定压状态。当机组跳闸后,由于主汽压力上升超过设定值 1.3MPa,高压旁路自动打开,当主汽压力低于脱扣时的压力时,高压旁路又会自动关闭,故只能手动将高压旁路开出,保持 15%左右开度。这时开度不能太大,以保持再热蒸汽压力,维持给水泵运行。

为了解决这个问题,ABB-BP 提出了一个新的方案。这个方案包括以下几点:

(1) 增加一个“压力控制选择”按钮,当需要时运行人员可以撤此按钮,将高压旁路控制从滑压控制(跟踪控制)转入定压控制,压力设定自动转为切换时的实际压力。当实际压力低于此值时,高压旁路就关小;反之,实际压力高于此值时高压旁路就开大。如果需要改变汽压设定值,可以通过原有的压力设定器(在 AV-6 操作盘上,此压力设定器只能在定压运行方式时起作用)将压力设定值改变到所需要的数值。这样就弥补了原来 AV-6 的运行方式不能逆向的缺点。

(2) 在滑压运行的条件中加入了两个因素:一个是汽轮机已经运行(至少有一个主汽门已经开启);另一个是没有发生 MFT。也即只有在汽轮机运行时高压旁路全关才能使高压旁路控制系统从定压运行转为滑压运行(跟踪控制)。原来设计中只要高压旁路全关就能转为滑压控制会造成汽轮机停用或脱扣时高压旁路转为滑压控制,这样会同上面的要求发生矛

盾,也可能引起过早进入滑压运行的问题。

(3) 热态启动时,原来冷态启动时定压运行前的程序不再出现,直接进入压力控制方式,压力设定值就是当时的实际压力,虽然这时压力大于 8MPa,由于超压余量为零,故不是滑压方式,而是定压方式。如果需要改变当时的设定压力,可以通过改变压力设定值来达到。

(4) 在停炉时,也可以通过压力设定器将压力设定到所需要的范围内,这样就能通过高压旁路来保持所需要的汽压水平,例如保持给水泵运行的汽压。

这个方案将在不久后的检修中实施。

四、机组停机

1. 正常停机

(1) 从满负荷降到 80% 额定负荷,磨煤机仍保持原有台数,用燃料主控减少燃料量指令,使各台磨均匀降低煤量,降负荷率不超过 3%/min。在 90% 额定负荷时主汽参数将由定压转入滑压方式,应确认一下高压调节汽门的开度是否保持在 88% ~ 90% 范围内。汽温和机炉热应力余度如果超限将会自动限制降荷速度,可以手动调节减温水量。

从 80% 到 35% 之间,为滑压运行方式,考虑燃烧稳定和停机过程中要求汽温的高低情况决定锅炉各台磨停用次序,并逐台烧空停下。

当负荷降到 50% 时,可以将给水泵的负荷转移到一台上,保持另一台作再循环运行。降负荷率适当减慢,以 1%/min ~ 1.5%/min 较好。汽温仍是应注意的关键。此外应注意高压加热器由于负荷不断降低可能会出现疏水水位不易控制的问题。

随着负荷降低,给水泵的汽源将自动切换到冷段再热汽,为了防止切换不成引起锅炉断水,应在汽源切换之前先将电泵启动起来,确定正常后再降荷切泵。

虽然使用协调控制,对煤水比是否正常仍应通过分离器出口温度进行监视。

(2) 负荷到 35% 左右时,主汽压力降到 8MPa,应手动开启高压旁路 10% 左右,让主汽压力低于 8MPa,再关小高压旁路,使主汽压力升高到 8MPa,这样就能进入定压运行。这是目前高压旁路系统无法逆向的变通办法。汽轮机的 TT-52 系统此时自动停止“初压控制”方式,操作员应将运行方式切换到“功率控制”,以继续降低负荷。

根据锅炉制造厂要求,负荷到 35% 就脱扣汽轮发电机,汽轮机制造厂认为正常停机或 35% 负荷时脱扣都是允许的。负荷降到 35% 就脱扣的方式具有以下几方面的优点:

1) 由于汽轮机脱扣后全部蒸汽经过旁路,汽轮机的主汽管没有蒸汽通过,因此主汽管的温度可以保持较高的水平,对再次启动有利。

2) 可以避免在低负荷时因高、中压缸的汽量分配上的困难,而引起的高压或低末级叶片过热问题。

3) 先打闸,确认负荷到零或逆功率再解列可防止解列时超速。

(3) ANB、AN 和 AA 三只疏水隔离门应在负荷降到转为湿态运行之前手动打开并密切监视分离器水位。日前有一种做法,在机组停用前不开启 ANB 的隔离门,以避免对除氧器发生冲击而引起水位波动。这种做法当疏水量过大时就可能使分离器水位难以控制。另外试验证明 ANB 阀开启并不引起除氧器的水位波动,水位波动是由于其他原因所致,它还会带来热水损失,故不宜采用此法。

同时也应注意切湿过程不能过快,即当水量达到 35% 后燃料量不能减得太多,以防分

水器水位上升过剧，从而引起过调和水位波动。

降负荷过程中，要注意高压加热器的抽汽压力下降速度同给水温度之间的配合关系，以防出现给水温度高于抽汽的饱和温度而导致加热器疏水汽化。

(4) 除了上述在 35% 负荷直接脱扣汽轮机的方法外，也可以按正常方式减负荷停机，即从 35% 负荷逐步减到零再脱扣，蒸汽量逐步全部过渡到旁路系统。其间要注意以下几点：

- 1) 在 25% 负荷左右将 #6 高压加热器的疏水从去除氧器改去凝汽器；
- 2) 在 20% 负荷左右各抽汽点的低点疏水应自动开启；
- 3) 在 10% 负荷时低压缸喷水阀应自动打开；
- 4) 在再热汽压力小于 1.6MPa 时轴封汽源自动切换到辅汽系统；
- 5) 负荷到零后应由逆功率保护动作脱扣；
- 6) 脱扣后可打开真空破坏门，并维持真空，使转速到零，真空到零；
- 7) 转速降到 2700r/min 时辅助油泵应自动启动，如不能启动，应手动启动；
- 8) 转速降到 2700r/min 以下，盘车功能组自动投入，顶轴油泵自动启动；
- 9) 转速降到 1500r/min 以下或排汽温度小于 65℃ 时，低压缸喷水门应自动关闭；
- 10) 转速降到 20r/min 时，盘车电动机应自动启动，到 10r/min 时盘车自动投入；
- 11) 从脱扣开始记录惰走时间，作为检查汽轮机是否正常的—个重要指标；
- 12) 停机后 20min，主汽和再热蒸汽管的疏水应打开，对于短期停用的机组，可以不开疏水门，因为如果开启疏水门，汽压将以 3MPa/min 的速度下降。

(5) 汽轮盘车的时间同停机时间的长短有关，通常作以下安排：

- 1) 正常停机时盘车应保持到高、中压缸探针温度达到 150℃ 为止。
- 2) 停机后进行大修，盘车可以提前到高、中压缸探针温度达到 200℃ 为止。
- 3) 故障停机盘车的时间可以根据探针温度作出判断，具体规定见表 24-5。

表 24-5 允许停盘车时间

高压转子探针温度 (℃)	允许停用盘车的时间 (min)	高压转子探针温度 (℃)	允许停用盘车的时间 (min)
> 375	10	200 ~ 250	120
300 ~ 375	20		
250 ~ 300	30	150 ~ 200	360

- 4) 盘车停用后不允许送轴封汽和拉真空。
 - 5) 当锅炉停用并泄压完毕，高、低压旁路全关。
 - 6) 盘车停止后，在主机轴承的金属温度已达到 100℃ 以下时，可以停辅助油泵。
2. 不正常停机

当由于机组发生 MFT 等原因而导致事故停机时，应首先将机组保持热备用状态，以便查清原因后能尽快重新启动和恢复发电。

(1) 应检查并确认有关设备阀门均处于启动前热备用状态。

(2) 根据 MFT 前的运行情况，例如高负荷 MFT 应即开电动给水泵，向锅炉供水，以防止由于炉膛内的余热而导致水冷壁超温，水量保持 35%，时间约 5min，然后停电动给水泵；对于低负荷 MFT，开出电泵后应保持再循环运行，可以不向锅炉进水。电动给水泵开时要密切注意流量与转速的配合，防止流量过大而使大流量保护动作。

(3) 汽轮机的轴封系统要注意是否已由邻机组或辅汽正常供汽, 在切换轴封汽源时, 要充分暖管, 防止轴封进水。

(4) 锅炉保持炉内压力, 高压旁路在 MFT 后一般不应打开。

第二节 亚临界压力 600MW 机组调试

一、机组概况

浙江省北仑发电厂 2 号机组 (600MW) 由法国阿尔斯通公司 (GECALSTHOM) 设计制造, 部分设备由北京重型机械厂制造。该机组是一台蒸汽初参数为亚临界、16.66MPa、主再热蒸汽温度为 537℃, 亚临界一次中间再热, 单轴、四缸、四排汽的冲动凝汽式汽轮机, 其额定功率为 600MW, 其主要技术参数见表 24-6。

汽轮机的通流部分由高、中压缸、低压缸 (A)、(B) 组成, 共有 38 个压力级。其中:

- 高压缸部分: 1 个单列调节级 + 8 个压力级
- 中压缸部分: 1 × 9 个压力级 (单流式)
- 低压缸部分 (A): 2 × 5 个压力级 (分流式)
- 低压缸部分 (B): 2 × 5 个压力级 (分流式)

汽轮机共设有 8 段非调整抽汽, 分别位于高压缸第 7 级后、高压缸排汽、中压缸第 3、6 级后, 中压缸排汽以及低压缸(A)/(B) 第 2、3、4 级后, 其抽出的蒸汽分别至相应的加热器, 用于加热凝结水和给水。汽轮机的原则性热力系统如图 24-5 所示。整个热力系统设有一套双背压双壳体的凝汽器、一台启动射汽抽汽器、一台前置式轴封抽气器、三台水环式机械真空泵、一台轴封冷凝器、四台低压加热器、一台除氧器及水箱和三台高压加热器。其中 7 号、8 号低压加热器合用一个壳体为复合式结构, 布置在高压凝汽器和低压凝汽器喉部, 呈双列布置 (见图 24-5)。

汽轮机采用喷嘴调节方式, 新蒸汽先后经过四个高压主汽门、四个高压调节汽门和四根导汽管进入高压缸。高压缸排汽经排汽逆止门进入锅炉中间再热器, 蒸汽再热后经过四个中压主汽门、四个中压调节汽门进入中压缸。中压缸排汽经两个排汽口通过两根中低压缸连通

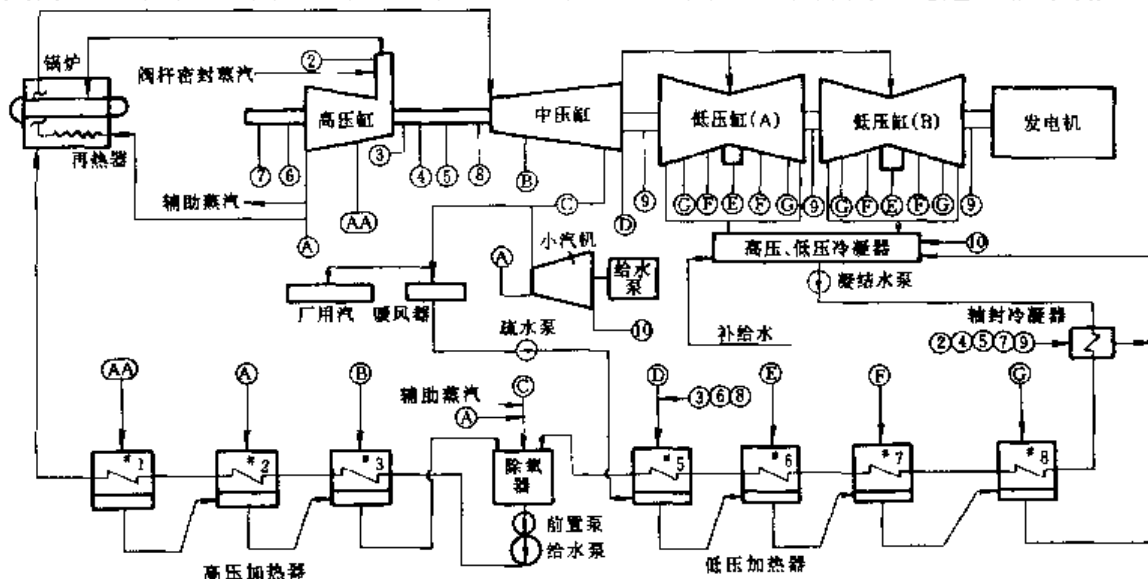


图 24-5 600MW 汽轮机原则性热力系统

管，分流进入低压缸（A）和（B），然后排入高、低压凝汽器（A）和（B）。

汽轮机的高、中、低压缸（A）和（B）均为双层缸，中分面结构。高、中压缸分别由前2号和3号轴承座支撑，两个低压缸则直接坐落在基础台板上。汽轮机的高、中、低压缸（A）、（B）四根转子均为整锻转子，其叶轮、联轴器法兰、推力盘与主轴锻成一体。高、中、低压缸（A）、（B）以及发电机转子之间均为刚性连接，每根转子各有两个径向轴承支撑，每个转子的叶轮缘上和联轴器法兰上均设有平衡孔，供转子动平衡时安装平衡质量之用。为了在机组启停时，减小盘车力矩，且避免轴承合金磨损，还配置了高压顶轴油装置，在盘车过程中，轴承仍靠润滑油系统供油。本机还设计了转速为50r/min的盘车装置。

主油泵布置在前轴承箱内，经减速齿轮由汽轮机主轴带动，转速为764r/min；主油泵直接从主油箱中吸油。油系统中设有两台冷油器，其中一台运行，一台备用。油系统中还备有一台交流润滑泵和一台直流事故油泵。

表 24-6 汽轮机主要技术参数

序号	技术参数名称	额定功率	铭牌功率	最大功率
1	功率 (MW)	600	620.67	661.13
2	主蒸汽压力 (MPa)	16.66	16.66	16.66
3	主蒸汽/再热蒸汽温度 (°C)	537/437	537/437	537/437
4	再热蒸汽压力 (MPa)	3.618	3.76	4.033
5	主蒸汽流量 (t/h)	1747.1	1820.4	1971.9
6	再热蒸汽流量 (t/h)	1525.5	1586.1	1704.6
7	凝汽器压力 (MPa)	0.00404	0.00411	0.00424
		0.00525	0.00539	0.00563
8	给水温度 (°C)	269.1	271.7	276.6
9	转速 (r/min)	3000		
10	转向 (从机头看)	逆时针		
11	冷却水温, 设计/最大 (°C)	20/33		
12	末级叶片长度 (mm)	1050		
13	凝汽器总冷却面积 (m ²)	30040		
14	噪声水平 (dB)	≤85 (距汽轮机 1.5m 处测量)		
15	最大允许的周波摆动 (Hz)	48 ~ 50.5		

二、机组启动调试

汽轮机一般采用中压缸启动冲转方式，也可以采用高、中压缸联合启动方式，当机组负荷达到10%~20%额定负荷时进行中压缸启动的倒缸操作（冷态启动时，一般倒缸负荷为40~60MW，热态启动时为80~120MW），高压缸投入运行。在汽轮机旁路系统故障不能投运的特殊情况下，可采用高、中压缸联合启动冲转方式，这时锅炉必须严格满足汽轮机对汽温、汽压的要求。

（一）中压缸启动的特点

（1）降低汽缸的热应力，避免高压缸排汽温度过高。机组启动时，由于高压缸不进汽，处于真空状态（通过放汽阀与冷凝器连通），故高压缸排汽口的温度将维持为一定值（再热冷段温度为120~320°C）可避免小流量蒸汽经高压缸后，使高压缸后几级叶片产生鼓风作用，导致高压缸排汽温度过高。

（2）低压旁路蒸汽（即再热热段蒸汽）的压力整定值为1.6MPa有利于提高再热蒸汽的温度。

(3) 由于高压缸可与热力系统隔绝，并处于真空状态，故机组维持带厂用电的运行工况，且不受时间限制。

(4) 由于冲转前和低速暖机时可对高、中压缸进行暖缸，故可缩短机组启动和升负荷时间。

(二) 高、中压缸联合启动冲转方式

汽轮机采用#1、#2、#3高压调节阀同步调节、定压—滑压—定压的混合运行方式，运行曲线见图 24-6。

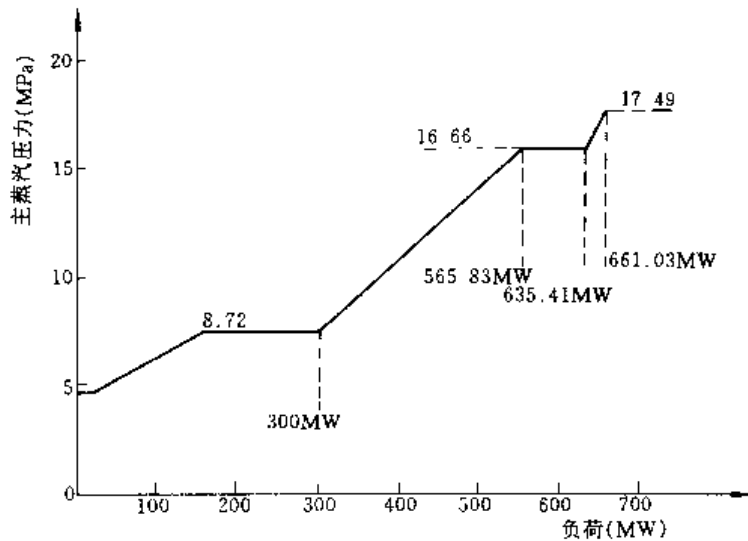


图 24-6 汽轮机的运行曲线

(1) 0~50% 额定负荷为定压运行，#1、#2、#3 高压调节阀同时开启，直至全开，并维持主蒸汽进汽压力为 8.72MPa，汽轮机负荷升至 300MW。在实际运行中，由于机、炉参数不匹配，将冷态启动时的冲转参数改为：主蒸汽压力 4.5MPa。

(2) 50%~94.3% 额定负荷为滑压运行，#1、#2、#3 高压调节阀处于全开状态，主蒸汽压力从 8.72MPa 升至 16.66MPa，汽轮机负荷从 300MW 升至 565.83MW。

(3) 94.3%~103.4% 额定负荷为定压运行，#4 高压调节阀参与调节，直至全开（即 VWO 工况），主蒸汽压力维持为 16.66MPa，汽轮机负荷从 565.83MW 升至 635.41MW。

(4) 103.4%~110.17% 额定负荷为滑（超）压运行，4 只高压调节阀均处于全开位置，主蒸汽压力从 16.66MPa 升至 17.49MPa，即 5% 超压，汽轮机负荷从 635.41MW 升至 661.03MW（即 VWO+5%OP 工况）。

(三) 停机

机组跳闸后，转子惰走时间为（从 3000r/min 降至 50r/min 左右盘车投入）：

真空状态 (min) 约 40 (实测为 64)

真空破坏状态 (min) 约 25

停机后，当汽缸金属温度降至 150℃ 时，需连续投用盘车约 130h（按制造厂计算）。然后，可停止盘车装置的运行，但仍需保持顶轴油系统和润滑油系统运行。当汽缸的金属温度小于 120℃ 时，可停止顶轴油系统和润滑油系统运行。机组在满负荷工况下跳闸停机进行自然冷却到停止润滑油系统运行约需 8 天时间。

(四) 冷热态启动划分

汽轮机可在冷态、温态、热态和极热态工况下启动，具体划分为：

- (1) 冷态。停机后 75h，高压缸金属温度均小于或等于 190℃；
- (2) 温态。停机后 40h，高压缸金属温度小于 300℃，中压缸金属温度小于 200℃；
- (3) 热态。停机后 8h，高压缸金属温度小于 430℃，中压缸金属温度小于 430℃；
- (4) 极热态。停机后 1h。

中压缸启动方式启动曲线如图 24-7、图 24-8、图 24-9、图 24-10、图 24-11 所示，高、中压缸联合启动方式启动曲线如图 24-12 和图 24-13 所示。

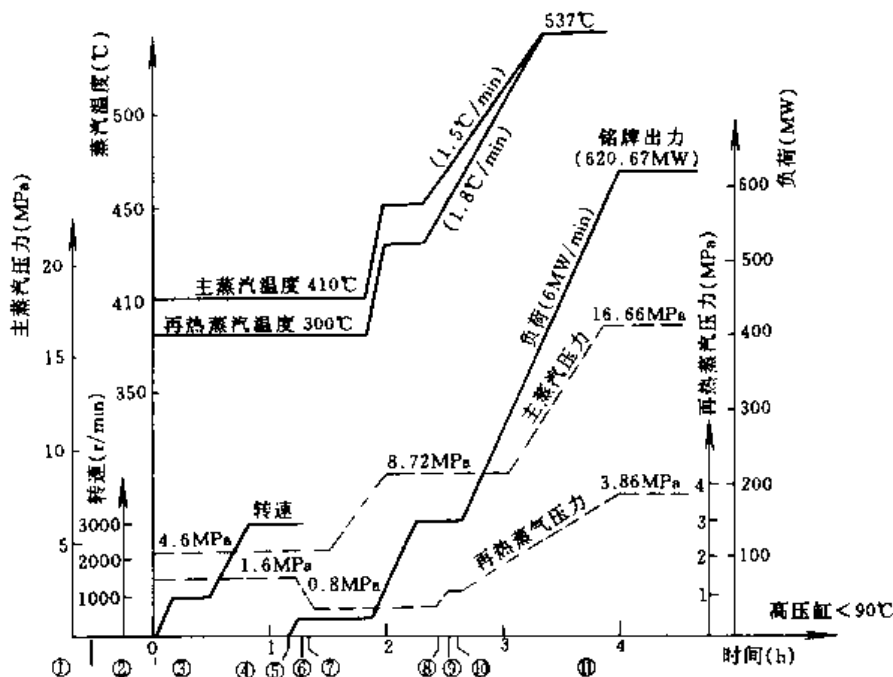


图 24-7 冷态启动曲线（中压缸启动方式）

①—锅炉点火；②—汽轮机启动；③—主汽阀开；④—并网；⑤—低压旁路阀关闭；⑥—高压旁路阀关闭；⑦—增大蒸汽流量，高、低压旁路阀再次打开；⑧—中压调节阀全开；⑨—低压旁路阀再次关闭；⑩—高压旁路阀再次关闭；⑪—达到铭牌出力

(五) 中压缸启动操作程序

1. 冷态启动（见图 24-7）

当高压金属温度小于 190℃、中压缸金属温度小于 150℃状态下启动机组称为冷态启动。机组冲转后的升速率则根据中压缸的金属温度由 DEH 装置自动设定如下：

当高压缸金属温度 < 150℃	升速率 100r/min ²
≥ 150℃	250r/min ² （原设计为 500r/min ² ）
≥ 400℃	300r/min ² （原设计为 1000r/min ² ）

(1) 锅炉点火前汽轮机的状态：

- 1) 润滑油箱内油位正常，油温应大于 10℃，油质合格；
- 2) 投运润滑油系统和顶轴油系统；
- 3) 启动发电机密封油系统，发电机气体置换（充氩）；
- 4) 当润滑油压大于 0.2MPa、油温大于 20℃、顶轴油压大于 25.1MPa 时，启动汽轮机盘

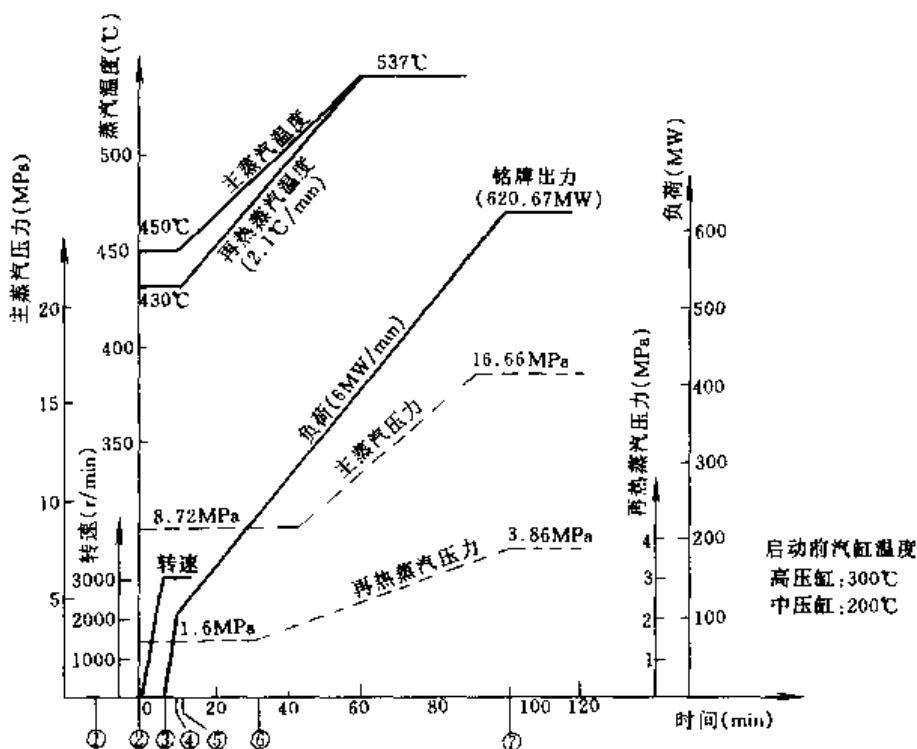


图 24-8 湿态启动曲线（中压缸启动方式）

- ①—锅炉点火；②—汽轮机冲转；③—并网；④—低压旁路阀关闭；
- ⑤—高压旁路阀关闭；⑥—中压调节阀全开；⑦—达到铭牌出力

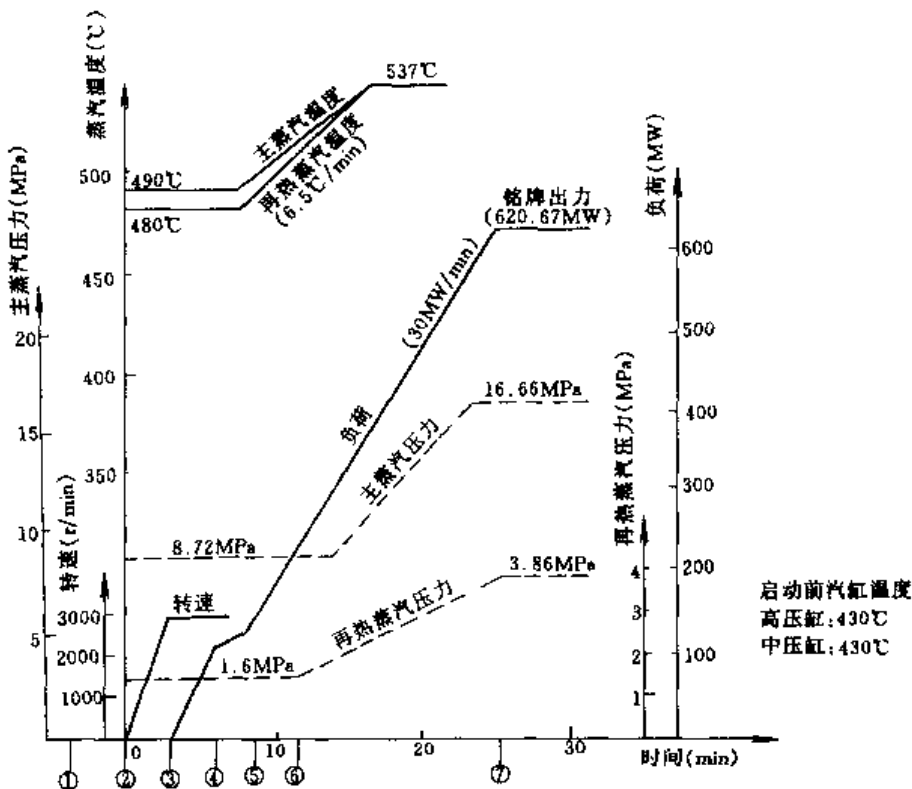


图 24-9 热态启动曲线（中压缸启动方式）

- ①—锅炉点火；②—汽轮机冲转；③—并网；④—低压旁路阀关闭；
- ⑤—高压旁路阀关闭；⑥—中压调节阀全开；⑦—达到铭牌出力

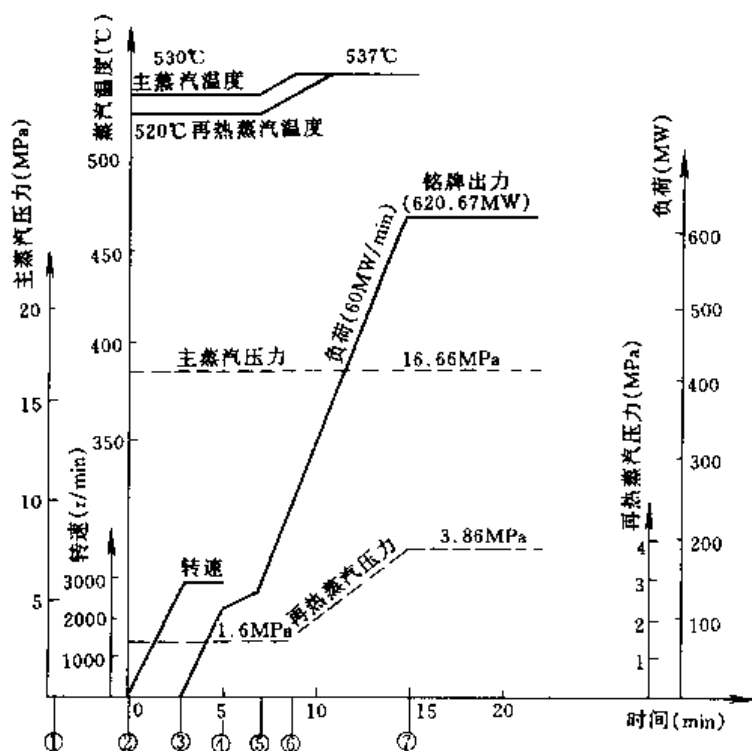


图 24-10 极热态启动曲线 (中压缸启动方式)

- ①—锅炉点火；②—汽轮机冲转；③—并网；④—低压旁路阀关闭；
- ⑤—高压旁路阀关闭；⑥—中压调节阀全开；⑦—达到铭牌出力

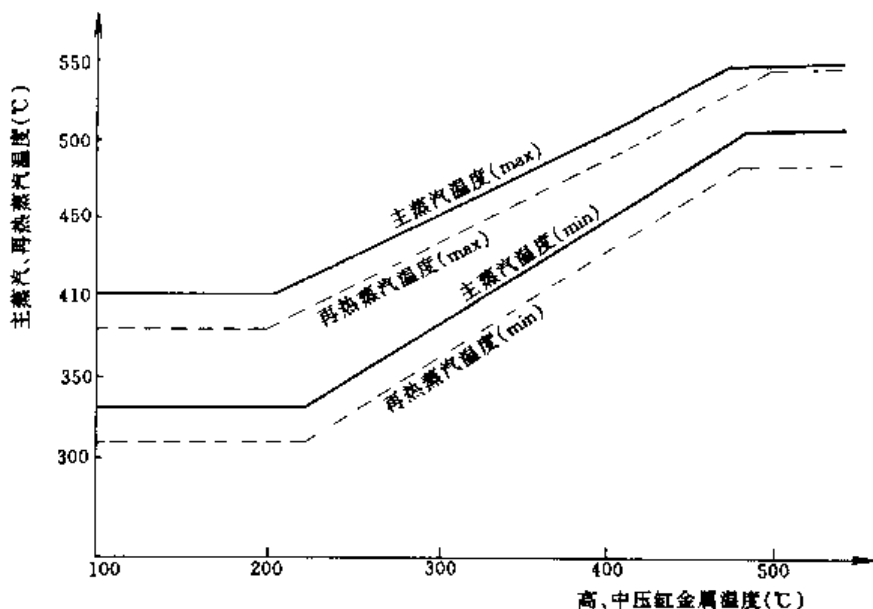


图 24-11 冲转时蒸汽温度与汽缸金属温度匹配关系曲线
(中压缸启动方式)

车电动机；

5) 液压油箱内油位正常，油质合格，启动液压油的加热和过滤系统，待油温大于 35°C 时，停止加热；

6) 汽轮机调节和安全系统正常；

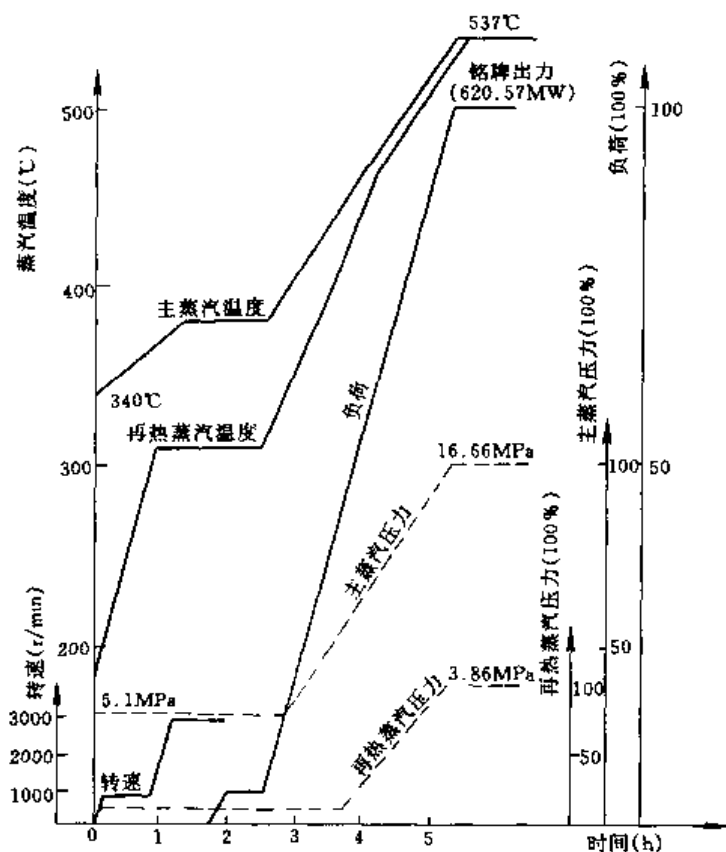


图 24-12 冷态启动曲线 (高、中压缸联合启动方式)

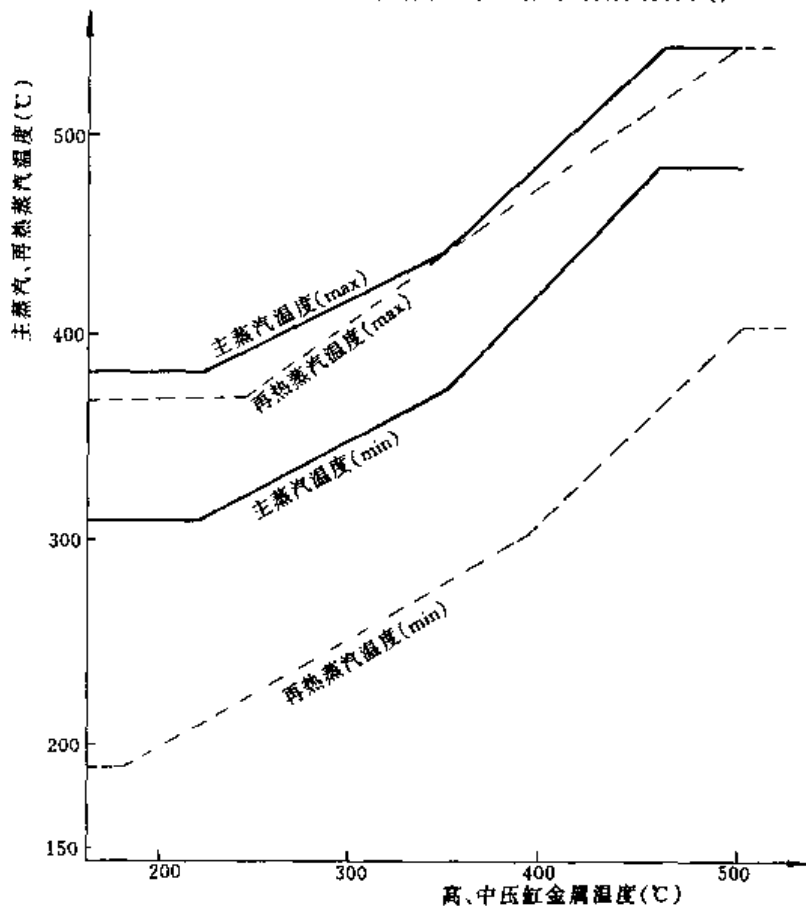


图 24-13 冲转时蒸汽温度与汽缸金属温度匹配关系曲线 (高、中压缸联合启动方式)

7) 汽轮机的闭式循环冷却水系统、循环水系统、开式循环冷却水系统、凝结水系统、蒸汽管道疏水系统相继投运；

8) 投运汽轮机轴封蒸汽系统；

9) 冷凝器真空破坏阀关闭，冷凝器抽真空；

10) 投入除氧器加热，除氧器压力为自动控制，并维持其为 0.37MPa，启动电动给水泵；

11) 精除盐装置投入运行；

12) 锅炉完成燃油系统泄漏试验和炉膛吹扫，空气预热器吹灰器投入运行；

13) 汽轮机完成所有磁电遮断试验和连锁保护，如冷凝器真空、润滑油压、(手动)跳闸试验等，且润滑油和液压油油温均大于等于 35℃。

14) 当冷凝器压力小于 30kPa 时，自动关闭高压缸气动排汽止回阀，打开其电动旁路阀(暖缸)；

15) 关闭高压缸电动放气阀(至冷凝器)。

(2) 旁路系统投入运行：

1) 手动开启高压旁路阀，控制其开度在 5% ~ 10% 左右，待主蒸汽压力达到 4.6MPa 后，高压旁路系统的压力调节投入自动控制，其设定值为 4.6MPa，高压旁路阀后温度控制为 200 ~ 210℃；

2) 再热热段蒸汽压力由低压旁路阀自动控制，设定值为 1.6MPa；

3) 当再热热段蒸汽压力达到 1.6MPa 后，2 号高压加热器投入运行；

4) 当再热热段蒸汽参数达到 1.6MPa/280℃、低压旁路阀开度大于 2% 后，汽轮机 EHC 液压油系统投运，液压油母管压力为 12.2MPa，汽轮机复归，汽轮机进汽暖中压主汽阀；

5) 由汽轮机高压旁路系统来的蒸汽，经高压缸排汽止回阀的电动旁路阀倒流入高压缸内，将高压缸预热至接近 1.6MPa 压力对应的饱和温度(约 190℃)，即为“倒暖缸”过程；当高压内缸金属温度大于等于 190℃ 时，自动关闭高压缸排汽止回阀的电动旁路阀，并打开其通往冷凝器的电动放气阀，使高压缸处于真空状态。

(3) 汽轮机冲转及低速暖机：

1) 汽轮机冲转时的蒸汽参数为：

主蒸汽压力/温度 (MPa/℃)：4.6/410 (最高不超过 440)

再热热段蒸汽压力/温度 (MPa/℃)：1.6/ (320 ~ 380) (最高不超过 430)

2) 汽轮机冲转前应满足下列条件：①中压主汽阀金属温度达到 240 ~ 280℃；②汽轮发电机组已经 36h 盘车运行，且最后 24h 为连续盘车，转子的偏心率小于 50um；③低压旁路系统具有足够的流量，以冲动汽轮机；④汽轮机润滑油压大于等于 0.25MPa，油温大于 35℃；⑤汽轮机 EHC 液压油压大于 12.1MPa，油温大于 35℃，安全油压为 1.1MPa；⑥汽轮机上、下缸温差小于 90℃，高、中、低压缸差胀值及轴向位移值在正常范围之内；⑦冷凝器压力小于 8.5kPa；⑧汽轮机 TSI 系统投运正常，记录仪完好；⑨中压调节阀开度限制值设定为 100%。

3) 打开中压调节阀并控制其开度，使机组冲转以 100r/min² 升速率将其转速升至 1000r/min 作低速暖机，盘车装置应自动脱扣，停止顶轴油泵及盘车电动机运行；

4) 投运 1 台磨煤机(下层)，必要时调整过热器一、二级减温水，使高压主汽阀前汽温

为 410℃左右（最高不超过 440℃），并要求一、二级减温器出口蒸汽有 5~10℃的过热度；

5) 低速暖机至高压缸金属温度达 190℃。

(4) 机组升速至 3000r/min、并网、初带负荷及“倒缸”：

1) 当机组升速至 1020r/min 时，重新关闭高压缸主汽阀，以防止高压缸调门不严密而使主蒸汽流入高压缸内。

2) 机组升速至 3000r/min 后，停止交流润滑油泵运行，并确认主油泵工作正常，其出口油压大于 0.25MPa。

在此期间，当发生下列任一情况时，汽轮机即自动跳闸：①高压缸处于暖缸状态，机组转速小于 1040r/min，且高压缸排汽压力大于 1.8MPa；②高压缸处于真空状态，机组转速小于 1040r/min，且高压缸排汽压力大于 0.24MPa，长达 4min 以上。

3) 机组处于 3000r/min 时，进行汽轮机安全系统跳闸通道试验（润滑油压、低真空、模拟超速、外部跳闸信号、2 个通道共计 8 个信号）。

4) 在满足并网条件且完成并网前的检查和操作后，机组即可并网。

5) 并网后，手动将低压旁路的压力设定值改为 0.8MPa，使再热热段蒸汽压力降至 0.8MPa。

6) 机组自动带初负荷（约 20~30MW），投入各级低压加热器。

7) 当满足下列主要条件后，汽轮机进行自动“倒缸”，高压缸开始进汽：①主蒸汽温度在允许值范围内（即 330~400℃、冷态启动）；②最大流量大于高压缸要求流量大于最小流量。其中：最大流量为高压旁路系统流量；高压缸要求流量为根据机组负荷设定值和主蒸汽压力进行计算后得到的流量；最小流量为根据再热蒸汽压力进行计算后得到的流量。

(5) 高压缸进汽。

1) 高压缸进汽前状态：再热热段蒸汽压力接近 0.8MPa，以保证主蒸汽流量大于 200t/h，避免主蒸汽进入高压缸后，在其末级叶片处产生涡流，导致高压缸排汽温度过高；主蒸汽温度低于 410℃（冷态启动，高压缸金属温度大于等于 190℃）。

2) “倒缸”。当满足“倒缸”条件后，应①重新开启高压缸主汽阀；②重新关闭高压缸放气阀（通至冷凝器）；③高压缸 #1、#2、#3 调节阀逐渐开启，主蒸汽进入高压缸，高压缸排汽止回阀被自动顶开，汽轮机高压旁路阀随之逐渐关小，“倒缸”结束。

3) 高压缸进汽后：①先作 30min 暖机，主蒸汽温度维持 400℃左右不变；②根据高压缸的排汽温度，可适当提高机组负荷进行暖机，以降低高压缸的排汽温度（应小于 390℃）；③投入各级高压加热器；④暖机结束后，在 DEH 盘上增加汽轮机负荷，则高、低压旁路阀随机组负荷的增加而逐渐关小，直至全关，机组进入滑压运行状态，将高、低压旁路系统投入自动控制（包括压力设定值）；⑤待主蒸汽/再热蒸汽温度主变慢上升至 450/430℃时，进行第二次暖机（约 20min）；⑥第 2 台磨煤机投运，主蒸汽压力逐渐升至 8.72MPa 后维持不变，机组作定压运行，负荷逐渐升至 150MW 左右；⑦第 1 台汽动给水泵投运，与电动给水泵作并列运行；⑧进行厂用电切换。

(6) 机组升负荷至额定出力：

1) 第 3 台磨煤机投运；

2) 逐步开大 #1、#2、#3 高压调节阀开度，待机组负荷升至 300MW，此时，主蒸汽压力维持 8.72MP，#1、#2、#3 高压调节阀全开，#4 高压调节阀微开；

- 3) 第 2 台汽动给水泵并入给水系统, 电动给水泵撤出运行, 投入热备用状态;
- 4) 相继投运第 4、5 台磨煤机, 缓慢增大锅炉燃烧率, 保持 #1、#2、#3 高压调节阀全开状态, 机组作滑压运行, 即其负荷随主蒸汽压力上升而增加;
- 5) 锅炉断油后, 投运电除尘装置 (机组负荷一般在 300~350MW);
- 6) 当主蒸汽压力升至 16.66MPa、537℃时, 机组负荷升至 565.83MW (即 94.3% 额定负荷);
- 7) 开启 94 高压调节阀, 将机组负荷升至 600MW, 当 #4 高压调节阀全开时, 机组负荷为 635.41MW。

(7) 超压运行、机组负荷升至最大出力。提高锅炉出口蒸汽压力, 使主蒸汽压力从 16.66MPa 升至 17.49MPa, 即 5% 超压, 4 只高压调节阀处于全开状态, 机组负荷增至 661.03MW (即 VWO+5%OP 工况)。在以上升负荷过程中应注意监视 (包括暖机状态):

- ① 锅炉汽包上、下壁金属平均温度、饱和温度变化率在限额范围内;
- ② 锅炉燃烧正常, 汽包水位、炉膛压力等参数稳定;
- ③ 汽轮机转子热应力小于允许值;
- ④ 汽轮机绝对膨胀、高、中压缸差胀、轴向位移等参数变化趋势正常;
- ⑤ 冷态启动时, 最大升负荷率应小于 6MW/min;
- ⑥ 高、中压缸内缸金属温度的变化率应小于 0.83℃/min;
- ⑦ 发电机、主变压器的温度变化正常。

2. 温态启动 (停机后 40h)

在汽轮机高压缸金属温度大于 190℃、中压缸金属温度大于 150℃状态下的启动称为温态启动。

温态启动曲线如图 24-8 所示, 正常情况下, 机组从冲转到带 100% 铭牌出力 (620.67MW) 约需 100min。温态启动的主要步骤简述如下:

- 1) 锅炉燃烧率维持在 25% MCR 左右, 主蒸汽/再热蒸汽压力控制在 8.72/1.6MPa, 其温度则根据高、中压缸温度查曲线后确定。
- 2) 必须先投轴封蒸汽, 后拉真空, 并注意轴封蒸汽温度应与汽缸金属温度相匹配。
- 3) 确认关闭汽轮机高压缸排汽止回阀及其旁路阀, 打开高压缸放气阀, 使其处于真空状态。

4) 汽轮机启动前, 应打开真空系统, 打开汽缸排汽止回阀, 打开汽缸排汽止回阀。

线如图 24-11 所示。机组调式过程有关设备运行数据见表 24-7 和表 24-8。

表 24-7 汽轮发电机组正常、报警、跳闸值

序号	内 容	正常值	报警值	跳闸值	备 注
1	汽轮机安全系统				
	冷凝器压力 (kPa)		20		
	汽轮机转速 (r/min)	3000		3300	
2	汽轮机液压油系统				
	液压油箱油位 (mm)		3200/2400	2200	
	再生回路滤网前、后压差 (MPa)		0.05		
	冷却回路滤网前、后压差 (MPa)		0.05		
	液压油泵出口处滤网前、后压差 (MPa)		0.06		
	液压油母管压力 (MPa)	12.1	10.1/13.5		
	液压油温度 (°C)	50	35/60		
	安全油母管压力 (MPa)	1.1	1.4		
3	润滑油系统				
	润滑油箱油位 (mm)		2200/1900	1800	
	润滑油箱回油侧油位 (mm)		2650		
	润滑油母管压力 (MPa)	0.25	0.2	0.2	
	润滑油温度 (进油) (°C)	45	55	60 (手动)	
	润滑油箱排烟风机压差 (kPa)		19.6	0.2mH ₂ O	
	去盘车装置油路滤网前、后压差 (MPa)		0.03		
	顶轴油母管压力 (MPa)	30	25/20		
	顶轴油泵进口处压力 (MPa)		0.15	0.15	
	顶轴油滤网前、后压差 (MPa)		0.07		
	推力轴承前、后瓦块温度 (°C)		95	110 (手动)	
	汽轮机 *1 ~ *8 轴承瓦块温度 (°C)		115	130 (手动)	
	发电机前、后轴承瓦块温度 (°C)		110	120 (手动)	
	盘车装置电动机电流 (A)		90	90	
4	低压缸				
	排汽温度 (°C)		80	100 (手动)	
	排汽压力 (kPa)		20	20	
5	高压缸				
	排汽温度 (°C)		390	420	
	高压缸内压力 (MPa)		1.8	1.8	转速小于等于 1040r/min

续表

序号	内 容	正常值	报警值	跳闸值	备 注
	排汽压力 (MPa)		0.24	0.24	转速大于等于 1040r/min
	高压缸放气阀动作时间 (s)		9	98	
	高压缸排汽止回阀的旁路关闭时间 (s)		90	90	
	高压缸放气管压力 (MPa)		0.6	0.6	延时 5s 后
6	汽轮机轴向位移 (mm)		-0.5/+0.45	-0.7/+0.5	
7	汽缸与转子间胀差				
	高压缸胀差 (mm)		-1.6/+7.6	-2.6/+8.6 (手动)	
	中压缸胀差 (mm)		-3.9/+6.3	-4.9/+7.3 (手动)	
	低压缸胀差 (mm)		-4.45/+10.25	-5.45/+11.25 (手动)	

表 24-8

机组启动、试动行期间实测数据

序号	日 期	94.3.4	64.3.13	94.5.23	94.8.11	94.9.23	94.10.19
	数据 工况 项 目	首次 3000r/min	3000 r/min	首次 303MW	首次 456MW	首次 605MW	602MW
1	主蒸汽压力 (MPa)	8.2	4.48	9.16	12.62	16.83	16.68
2	主蒸汽温度 (°C)	448	419.5	508	534.7	540	539.8
3	再热蒸汽压力 (MPa)	1.6	1.62	1.92	2.91	3.64	3.62
4	再热蒸汽温度 (°C)	433	402	463.8	510	533	534.2
5	汽轮机调节级后压力 (MPa)	0	0	7.3	10.71	14.06	14.89
6	高压内上缸内/外壁温度 (°C)	222/220	210/208	451.6/394	474.5/414.7	476.4/407.3	478.8/412.1
7	高压内下缸内/外壁温度 (°C)	226/223	206/205	466/447	487.1/461.9	492.5/414.9	490.9/460.4
8	高压内缸内壁上/外壁温度 (°C)	292/275.0	286.6/276.0	447/430.0	491/491	513.6/513.5	511.8/512.9
9	高压缸胀差 (%)	34.1	32.8	48.66	47.19	48.17	43.53
10	中压缸胀差 (%)	55.9	54.8	56.47	47.92	47.68	44.75
11	低压缸胀差 (%)	60.1	57.2	60.38	52.8	67.7	70.64
12	轴向位移 (mm)	0.23	0.27	0.29	0.27	0.36	0.37
13	汽缸总膨胀 (mm)	14.00	12.60	28.00	28.45	29.85	30.53
14	低压缸 A/B 排汽温度 (°C)	48.0/47.0	50.8/48.4	34.9/35.5	44.0/43.1	41.0/43.0	37.8/42.0
15	高/低冷凝器背压 (kPa)	8/8.0	8.9/8.3	4.5/4.6	6.9/5.9	4.2/4.5	
16	凝结水流量 (t/h)		459.0	1137.8	1154.1	1573.1	1588.7
17	给水流量 (t/h)		8.3	914.6	1305.9	1777.5	1744.6
18	#1 轴承轴振 (垂直/水平, μm)	11/14.0	6.6/12.7	5.1/7.3	5.9/8.3	12.7/32.7	14.4/
19	#2 轴承轴振 (垂直/水平, μm)	11/13.0	18.6/19.5	22.7/26.4	32/33.5	32.7/35.9	34.2/35.2

续表

序号	日期 数据 项目	94.3.4	64.3.13	94.5.23	94.8.11	94.9.23	94.10.19
		首次 3000r/min	3000 r/min	首次 303MW	首次 456MW	首次 605MW	602MW
20	*3 轴承轴振 (垂直/水平, um)	43/39.1/	29/	28.8/	34.7/	31.8/	
21	*4 轴承轴振 (垂直/水平, um)	33/32.0	31.8/36.6	40.3/43.5	45.1/39.3	45.4/44.4	52.8/44
22	*5 轴承轴振 (垂直/水平, um)	10/13.0	12.5/25.2	9.0/19.5	15.4/33.2	11.5/33.2	13.9/32.7
23	*6 轴承轴振 (垂直/水平, um)	7/6.0	8.6/8.6	19.3/10.0	36.1/17.8	40.5/22.7	42.5/2/28.8
24	*7 轴承轴振 (垂直/水平, um)	13/34.0	14.1/31.0	9.8/12.7	9.3/12.7	12.0/35.4	10.8/28.8
25	*8 轴承轴振 (垂直/水平, um)	11/2.0	14.4/28.6	16.6/8.6	15.1/55.9	15.1/30.5	15.1/
26	*9 轴承轴振 (垂直/水平, um)	21/43.0	15.9/30.0	12.5/12.9	8.6/5.1	11.5/31.3	6.8/31.5
27	*10 轴承轴振 (垂直/水平, um)	31/45.0	52.3/69.6	24.9/31.3	29.1/38.6	91.6/122.8	77.4/101.3
28	润滑油母管压力 (MPa)	0.3	0.32	44.9	45.7	44.9	44.7
29	润滑油进油温度 (°C)	48.0	41.9	44.9	45.7	44.9	44.7
30	*1 轴承乌金温度 (前/后, °C)	67/72.0	67.5/72.1	79.2/78.5	74.6/76.3	78.0/75.9	75.0/73.1
31	*2 轴承乌金温度 (前/后, °C)	78/74.0	78.2/73.8	79.2/86.1	72.7/80.2	78.1/83.3	76.1/80.4
32	*3 轴承乌金温度 (前/后, °C)	73/79.0	72.3/78.0	84.5/73.7	84.0/74.1	73.0/82.3	73.1/81.4
33	*4 轴承乌金温度 (前/后, °C)	85/85.0	86.4/87.4	92.2/92.2	91.1/95.5	92.4/96.5	90.8/95.1
34	*5 轴承乌金温度 (前/后, °C)	86/87.0	87.1/86.2	85.4/85.0	82.8/82.6	80.9/81.8	80.9/80.2
35	*6 轴承乌金温度 (前/后, °C)	98/89.0	98.8/88.0	92.8/98.9	90.5/98.0	90.6/98.6	88.5/97.6
36	*7 轴承乌金温度 (前/后, °C)	94/91.0	94.6/93.6	94.9/100.2	90.3/101.5	64.3/90.8	98.0/90.9
37	*8 轴承乌金温度 (前/后, °C)	89/94.0	88.5/91.9	92.8/87.8	92.8/89.2	88.7/91.3	90.5/87.7
38	*9 轴承乌金温度 (前/后, °C)	88.0	88.6	93.4	93.7	92.4	89.7
39	*10 轴承乌金温度 (前/后, °C)	81.0	79.8	81	79.9	78.8	76.1
40	推力轴承乌金温度 (前/后, °C)	52/55.0	53.1/56.0	55.6/61.7	55.6/63.6	55.3/64.3	55.2/63.2

(六) 高、中压缸联合启动操作程序

当汽轮机旁路系统故障, 机组可以采用高、中压缸联合启动的方式。此时, 由于汽轮机高、低压旁路系统不投入运行, 故要求: 锅炉的参数与汽轮机所需的蒸汽参数相匹配; 由辅助蒸汽系统向汽轮机轴封蒸汽系统和除氧器提供加热蒸汽, 除盐水可靠, 且有足够流量。

与中压缸启动一样, 高、中压缸联合启动也可在冷态、温态、热态和极热态工况下进行。

现仅介绍高、中压缸联合启动操作程序。

(1) 启动前汽轮机状态:

- 1) 汽轮机盘车;
- 2) 冷凝器抽真空;
- 3) 高、低压旁路系统关闭 (即旁路阀前的电动隔离阀关闭);
- 4) 高压缸放气阀关闭;
- 5) 打开高压缸排汽止回阀, 关闭其旁路阀;

- 6) 开启所有的疏水阀;
- 7) 关闭各抽汽止回阀。

(2) 预热主汽阀 (即汽轮机复位)。尽快开启高、中压主汽阀, 通过阀后疏水系统使蒸汽预热高、中压主汽阀。

(3) 冲转及暖机。主蒸汽参数的要求为: 过热度大于 50°C , 蒸汽温度小于 360°C 。故机组冲转时正常的蒸汽参数为: 5.1MPa , 340°C , 参见图 24-12 和图 24-13。

1) 开启并控制高压调节阀的开度, $100\text{r}/\text{min}^2$ 的升速率将机组转速升至 $800\text{r}/\text{min}$, 暖机 30min , 以加热高压缸、再热蒸汽冷段、热段管道, 直至再热热段蒸汽的过热度大于 3°C 为止;

2) 当再热热段蒸汽的过热度达到上述要求后, 将再热蒸汽压力选定为 0.6MPa 。

(4) 升速至额定转速:

1) 逐渐开大高压调节阀 (#1、#2、#3 高压调节阀同步调节, #4 高压调节阀关闭), 以 $100\text{r}/\text{min}^2$ 的升速率将机组转速升至 $3000\text{r}/\text{min}$, 机组在此额定转速下运行 30min ;

2) 在上述升速期间, 逐一地关闭再热热段蒸汽管道上的疏水阀, 以使再热热段蒸汽的压力上升至 0.5MPa 。

(5) 并网、带初负荷暖机、升负荷至铭牌出力。机组并网后即带初负荷 (30MW), 暖机 30min (中压缸暖缸)。然后按启动曲线采用定压—滑压—定压运行的方式, 调整高、中压调节阀开度, 直至全开; 调整锅炉燃烧率提高蒸汽参数至额定值, 使机组负荷升至 100% 铭牌出力 (620.67MW)。

三、给水泵汽轮机启动调试方式简述

该机组配有 2 台同样规格的给水泵汽轮机。整套给水泵汽轮机由法国 GEC 从 STHOMETABLLSSEMENT、RATEAU 厂制造。

给水泵汽轮机为单轴、单缸 5 级 (压力级)、双进汽、内切换、冲动冷凝式汽轮机。根据主汽轮机的不同运行工况, 给水泵汽轮机的进汽汽源分别来自再热冷段蒸汽 (高压汽源) 或主汽轮机的 4 级抽汽 (低压汽源)。高、低压蒸汽经过高压主汽阀、调节阀或低压主汽阀、调节阀分别进入汽缸下部的高压喷嘴室或汽缸上部的低压喷嘴室, 冲动汽轮机转子。给水泵汽轮机 A、B 的排汽分别经过电动蝶阀排入主汽轮机的低、高压凝汽器。给水泵汽轮机无常规的机械式危急保安器, 但设有两套电超速保护元件。

给水泵汽轮机的主要技术规范:

额定出力	5760kW
额定转速	5040r/min
第一临界转速	7200r/min
最大连续运行转速	5700r/min
电超速跳闸转速	6270r/min
转向 (从车头看)	逆时针
进汽参数:	
低压汽源	1.002MPa/357.8 $^{\circ}\text{C}$
高压汽源	3.962MPa/326.2 $^{\circ}\text{C}$
排汽压力:	

给水泵汽轮机 A 0.00454MPa (绝对)
给水泵汽轮机 B 0.00575MPa (绝对)

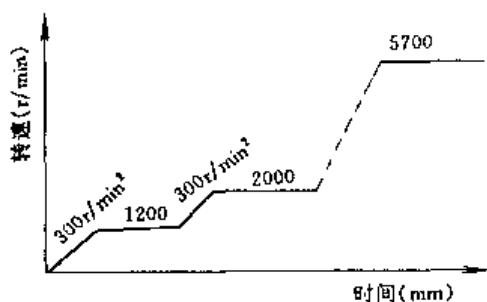


图 24-14 给水泵汽轮机冷态启动曲线
(自动方式)

给水泵汽轮机的启动运行方式:给水泵汽轮机的启动曲线如图 24-14、图 24-15 和图 24-16 所示。给水泵汽轮机在冲转前应先进行盘车,盘车转速为 40r/min,然后根据不同的状态来决定冲转升速率。

冷态:上下缸温度的平均值小于或等于 100℃;

热态:上下缸温度的平均值大于 100℃。

当主汽轮机负荷小于 35% 额定负荷时,给水泵汽轮机的进汽源为再热冷段蒸汽。此时,低压调节阀处于全开位置,由于止回阀的关系无抽汽汽源进入给水泵汽轮机。当主轮机负荷大于 35% 额定负荷时,高压调节阀逐渐关小,直至全关。进入给水泵汽轮机的汽源切换至 4 级抽汽,在高、低压汽源切换时,有一过渡阶段。给水泵汽轮机在该阶段运行时,再热冷段蒸汽与主汽轮机的 4 级抽汽同时进入给水泵汽轮机。

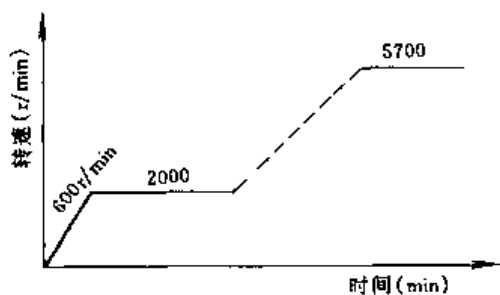


图 24-15 给水泵汽轮机热态启动曲线
(自动方式)

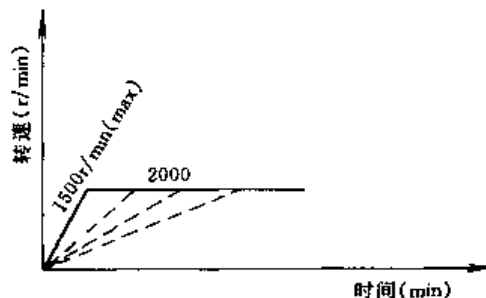


图 24-16 给水泵汽轮机手动启动曲线

第五篇

调试中常见的故障 与处理



第二十五章 事故处理原则和预防对策

事故分析是指运用各种手段，通过研究事故发生的特征、过程、形式等，查明事故的直接原因，以提出预防措施和对策。事故分析对保证设备正常运行和安全生产有着重要的作用。事故分析的主要作用可以概括为四个方面。

1. 提出事故预防对策

通过事故分析，全面查明事故发生的原因，包括直接的和间接的原因，或者是主要因素。找到防止同类事故发生的相应措施。其中主要包括：

- (1) 从设计不完善而造成事故的教训中，找到改进设计结构的具体对策；
- (2) 从产品质量不良引起事故的教训中，找到改进制造工艺条件、消除缺陷的具体对策；
- (3) 从安装工艺不当所引发的事故分析中，找到安装工艺的改进途径；
- (4) 从使用不当发生事故的教训中，找出正确操作、合理维护的具体对策；
- (5) 从设备管理混乱导致事故的教训中，找到加强设备管理的具体对策。

2. 明确事故的责任

通过分析弄清事故过程，查明事故原因，这样就可以根据情节、损失大小和内外有别的原则进行适当处理。

- (1) 对负有事故主要责任者进行教育，情节严重者要在经济或行政上予以处分，直到追究其刑事责任；
- (2) 对引起设备的质量事故，根据失效分析可向制造厂家索赔或提出技术仲裁；
- (3) 对具有故意破坏嫌疑的设备事故，事故分析结果可作为公安机关侦破的重要线索和依据。

3. 提高企业的技术水平或管理水平

通过事故分析，可以归纳总结出大量经验教训，加深对各种关键设备或零部件的特性或失效方式的认识，摸清设备的安全运行规律，使技术水平或管理水平得到进一步提高。

(1) 根据一些常见的失效模式或部件的破坏分析积累的经验，可以总结出一套失效理论或对设备（或部件）可靠性评估的方法，例如构件特别是大型焊接构件的脆性断裂就是通过大量实际的事事故分析，而逐步认识规律的。

(2) 对仿制产品或其关键部件进行事故分析，有利于引进先进技术，防止照搬照抄技术条件，为提高设备效率，延长设备寿命或改进产品的设计提供依据。

(3) 对新产品在试运行时的事事故分析，可以摸清失效特征和失效过程，为选材和制定工艺提供依据。

4. 为制订法规提供依据

大量事故分析总结的经验教训和摸索到的自然规律可作为建立各种法规和规范的依据和重要参考资料，其中包括：

- (1) 制定或修订现行技术规程、规范和标准；
- (2) 制定各种经济法规，如产品质量法、安全法等；
- (3) 制定国家或地区的开发规划的经济发展规划。

5. 汽轮机重大事故的处理原则

电力生产的基本方针是“安全第一、预防为主”，因为发电厂发生事故，尤其是发电设备的严重损坏事故，不但对本企业造成严重的经济损失，而且会对国民经济和人民生活带来重大的损失。汽轮机组连续长期在高温、高压、高转速条件下工作，又与众多辅助设备和复杂的汽、水、油系统有机地联合工作，不可避免地会发生一些故障和事故。为了避免设备发生重大损坏事故，以及减轻设备的损坏程度，缩短处理和检修时间，尽早恢复发电和供热，就要求汽轮机运行值班人员能迅速准确地判断各种事故和正确熟练地处理事故。首先，运行值班人员要牢固的树立“安全第一”的思想，值班中有工作责任心，认真按运行规程要求巡回检查，及时发现运行中的异常问题，并采取有效措施，做到预防为主。同时，对事故苗头要加强分析，正确判断和处理，避免事故的发生和扩大。其次，运行值班人员要熟练地掌握设备结构和性能，熟悉汽水等系统和事故处理规程，经常做好事故预想和进行事故演习培训，一旦事故发生，就能迅速准确地判断和熟练地操作处理。

(1) 运行值班人员在监盘和巡回检查中发现异常，应根据异常征兆，对照有关表计、信号综合分析判断，并尽快向班长、值长汇报，以便共同分析判断，统一指挥处理。如果班长、值长不在事故现场，应根据运行规程有关规定，自己及时进行处理；如果已经达到紧急故障停机条件，为保证主设备的安全，应果断打闸，破坏真空停机，千万不可存在侥幸心理或担心承担责任而犹豫不决，拖延了处理时间，造成事故扩大。

(2) 发生事故时，运行值班人员要坚守岗位，沉着冷静，迅速抓住重点进行正确操作，切忌慌乱，顾此失彼，以致误操作而扩大事故；在多名人员协助处理事故时，要统一指挥，协调操作，防止发生混乱而造成误操作。

(3) 发生故障时，运行值班人员必须首先迅速解除对人身和设备安全有威胁的系统，同时应注意保持没有故障的设备和其他机组继续安全运行，以保证用户的用电或供热需要。

处理事故时应根据事故的部位、征兆和性质，分为紧急故障停机和一般故障停机，两者的主要差别是前者应立即打危急保安器，解列发电机，并破坏真空，启动辅助油泵，尽快将机组停下来；后者通常是先逐渐降负荷到零，然后解列发电机，再手打危急保安器停机，启动辅助油泵，不需要破坏真空，只是根据运行规程规定降低真空，其他停机操作都按运行规程规定执行。

第二十六章 故障与处理实例

第一节 机组振动故障

一、励磁机#7轴承振动大

某电厂#1机系上海汽轮机厂引进美国西屋公司技术生产的N300-16.7-538/538亚临界、中间再热、高中合缸、双排汽轮机组。在升速过临界转速时，励磁机瓦振和轴振都超限（瓦振81 μ m、轴振287 μ m），经转子直轴和平衡加重后轴振好转，但瓦振仍大，主要是励磁转子装配后有弯曲，由弯曲产生的动不平衡，且原加重槽处加重块已基本加满半周，无法再加。经与哈尔滨电动机厂协商研究后，由电动机厂订做了专用大平衡块。在1993年11月#1机小修时，把原平衡质量用专用块转移到转子风扇内侧，留出了原配重槽，再在小修现场做了数次动平衡。小修复查中心时，发现励磁机中心高出发电机转子中心设计允许值约0.20mm，检查发现系励磁机底座二次灌浆的混凝土膨胀凸起所致。将励磁带机底座吊起，把凸起的混凝土全部打掉，重按标准找好中心。经以上措施，启动后检查#7瓦过临界时约1.0mm，额定转速时轴振0.038mm，且较稳定，#7瓦振动大问题彻底解决。

二、汽轮机#4轴承振动大

上海汽轮机厂N300-16.7-538/538型机组，汽轮机#4轴承是落缸式的圆筒型轴承，在整个轴系中其轴承负荷最大，设计计算值为33125kg，又由于它是低压转子的后支撑点，与发电机转子之间有长约1700mm的短轴，使得整个结构复杂化。据了解，该轴承在投产的机组中一般振动大，瓦温高，个别还发生烧瓦事故。厂方对该瓦先后采取了一些改进措施，如在某电厂#2机#4瓦轴承球面座下增设两个支撑，以增强球面座刚度，改善轴承的自位能力和轴瓦接触条件，减少瓦温和瓦振。

该电厂#1机#4瓦轴承的振动外特征表现在：①汽缸上的振幅比轴承座顶部振动大。②垂直、水平、轴向三个方向振动相位基本相同。③轴向方向振动比垂直、水平方向大。④在同一工况下，其轴振与瓦振几乎相等，远小于一般轴振/瓦振的比值。由此分析得出：①轴承的支撑刚度差，表现出下部瓦振比顶部瓦振的反常现象，以及轴承在垂直、水平、轴向三个方向的振动相位基本同向的特征。②由于转子质量不平衡，运转中轴颈在轴瓦上倾斜角随转子挠度而变化，使其形成的油膜压力不均匀，当轴承球面调节不起作用，油膜承力中心线两侧作周期性移动时，轴承座将摇摆振动而产生较大的轴向振动。

针对瓦温偏大的问题，停机中制造厂家扩大了进、出口油囊，现在瓦温维持在81℃左右。对于振动大的问题，在#4瓦侧低压转子末级叶轮平衡孔内，加重886g（125°），轴振由平衡前的0.108mm降至0.045mm，对轴系其他轴瓦的振动影响不大。

三、发电机#6轴承振动突然增大

某电厂#10机（东汽厂N300-16.7/537/537-3型机组）在启动调试中，于1998年11月18日5:34，#6瓦轴承振动突然由0.02mm上升到0.075mm。检查后发现是在调整发电机氢气冷

却器回水门时关的过多，使发电机风温急剧升高约 35℃左右，造成发电机端盖位移，*6 瓦轴承球面不能随位移变化自由活动而产生振动（*6 瓦轴承坐落在发电机大端盖上）引起的。最后通过调整发电机进口风温度为 40℃，发电机出风温度 58℃，使 *6 瓦轴承振动下降至 0.048mm。

通过机组试运行观察与测量，*6 瓦与其他轴承振动的相位角初始位置基本不变，这就说明 *6 瓦轴承振动不是因发电机转子产生热弯曲而引起转子动不平衡所导致的。*6 瓦轴承振动与发电机进口风温度关系影响较大，而对负荷的大小变化影响不是很大。揭瓦检查发现 *6 瓦的瓦枕与上盖之间的定位销有卡涩的痕迹，故将轴瓦定位直销由原 $\phi 40$ ，插进球面的一部分车小为 $\phi 39$ 。

通过处理 *6 瓦轴承盖定位销，再次启动升速，升负荷，满负荷稳定运行观察，*6 瓦轴承振动值均在 0.02mm 以下。

四、机组振动故障诊断方法

十余年来，国内振动故障诊断技术有了迅速的发展，基本上改变了机组振动故障原因难于查明的局面。

振动故障诊断技术可分为两个部分，一是故障特征及其机理的识别；二是诊断方法。但从国内外振动故障诊断技术的研究和发展来看，主要是注重前者，对后者未引起应有的关注。

所谓诊断方法，具体是指诊断故障的思路，早期是采用直观寻找，这种方法盲目性大，成功率低，所以后来逐步发展为分析寻找故障，而目前采用诊断故障。

（一）直观寻找和分析寻找振动故障

早在 50 年代中期以前和后来很长一段时间内，由于振动测试技术和对振动故障特征认识的限制，确定振动故障全凭经验和直觉，采用大拆大卸，直观寻找，这种方法的效果主要由下列两点决定：

1. 故障隐蔽性和发现故障偶然性

由于采用肉眼直观和常规一般测量去寻找振动故障，无一定的目标，基本上是盲目的。例如一般的转子热弯曲、轴瓦不稳定、电磁激振等，即使对于直观可见的故障，也不一定一次能找到，要反复几次拆装，即使最后找到故障，往往也是在偶然无意中发现，例如 1985 年某厂一台国产 100MW 机组试运中发生振动，两次揭缸寻找振动故障，都未能查明，最后在一次停机检查转子中心时，偶然听到高、低压转子波形联轴器内有异物滚动声，打开发现低压转子中心孔堵头（4.7kg）脱落掉在波形节联轴器内。

2. 机组结构的复杂性

对于结构复杂的汽轮发电机组，引起振动故障原因及其机理也复杂得多，一次拆装寻找故障，不可能对机组的每个部件都进行检查，对于复杂的振动故障，即使反复拆卸和启停试验，还是无法找到振动故障。

所以在 50 年代后期，国内开始采用分析寻找振动故障，即根据振动发生的部位、现象，首先进行必要的振动测试和分析，对振动故障作出大致的判断，得出几种可能原因，然后再去寻找，由此避免了某些盲目性。因此对于较为简单的和一些直观可见的振动故障，例如转子不平衡，特别是转动部件损坏飞脱、轴承座松动、轴瓦紧力不足、汽缸膨胀受阻等故障，收到良好的效果。但是对于转子热弯曲、不稳定不平衡、转子不对中、共振等机理较为复杂

和隐蔽的故障，还是无法查明。

(二) 诊断振动故障

70年代后期由于测试技术的发展，以及为提高设备利用率和保证机器良好的装配性能，不允许随意打开检查等原因，故障诊断技术才有新的发展。

我国振动故障诊断最早在1982年提出，目前虽然已普遍采用，但在实际应用中故障诊断的准确率还较低，造成准确率低的主要原因有如下几点：

1. 注意力集中在直观可见故障上

机组一旦发生振动，尽管还没有开始寻找振动故障，但往往将注意力集中到机组已发现的一些故障上，而忽视了其他内在的原因。

2. 习惯于反向推理

诊断振动故障的主要手段是演绎推理，演绎推理包括正向推理和反向推理两种手段。反向推理是依据振动特征和现象反推出故障。这种方法的最大缺点是由于振动故障与特征之间不是对应关系，而是一种振动故障在振动特征上有多种反映，从而依据振动特征反推故障，其结果必然是多种不肯定的结果。

正向推理的使用前提是机组振动故障范围必须有明确认识。这种方法诊断故障一开始，是在机组全部振动故障范围内搜索，再逐个排除，不能排除的即为诊断结果，因此能够保证诊断结果的严密性，从而可以显著提高诊断的准确率。

3. 对掌握振动特征和故障机理的重要性认识

目前振动故障诊断的准确率不高，除因采用反向推理外，还有一个重要的原因，是对于掌握振动特征和故障机理重要性未能引起充分的重视，所以当遇到振动问题时，主要还是凭个人经验和习惯做法去处理。例如空负荷下发生振动，首先想到的是机组中心、轴瓦工作、轴瓦紧力；带负荷后汽轮机发生振动，想到的是汽缸膨胀。但是对于这些故障产生振动的特征和机理，却很少认真思考，所以一旦经直观检查，找不到故障，便进一步查找别的故障，即小拆小查到大拆大查。例如1994年四川某厂一台国产200MW机组低压缸改造后，启动到3000r/min和带负荷时发生振动，首先检查轴瓦和机组中心，没有发现问题，后揭中压缸和低压缸，扣缸后再次启动，又发生振动，再揭中压缸和低压缸，历时一个多月。但如果从振动特征和机理去诊断，引起振动的故障并不复杂，它是由汽轮机轴瓦半速涡动和低压转子径向碰磨所致，诊断和处理这两种振动，目前已有很成熟的经验，无须揭缸查找，更没有必要两次揭中压缸。

故障诊断应该在消振之前作出，但目前在一些报告和文章中见到的振动故障诊断，实际是消振之后进行总结分析后作出的。如果认真地总结一下消振之前对振动所作的诊断，据目前不完全统计和测算，诊断的准确率一般不到50%。

所谓故障诊断的准确率，是指诊断出的故障的实际引起振动故障的符合程度，例如引起振动的实际故障是一个，诊断出两个，其中一个符合，则准确率为50%；相反，实际振动故障有两个，诊断出两个，但一个都不符合，则准确率为零。由消振经验证明，只有当故障诊断的准确率高于50%时，对消振才有较大的指导作用；当准确率为20%~30%时，显然有一定的参考作用，但它的误导作用不容忽视。

(三) 正向推理诊断振动故障

就上述目前振动故障诊断准确率不高的三个原因来说，可归纳为一点，即习惯势力所

致，因此提高振动故障诊断准确率的最有效措施为提高正向推理诊断的效率，具体诊断可以按下列步骤进行：

1. 振动类别划分

依据振动频谱和另外的特征，将发生的振动进行分类。当振动是属于非普通强迫振动时，例如电磁激振、拍振、轴瓦自激振动、参数振动等，其故障原因即可确定；如果是普通强迫振动，则需要再作下一步诊断。

2. 支撑动刚度

在查明激振力故障原因之前，首先应查明轴承座刚度是否正常。

3. 激振力

引起普通强迫振动激振力故障范围包含 3 种激振力，即转子不平衡力、不平衡电磁细长、轴系连接同心度和平直度偏差，可从这些故障引起振动特征和故障史方面区分这三种故障。对于稳定的普通强迫振动，诊断到此便可结束，对于不稳定普通强迫振动，还要进行下一步的诊断。

在确定振动增大是由于转子平衡恶化所致之后，根据转子平衡变化特征，对其不稳定平衡进行分类，再按其中各自振动特征，对故障源作出诊断。

4. 不平衡故障

在查明不平衡故障之前，首先应查明基频振动随运行参数时间变化而变化，是由于激振力增大还是由于支撑动刚度降低，方法是重复上述步骤。

上述诊断过程的每一步，都是依据机组振动特征、故障特征、故障形成史以及它们之间相关性进行严密的推理，排除每个故障都是建立在可靠的振动数据、特征的基础上，因此要求诊断者不仅对故障范围内的各种故障特征和振动机理有较深入的了解，而且为了与实际机组振动特征进行对照比较，还要求善于总结、归纳机组振动现象，提炼成振动特征。

简要地说机组振动故障范围，除上述诊断步骤中所述 4 个部分外，还包括机组中心不正产生振动的机理、汽缸膨胀不良产生振动的机理、轴承座轴向振动故障范围及其机理共 7 个部分。

(四) 振动诊断实例

1. 机组振动概况

某电厂一台国产 200MW 机组，在试运中存在 3、4、5 瓦振动较大，为此调整轴系平衡，空负荷下各瓦振动基本满意后进行带负荷试验，当有功负荷升至 100MW 时，2、3、4 瓦振动明显增大，最显著的是 3 瓦垂直振动增大至 $80\mu\text{m}$ ，负荷减小振动不立即减小。振动主要分量是基频，并含有明显的 $2x$ 、 $3x$ 分量。当时诊断为转子热态对中不好，后经多次调整 3、4、5 瓦标高，发现每调一次轴瓦标高，对轴瓦振动都产生显著影响，由此坚信负荷振动增大是由转子热态对中不好引起的，但当轴瓦标高恢复到原来状态时，振动却较前有显著增大，以致该机寻找故障原因历时 40 多天，启停机组燃油消耗已达 300 多万元。

2. 振动故障诊断

从该机 72h 试运、调整轴系平衡和后来多次调整轴瓦标高启动中所作振动测试，对其故障可作出如下推理和诊断：

(1) 振动类别。由于振动主要分量是基频，属于质量不平衡引起的强迫振动。

(2) 支撑动刚度。经轴系平衡后，冷态启动 $3000\text{r}/\text{min}$ 下振动不大可以说明两点，一是

轴系平衡较好,即激振力不大,二是轴瓦支撑动刚度正常。

轴瓦支撑动刚度包含结构刚度、共振和连接刚度三个因素。带负荷后振动增大时,通过检测,2、3、4瓦轴承座连接部件之间振动均小于 $5\mu\text{m}$,表明这些轴瓦连接刚度正常。由此可见,带负荷后振动增大是激振力增大所致。

(3) 激振力。引起普通强迫振动的激振力有以下三种:

1) 轴系连接同心度和平直度偏差。冷态启动 $3000\text{r}/\text{min}$ 时各瓦振动不大,说明轴系连接同心度和平直度偏差正常,因此带负荷后振动增大可排除这一激振力。至少轴承座标高的改变,对普通强迫振动的影响很小。

2) 不平衡电磁力。振动增大是在并网后逐渐增大的,而且去掉励磁电流,振动并不立即减小,由此可以排除此激振力。

3) 不平衡力。空负荷下振动不大,带负荷后振动增大,在排除支撑动刚度降低和引起普通强迫振动的上述两种激振之后,只能是转子受热后平衡恶化所致。从振动增大主要发生2、3、4瓦上,且带负荷后解列停机,通过轴系临界转速时,中压转子的两个轴承振动变化量较大,其中3瓦振动由启动时的 $45\mu\text{m}$,增大至 $150\mu\text{m}$,当降至盘车转速时,2瓦处轴颈晃动度较原来增大 $40\sim 50\mu\text{m}$ 等这些现象分析可知,转子受热后平衡确实恶化,而且是发生在中压转子上,平衡恶化的原因是转子产生热弯曲。

(4) 中压转子热弯曲的原因。产生热弯曲故障原因共有九个,依据该机72h试运带满负荷时,振动没有明显增大,经多次启动后才引起带负荷时振动增加可知,振动增大与有功负荷有着良好的对应关系。结合这九种故障引起转子热弯曲各自形成原因、产生振动机理、转子结构等方面分析,首先可以排除转轴材质不均、转轴上内应力过大、转轴上套装零件失去紧力、套装叶轮轮毂之间轴向间隙不足、套装零件在转轴处不对称轴向漏汽、轴向传热热阻径向分布不均、转轴与水接触、转轴径向碰磨等八个故障。

转子中心孔存油或存水,引起直接不平衡可以忽略,但因中心孔的几何中心与转子旋转中心不重合,或因转子挠曲等原因,在高速下孔内液体贴向孔壁上液膜厚度径向分布不均,由此引起不均匀的热交换,而使转子产生热弯曲,这种热弯曲是随机组有功负荷,即转子温度升高而加大的,且在转子一定温度情况下,转子热弯曲随进油量增大而加大。

中心孔进油的原因是孔的堵头不严或中心孔与外界直接沟通,机组带负荷运行时,孔内气体膨胀而溢出,停机后冷却,孔内形成负压,当沟通处有油或水时,便会吸入。

根据这种故障形成机理及机组振动主要特征,由进一步推理可知,因机组调整轴系平衡及后来调整轴系对中,转子多次冷却和加热,造成孔内积油逐渐增大,从而随着调整轴系次数的增多,振动愈来愈大。

(5) 故障处理及其结果。上述最后诊断结果指出,中压转子热弯曲故障使中心孔存油或水这一故障不能排除。依据轴系结构,没有揭缸,只将接长轴拆下,即发现中压转子中心孔堵头上有一个小孔,已炭化的油从孔中流出,后将堵头拔下,发现中心孔内还存油约 400g 。从油面炭化并不严重和孔壁锈蚀及油垢沉积不明显来分析,中心孔进油时间不长,估计不超过2个月。

清除积油后,堵头封好(5mm小孔焊死)。再次启动带负荷,直至满负荷,各瓦振动均小于 $40\mu\text{m}$ 。

由故障检查和振动消除证明,对该机振动所作推理和诊断与实际符合,诊断准确率达到

100%。

第二节 主机存在的故障

一、机组轴封严重向外漏汽

1. 原因分析

某厂两台机，为自密封轴封系统，较大负荷时，多余的轴封蒸汽，通过轴封自动调压阀排向凝结器。试运时两台机组都因高、中压缸轴封漏汽量较大，轴封抽汽加热器容量可能偏小（门杆漏汽量可能也偏大），加上汽轮机轴封外挡抽汽母管外径只有 $\phi 168$ （偏小），阻力大。当调压阀全开后，轴封送汽压力仍然较高，使得机组高、中、低压缸轴端向外冒汽严重，故只好在自动调压阀到凝汽器系统上再加一根 $\phi 108 \times 3$ 旁路管道及一手动阀门，机组负荷大时手动打开阀门，让剩余汽导入凝汽器。该管道装好后，轴封压力虽有所下降，但轴端漏汽现象还存在，轴封系统始终还存在以下几个问题：

- (1) 旁路手动阀不能开大，否则轴封汽量不足，影响机组真空。
- (2) 负荷变化时，0m 值班运行人员经常手动调整旁路阀，使得操作频繁，且不易调整。
- (3) 由于轴端漏汽进入轴承座，使油箱带水严重，影响油质。
- (4) 由于密封油压含水超标，使发电机氢气湿度超标，影响发电机安全。
- (5) 给水泵汽轮机油中含水量更大，多次造成调门卡涩。

2. 系统改进情况（电厂在#1机小修中作了如下改进）

- (1) 增加了一台 64m^2 冷却面积的轴封抽汽加热器。
- (2) 主机轴封又增加了一条 $\phi 219 \times 6$ 的轴封抽汽母管。
- (3) 给水泵汽轮机轴封抽汽母管单独接到轴加处，而不是接在主机轴封抽汽母管下部（给水泵汽轮机轴封抽汽母管成了主机轴封抽汽母管的疏水，威胁给水泵汽轮机安全）。

小修后上述几个问题全部得到解决，与#2机组相比：①#1机组轴端已无漏汽；②主油箱、给水泵汽轮机油箱已无水放出；③发电机氢气含水量明显小于#2机；④#1机汽封调压旁路门已无须开启；⑤#1机汽封调压门可随负荷自动调压，凝汽器真空较稳定；⑥#1机给水泵汽轮机汽封问题也已解决。

大修时应彻底检查高、中压轴封间隙是否过大超标，并予解决。

二、低压缸大气安全门破裂

某电厂#1机除氧器放水管只有一路去凝汽器，试运中发现低压缸大气安全门破裂三次，其原因是：除氧器投 0.9MPa 的辅助蒸汽加热时，在凝汽器抽真空前，除氧器放水到凝汽器，使凝汽器压力增高所致。为此加装了一条除氧器至地沟的放水管，并禁止在凝汽器无真空的状态下向凝汽器放热水和蒸汽。

有些设计除氧器有去凝汽器的溢流放水管和至定排的危急放水管，在凝汽器抽真空前对除氧器进行加热，会使除氧器内的水位升高，造成溢流至凝汽器。在安阳电厂的调试中，除了控制好水位外，采用暂时解除水位高联开溢流放水的连锁（或暂时关闭溢流电动放水门前的手动门），水位高时，靠危急放水管放水。当凝汽器抽真空后，再恢复系统。

三、发电机内引出线冷却水管漏

某电厂#10机在第二次启动时，氢气的湿度较大，故停机后打开发电机端部人孔进行检

查, 结果发现发电机内引出线 C 相尾端软接头焊口部分有一处滴水 (厂家焊接质量)。经厂家来人焊接后打水压正常, 但由于焊接时温度较高, 使连接板接触表面氧化, 此处若不处理, 发电机在带负荷时就会因此处电阻较大而烧坏引出线, 造成更大的事故。为此要求厂家再次来人处理, 将连接板全部拆掉, 除去结合表面的氧化物, 重新在其表面镀银, 换上新的密封盒并涂上环氧树脂, 经再次启动带负荷的考验没有发生问题。

四、大轴晃动值超标的原因分析及处理

1. 停机前的现象

(1) 某电厂 #9 机系东方汽轮机厂生产的 300MW 抽汽凝汽式汽轮机, 高、中压合缸。#1 瓦在高压缸排汽端, #2 瓦在中压缸排汽端, #3、#4 瓦支撑低压转子。机械晃动表和偏心表均装在 #2 轴瓦处。

(2) 该机 97 年 11 月 30 日 20 时 12 分第七次汽轮机温态启动, 12 月 2 日 3 时 56 分负荷 227MW, 这时各瓦轴振均正常。4 时 13 分 54 秒负荷升到 270.8MW, 4 时 13 分 55 秒至 4 时 13 分 58 秒短短的 3s 内, #1 瓦轴振由 $51\mu\text{m}$ 升到 $105\mu\text{m}$, 4 时 15 分负荷最大 274MW。由于负荷大, 高压加热器又未投, 引起锅炉壁温升高, 随后锅炉减粉, 主汽压、负荷开时滑降, 5 时 26 分负荷滑降到 123MW。在这期间, #1 瓦轴振升高到 $149\mu\text{m}$, 偏心表指示值由升负荷前的 $103\mu\text{m}$ 升到满量程 $200\mu\text{m}$ 。

(3) 到 6 时 18 分, 由于 #3 高压加热器人孔盖泄漏严重, 随即降负荷到零, 打闸停机。停机过程中及临界转速下, 各瓦盖振动均变化不大。

2. 停机后的现象

(1) 1997 年 12 月 2 日 7 时 5 分转子静止后, 立即投入盘车, 测量大轴晃动值为 0.15mm , 盘车电偏心值为 0.151mm , 倾听各瓦及缸体声音, 未发现摩擦声。当润滑油温降到 35°C , 停顶轴油泵运行。

(2) 1997 年 12 月 3 日 14 时晃动值和偏心未变, 14 时 15 分启动 #1 顶轴油泵运行进行试验, 大轴晃动值降到 0.11mm 。

(3) 1997 年 12 月 4 日 18 时左右, 大轴晃动值降到 0.09mm 。到晚上 23 时 30 分发现大轴晃动值变化较大, 转子转一圈晃动值由 0 升到 0.09mm , 第二圈时, 晃动值由 0 升到 0.14mm , 然后突降至 0.09mm 又回到 0, 交替出现。立即在大轴上对高点做标记, 发现两高点方向相同, 0.09mm 高点超前 0.14mm 高点约 30° 。

(4) 截止 12 月 06 日 9:00 晃动值仍为 0.11mm , 不再有变化。

3. 原因分析

省局工作组组织召开现场分析讨论会, 参加会议的有调试、安装、运行、监理、厂代、设计等部门及试验所振动专业人员。参会人员反映:

(1) 停机后大轴晃动值变化异常, 不是一个确定的数, 停机过程中及临界转速下, 各瓦盖振动均变化不大。

(2) 顶轴油泵启停对大轴晃动值有影响。

(3) 盘车过程中, 出现晃动值交替变化及轴系有明显的反弹变形声。

(4) 12 月 5 日 17 时 15 分利用 #1 瓦、#3 瓦、#5 瓦的轴振表 (各两个方向) 在盘车期间测量了各瓦晃动值, 发现 #1 瓦的值为 0.008 和 0.012mm , #3 瓦的值为 0.106 和 0.125mm , #5 瓦的值为 0.032 和 0.046mm , 说明振源可能来自 #3 瓦。

(5) 在负荷从 250 升到 270MW 过程中, #1 瓦轴振在几秒内突然升高 0.1mm, 怀疑是轴系有松动引起。

根据以上分析, 得出以下结论: 基本排除了大轴弯曲的可能, 怀疑是轴系松动和轴承座偏移引起的。

4. 处理办法

(1) 由于缸温高, 盘车不能停, 先检查 #2、#3 瓦对轮状态, 若发现问题, 应及时消除, 待晃动值复原后开机。

(2) 若未找到问题, 待缸温降至 150℃ 以下, 揭 #2、#3 瓦检查及轴系中心复查, 测量 #2、#3 瓦对轮中心孔与螺栓的间隙, 并组织重新绞孔和更换新螺栓准备工作。

5. 结论

解体 #2、#3 瓦对轮, 通过测量, 螺栓孔与螺栓的间隙最小为 0.05mm, 最大为 0.24mm, 一般在 0.1~0.14mm 之间, 均超出标准。检查中, 发现 #3 螺栓丝头端有明显的挤压痕迹。最后, 用 $\phi 70.1$ 的绞刀对 12 个螺孔重新绞孔, 又重新加工了 12 条螺栓, 并对 #2、#3、#4 瓦座进行了调整。通过以上几个方面的处理, 彻底消除了对轮错位的隐患, 在以后的启动中, 再未出现振动突然增大的现象。

第三节 调节系统及油系统出现的故障

一、交、直流油泵不打油

某厂一期工程汽轮机由上海汽轮机厂制造, 发电机由哈尔滨电机厂制造, 励磁机增加了一个支撑瓦, 润滑油量有所增加。由于汽轮机厂供给的主油箱是集装式油箱, 各立式油泵均装在油箱上。在整套启动前做直流油泵连锁时, 发现在交流油泵运行时联动直流油泵, 直流油泵的转速、转向符合设计要求, 但油泵出口无油压, 此时泵的电流为空载电流。而且, 在直流油泵运行几小时后, 交流油泵再启动也出现不打油的现象。经反复试验, 确认是透平油在运行中长期搅动后, 产生的汽泡积存在备用油泵中而使油泵不打油的。后在泵轮上钻了 3 个 $\phi 5.5$ 的孔, 在油泵入口管处加了防止油中产生的大量汽泡进入泵入口管的罩壳, 并在泵壳最高点加装一根 $\phi 12$ 的排气管。经上述改进后, 再也没出现油泵不打油的情况。

二、抗燃油泵轴承振动大

某电厂 #10 机 80Ym-50×7 型抗燃油泵在分部调试中, 由于 #1 抗燃油泵电动机侧轴承振动大 (最大为 0.22mm) 停止试转, 经多次检修找中心处理, 问题仍得不到解决。1998 年 10 月 14 日对转子找平衡并 9 次配重, 电动机轴承振动仍有 0.18mm。16 日返厂在三级叶轮上进行车削找动平衡, 22 日再次安装到现场试转, 振动仍较大。最后检查是因为电动机轴弯曲较大所致, 更换新电动机后此问题得到解决。

三、高压油动机摆动大

1998 年 10 月 18 日, 在进行某电厂 #10 机 (300MW) 静态试验时发现, 左侧高压油动机摆动较大 (15~20mm), 右侧高压油动机正常。

对左侧高压油动机活塞、断流滑阀、反馈滑阀、中间继动滑阀等部套检修清理后, 左侧高压油动机摆动有所减小, 但仍不满足要求。通过电调进行试验, 左侧高压油动机摆动也较大, 其他各油动机摆动幅度均正常, 故排除了其他调整部套对其摆动的影响, 重点检查左侧

高压油动机本身。在油动机反馈杆的各连接处加百分表，发现销子与孔的间隙相对移动量是0.27mm，大大超过了厂家规定的小于等于0.05mm的标准，造成油动机反馈跟不上，动作迟缓，引起摆动。后按厂家要求重新加工销子，问题得到解决。

四、左侧中联门抖动及 EHC 油管强烈振动

某发电厂#1机300MW，首次启动升速至400r/min时，左侧中联门出现2~3Hz抖动，EHC油管亦发生强烈低频振动。检查支吊架及DEH软件均正常，怀疑EHC油管内有空气或工作点不稳定，决定完成汽轮机摩擦检查后，升速至800r/min进行汽缸膨胀试验。试验过程中，EHC油管振动始终很大，油压晃动1.5MPa，为了防止管子接头振松发生危险，决定停止缸膨胀试验继续升速。当转速升至2840r/min时，左侧中联门全开时，中压调门抖动及EHC油管振动突然消失。这以后汽轮机在3000r/min运行时左侧中调门自动关闭，经检查该调门DEH控制电缆完全烧断。第二次开机前换上新电缆，启动过程未出现中联门抖动及EHC油管振动现象。由此可以断定，发生振动的原因为左侧中调门DEH控制电缆绝缘被烧坏，干扰信号进入引起中联门抖动，然后引起油压大幅度晃动及EHC油管强烈振动。

五、同步器传动装置卡死

某电厂同步器传动装置上涡轮与其滑套卡死，在运行中多次出现，造成几次打开前箱处理调节系统同步器。

(1) 原因分析。主要原因是涡轮与滑套没有设置止点，同步器于轮涡轮杆与固定轴向轴承松动，在操作手轮时，涡轮下缘与滑套顶面粘结，阻尼增大卡死，手轮使力太大，使得涡轮杆与轴承轴向松动，轴承退出。

(2) 基于同步器卡涩原因，将涡轮与滑套之间加设止点，在涡轮上加22.2mm的金属垫，使涡轮下缘与滑套顶面不再顶住。手轮涡轮杆与其轴向定位轴承松动处加1mm垫圈，彻底解决了同步器卡涩问题。

六、顶轴油泵轴头漏油和侧板磨损

某电厂#1机组配有三台上海油泵厂生产的叶片泵为顶轴油泵。顶轴油泵在机组盘车状态一直陪转其中一台，但是两台油泵都发生驱动端轴头大量漏油现象。多次发生油泵两端侧板摩擦损伤，使泵组振动大，声音异常，为此连续更换了5台油泵，同样发生此事故，后将顶轴油泵电动机更换运行，运行情况稍有好转。

(1) 原因分析。

1) 该顶轴油泵设计入口为负压运行，密封圈设计材质为负压或微正压运行要求，但该泵在本机组入口为正压0.18MPa，后来厂家来人更换了密封圈，但解决漏油效果不理想。

2) 原顶轴油泵电动机磁力中心不对中，带电之后轴向窜动，造成侧板旋转擦伤。

(2) 鉴于顶轴油泵不能长期运行，特将顶轴油泵运行方式进行改变。启动顶轴油泵盘车投入后10~15min，将顶轴油泵停下，润滑油温调整在32~36℃，避免顶轴油泵与盘车同时长期运行而造成顶轴油泵损坏。

该电厂3×200MW机组顶轴油泵为榆次油泵厂生产的叶片泵也曾多次出现上述问题，厂家派人来进行多次处理，仍没有能解决漏油和磨损问题，为此也将顶轴油泵运行方式进行改变。

七、高压启动油泵轴承烧坏和油压不正常

某电厂#2机组高压启动油泵启动运行中多次出现上轴承烧坏抱死现象。高压启动油泵

在试运和整组启动过程中也曾多次出现启动后出口油压不正常,以至于首次整组启动汽轮机超速试验时,汽轮机转速降低,高压启动油泵启动时油压不正常,汽轮机不能复置挂闸而停机。

(1) 原因分析。

1) 高压启动油泵轴承为两只单列向心推力球轴承,主要承受叶轮自身未平衡掉的轴向推力和泵的重量,采用从润滑油母管引入的润滑油强制润滑。由于厂家在轴承支撑架润滑油进油到轴承内没有钻孔润滑油无法进入轴承内,使轴承滚珠和轴承架之间产生高速度干摩擦,烧坏轴承。现场在该支架上钻孔($\phi 5$)后装配,上轴承润滑较好,没有再次出现轴承烧坏现象。

2) 高压启动油泵在安装时将油泵的两轴承之间的连接管部件钻有 $4 \times \phi 2.5$ 排气孔,其目的是使高压启动油泵内不集空气。但是由于钻孔位置不合理,使油泵在运行停止后,空气通过排气孔和下轴承间隙进入泵壳内,启动时空气无法排出,油压建立不起来。

(2) 其改造方法是在泵出口逆止门前引出的出口压力表管,加三通接一根 $\phi 8$ 放空气管到油箱,管上加截门定期或连续放油泵内空气。

八、主机润滑油变质

某电厂#2汽轮发电机组在移交前由于检修发电机烧坏问题,机组停运约100天左右。在机组准备启动前对主油箱油质进行过取样化验,油质化验结果合格。启动高压油泵,润滑油泵,主机润滑油系统,发电机密封油系统全部投入循环约两天后,润滑油质突然变成黑褐色。

将主油箱油全部放入备用油箱,主油箱进行清扫,发现机械杂质较多。备用油箱油用真空滤油机加吸附剂进行油循环,然后打回主油箱。经过三天的油循环,用了约1000kg吸附剂,主机润滑油质基本达原润滑油质标准。但目前仍没有化验出油质黑褐色的化学成分。

(1) 原因初步分析。润滑油质改变后的颜色与油系统初次进行油循环的颜色有些接近,由于许多油系统设备都是铸造出来的,如阀门、轴承座、油泵壳体等,有些铁包沙是不容易清扫干净的,油管道在循环时只能将较大的杂物除掉,而微小杂物和溶解在油中的黑颜色是不易除掉的。润滑油在管道内长期流动将一些油泥状的杂物吸附到管道内壁上,油循环时,由于油量大油管道是充满的,正常运行时有部分油管道是充不满的,由于机组油系统长期存放,使原吸附到油管壁上的油泥状杂物干裂脱落。经过再次启动油系统,油不断流动搅拌,使油泥状杂物溶解在润滑油内。

(2) 根据上述情况,希望安装人员对主机油系统管道、轴承座、阀门及各设备内部加强清扫工作,对油箱油质经常化验,保证主机润滑油质合格。

九、危急遮断器杠杆与危急遮断器间隙变小

某厂300MW机组在冲转时,使得No1撞击子在770r/min, No2撞击子在1770r/min碰磨顶撞杠杆,使危急遮断滑阀动作停机。

(1) 原因分析。危急遮断器杠杆与危急遮断器之间的间隙为 $1.0 \pm 0.2\text{mm}$,其间隙数值由位于危急遮断器滑阀上的限位板调整圈来调整。由于运行中限位板松动, $1.0 \pm 0.2\text{mm}$ 间隙消失,杠杆与危急遮断器及轴圆周发生碰磨,造成主汽门关闭停机。此种现象很容易认为是撞击过早击出引起停机。

(2) 停机后检查其间隙,0.10mm塞尽不入,重新加工其调整垫圈厚度,保证其间隙数

值，在以后的冲转升速和正常运行中没有引起危急遮断杠杆碰磨和危急遮断滑阀动作。

十、东方 D42、D300J 型汽轮机调节系统在安装调试中的注意事项

东方汽轮机厂生产的 D42、D300J 两种型号的汽轮机组，系采用 DEH 电液并存调节系统。在调试中应注意以下事项。

(一) 系统的改进

1. 中间继动滑阀的改进

中间继动滑阀是调节系统中控制的中间转换、放大环节，起着极其重要的桥梁纽带作用。东汽 D42、D300MW 机组的调节系统，采用的是双工质（透平油和抗燃油）系统，中间继动滑阀正是工质变换的接口环节。

在早期使用的中间继动滑阀，其透平油及抗燃油部分都集中在前轴承箱内，由于密封隔离不严及安装、检修空间限制等原因，曾在几台机组上发生过透平油、抗燃油混油现象，造成了油源污染。另外，原中间继动滑阀没有设计跟踪二次油口，使得在投入 DEH 运行时，电液跟踪难以实现。为此，只得在其侧部杠杆端部增设一跟踪滑阀。针对以上情况，设计了新的中间继支滑阀，其特点如下：

(1) 透平油及抗燃油部分通过法兰板严格分开，放置于前轴承箱内外两侧，彻底解决了混油问题。

(2) 将中间继动滑阀的断流滑阀直径 $\phi 45$ 加大到 $\phi 60$ 。从而增加了滑阀液压抗卡涩能力，使其灵敏度大大提高。

(3) 在中间继动滑阀的积分活塞上增设了跟踪二次油口，使得电液跟踪精确可靠。

2. 遮断转换阀、电液控制阀的改进

(1) 遮断转换阀是保安系统中工质转换时信号传递放大环节。在原来设计的部套中，除了存在与中间继动滑阀一样的隔离不严密、容易产生混油外，由于杠杆中的滚动轴承较小，承受冲击能力较小，曾多次发生该轴承损坏现象。后经设计改型，混油和轴承损坏现象已彻底解决。

(2) 电磁控制阀原来设计安装在前箱侧壁上，其溢油进入前箱的遮断转换阀的隔离室内。现已经采用了安全滑阀取代了电磁控制阀，其功能安全一样。现将它安装在外部相关管路中，其溢油直接回到回油母管内，避免了抗燃油的污染问题。

3. 二次油的跟踪油路的改进

原前箱的油路，是按全液调连接布置的，如果将此油路直接用于电调工作状态，将出现下列问题：

(1) 电调状态时，启动阀控制的不是二次油，而是跟踪油。

(2) 电调状态时，如果发生甩负荷现象，则系统中的快控滑阀排掉的是跟踪油压而不是二次油压，这样就失去了快速关闭中间继动滑阀的作用，改造前后系统见图 26-1 和图 26-2。

现已将启动阀的快控阀直接接在中间继动滑阀的二次脉动油管路上，而不是接在经过电液转换后的二次油管上，这个问题可彻底解决。

(二) 注意事项

1. 调速泵

该部套是液调中的信号输出单元，性能比较可靠、稳定。但在早期的结构中曾采用吸油室敞口，以达到静压供油的目的；在电厂的试运过程中，发现前箱内的整体环境不能保证静

压的稳定,造成调速泵出口的一次脉动油压不稳定,使得转速和负荷皆出现较大摆动。后改为正压供油,问题得到解决。但还有如下问题需注意:

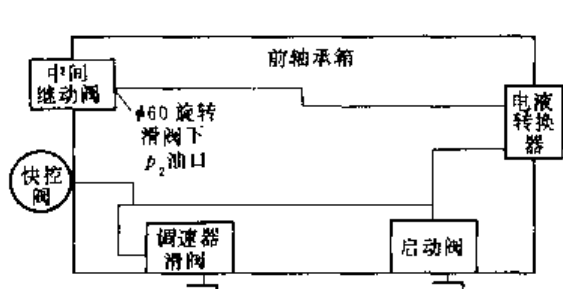


图 26-1 改造前油系统示意

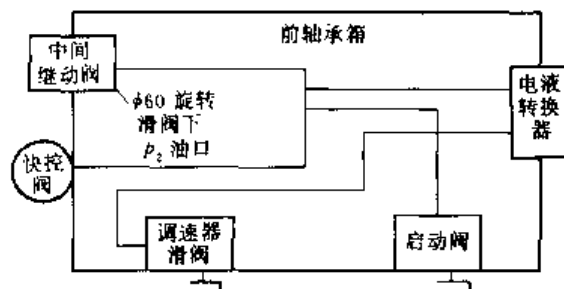


图 26-2 改造后油系统示意

(1) 安装或检修时,泵轮在泵壳内的中心和轴向间隙必须按要求调整,否则会造成浮动轴封磨损。

(2) 消除了调速泵出口一次脉动油压波动对系统的影响,在调速滑阀的 $\phi 60$ 滑阀上腔,同时也接入调速泵入口油。在静态试验时,必须将该油断开,否则对静态试验有影响。

2. 调速器滑阀

本部套是液调系统的关键部套,安装、调试时应注意以下几点:

(1) 油质脏,易使该部套中 $\phi 60$ 自动就中滑阀的 $\phi 2$ 小孔堵塞,造成该滑阀因不能自动就中而发生动活塞严重卡涩。

(2) 本部套的传动变速机构采用蜗轮蜗杆结构,可进行手动和电动切换。安装或检修时,应注意防止蜗杆弯曲,并调整好配合间隙。否则有可能出现传动不灵,甚至卡死现象。

(3) 本部套齿形离合器的紧力是通过调整弹簧的预紧力来实现的。最好在电动时整定好,调好后还必须将上面的顶丝拧紧,否则调整好的紧力会发生变化。

(4) 电动机轴头与叉形连杆之间有一个十字形耐油橡胶垫,其作用是传递力矩并起抗振作用。该垫不能用非耐油橡胶垫代用,否则胶垫遇油后会泡涨失效。

(5) 同步器的限位螺钉(在左侧)是特制淬火件,注意不要用普通螺钉代用,否则易被滑套剪断造成事故。

(6) 该部套下部有附加保安滑阀,该阀在调试时注意模拟的一次油压应控制在 0.8MPa 以下,否则会使拉簧因过度拉伸发生塑性变形而失效。

3. 中间继动滑阀

(1) 旋转滑阀是本部套的关键部分,如果滑阀不能旋转,则调速系统会产生一些不正常现象(如调速系统摆动等),因此在调试时应首先检查该滑阀是否正常旋转。否则必须处理。该滑阀不旋转的原因大都是因油质脏,杂物将喷油口堵塞所致。

(2) 积分活塞下端有一反馈油口,宽度仅 2mm ,安装时注意部套的清洁、畅通。

(3) 积分活塞与分配滑阀之间的动作关系应符合设计曲线要求。其静态特性必须在静试时调好,否则将会影响系统的速度变动率 δ 。因此在静试时首先应整定好 p_2-H 积之间的对应关系,然后再继续进行下一步调试。

(4) 检修时,注意千万不要丢失杠杆上的滚动轴承的滚针,否则传动关系将失真,也影响速度变动率 δ 。因此,无特殊情况,该杠杆转动部分应尽量不拆。

4. 高、中压调节阀油动机

高、中压调节阀油动机是调节系统中的执行机构，非常重要。在安装、检修和调试中应注意：

(1) 该部套中的 $\phi 60$ 断流滑阀是无支点悬浮式断流滑阀，该滑阀的抗卡涩能力较弱，对油质清洁度很敏感，为确保其灵敏度，油质必须合格。

(2) 油动机活塞部分各有三根活塞环，其材质为铸铁。因此，在拆装清洗时必须小心，装后还应认真复查。曾有部分电厂发生过因安装操作不慎使活塞环发生裂纹进而断裂的事故。另外，活塞环在槽内应灵活、胀缩自如，如有卡涩现象必须消除。

(3) 油动机的反馈滑阀套筒上的反馈油口，其宽度仅 2mm，如有异物堵塞将使反馈失灵，造成油动机失控。

(4) 在油动机 $\phi 60$ 滑阀下部有一凸台支点，该凸台上表面较光滑。为了防止滑阀处于下支点时不与上表面严密贴合，避免油动态机开不起来，最好在凸台平面上打磨出一个十字通槽，这样问题就可解决（亦可在滑阀底平面中心区域，用砂轮打毛）。

(5) 在调整调节系统速度变动率时，要注意每次调整杠杆比后，一定要锁紧螺帽。当整定完毕后，应测取有关的 H 值，还须将顶丝拧紧，防止松动。

(6) 在中压调节阀油动机的壳体侧面，有一个方形的法兰堵板，安装后必须严密良好，否则易造成 p_3 油压的泄漏而打不开油动机。

5. 电液转换器

该部套是电调和液调的转换及接口部套，非常重要，一旦部套失灵，电调将无法使用。所以在安装、检修及调试过程中，尤其要注意如下情况：

(1) 铜滑阀和反馈铁芯的 H 值，必须按图纸尺寸要求装配，否则将会造成电调工况时，输出的电压信号与油动机行程的对应关系失真。

(2) 在 $\phi 15$ 小铜滑阀上有一根 $\phi 3$ 的细长杆，该杆在拆装时易弯曲，需特别注意，安装时还应保证铜杆与小铜阀轴向一致。

(3) 磁钢组的中心孔槽应尽量清洁，清理时要求防止铁质螺钉螺帽被吸入（一旦吸入将很难取出来）。

(4) 油质的清洁度对电液转换器的小铜阀影响极大，为了防止小铜阀的卡涩，建议在此油路上增设一个专用滤网（东汽自控开发处有这方面的技术资料），这样对电调状态的稳定运行很有帮助。

(5) 反馈线圈上部的有机玻璃小罩及整个外部的有机玻璃大罩壳运行必须按图纸要求罩好，以防止运行中灰尘等异物落入，造成控制线圈等处卡涩。

6. 遮断转换阀

该部套是保安系统中一个中间传动放大机构，它控制着四个高、中压主汽阀油动机（即自动关闭器）。运行中易产生的问题有：

(1) 在部套的上端盖处有两只溢油管，运行中如出现连接处漏油可将溢油管直接引至回油母管上。

(2) 在调试过程中，如果主汽门的开启与调节门的开启间隔出现重叠、交叉或间隔太小（小于 1mm），则不应调整自动关闭器的反馈垫圈（工作量太大），而应调整遮断转换阀，使主汽门提前开启。

(3) 对于未改型的遮断转换阀，如果出现杠杆的小滚珠轴承碎裂，可用青铜材料车制成

轴套形式替代。

(4) 在检修改进型的遮断转换阀时应特别注意杠杆上滚针轴承的滚针不能丢失, 否则会使传动失真, 造成迟缓率增大。

7. 高、中压主汽阀油动机 (即自动关闭器)

该部套是保安系统的执行机构, 特别重要。在安装、调试、检修时应注意以下几点:

(1) 该部套的壳体最底部法兰 (或大螺塞) 处应用退火软化后的紫铜板作密封垫片, 不能用橡胶石棉垫代替, 否则该处可能由于抗燃油的腐蚀和高压而发生渗漏。此情况在许多电厂发生过。

(2) 在静试过程中, 可将电磁控制阀投入, 但不处于工作状态, 这样可大量减少因调试时打闸使自动关闭器掉闸的次数, 以减少蝶阀对阀座的冲击次数, 以避免该部件产生不必要的损伤。

8. 蝶阀油动机

在 D300J 型机组中, 由于设置了抽汽系统, 所以增设了一个控制抽汽量的蝶阀油动机。该部套安装应注意:

(1) 当抗燃油压稍低时, 会产生开不起来或开起后突然关闭。解决办法是①可将断流滑阀的两凸台的下部矩形齿处各车去 1~2mm, 以减少过封度; ②将断流滑阀的底部适当打毛, 减少凸台的粘结力。

(2) 断流滑阀上部的溢油腔是与油动机排油管相通的, 当油动机大量排油时, 该管内为正压, 致使溢油管处漏油严重。解决办法是将溢油管接至回油母管上, 问题即可解决。

9. 蓄能装置部分

本系统设置蓄能装置, 主要避免甩负荷时抗燃油压不至于下降太多, 从而保证执行机构的工作特性。该系统安装时应注意如下事项:

(1) 电磁操纵配压阀的溢油管应高于油箱液位, 否则将会漏油;

(2) 液动止回阀壳体上有一排油管接头, 必须与回油管连接, 否则液动止回阀可能不能动作或动作迟缓;

(3) 蓄能器上有 4 只截止阀, 它的安装方向一定要正确 (一般下进上出), 否则在阀的盘根处易漏氮气, 造成经常补氮。

10. 油质问题

实践经验告诉我们, 汽轮机调节系统出现的绝大部分问题都因油质不合格引起。机组检修时, 人们经常能看到油箱及调节部套内部的肮脏程度, 有些甚至将内部滤网都堵满了; 一些部套的滑阀都已出现明显的拉毛痕迹, 这都是造成机组调节系统不能正常工作、引起事故的主要原因。

第四节 给水泵及系统出现的故障

一、电动给水泵推力瓦温高

某电厂 #1 机电动给水泵 (沈阳水泵厂引进西德 KSB 技术生产的 50CTA/6SP-2 型) 第一次启动时, 发现推力轴承油压偏低, 运行数分钟后, 推力瓦温上升较快, 调节回油阀无效, 停泵检查。

解体推力轴承发现：轴承座内有许多砂砾，轴承座是铸造件，润滑油进油孔是后钻的，由于铸件错位，钻孔时将进油口和回油室钻通，造成油路短路。根据电动给水泵出现的问题分析，认为汽动给水泵也可能存在同样问题，解体汽动给水泵，发现进油口与回油口也相通。上述问题由于发现早，采取措施正确，没有造成大的损失。

二、汽动给水泵盘车问题

采用给水泵汽轮机驱动给水泵时，给水泵汽轮机在停运时要缓慢冷却，启动时要缓慢加热，都需要进行低速盘车，从而牵连着高速泵的低速启停问题。一般给水泵的轴细而长，其静挠度较大，效率高，动静间隙小。在高速运转间隙中的压力水起着水轴承作用，形成了稳态跨距，缩小了支撑跨距，增强了支撑刚度。而在低速盘车时水轴承不能形成，如果泵壳上下温差偏大引起壳体变形，在盘车时就很容易造成动、静摩擦，由于汽泵盘车装置驱动转矩小，就会形成盘车卡停。另外在投运初期，系统杂质多，也会造成盘车卡停。阳逻电厂#1机组两台给水泵汽轮机都发生过这样的事故。

汽轮机停运后，上下汽缸由于冷却速度不同而产生温差。若转子处于静止状态，将使转子产生径向温差引起热变形。随着时间的增加，上下汽缸温度趋于平衡，转子产生径向温差和热变形随着消失，转子的这种弯曲是暂时的，称弹性弯曲。

汽轮机设有盘车装置，其作用就是在上下汽缸存在温差的情况下盘动转子，使转子均匀地冷却或加热，以减少转子的热弯曲。

鉴于泵组和给水泵汽轮机在盘车上的矛盾，国外有的电厂在泵和给水泵汽轮机之间增设一个静态快速离合器，停机后马上用离合器将泵与给水泵汽轮机脱开，让给水泵汽轮机投入盘车。也有的汽轮机制造厂加大转子的直径，以增加转子的刚度。

转子弯曲是由汽缸上下温差引起的，汽轮机缸体上任何一点金属温度 t 与停机开始时该处的温度 t_0 ，大气温度 t_a 及停机冷却延续时间 τ 的关系可用式 (26-1) 表示

$$t = t_a + (t_0 - t_a)e^{K\tau} \quad (26-1)$$

式中 K ——与汽轮机尺寸、冷却条件、保温情况和热传导系数等有关。

由图 26-3 看出，汽轮机转子的弯曲值，自停机开始后就因上、下汽缸温差的增大而逐渐增加。经过时间 τ_{max} 时，转子的弯曲达到最大值 f_{max} ，继续冷却后其弯曲值开始缩小，当经过相当长的时间后，汽轮机金属冷却到常温状态。此时，转子的弯曲值也恢复到正常状态。

该电厂做了汽泵不投盘车的试验，在停机后 40min，转子弯曲最大。#1 机 A 给水泵汽轮机在停机 1h 后启动，发生过汽轮机后轴承油挡碰磨引起振动超标而不能升速情况。泵组在不投盘车的情况下冲动转子，往往要迅速关小汽门，将转速控制在 500r/min 以下进行暖机，并严密监视振动情况。一般经过 15min 暖机，转子振动可降至 30~35 μ m，这时升速比较安全。如果发现振动增大则表明动静部分发生摩擦，这时应立即打闸等待转子偏心较小时再进行冲转。如果继续升速，振动过大易造成轴瓦损伤，严重时将导致大轴弯曲。

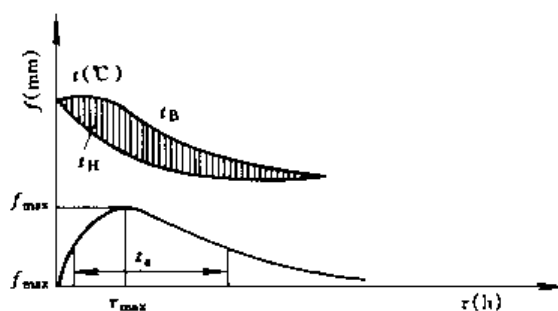


图 26-3 汽轮机上、下汽缸温度与转子弯曲随停机时间变化曲线

τ' —禁止启动的时间； t_a —上缸温度；
 t_H —下缸温度； f —转子热弯曲

1998年安阳电厂投产的两台东汽300MW机组，单机配备两台半容量的汽动给水泵。给水泵汽轮机ND(G)83/83/07-4型，由上海汽轮机厂出品。给水泵50CTA/6SP-2型，由沈阳水泵厂出品。在启动调试中，一直采用低温汽源320~330℃，且能满足机组带额定负荷。根据现场试运情况，给水泵汽轮机停运后，不投盘车，再启动后一切正常，四台汽动泵组均未出现动、静碰磨振动超标问题，为机组顺利投产创造了条件。四台给水泵汽轮机未使用过高温汽源，因此，在使用高温汽源下停机不投盘车，未曾试验过。若需要使用高温汽源时，建议在停机前，最好切换到低温汽源运行一段时间再停机，以降低缸温。

另外，某厂进口意大利350MW机组汽动泵，试运行阶段也多次发生因盘车造成汽泵卡涩，不得不拆卸处理。其原因大多是启动初期水质含杂质较多，泵间隙小处易发生卡涩，越盘车摩擦越严重，最后采用不盘车直接冲转的方式，在低速下暖机使较大振幅下降并稳定后再升速，情况正常。移交后，水质逐渐得到了改善，再盘车时，也未见卡涩。

三、KSB给水泵推力盘磨损问题

某电厂*1机组配有沈阳水泵厂50CHTA/7给水泵，1986年运行中，甲给水泵汽轮机主泵推力瓦回油温度达70℃，解体检查发现非工作瓦全部熔化。1987年按计划检查乙给水泵汽轮机主泵时，发现非工作瓦块乌金严重磨损，解体各级叶轮，测量大轴弯曲0.1075mm，固定平衡盘的键扭曲变形，键槽旋转30°，泵体内并存有铁屑等杂质。

针对上述两次故障进行了分析，作用在叶轮上的轴向力见式(26-2)

$$F_1 = kH_1\gamma\pi(r_w^2 - r_n^2) \quad (26-2)$$

式中 F_1 ——作用在一个叶轮上的轴向力；

H_1 ——单级扬程，m；

γ ——液体重度，kg；

r_w ——叶轮密封环半径，m；

r_n ——叶轮轮毂半径，m；

k ——系数，一般取0.6~0.8。

将有关叶轮尺寸代入公式(26-2)，计算出泵的轴向推力在15.39t左右，其中95%力由平衡鼓或平衡盘平衡，剩余的5%由推力轴承平衡。平衡装置如图26-4所示。

平衡盘与平衡套间的径向间隙为 S_1 ，轴向间隙为 S_E ，平衡盘与支承环的径向间隙为 S_2 。末级叶轮后的泄漏水流经 S_1 、 S_E 、 S_2 排入平衡盘后，与吸入口相通。叶轮背面的压力 p 经间隙 S_1 降为 p' ，再通过 S_E 、 S_2 降为 p_0 。压差 $p - p_0$ 即为平衡力，它的方向与轴向力相反。当叶轮上的轴向力大于平衡力时，转子向前移动使得轴向间隙 S_E 减小，平衡盘前的压力 p' 随之升高，平衡力增加，直到平衡力与轴向力达到平衡，转子不再向前移动。反之亦然。

平衡盘的自动平衡是靠轴向间隙的变化而产生的，同时也必须靠固定的径向间隙相配合才能实现。如果径向间隙很大即所造成的压力降很小，则 p' 接近或等于 p ，任凭轴向间隙如何变化，也不会改变平衡力的大小。如果径向间隙很小，在正常运行时 p' 较

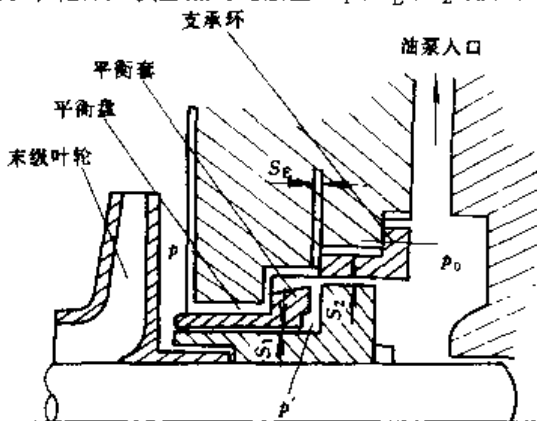


图 26-4 给水泵平衡装置

小, S_E 稍有变动, p' 就变化很大, 泵的平衡能力强。但这样会加大平衡盘的尺寸, 以及对加工精确度要求更高。因此, S_1 、 S_E 、 S_2 三个参数的选择至关重要。

厂家规定 $S_1 = 0.20\text{mm}$ 、 $S_E = 0.35\text{mm}$ 、 $S_2 = 0.25\text{mm}$ 。在使用中, 由于系统污脏, 特别是新机投产时, 会更加严重, 再加上轴承找正时的误差, 就有可能造成平衡盘径向磨损。如果平衡盘与支承环由于杂物发生摩擦, 就会使 S_2 减小甚至等于零, 由此引起 p' 升高甚至等于末级叶轮出口压力 p , 高压差 $p' - p_0$ 作用在平衡盘上, 给轴一个向后的力。若该力超过了非工作瓦的承受能力, 将使瓦块磨损或烧毁。同样, 若杂物使 S_1 减小甚至等于零, 则 $p' - p_0$ 将变到最小, 平衡盘失去作用, 叶轮向前的力会使工作瓦块磨损或烧毁。此外, 调整平衡盘与推力瓦块工作间隙的相对位置, 使推力瓦仅在启、停泵瞬间承受推力, 可以大大降低推力瓦温度。

根据上述情况, 采取了以下措施:

(1) 适当放大径向和推力间隙。 S_1 由 0.2mm 放大到 $0.25 \sim 0.275\text{mm}$, S_2 由 0.25mm 放大到 $0.275 \sim 0.30\text{mm}$, 推力间隙由 0.50mm 放大到 0.6mm 。

(2) 增开油楔。在瓦块进油侧开舌形油楔, 宽度为瓦宽的 $1/4$ 左右, 提高进油效果。

(3) 准确测量抬轴量, 防止动静摩擦。泵内通流间隙小, 一般在 $0.40 \sim 0.50\text{mm}$, 所以必须在轴瓦组装后, 准确测量转子的上抬量及左右偏差, 避免转子偏心造成动静摩擦。

该厂从 1986 ~ 1989 年分别进行了 12 台给水泵的改进, 再未发生平衡装置故障, 取得了良好的效果。

四、给水泵壳体上下温差大

某电厂 #1 机组配有沈阳水泵厂 50CHTA/7 给水泵, 在投入暖泵后, 给水泵壳体上下温差大, 一般在 $25 \sim 28^\circ\text{C}$ 。由于温差大, 低速盘车往往是开不起来, 偶尔开启后, 过一段也会因负荷大而自动掉闸。所以多年来, 启动汽动给水泵都是采用开大汽门硬冲动的方式, 由于上下壳体温差大, 转子呈弯曲状态, 冲动起来后造成动静部分摩擦, 这就是造成密封环、导叶套磨损的主要原因。暖泵系统见图 26-5。

正暖方式从除氧器来水, 经低压侧节流孔进入泵内顺流而出, 由回收箱回收。倒暖方式从暖泵母管来水, 经高压侧节流孔进入泵内逆流进入除氧器。

1991 年 1 月 #4 机小修期间, 根据西德 KSB 公司的意见, 在沈阳水泵厂技术人员的指导下, 将高压侧节流孔 $\phi 9$ 更换为 $\phi 20$, 低压侧节流孔 $\phi 6.5$ 更换为 $\phi 14.5$ (同年 4 ~ 5 月, #2 机两台汽泵也进行了更换)。节流孔更换后, 甲汽泵采用倒暖, 吸入端壳体温差为 -5.2°C , 降低了 22°C , 吐出端侧温差为 10.4°C , 降低了 8°C 。乙汽泵采用正暖, 吸入端壳体温差为 -7°C , 降低了 24°C , 吐出端温差为 0°C , 降低了 18°C , 解决了壳体温差的问题, 效果明显。

五、电动给水泵耦合器油系统工作不稳定的预防

耦合器的工作油循环是: 泵轮的高速旋转使来自泵、蜗轮工作腔的热油在

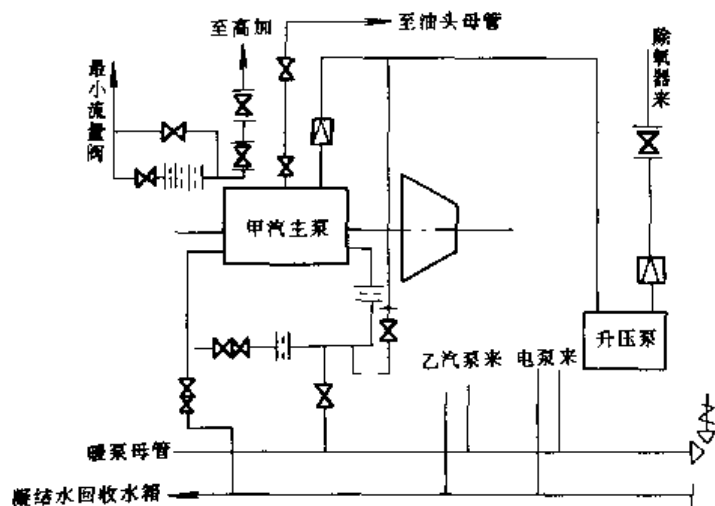


图 26-5 给水泵暖泵系统

勺管室中形成一旋转的油环，热油靠其动能先进入静止的勺管中，再进入冷油器冷却最后又回到泵、蜗轮的工作腔。在勺管入口，在油流与勺管之间的强烈撞击下，势必形成油流和空气一同进入工作油系统，导致油中不同程度的积气，然后在工作油系统的某些部位，如管道高点、冷油器顶部等积聚。少量的积气会增加油的循环阻力，影响油的冷却效果，大量积气会造成工作油的循环障碍，破坏工作油系统的工作稳定性，出现水泵调速不稳和勺管振动等。有些耦合器出现的“大喘气”现象就和工作油系统积气有关，因而对工作油系统加强排气是非常必要的。OY55/1型液力耦合器的工作油冷却器本体的进出油管采用的是 $\phi 159$ 的管子，而耦合器本体的进出油管采用的是 $\phi 89$ 的管子。结果在 $\phi 159$ 管子的水平段构成了较大的积空气区，为工作油系统的不稳定出现创造了条件。因此，山东电力调试所在对华鲁电厂给水泵调试前，在适当的部位加装了排气管道，及时的将滞留下来的空气排出。试运结果表明，完善后的工作油系统运行稳定，油温正常，避免了调速不稳定故障的发生。

六、汽动给水泵不能维持稳定运行

某发电厂#1机组两台汽动给水泵经过单独试转后，于1991年7月22日进行带泵试转，在试转期间发生了多次原因不明的跳闸。由于给水泵汽轮机DEH无第一跳闸原因显示与记录，给查找跳闸原因带来困难。鉴于给水泵汽轮机不带泵试转时，转速升至6465r/min也能稳定运行，认为跳闸原因为给水泵进口压力太低或进口流量太低引起。

给水泵汽轮机带泵试转时，尽管除氧器基本上是处于无压状态，但从现场指示仪表看，前置泵出口压力为1.45MPa，高于压力低跳闸设定值，故首先对4只进口流量变送器进行了检查、校验和冲洗，发现其中有一只变送器通道损坏，处理后再次试转仍不能维持连续运行。停机后一方面决定将进口压力低设定值由原来的1.1MPa改为0.8MPa。另一方面对汽动泵进行了扰动试验，试验时发现当汽动泵为500r/min时，泵进口压力有个动态降低过程，但未到跳闸值。从试验结果以及试转过程发生的现象看，给水泵汽轮机不能维持稳定运行的原因是由于水泵进口压力低所致。给水泵汽轮机在升速过程中，由于水泵流量的增加引起进口压力瞬间降低，另一方面试运期间为了防止垃圾异物进入给水泵，在进口管路装了临时滤网，其阻力也造成进口压力降低。为了防止因瞬间压力晃动引起给水泵汽轮机跳闸，将给水泵汽轮机跳闸回路进行了改进，加了10s延时。改进后再没有出现原因不明的跳闸，机组72h试运行结束后，已将进口管道上的临时滤网撤除，并将进口压力低跳闸设定值改为原来的1.1MPa。

七、前置泵循环液温度高

某机组在整套启动期间，发现A汽泵前置泵启动后，非驱动端机械密封循环液温度上升很快，且大于95℃而跳泵，而B汽泵前置泵驱动端循环液温度的保护也曾动作过，并且循环液冷却器的进出冷却水管温度较高；后经解体前置泵的非驱动端检查发现，其机械密封水的冷却水室与主给水相通，从而造成了较高压力的主给水进入较低压力的冷却水室，阻塞了冷却水的正常流动，使水室水温升高，降低了冷却效果。后把此孔焊住后，重新启动运行正常。

八、给水泵最小流量阀引起跳闸的原因分析

1. 跳闸现象

某电厂#9机在试运过程中，因最小流量阀关闭引起的跳闸有8次以上。根据现场观察，每次跳闸时，最小流量阀虽在关闭状态，但前置泵出口流量却大于220t/h，与设计不符。虽

经各方面查找原因及试验，仍未解决问题。这一现象的发生，给机组的试运行带来了严重的威胁，直接影响着 168h 的试运行。

根据 SCS 保护条件，引起给水泵跳闸的其中一个原因是：当前置泵出口流量小于 220t/h，且最小流量阀关闭，两个条件同时满足时，延时 8s 跳泵。

2. 跳闸原因分析

为了彻底查出前几次出现的跳闸原因，成立了调查组，根据出现的跳闸现象，进行了认真的研究分析和取证。在分析调查和试验中发现，引起电泵流量小跳闸和用做对最小流量阀控制的变送器不是一台，而是分别控制的。

最小流量阀的调节信号，取的是变送器的瞬时值，也是出现在 CRT 上的显示值。而引起电泵流量小跳闸的信号，则是对另一台变送器输出的前 12 个流量值进行了滤波（近似前 12 个流量值的平均）。

当给水流量由低向高的方向增加时，滤波后的流量一定小于当前的瞬时值。而且，当瞬时值大于 320t/h 时，将引起最小流量阀关闭，但此时的滤波值很可能小于 220t/h，而引起水泵跳闸。根据当时的跳闸历史追忆，记录了一组跳闸时的有关参数，见表 26-1。

表 26-1 电动给水泵跳闸有关记录参数

时 间 (h/min/s)	最小流量阀 关状态	电泵停止状态	滤波后的流量 (t/h)	转 速 (r/min)	瞬时流量值 (t/h)
11:26:30	CLOSEDI	STOP1	254	3798	198
11:26:29	CLOSEDI	STOP1	236	3994	464
11:26:28	CLOSEDI	STOP1	213	3798	498
11:26:27	N/CLSD0	N/STOP0	196	3855	410
11:26:26	N/CLSD0	N/STOP0	176	3678	425
11:26:25	N/CLSD0	N/STOP0	158	3667	374
11:26:24	N/CLSD0	N/STOP0	147	3526	288
11:26:23	N/CLSD0	N/STOP0	148	3541	139
11:26:22	N/CLSD0	N/STOP0	137	3526	278
11:26:21	N/CLSD0	N/STOP0	133	3439	176
11:26:20	N/CLSD0	N/STOP0	135	3418	108
11:26:19	N/CLSD0	N/STOP0	137	3279	118
11:26:18	N/CLSD0	N/STOP0	140	3242	95
11:26:17	N/CLSD0	N/STOP0	141	3044	129
11:26:16	N/CLSD0	N/STOP0	143	3018	125

根据表 26-1 看出，在 11:26:28，出现最小流量阀关闭，实际滤波后的流量保护值（取前 12 个数的值滤波）为 213t/h，造成给水泵跳闸。但实际的瞬时流量为 498t/h，也即在 CRT 上显示的数值。这就是在 CRT 画面上看到的，为什么流量大于 220t/h 时，仍然引起跳泵的原因。

根据上表，我们还发现一个问题，即滤波流量保护值小于 220t/h，从 11:26:20 ~ 11:26:27 已满足 8s，但最小流量阀刚一关闭，就引起跳闸，说明最小流量阀关闭信号没有加 8s 的延时，与设计不符。

3. 改进措施

(1) 将最小流量阀关闭信号加 8s 的延时，引入跳闸回路。

(2) 为了加强最小流量阀的调节性能,对定值重新进行了如下修改:

- 1) 170t/h 跳泵小于 180t/h 强开;
- 2) 大于 320t/h 强关(流量从大到小时,开始开);
- 3) 240t/h 为调节值。

通过本次修改,在以后的运行中未再出现过因最小流量阀关闭,而引起跳泵和最小流量阀快开,造成的给水压力低、给水流量下降的现象。

九、电动给水泵不明跳闸的原因分析

某厂电动给水泵自试运以来,曾出现过两次原因不明的跳闸,给试运行带来了严重的潜在威胁。第一次跳闸后,在热工保护出口、电气过流、差动保护出口分别安装了临时用信号继电器,用以判断引起跳闸的原因。1997年12月30日3时40分电动给水泵出现了第二次不明原因的跳闸,但三个信号继电器均未出现掉牌。根据事故具体情况,我们进行了认真的分析研究。

1. 原因分析

通过对热工、电气控制系统进行详细的检查,电泵跳闸共有 37 项,其中热工 34 项,电气 3 项。根据历史记忆曲线进行检查:

(1) 将热工 34 项保护逐一调入 CRT 历史记忆曲线上,并同时附上热工跳闸开关信号、电流、转速及发电机参数。在 3 时 40 分未发现有任何跳闸信号出现,排除了热工跳闸原因。

(2) 将电气跳闸信号 MT5501 调入同一个历史记忆画面,发现了 MT5501 在电泵跳闸时,有跳闸脉冲信号发出,据运行人员反映,当时电泵跳闸时出现了电气故障信号,因此,基本上可以肯定是由电气信号引起的。

(3) 在电泵跳闸后,运行人员看到过流保护指示灯亮,但过流保护信号继电器未掉牌,而当时的电流由跳闸前的 400A 突升至 602A 且延时 30~40s。

(4) 电气跳闸有 3 个内容:过流、差动、事故按钮。对过流、差动保护进行了出口跳闸模拟试验,发现此两个保护跳闸后,均未发生信号继电器掉牌,就地检查差动,过流保护信号继电器,发现两信号继电器均被固定用的白胶布粘牢,无法动作。

(5) 根据以上情况可知,引起本次跳闸的原因为过流保护误跳闸。

2. 系统整改

(1) 检查过流保护定值,对过流保护继电器进行校验。

(2) 将电泵转速限制在 5500r/min。

(3) 取消电动机负序保护。

(4) 若再次出现电泵不明跳闸原因时,应立即查看信号继电器、作好 CRT 的状态记录、查看历史记忆曲线。

通过以上几个方面的检查、试验和改造,机组在满负荷的情况下,电动给水泵未再出现不明原因的跳闸,保证了机组的安全运行。

十、汽动泵前置驱动端轴承温度高

某电厂*1 机组 A、B 汽动给水前置泵运行中多次出现瞬间轴承温度高于 85℃跳闸事故,使 A、B 汽动给水泵无法正常运行。

前置泵驱动端轴承为油室甩油环润滑设计,非驱动端轴承及推力轴承设计为自身轴头油泵强制润滑,造成驱动端轴承温度突然升高的原因是甩油环工作不正常,经多次检修没有改

善。最后经过检查计算，将轴头油泵分流给驱动端轴承进行强制润滑，回油直接至油箱，但要有一定坡度（见图 26-6）。

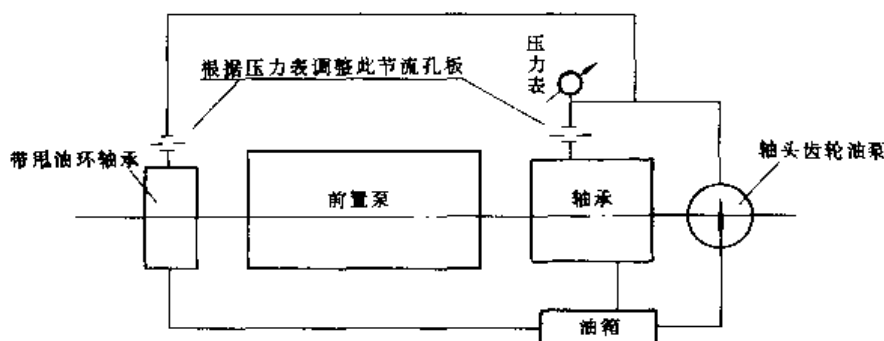


图 26-6 前置泵轴承油系统简图

经过加装驱动端轴承强制润滑油管，同时保留原甩油环作用，效果明显，非驱动端轴承和推力轴承也没有受到影响。

当压力表的指示为 0.05MPa 时，节流板可选取 $\phi 3 \sim \phi 5$ 。

十一、前置泵入口滤网堵塞和给水泵磨卡

给水系统常见的问题主要有前置泵入口滤网堵塞和给水泵磨卡。二者均与系统的清洁状况密切相关。

1. 前置泵入口滤网堵塞

给水系统在进入整套启动阶段后，在相当长的一段时期内存在着前置泵入口滤网频频堵塞的问题，严重时会导致被迫停炉、停机，甚至在进行清扫时有时出现高温水烫伤检修人员的事件，给机组的整套启动试运行进程产生很不利的影响，这也是一个相当普遍的问题。产生这一问题的原因一是系统不够清洁，二是随着整套试运行的进行，高、低压加热器、除氧器等系统逐渐投入并接带负荷，在温度的作用下，各加热器内壁的氧化层剥落使水质变差。所以，应从以下两方面努力，减小这一问题的影响。

(1) 分部试运阶段给水系统各管路的冲洗应充分，除氧器、凝汽器需认真清理干净。

(2) 进入整套启动后，各加热器疏水在回收前应对加热器进行充分的冲洗。试运期充分利用各次停机间隙及时清理凝汽器及除氧器。

2. 给水泵磨卡

大型机组给水泵多采用机械密封装置，并利用平衡鼓来减小轴向推力，为提高泵组效率，其内部间隙也非常小。调试工作中平衡鼓磨损、密封损坏、泵组卡涩情况也很常见。为避免这种不利情况的出现，应从两个方面作好细致工作。其一，加强系统的清理工作，避免颗粒杂质进入给水泵；其二，前置泵入口滤网的细度严格按照产品的有关技术要求执行，不可随意加粗。

第五节 加热器出现的故障

一、高压加热器的孔门多次漏水

某电厂*10机在试运中，高压加热器的孔门均发生 2~3 次漏水而被迫解列高压加热器。

严重影响了机组连续满负荷运行的时间。后经多次换垫处理，才投入正常。高压加热器人孔门多次漏水的主要原因是：

- (1) 高压三角石棉垫太厚（约 30~40mm），且质量不好，不耐高温，表面易老化。
- (2) 更换三角石棉密封垫后，金属结合表面清扫不彻底。
- (3) 人孔门螺杆上的丝扣不够长，螺丝拧不到位。最后在三角石棉垫上加了一个约 5mm 的高温石棉垫，增加了紧力。另外，在更换石棉密封垫时，四周螺丝紧力不均匀。

二、高压加热器疏水端差大的原因分析

上海某电厂 300MW 机组配备三台卧式高压加热器，设计疏水端差（疏水与进水温度差，也称下端差）为 5.6℃，试运中出现疏水端差大的问题。

高压加热器保持一定的水位，使疏水冷却段的吸入口形成水封，而低水位运行极可能造成水封丧失，使加热蒸汽直接流入疏水冷却段，引起加热器疏水端差增加，从而失去了疏水冷却段的意义。更重要的是会造成疏水冷却段入口管束的汽水冲蚀，易损伤传热管，引起 U 形管泄漏。同时还因疏水温度高，疏水管路两相流动，疏水不畅，疏水管道振动加剧而损坏设备，严重缩短设备使用寿命，影响设备运行的经济性。机组刚移交电厂时，由于加热器维持低水位运行，疏水系统管道、阀门振动剧烈，#1、#2 高压加热器疏水调整门阀体与气动执行机构振动断裂两次，当然与疏水调整门本身横向布置等也有很大关系。

由于设计院对高压加热器水位保护信号设计错误，高压加热器运行中危急放水门经常动作，运行人员只能对加热器维持 -50mm 低水位下运行。为此，电厂对 #11 机组高压加热器的水位进行了一次调整试验：将 #1、#2、#3 加热器维持在 0~20mm 水位运行，机组在 300MW 工况下，比较加热器疏水端差及给水温度的变化。其结果为：#3 高压加热器疏水端差由 25.3℃降为 4.8℃，优于设计值；#2 高压加热器端差由 19℃降为 7.1℃，略高于设计值；#1 高压加热器端差由 29.1℃降为 14.3℃，高于设计值。疏水端差的下降使最后给水温度略有上升，说明机组运行经济性有所提高。

针对 #1 高压加热器疏水端差大，进行了进一步的试验，数据见表 26-2。

表 26-2 高压加热器疏水端差数值

名 称	#1 高压加热器水位变化 (mm)				备 注
	- 50	0	+ 30	+ 50	
进水温度 (℃)	247	241.6	246.2	246.7	机组负荷在 280 ~ 300MW 之间变化
疏水温度 (℃)	277.1	254.9	259.1	259.4	
疏水差值 (℃)	30.1	13.3	12.9	12.7	

从 #1 高压加热器水位变化的试验数据来看，水位升高疏水端差有下降的趋势，但变化量不大，说明 #1 高压加热器疏水下端差偏离设计值较大，尚需进一步研究摸索，使之完善。

三、高压加热器不能随机投入

某电厂 #9 机组在整套启动试运期间，尤其是在高压加热器随机投入和低负荷疏水至凝汽器期间，发现 #1 高压加热器疏水不畅，水位高 II 值频繁出现，在联开其紧急放水门过程中，水位高 III 值出现而解列高压加热器。造成低负荷水位高的原因是：#1 高压加热器疏水管从 13m 的标高引出，然后向上到约 28m 的标高处，再向下进入凝汽器。这样一来，疏水要克服大约 0.15MPa 的压差才能排出，而低负荷下，该压差不能满足要求。其后，对 #1 高

压加热器疏水进行改造。根据现场实际情况，将#1高压加热器去凝汽器的疏水管由原28m的标高处改从17m的标高处向下进入凝汽器。通过试运行，满足了高压加热器随机投入的要求。

四、低压加热器疏水不畅

某电厂低压加热器采用吴忠仪表厂的气动调整门，在试运期间，#1、#2低压加热器在正常疏水与危急放水全开的情况下仍不能使疏水正常，仍因水位高而跳#1、#2低压加热器。分析原因得知，是低压加热器疏水管疏水调整阀的直径选型有问题所致。后来把#1低压加热器正常疏水调整门DN200去掉，使#1低压加热器疏水直接进入凝汽器，而把这个DN200的门换到#3至#2的逐级疏水管上取代原来的DN100的门，然后把此门换到#4至#3的逐级疏水管上以取代原来的DN80的门，这样把每个管的阀门内径提高了一个等级。在以后的试运过程中，#3、#4水位正常，#2和#1低压加热器水位基本正常，而#2低压加热器常有高I值出现，还要配合打开其紧急疏水调节阀才能维持其水位正常。

五、给水温度下降

末级高压加热器出水（给水）温度下降，是调试运行中常见故障，会降低回热系统效率，增加能耗，影响机组经济性，其原因有：

(1) 各级加热器存在加热不足。某个加热器，特别是高压加热器有加热不足现象，造成出水温度降低，从而使给水温度降低。应从加热管束表面脏污、汽侧壳内积聚空气等方面找原因。

(2) 运行中负荷突变引起暂时给水加热不足。运行期间应尽量保持汽轮机负荷、蒸汽压力稳定。如遇负荷突变，应严密监视各项参数，尽快恢复，保证机组安全经济运行。

(3) 给水流量增加较大。如果负荷不稳定，给水流量瞬间增加过快会引起给水温度下降。

(4) 高压加热器给水旁路门不严。原因有给水旁路控制机构方面的问题，也有阀门本身等问题，均需作针对性处理。

六、加热器汽侧空间满水

加热器水位计指示逐渐升高或突然满水看不到水位指示，加热器汽侧压力表指针将出现摆动。水位过高时加热器和抽汽管道有冲击声和振动，法兰连接处有水漏出，高水位开关动作，连锁保护动作。如发现不及时有可能造成汽轮机水冲击。

(1) 加热器铜管或钢管泄露。由于管束本身质量问题和加热器结构及加工工艺质量不高，造成铜管或钢管破裂。在试运前应严格按照压力容器有关规程尽责检验和试验，在投入加热器运行时，应减少加热器特别是高压加热器的温度冲击，控制温升速度，减少温度变化的应力，增加其使用寿命。

(2) 加热器疏水系统故障。疏水泵故障、疏水调节门失灵或卡涩等均会引起水位上升。如发现此类情况应及时切换备用泵，活动并开大疏水门，消除热工缺陷。如仍不能恢复正常水位，应停止加热器运行。

(3) 机组超负荷运行。机组超负荷运行，抽汽量过大，致使疏水量过大不能及时排出。

七、除氧给水含氧量升高

除氧给水含氧量升高常为运行操作不当造成，调试期间如除氧器加热蒸汽压力不足或化学补水直接补入除氧器、水温过低或补水量过大，都会影响除氧效果。除氧塔排氧门开度过

小、除氧器内部损坏、筛盘倾斜堵塞、喷嘴损坏、化学取样装置内部泄漏或化验操作有误等也都会影响除氧效果。调试运行期间，应保证加热蒸汽压力稳定，一次补水不应过大，维持除氧器正常压力温度运行，一般能保证良好除氧效果。

第六节 给水泵汽轮机出现的故障

一、给水泵汽轮机喷油试验不正常

某电厂#10机配用上海汽轮机厂生产的ND(G)83/83/07-4型给水泵汽轮机。在对A、B给水泵汽轮机启动调试中，均出现喷油试验不正常的现象。A给水泵汽轮机喷油试验引起危急遮断器动作，主汽门关闭，而且喷油试验动作转速比较低，仅有2700~2900r/min。B给水泵汽轮机喷油试验当转速升到4800r/min时，仍不能使撞击子飞出，机头“遮断”字样未出现。经多次解体检修并请厂家来人指导，问题仍未得到解决。鉴于A、B的超速试验正常(A给水泵汽轮机两次动作转速6132、6135r/min；B给水泵汽轮机两次动作转速6253、6257r/min)，该问题暂时未做处理，待机组检修时进行。

(1) A给水泵汽轮机原因分析：

- 1) 危急遮断器撞击子排油孔堵；
- 2) 危急遮断器油门挂钩松动，喷油试验隔离阀不严；
- 3) 危急遮断器指示器油路存在问题。

(2) B给水泵汽轮机原因分析：

- 1) 喷油试验阀接口处漏油较大；
- 2) 喷油试验孔偏斜，使喷油不能正常进入撞击子油囊；
- 3) 撞击子进油孔不通畅，并且油囊太小。

二、给水泵汽轮机主汽门打不开

上海汽轮机厂生产的ND(G)83/83/07-4型给水泵汽轮机，在进行给水泵汽轮机静态试验期间，发现低压主汽门打不开。检查发现低压主汽门油动机外套与壳体内壁形成的无压腔室，均因厂家翻沙后清理不干净，使壁面上粘附着许多铁屑皮，这些附着物随着油的流动和油动机的动作，会不时地脱落，引起油管道堵塞，造成低压主汽门打不开。经过认真清理，将附着物全部打掉，堵塞情况消除，主汽门启闭自如。

三、给水泵汽轮机调节系统迟缓率大引起超速

某机组A给水泵汽轮机在运行中曾三次超速停机，检查中发现低压油动机动作非常缓慢，迟缓率大，无法投入转速自动。

(1) 原因分析。A给水泵汽轮机停机后，对其调节系统各部套进行检查，发现低压油动机继动器活塞下来油 $\phi 4$ 节流孔被一块石棉垫碎块堵住，造成继动器活塞下油压供油不足，继动活塞上两次油变化后，活塞下油压变化太慢，油动机开关动作缓慢，输入电压过调后，最后使油动机行程开度过大、进汽量增大，引起超速停机。

(2) 将低压油动机调节滑阀清扫后，节流孔通畅，油动机动作灵活，转速自动投入可靠，转速控制平稳。

第七节 汽轮机叶片出现的故障

一、汽轮机末级叶片腐蚀

某发电厂#1机组第一次启动停机后，对汽轮机末级叶片进行了检查，发现经过70h的运行，低压缸（B）靠发电机侧每组叶片的第五片水蚀较严重（见图26-7）。

分析原因可以有以下几方面：

1. 空负荷真空偏高

机组首次从冲转到并网期间，凝汽器真空较高，约为95~98kPa，见表26-3。相应的饱和温度为17~32.9℃。在这么高的真空下末级叶片的湿度较大，容易引起水蚀。

表 26-3 不同工况下凝汽器真空值

工况	盘车	400 (r/min)	800 (r/min)	1000 (r/min)	3000 (r/min)	24 (MW)	32 (MW)
真空 (kPa)	97.8~98.0	95.1~96.1	97.0~98.0	96.4~98.2	95.0~97.0	96.0~97.5	96.8~98.0

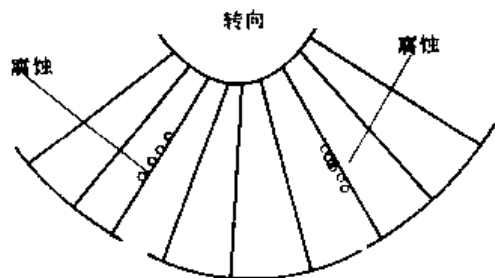


图 26-7 末级叶片水蚀位置示意

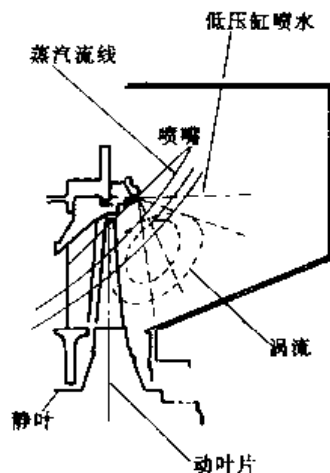


图 26-8 末级叶片汽流卷吸示意

日方在运行指导书中未明确规定冲转时最合适的真空。根据国产机组的运行经验，冷态启动时真空不宜太高，原因是：一方面可以增加蒸汽流量有利于汽缸加热膨胀，并带走鼓风损失产生的热量；另一方面可以减少末级叶片的蒸汽湿度，防止水蚀。

2. 后缸喷水喷嘴安装不佳

为了防止因摩擦鼓风损失导致排汽缸温度超标变形，空转及低负荷运行势必要投入后缸喷水。当喷嘴安装不佳或者雾化效果差时，一旦水滴打在高速旋转的叶片上，无疑将引起水蚀。事实上，停机后对4个低压缸的后缸喷水装置进行检查时，发现靠发电机侧下缸，喷嘴未完全伸出固定架，影响水的喷出和雾化，反而容易碰到固定架上且溅到叶片上。另外在小流量下蒸汽不易将水带走，在叶片的出汽边容易产生涡流卷吸水滴，导致叶片水蚀，见图26-8。

二、叶片故障实例与分析

在汽轮机事故中叶片损坏占的比例较大，给设备安全、经济运行带来一定的不良影响。叶片损坏的原因有多方面，与设计、制造、安装工艺、运行维护等因素有关。此外，电网低

周波运行,某些机组不适当的超出力、低参数运行等,是加剧叶片损坏的重要因素。

叶片损坏的情况,包括叶片断落、裂纹,围带飞脱、拉筋开焊或断裂、叶片水蚀等。

(一) 结构特点

1. 叶片型式

国产机组比较习惯采用冲动式,无论 200MW 机组还是 300MW 机组无一例外,而美国和一些西欧国家则冲动式、反动式两种型式并存。上汽、哈汽厂生产的引进型 300MW 机组即为反动式叶片,还有许多进口机组亦为反动式,如华能宝钢电厂、福州电厂。而华能南通电厂、上安电厂、四川江油电厂,其通流部分却为冲动式。

2. 末级叶片

上汽厂无论是改进型还是非改进型,末级叶片均为 700mm,叶根型式为纵树型,其引进型的低压缸末级叶片为 869mm;哈汽厂同为引进西屋公司技术,末级叶片加长到 900mm;东汽吸收美国 GE 公司技术末级叶片有 851mm 和 1000mm (或 1016mm) 两种,叶根采用 T 叉型。许多进口机组(如美国和日本的机组)的末级叶片亦为 851mm,这种叶片被美国 GE 公司称为不断叶片。北重和阿尔斯通合作生产的 300MW 机的末级叶片也有 891mm 和 1080mm 两种。

3. 结构与型式

由于低压缸末级叶片采用的不同,决定不同类型的机组结构有所不同。上汽厂改型前后机组的末级结构均采用 700mm 叶片,受其通流面积的限制,采用双低缸即四排汽型式,高、中、低压缸分缸即四缸四排汽,汽轮机总长度达 23.865m。上汽厂引进型机组由于采用西屋公司的技术,设计成高、中压缸合缸、一个低压缸即双缸双排汽的型式;通流部分基本是反动式共 34 级;动静叶都是新型设计;高、低压转子均匀整锻式;汽轮机总长 18m 比国产型短 6m;启动灵活、时间短、适合调峰。

东汽由于末级叶片的 851 和 1080mm 两种型式,汽缸亦有三缸两排汽、两缸两排汽两种型式,其中三缸两排汽型在沙岭子电厂和太原一电厂投产。而高、中压合缸的两缸两排汽汽轮机首台安装于山东黄台电厂属东汽厂早期产品,后又吸收西屋公司技术为改进型机组,调节级采用三联叶片,高、中压各级叶片均采用加宽型扭叶片 PT 板,静叶则采用汽道为宽窄形静叶的分流叶栅,高、中、低压全部采用围带连接,除末两级,全部不穿拉金。重新设计后,提高整机有效率及可靠性,低压部分则全部采用 GE 公司技术,总机长为 16.6m。该型机组装于黄台电厂*8 机和华鲁电厂*1、*2 机,而改型前的汽轮机总长为 18.3m,装于黄台电厂*7 机。

华鲁电厂 1 号机组(东方汽轮机厂制造 300MW 机组)的末级叶片在移交试生产前即有多片在离叶顶 270mm 左右司太立合金片与叶片母材交接处发生裂纹断落,使投产工期延迟。

大坝电厂 1 号机组(上海汽轮机厂生产 300MW 机组)高压缸第 7 级叶片有 7 片断落甩出,第 6 级部分叶片进汽侧有磨痕,经送制造厂修复后,运行 63h 第 7 级又有 11 片断落。两次事故后,将 6、7 两级叶片全部拆除,暂时缺级运行,限制出力在 240MW 以下。

华能珞璜电厂 1 号机组(法国阿尔斯通公司制造 360MW 机组)低压缸第一级叶片有 2 片飞脱,全级叶片的进汽边均受到严重磨损,隔板静叶片出汽边有损伤、变形和裂纹,并堵塞汽流通道,初步认为是叶根设计不合理造成。

(二) 叶片的要求和改进

现代叶片设计利用三维计算模型,由于计算技术、制造和加工技术的进步,使得一些复杂叶型的制造成为可能。尽管各制造厂开发的新叶型不同,但都是从以下方面考虑:①叶型背弧面曲率半径增大,减小对进汽角变化的敏感度;②出口边细长减小叶型尾迹损失;③使用扭曲叶片,在高度上有不同的叶型以便减小叶型损失,并将出汽角调整到最佳工况;④在低压叶片的热力学计算过程中,特别注意沿叶片高度的质量流量分布情况,有效地减少由于端部摩擦及二次流造成的损失,并使反动度分布力求最佳,提高末级叶片的反动度,以防止小流量脱流;⑤对叶片进行精加工,减少粗糙度对叶型造成的摩擦损失,而且不易积垢。

三、高压缸叶片故障

某国产改进型300MW汽轮机的第7级为带有10.93%反动度的冲动级,从未发生过断叶事故。其叶根为外包T型,切向 A_0 型静频为1289Hz,动频为1296Hz,属不调频叶片。由于叶身自带围带,应考虑 B_0 型振动。由 A_0 型频率推算 B_0 型振动频率为5000Hz之多。由于叶片安装间隙偏大,外包脚间隙超差,使叶片径向位移不均匀。叶片安装紧固性下降的结果,导致叶片频率下降。这样第7级动叶 B_0 型频率就会下降至4000Hz,接近 nZ 共振($n=50\text{Hz}$, $Z=80$)。

由第2次事故看,机组仅运行约63h便在未出现碰磨的情况下断裂11片叶片,且其部位及形式又与第1次事故基本相同,说明叶片安装紧固性下降是断裂的主要原因。

第1次事故的断裂叶片均从叶根进汽侧承力肩内弧侧产生裂纹,说明隔板与叶轮出汽侧单侧磨损的可能性最大。当叶轮变形不均匀,如出汽侧剧烈摩擦受热产生温度骤升,便会导致叶片安装紧力减小或消耗。同时发生进出汽侧两承力肩受力不均匀,进汽侧承力大于出汽侧。这样在较大的静应力和振动应力下,便会从叶根承力肩圆弧锉痕处(加工安装缺陷)产生裂纹,并向前扩展,致最终断裂。

四、调节级断叶片事故

1993年9月16日一台ABB公司生产的超临界600MW机组发生调节级叶片断裂损坏导致强迫停机。47、48、49号叶片断落,24、46号叶片存在宏观裂纹。损坏原因是调节级叶片振动强度设计不当,轮系振动频率不合格。处理措施是换新型的调节级叶片。在引进时,制造厂对该机的任何级叶片都未进行静频考核;在投运前,对末级部分叶片进行静频试验,制造厂不同意,后由厂方坚持,才对末级部分叶片进行静频试验,为今后的数据比较积累一些原始数据。通过这次事故,对引进汽轮机叶片振动的特性考核应引起足够重视。

1995年2月28日某厂300MW机组第27级全级9片叶片断裂,第28级叶片打坏多片,引起强迫停机。处理时为使转子轴向推力平衡。车去第27级叶片,同时车去第21级叶片,第28级整级换新。主要原因是误将21级隔板装到27级上隔板位置。

五、某电厂“851”叶片断裂分析

“851”叶片是GE公司于60年代末开发设计的一种长叶片。它具有刚性好、抗振性强、可在5%~10%负荷下长期运行、全工况下不会发生颤振、防水蚀等特点,广泛用于250~600MW的汽轮机上。国产“851”叶片是由国内某汽轮机厂消化吸收引进产品技术,于80年代根据引进250MW机组的文件和图纸研制开发的。黄台电厂8号机是N300-16.7/537/537型双缸排汽凝汽式汽轮机,1990年6月制造完工,1990年12月18日正式投产运行,成为安装“851”叶片机组中第一台投产的机组。

1. 叶片断裂情况

1992年8月31日7时20分,该厂8号机在正常运行的情况下,突然听到轰响,汽轮机产生剧烈振动,当时机组带负荷293MW,司机在减负荷无效的情况下,果断打闸停机。检查发现低压转子正向末级“851”叶片发生断裂,整级叶片损坏严重。8号机组自投产至叶片断裂,累计运行9872h,共启停74次。

低压缸解体检查发现,低压转子的正向末级第7—3号叶片首先发生断裂。因第7组的5片叶片通过拉筋和围带焊接成整体,因此7—3号叶片断裂后,撕断相邻的7—2号叶片,并将7—4和7—1号叶片的围带撕裂。断裂的叶片在高速旋转情况下,将其他叶片打伤,使整级叶片损坏严重。正向末级叶片共有94片,分为18组,每组5~6片除第7组叶片有断裂外,还有3—2号和14—1号叶片损伤较重,缺口尺寸达100mm×30mm和60mm×30mm,并且缺口存在裂纹。

2. 叶片断裂原因

7—3号叶片的断裂位置距叶顶210mm左右,断口垂直于叶片轴线并由两种形式组成,一种为平断口,位于进汽侧,长约60mm;另一种为剪切斜断口,位于出汽侧,两种断口间由贝壳线分开,贝壳线与斜断口之间清晰地形成一个三角形过渡区。断口的宏观特征表明:平断口为疲劳断裂区,剪切斜断口为静载断裂区,即裂纹的失稳扩展区。从叶片断口可以看出,在叶片疲劳断裂区进汽侧内弧焊缝处的母材上,有一清晰的暗斑“圆心”,“圆点”直径约 $\phi 3.5$,周围呈现放射状花样,此“圆点”即为这次叶片断裂的裂源。西安交大用扫描电镜对断口观察发现,暗斑区裂纹分枝明显,区内主要为晶间断,可见腐蚀坑和沉积物,沉积物富含Cr元素。测量断口截面硬度发现,斜断口区硬度为HRC26~HRC29,比较正常,而平断口区硬度偏高,达HRC40~HRC48,硬度升高增加材料的脆性并使氯离子对叶片材料的腐蚀敏感性增加。由于叶片进汽侧内弧表面近焊缝处的腐蚀坑和腐蚀裂纹及缺陷的应力集中,导致应力腐蚀,凝结水侵入,不断沉积腐蚀产物形成暗斑,在外界强应力频繁作用下,应力腐蚀扩展,最终腐蚀疲劳引起脆性断裂(见图26-9)。

3. “851”叶片修复

由于制造厂缺少更换整级叶片所需备品,为尽快恢复生产,经研究决定,抢修中仅将损坏严重的第3、7、14组叶片(共计16片)更换为新叶片,其余叶片采用修复的办法处理,待做好备品叶片后,在下次机组大修中再全面更换。新叶片在更换前经过严格的探伤检查,叶片装配按照制造厂的工艺要求进行组装。叶片经矫正—焊补—修磨,对叶片母材缺口较大或工作应力较集中的损伤部位,先打磨消除裂纹后,再用WEL410焊条补焊。焊补时,一般不要求用焊条补齐缺损部位,仅要求与母材圆滑过渡。较小缺口打磨消除裂纹后不进行焊补仅圆滑过渡。对受伤和翘曲的防水蚀司太立合金片,进行修整打磨和圆滑处理,对合金片与母材间出现的“双眼皮”,采用氩弧焊用Inconel焊丝封闭焊。

叶片焊补后,进行620~640℃的局部回火热处理,对于焊补区域较大、应力较集中的部

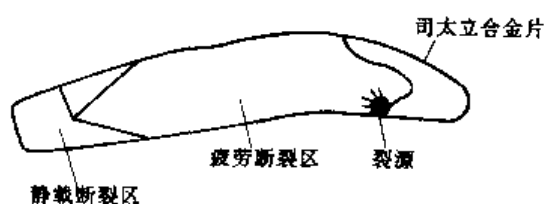


图 26-9 “851”叶片断口示意

位还进行 $365 \pm 10^\circ\text{C}$ 的消氢处理。叶片处理后,对低压转子正、反向两级“851”叶片全部进行着色探伤检查,根据检查结果,又对存有疑点的6—1号叶片进一步做X射线检查。检查结果表明,在司太立合金片转角焊缝上有一 $\phi 1.5$ 的气孔和6mm未熔合缺陷,打磨焊补后检查合格。在检查中还发现在反

向末级 7—5 号叶片司太立合金片转角焊缝处，有一因汽水冲蚀而露出的气孔，直径 $\phi 0.5$ ，深 1mm，经打磨焊补处理后检查合格。

启动中根据动平衡的试验结果，在低压转子正、反向末级叶片轮盘平衡槽的 220° 和 40° 的方向上，分别加重 782g。机组加重后运行平稳。

为保证 8 号机组今后能够长期安全可靠、经济地运行，在 1992 年 11 月 *8 机组大修的时候，将低压转子正向末级“851”叶片抢修中没有更换的 15 组叶片，全部按照制造厂的工艺要求更换为新叶片（共计 78 片）。叶片更换后，机组运行正常，小修中通过安全门人孔进入低压缸内，对末级叶片进行宏观检查，没有发现问题。

4. 结语

(1) 要求每次大修都要对“851”叶片进行着色探伤检查，尤其是防水蚀司太立合金片的焊道，应作为检查的重点。检查中发现的疑点应进一步用 X 射线检查确认，发现问题及时处理。

(2) 大修中加强对“851”叶片静频检测，发现变化及时分析原因。

(3) 制造厂原定高速暖机的转速为 2100r/min 与“851”叶片的此转速下的一阶振频 109.5Hz 接近三倍关系，易形成三倍谐波共振，产生较大的动应力。因此，为避开共振频率，制造厂建议取消高速暖机或改为 2620 ~ 2652r/min，1993 年制造厂提供一份《汽轮机启动、运行说明书》，规定高速暖机转速为 1970 ~ 2029r/min。

(4) 尽量避免机组长时间在 15% 负荷以下运行，以免末级叶片产生颤振或大的动应力。

六、提高叶片安全可靠性的几点意见

(一) 叶片频率监测

叶片频率监测是一项长期积累数据的工作，是不可缺少的一个部分，目前这项工作绝大部分是由各电力所来完成的。由于网内机组日益增多，日常测频工作占去了电力所叶片专业人员的绝大部分工作时间，没有精力去从事更深层次项目的研究开发。为此建议，叶片频率的监测工作今后由电厂自己承担，电力所负责测试数据的管理和测试人员的技术培训。

(二) 加强事故分析

最近几年，叶片事故处理绝大多数都委托制造厂进行。许多叶片事故的原因分析不够深入，处理措施不完善。因而急待解决增加电力系统专业人员对叶片事故处理的参与率，提高专业人员事故处理能力。

(三) 研究成果的推广

上汽厂生产的早期 125MW 和 300MW 汽轮机的 169mm 和 210mm 叶片曾频繁发生飞围带事故，目前大多数电厂的处理措施并不完善。西安热工所、浙江电力试验研究所、上汽厂研究所都曾立项研究，提出改长弧围带这个根本性的措施，并得到专家的认可。然而大多数电厂却未将该项成果运行用于现场。因而要加强电力系统的技术交流、研究成果的推广应用。

(四) 技术开发

1. 叶片数据库的开发

建立数据库是叶片管理工作的基础。最近几年，各单位都花费一定的人力开发适合本单位的叶片数据库管理系统，但功能还不完善，各单位之间的数据库不通用，使数据资源无法共享。因而开发华东地区，乃至全国性的叶片通用数据库，建立叶片档案，进行计算机管理已成为一项重要课题。

2. 动频率测量

目前国内外对动频系数 B 还没有精确的理论计算, 只能靠经验公式来求解, 计算得到的动频率往往与实际相差很大, 以过去静态试验的方法来评估叶片动态时的振动特性也就无法满足现代化机组发展的需要。因此, 开展叶片的在线监测非常必要。

3. 特殊结构叶片频率的测量

大容量机组的松装叶根、阻尼拉金、成组或整圈连接围带等的结构设计较为复杂, 这样叶片的振动特性要考虑多界振动及轮系振型。而目前各电力所叶片频率试验的测试手段和评价标准远远落后于叶片的发展。因此, 改善测试手段, 完善评价标准已成为研究人员急待解决的问题。

第八节 辅助设备及系统出现的故障

一、高排止回阀泄漏引起盘车脱扣

某发电厂 #1 机组启动调试过程中, 多次发现盘车脱扣, 检查发现为高排止回阀泄漏、冷再热蒸汽通过高、中合缸的中间汽封流入中、低压缸所致。于 1991 年 7 月 19 日进行了高排止回阀严密性试验, 先强制关严高排止回阀, 低压旁路全开, 高压旁路开度 52%, 然后取消强制措施, 3min 后主机盘车脱扣, 最高转速近 40r/min。然后全关高旁, 3min 后, 汽轮机转速到零, 盘车自动投入。机组 24h 满负荷运行后, 对高排止回阀进行了处理。

二、循环水泵连锁不正常

某电厂 300M 机组配套长沙水泵厂的 72LKXC-26 型立式混流循环水泵。在对循环水泵的调试过程中, 发现其热工回路及其配制有问题, 导致连锁和保护不能正常投入。

原设计中: ①投连锁位置时, 在出口蝶阀关闭的情况下, 泵不能启动, 从而使备用泵不能事故联启; ②其连锁开关在切换过程中, 会使电磁阀断电而使泵出口门关闭而联停泵, 这样给在连锁与单操的切换带来困难; ③因电磁阀用的热工电源无备用, 在失电时, 电磁阀因无自保持功能而失电关泵出口门, 从而跳泵, 严重威胁机组运行安全。经与厂家、设计院、施工等单位协商后更改热工连锁及其转换开关, 并加设一路备用热工电源, 使系统得以完善, 满足了运行要求。

三、高、低压旁路管道布置不合理

某电厂 #9 机高、低压旁路在设计上存在的问题。原设计高旁喷水压力调节阀的进口端管道上没有按厂家要求设计一个喷水再循环管。此管设计意义在于减小喷水温度变化, 以减少温度交变应力对阀体的冲击, 后经厂家要求加上。而低旁的设计中, 其进口与出口管道上下迂回, 大转折弯头太多, 易造成积水、混合效果差、通气不畅和管道振动。运行中曾多次出现低旁管道振动大而导致其固定支架被击偏。尤其是在 1998 年 2 月 12 日发生的低旁末端封头爆破事件, 导致低真空保护动作停机。后查明低压旁路减温水调整门内漏严重, 造成低旁后大 U 形弯管道 (设计不合理) 积水, 而且疏水管又偏小使积水不能完全疏尽, 低旁一打开, 高速汽流带水, 形成了巨大动能冲击低旁尾部, 从而把尾部封头打掉。事后, 加长低旁出口管长度, 穿过 6m 层向下延伸 3m 左右, 以增加汽水混合效果。同时, 更换低旁减温水调整门, 并取消低旁直管尾封端头, 改成圆弧弯管导入凝汽器, 在圆弧弯头后加一假管以支撑水平冲力。

该旁路液压油采用国产的抗燃油，油循环连续进行了 2 天，油质还未达到 SAE749—6D 标准 4~5 级，在油质未完全合格的情况下，伺服阀进油，以致在以后的试运中多次出现高、低旁阀误开或开、关不动的现象，给安全运行带来重大隐患。运行中，曾几次更换高、低压旁路的伺服阀。

#9 机组低旁改造后的实际运行情况仍不理想，#10 机组安装时进行了彻底的改造，将低旁阀向上抬高，取消阀后的大 U 形弯管，使阀后的管道向下有一定的坡度进入凝汽器。通过实际运行，效果良好，#9 机组随后按 #10 机组的方式也进行了相同的改造。

四、凝结水质硬度大

某电厂 #1 机组在整套启动试运行中，曾多次出现凝结水质硬度大，使机组无法正常运行而停机。

第一次检查发现凝汽器左侧循环水室下部拉杆与汽室管板结合面处有两处漏水严重。经补焊处理后机组再次启动，约一个月左右时间又出现凝汽器中凝结水硬度大，经长时间的换水无效而停机。

第二次检查发现凝汽器右侧循环水室下部拉杆与汽室管板结合面处又有两处漏水严重。

为彻底解决问题，最后将所有凝汽器水室拉杆与汽室管板结合部全部焊死。在以后的整套启动试运行中，再也没有出现凝结水水质硬度大现象。

原因分析：

- (1) 凝汽器水室拉杆紧固不够，拉杆膨胀后使螺丝松动而漏水。
- (2) 拉杆与汽室管板结合处圆周焊的太少，焊缝强度不够。

五、凝汽器水室内管板拉筋断裂

某电厂 #2 机组启动过程中，凝汽器东西两侧水室孔门处管板拉筋多次出现断裂，根据这种现象东汽厂家要求新加四根拉筋，但是在以后的运行中，新加拉筋与原来拉筋同样出现多次断裂（拉筋共 4 次 8 根拉断）。

原因分析：

该拉筋与水室内管板焊接，外管板通过丝杠和螺栓拧紧其强度完全满足水室充水起压和凝汽器内抽真空后产生的拉应力。

通过观察和分析，管板拉筋经常断裂的主要原因是：循环水冲击拉筋的频率与汽轮机低缸运行时产生的频率相同而发生共振，造成管板拉筋长期在低振高频率的振动下而疲劳断裂。

其最后处理措施是：在凝汽器水室拉杆与管板结合面处增焊许多小拉筋，并将拉杆与拉

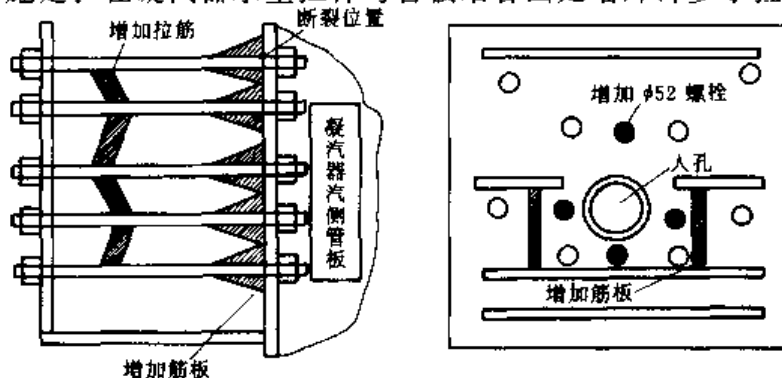


图 26-10 凝汽器管板与拉筋结构示意图

杆之间进行焊接，其目的是改变原固有频率避开共振频率。

在以后机组运行中，没有出现凝汽器水室漏水，拉筋断裂现象（见图 26-10）。

第九节 其他故障与预防

一、试运中常见的故障

(1) DEH 在单阀控制大负荷下不能投设定功率，否则，在主蒸汽压力降低时，会使 GV 阀全开，致使负荷波动。

(2) 真空泵在试运过程中，泵两端漏水严重及其自动补水装置不能维持正常水位。紧盘根后漏水减少，经多次对其补、排水球阀进行清扫检修使水位能维持正常。

(3) 某设计抽汽管疏水阀布置不合理，例如四抽管道见图 26-11。

为了避免机组甩负荷后引起超速，建议按图 26-12 改造。

(4) 某电厂#4 低压加热器出口管上有一压力放水管，原设计接在高位放水母管上，而高位放水母管与低位放水母管同插在去厂外的排水管上，运行中凝汽器水位过高时通过压力放水管排水时，水从低位放水母管上的漏斗冒出，致使零米厂房内积水严重，影响运行环境。后把此管改到危急放水母管上排至定排，从而解决了此问题。

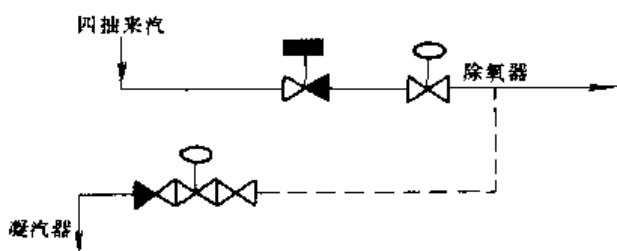


图 26-11 原设计四抽疏水管道

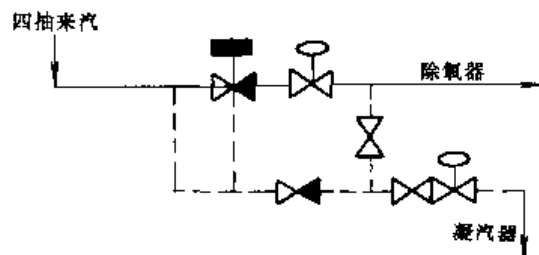


图 26-12 四抽疏水修改管道

(5) 某电厂原给水泵汽轮机的汽封管从汽封母管的滤网前引出，用的是高压汽封，因其温度过高不符合给水泵汽轮机汽封要求而改从喷水减温器后的低压汽封进汽管引出。

(6) 某电厂原设计新蒸汽至轴封母管旁路电动门前，有一根带 $\phi 3$ 节流孔的疏水管直接通到轴封母管上，易引起轴封母管超温、超压，后取消此管。

(7) 某电厂原轴加疏水管到水封筒去的管道标高，高于轴加风机入口管道，这样可能造成轴加疏水不畅而满水，从而引起轴加风机过负荷，造成汽封回汽不畅。

(8) 关于高、低压旁路，建议在高、低压旁路设计中采用人字形布置方式，这样一来，既可以增加高、低旁路的热备用性，又可减少或取消疏水阀，简化了系统，节省了投资，增加了机组的安全性。

(9) 关于组装件，现场的组装件，如密封油站和发电机内冷水站，均存在组装件质量差、设备不可靠、阀门操作不方便、阀门内漏严重、滤网不能单侧清洗、检修维护不便等问题。

(10) 关于循环水系统，常见问题有凝汽器铜管污脏、凝汽器铜管胀口破裂等。凝汽器铜管污脏主要原因为循环水水质较差，循环水一次及二次滤网破裂，泥沙淤泥附着铜管，对开式循环还有可能有藻类植物附着，造成传热恶化，严重沉积结垢后会影影响真空。调试期间应检查滤网无破损，安装正确，定期投入胶球清洗系统，保证较高的收球率。凝汽器铜管胀

口破裂会造成凝结水硬度增大,水质恶化。如果泄漏情况较轻微可在循环水中加锯末堵塞漏洞,如泄漏严重则只能堵管或换管。

(11) 在开闭式水系统中,冷却水压力不足,将不能提供足够压头;如出现系统阀门操作错误,冷却水管泄漏等情况,应及时启动备用泵,严格按规程操作。

冷却器冷却效果差,主要是由于冷却水压力不足,冷却器容量不足,冷却器脏污传热恶化造成。调试期间应对冷却水系统进行全面冲洗,对设计容量不足的冷却器应采取措或及时更换。

(12) 对氢冷发电机而言,氢气纯度是重要监视参数,一定要使其保持在规定值以上,漏氢率要合格。运行期间要消除一切可能泄漏的部位,密封瓦结构要合理,保证油氢差压正常。氢气系统要定期排污,氢气湿度应合格,氢气干燥器及时投入,冷却器工作正常或定期更换干燥剂。对于置换时残留的二氧化碳、氮气要及时排除,保证纯度符合要求。

(13) 胶球收球率结合反映胶球清洗装置的运行情况和清洗效果,对改善凝汽器传热效果有很大帮助。影响胶球收球率主要有以下因素:

1) 冷却水脏污。确保一、二次滤网安装运行正常,循环冷却水水质良好,使胶球能够克服适当阻力回到收球网。

2) 凝汽器水室结构不合理。凝汽器水室有死角、盲孔或涡流区,胶球滞留此区域。安装及调试时应避免出现以上区域。

3) 胶球泵及管路不合理。胶球泵一般要低于收球网网底位置,以便胶球泵有较大灌水高度。管道应尽量减少弯头,管路平直,以利胶球回收。

4) 收球网安装不合理。收球网转轴安装要灵活,关闭时收球网要严密,收球网与管壁无缝隙,防止漏球。

二、常见故障的预防

(一) 防止汽轮机组超速损坏事故

为了防止汽轮机超速损坏事故,要认真贯彻(85)原水电部电生字85号“关于大同二电厂2号机超速损坏事故的紧急通报”、(86)电生火194“关于发送防止20万千瓦机组严重超速事故的技术措施”和原国家电力公司2000年9月28日发布的“防止电力生产重大事故的二十五项重点要求”,认真吸取秦岭、新乡、外高桥等电厂超速损坏事故的教训,并提出以下重点要求:

1. 运行方面

(1) 各种超速保护均应投入运行,超速保护不能可靠动作时,禁止将机组投入运行或继续运行。

(2) 坚持定期活动主汽门、调速汽门和抽汽逆止门的关闭试验。

(3) 坚持按规定进行危急保安器试验,运行2000h的有充油试验装置的机组,可对危急保安器进行充油试验,充油试验不动作时,应消除缺陷进行试验,或提升转速进行试验;对国产200MW机组进行超速试验时,应先用同步器提升转速后,再用超速滑阀提升转速。

(4) 正常停机时,在打闸后,应先检查有功功率表到零,千瓦时表停转或逆转以后,再将发电机与系统解列,或采用逆功率保护解列。

(5) 对新投产的机组,要按(86)电生火字215号、(86)基火字150号“关于重申新机组进行甩负荷试验的通知”的要求,进行甩负荷试验;已投产尚未做甩负荷试验的机组,应

积极创造条件做甩负荷试验。

2. 检修方面

(1) 坚持进行调速系统静态特性试验, 调速系统的性能要满足发电机满负荷运行突然甩负荷时, 能自动调节飞升转速控制在危急保安器动作转速以下的要求;

(2) 保持透平油质清洁良好、不含杂物, 油中不进水;

(3) 防止主汽门、调速汽门、抽汽逆止门卡涩, 不能关闭严密;

(4) 对调速保安系统不合理的(如几个防止超速保护系统都通过某一环节才能关闭主汽门、调速汽门), 要采取措施改进完善。

(二) 防止汽轮机大轴弯曲

1. 运行方面

(1) 机组启动时必须投入轴向位移、低汽温等保护, 并检查大轴挠度大小、相位、上下缸温差, 确认合格后方可启动。

(2) 启动中在 1200r/min 以下, 机组轴承振动超过 0.03mm, 过临界时轴承振动超过 0.1mm 或相对轴振动超过 0.26mm 立即打闸停机, 严禁降速暖机, 运行中轴承振动超过 0.05mm 应设法消除, 如振动突然增加 0.05mm (振动突然增加虽未达到 0.05mm, 但机组声音异常, 机内有异常响声时), 应立即打闸停机, 必须经过认真分析原因、采取针对性措施, 方可慎重再次启动。

(3) 运行中防水冲击。停机后, 严防冷汽、水进入汽缸, 造成上下缸温差过大。

1) 运行中汽温急剧下降 50℃, 或启停和变工况过程中汽温在 10min 内上升或下降 50℃, 以及来汽管道阀门、主汽门、调速汽门冒白汽时, 应打闸停机。

2) 防止抽汽系统向汽缸返水, 防止停机后通过高压汽封溢汽管道和门杆漏汽管以及从汽缸漏部向机内返水。

2. 设备和管理方面

(1) 抓紧装投大机组的轴系监测保护装置, 并投入振动保护;

(2) 对 125MW 及以下的汽轮机组, 没有连续监测振动装置的, 要坚持定期测试机组轴承振动, 并在现场建立振动记录台账, 使运行人员能明确地掌握机组振动情况, 在机组振动异常时, 应有及时测试振动的装置;

(3) 机组检修时, 应检查滑销系统工作正常, 应测量对比汽缸是否有横向、斜向等偏移情况, 并消除缺陷, 恢复正常。

(三) 防止烧轴瓦事故

1. 运行方面

(1) 运行中要严密监视轴瓦乌金温度和回油温度。温度异常升高时, 应按规程果断处理;

(2) 油系统切换操作时, 应在班长监护下按操作票顺序缓慢进行操作, 操作中应严密监视润滑油压变化, 严防切换操作中断油烧瓦;

(3) 停机时应设专人监测润滑油压和轴瓦温度。

2. 设备管理和检修方面

(1) 直流润滑油泵的直流电源系统的各级保险应合理配置, 防止故障保险熔断使直流润滑油泵失去电源;

(2) 交流润滑泵电源的接触器, 应采取低电压延时释放的措施, 同时要保证自投装置动作可靠;

(3) 冷油器出口等润滑油压力管道上不准装设滤网, 如需要装设时, 应有防断油措施, 并经单位主管领导批准;

(4) 安装和检修时要彻底清理油系统杂物, 调整好汽封间隙, 防止油中进水, 保证油质良好, 并加强管理, 防止检修中遗留杂物堵塞管道。

(四) 防止轴承金属温度和回油温度过高

产生这种现象的原因主要有三个方面: 一是轴承产热量偏大; 二是润滑油量不足; 三是润滑油温度高, 针对这三个方面的问题可采取相应的解决方法。

1. 轴承产热量偏大

(1) 轴系负载分配状况偏离设计工况, 如轴承对中不良, 机组热膨胀不畅, 轴系中心变化过大, 轴瓦本身缺陷(间隙过小, 接触角不合适, 接触面不良等), 推力轴承个别瓦块间隙偏小等原因, 导致个别轴承或推力瓦块负载过高。这种原因引起的轴承金属温度和回油温度过高的现象, 可通过重新校准轴承中心, 改善机组热膨胀状况及合理调整瓦块间隙, 消除轴瓦缺陷等方法给予解决。

(2) 机组振动过大时, 也会引起轴承金属温度和回油温度过高, 这种情况待机组振动水平下降后亦将随之好转。

2. 润滑油量不足

(1) 润滑油管路不畅。管路焊口质量不良、油管路中存有杂物、临时滤网未及时拆除等原因引起油管路阻力增加, 轴承进油压力下降, 均会影响轴承油量。这可以通过润滑油管路上各管段润滑油压的变化情况来判明。

(2) 轴承进油节流孔径偏小。这种情况下可以适当提高润滑油压或扩大轴承进油节流孔。但采取后一措施时应当谨慎, 正常运行时, 机组润滑油与调节油均由主油泵供给, 润滑油量的增加将加重主油泵的负载, 对调节系统的稳定性产生一定的影响, 扩孔时要考虑到这一问题。

3. 润滑油温偏高

(1) 由于夏季环境温度及冷却水温度的升高, 润滑油冷油器出口油温偏高, 也会引起轴承金属和回油温度升高。这种情况下可通过增加冷却水量或改变冷却水源及投入备用冷油器的方法解决。

(2) 水质较差时, 冷油器换热效果, 随其投用时间的增长, 很快下降。这时应及时清理冷油器以保证必要的换热效果。

(五) 防止汽轮机膨胀不畅和胀差过大

膨胀和胀差是汽轮机最重要的监控指标之一, 同机组热应力一样直接影响着机组的启动速度。负荷变化率也是引起机组振动的重要原因之一, 调试工作中经常会遇到膨胀及胀差方面的问题。

(1) 滑销系统的影响。汽轮机是通过位于中轴线及其左右对称位置处的各纵、横立销来保证汽缸与转子向各方同心膨胀的。滑销的各向间隙均有很严格的要求, 滑销或轴承的滑动面出现异常时, 往往引起机组膨胀困难或机组膨胀量的突跳。此外, 与汽缸相连的各管路也会影响到机组的膨胀。

(2) 保温的影响。调试工作中由于保温而引起的机组膨胀和胀差问题也占有相当的比例。因此, 机组出现膨胀与胀差问题时, 不应忽视对机组保温状况的检查, 如: 保温材料、保温层厚、保温施工工艺等是否存在问题, 尤其是下缸的保温层如出现脱空现象, 停机后的上、下缸温差将显著增大。

(3) 汽加热装置的影响。大型机组为改善汽缸的膨胀特性, 提高机组的负荷适应能力, 普遍采用了法兰螺栓及汽缸夹层加热装置。在实际运行中, 汽加热装置需随机组工况变化及时调整。很多时候, 机组汽缸的上、下或左右膨胀偏差可以通过对汽加热装置的适当调整来改善。

(4) 负荷变化率的影响。机组负荷变化过快时, 往往出现胀差增加的现象, 这种情况下应当增加暖机时间, 机组升、降负荷前应确认有足够胀差余量。特别是机组首次启动期间, 应对机组进行充分的暖机。

(六) 防止汽水管道振动

汽水管道的振动大多是由于管道积水、积气以及管道布置、支撑不合理及流动状况变化等引起的。

(1) 蒸汽管路振动。蒸汽管路振动一般是由于管路积水所致, 出现这一情况的原因主要是疏水管路及疏水点布置不合理。若存在此问题, 应改善疏水管路或增加疏水点, 排出积水。

(2) 水管路振动。水管路振动时应对以下几个方面进行检查。

1) 管路放空气是否充分。

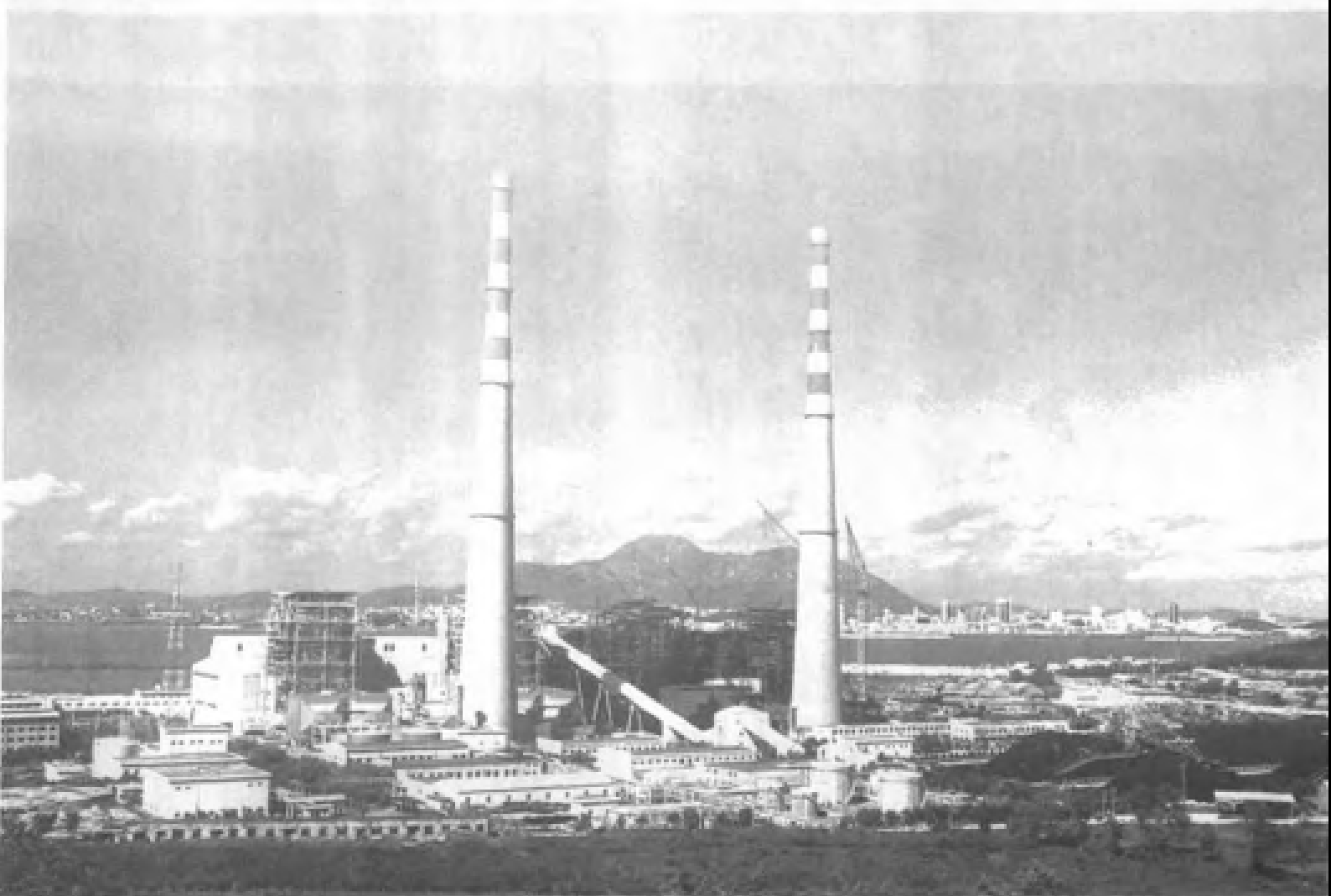
2) 若管路有积存空气的管段时, 应在该管段上增加放空气点。

3) 加热器疏水管路出现两相流。很多加热器没有疏水冷却段, 加热器疏水过冷度很低, 若管路爬升过高或阻力增大而引起压力下降过多时, 疏水就会发生汽化, 出现两相流动, 导致管路振动。这种情况下, 可以通过调整加热器运行工况, 改进管路布置等手段来解决。另外, 加热器、除氧器等的紧急疏放水管也经常出现此种情况的振动。

(3) 管路布置的原因。有些管路线长、弯头多, 支撑或支吊架的布置对管路的抗振能力有极大的影响, 这种管路出现振动时, 可从管路布置及支吊方面着手解决。

第六篇

汽轮机组启动验收 性能试验



第二十七章 总 则

按照《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规程》(1996年版)的规定,火电机组在试生产期应进行机组性能试验,全面考核机组的各项性能和技术经济指标。试验的主要内容、要求和原则如下:

(1) 火电机组启动验收试验涉及到机组的主机、辅机、自动装置、环保设施和工作场所的劳动保护条件等诸多方面。而汽轮机组启动验收试验的目的是检验与考核汽轮机组的各项技术经济指标是否达到合同、设计和有关规定的要求。检验与考核机组在辅机以不同方式编组情况下的负荷适应能力,确定机组的最大负荷。

(2) 机组的性能试验是考验机组各主、辅机及系统是否达到设计性能的主要依据。

(3) 汽轮机组启动验收试验的主要项目有:

- 1) 机组热耗试验;
- 2) 汽轮机最大出力试验;
- 3) 汽轮机额定出力试验;
- 4) 机组供电煤耗测试;
- 5) 机组轴系振动试验。

以上项目由汽轮机专业主持进行,其他与汽轮机有关的试验如:RB功能试验、散热、噪声测试等由相应专业主持,汽轮机专业配合进行。

(4) 机组性能试验应由建设单位(项目法人)组织,具体试验工作由有关单位协商确定的试验单位负责,设备制造厂、电厂、设计、安装等单位配合。全部试验项目应在试生产期结束前完成,有些项目可在机组整套启动期间进行。

(5) 机组性能试验应执行国际标准、国家标准或有关的行业标准,暂无国际标准、国家标准和行业标准的項目按《火电机组启动验收性能试验导则》执行。假如出现一些未被标准条款所包罗的复杂或特殊情况,由买方和卖方在签定合同之前协商确定解决方案。

(6) 在机组的初步设计阶段就应该确定性能试验的负责单位,试验单位应确定试验负责人。在设计联络会上由试验负责人负责,会同建设、设计、制造等单位确定试验采用的标准、试验测点位置、测点型式、规格尺寸,并确定测点的制造、安装单位。

(7) 设备供货合同确定的机组性能等与性能试验有关的技术资料,在设备定货合同正式签定后由建设单位提供给试验负责单位。

第二十八章 机组热耗试验

第一节 机组热耗试验概述

一、试验的目的

电站汽轮机热力性能验收试验的目的是严格遵照验收试验规程的要求使用规程要求的经校验合格的精密仪器和测试技术来确定机组的各项经济技术指标性能值，以使求得的试验结果能够用来验证制造厂提供的下列保证值：

- (1) 汽轮机的热耗率或热效率；
- (2) 汽轮机的汽耗率或热力效率；

制造厂对上述保证值及其条件要阐述完整、清晰而无矛盾。

二、试验的内容

汽轮机试验的方法分为两种：简化试验和全面试验。无论哪一种方法，主流量都可以在主凝结水管道或最后一级加热器下游的给水管道上测量。只要严格遵守最小不确定度原理，试验各方可同意在全面试验和简化试验之间选择。

全面试验。全面试验要对热力系统全面测试和计算，以提供汽轮机高压、中压和低压单个部件的详细资料。一个全面试验会得出具有最小不确定度的结果。

对于石化燃料机组汽轮机的验收试验，若验收试验各方没有预先的书面协议，建议采用测量主凝结水流量的全面试验方法。

简化试验。简化试验仅用少量测量值，而大量使用循环修正和加热器性能的修正曲线，与全面试验相比，可以大量节省费用，特别适用于对比性试验。与全面试验相比，不确定度略有增大。若要使用这一方法，则需验收试验各方达成一致。

三、名词术语及定义

汽耗率：汽轮机每小时单位出力的耗汽量， $\text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

热耗率：每小时单位出力的热耗量。机组的性能可以在以下基础上定义：供给汽轮机的热量是主蒸汽的总焓加上再热器加入的总焓，并从中扣除给水系统中带入锅炉的总焓。发电机端子输出的毛功率，减去机组连续运行必须的、作为机组的一部分供货的、最少电动辅机和励磁设备的功耗， $\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

阀回路特性曲线：机组运行范围内对所有出力的实际热耗的连续曲线。

阀回路平均特性曲线：给出与阀回路特性曲线相同的出力加权平均性能的光滑曲线。

阀点轨迹曲线：连接阀点的连续曲线。

功率：汽轮机或汽轮发电机组单位时间内所提供的有用能。

四、验收试验的时间

验收试验应尽可能早地，最好在汽轮机首次带负荷运行八周内进行，这样就有时间进行周密的计划，材料采购、仪器准备、试验准备、运输、控制调节、预备性试验以及查出和修

正机组存在的问题。只要没有发现严重的运行困难及确信机组没有结垢和损坏，就应进行试验。

在这段时间内，要尽量减小机组的性能指标的下降和损坏的风险。同样，在这一段时间里，应做焓降试验或预备性试验，以监视汽轮机整个过热区的性能。然而，焓降试验不能确定湿蒸汽区的汽轮机级段的性能指标，所以应尽可能早地进行验收试验。

任何情况下，若焓降试验表明机组的性能非正常退化，或因电厂的条件限制使得试验拖延至首次运行后的四个月以后，那么，试验应延期至首次揭缸检查（如果影响机组的缺陷在检查期间得到了消除）后立即进行。除非双方有书面协议，验收试验应在合同规定的保证期内进行。本规程不允许将热耗率试验结果调整到刚投运时的焓降效率或是计入老化影响。

验收试验前，可以用下列方法代替揭缸检查，大致确定汽轮机的性能：

(1) 对于用过热汽的汽轮机，将初次启动后立即进行的焓降效率试验与验收试验前再次进行的焓降效率试验进行比较。

(2) 进行预备性试验。对于主要在湿蒸汽区工作的汽轮机，这是惟一可采用的方法。

(3) 综合采用上述两种方法。

五、试验的主要筹备工作

(1) 编制试验大纲。内容包括：试验目的、试验项目、试验运行的热力系统和测点布置图、试验测量仪表及其安装要求、试验运行方式和要求、试验结果的计算方法、试验小组核心成员和负责人、试验各方的任务和职责。

(2) 试验筹备会应在电站管路系统设计之前召开，根据试验需要，提出测点布置和测量技术要求。例如：流量测量装置的位置及其管路布置、为使机组能够实现单元制运行和机组内部汽水系统的严格隔离而需要加装的阀门位置和数量、处理泄露的措施、关键性的温度和压力测点的位置和数量、试验大纲中试验方法、运行方式以及对试验结果计算方法等的讨论并对分歧意见达成共识。

六、试验的总体要求

试验双方可指定专人指导试验，并在对观测精确度、运行工况或操作方法发生争议时充当调解人。

试验双方指定的代表应在场，以证实试验是按照本规程和事先达成的协议进行的。

系统的隔离按照下述要求进行，为达到以下目的，可做预备性试验。

- (1) 确定汽轮机和电厂的状态是否具备试验条件；
- (2) 检查所有仪器；
- (3) 培训人员；
- (4) 确定阀点；
- (5) 确定试验工况偏离规定工况时的修正；
- (6) 确定系统隔离。

七、系统隔离

试验结果的精确度取决于系统的隔离。系统的隔离对全面试验和简化试验同等重要。如可能，应将系统外部的热量隔离以消除测量误差。包括在合同内的热力系统设备的无关流量，只有在双方都同意时才能隔离。如果对试验中隔离的无关流量的能力有怀疑，则试验前应做好测量这些流量的准备。

汽轮机初次投运之前，应拟定要隔离的设备和流量以及完成隔离的方法。

1. 外部隔离

针对进、出汽轮机循环的流量而言的，例如凝结水的补充水或锅炉排污，这一系统隔离应使测量的储水量变化与进、出系统的流量之间的差值（不明漏量）减至最小。过大的不明漏量应在继续试验前予以消除。系统内凝汽器、除氧器以及其他回热加热器、汽包、汽水分离器和其他储水点的储水量的变化都要计入。

2. 内部隔离

针对那些流量，虽不进出汽轮机循环，但会旁路它们设计流经的设备。这些流量的例子有蒸汽管道疏水至凝汽器或给水加热器的旁路流量。内部隔离不能用上述的总流量平衡法验证。

八、试验的条件

工况的稳定：在所有的试验开始之前，温度和流量都必须有一个稳定时间。稳定时间由试验双方商定。

凡影响试验结果的任何条件，在试验开始之前就必须尽量保持稳定，而且在整个试验过程中必须保持在下表所规定的允许偏差范围内。

为了保持负荷的稳定，可在调节阀门的开启方向加以限制，再将同步器向增负荷方向摇数圈，使电网周波的正常波动不再影响阀门开度为止。

在试验过程中，除非发现危及机组安全的情况，否则不允许运行人员随意调整机组的运行工况。

试验持续时间和读数周期：试验所需的持续时间，与运行条件的稳定情况和读数周期有关，系统内储水容器中水位变化的精确测量也是一个考虑的因素。一个验收试验工况的持续时间应至少为两个小时。对于汽耗率试验和热耗率试验来说，从指示仪表观测读取的功率值和主流量值的差压值，其读数间隔不得大于 1min。其他重要参数的读数间隔不得大于 5min。累计式仪表和水位的读数间隔不大于 10min。

仪表的校验：所有的测量仪器都应精确和可靠，并且要进行校验以满足试验的精确度要求。校验的标准应是国家标准和技术研究所传递的标准。

对进行校验的环境应予以考虑。即使在实验室条件下，被测的和仪器得到的测量值也会受到振动、磁场、环境温度、当地重力加速度的改变、波动、电源电压的不稳定及其他因素的影响。校验范围应覆盖仪表的使用范围。校验点之间的间隔和两个校验点之间进行内差方法的选择，应使校验的不确定度达到最低。

对于每一个校验点，被校仪器的读数与校验标准之间都存在一偏差。绘出偏差和测量值之间的曲线或列成表格，用该曲线或表格来修正试验的测量值。校验结果也可以用每一个已知的校验标准值对应于仪器输出值的形式表示。由此，可以推出仪器的换算公式。

校验报告中应阐明校验设备和仪器的名称、型号，并且要叙述校验过程，说明校验标准的不确定度，同时以表格形式给出校验数据。校验报告要有试验室校验责任代表人的签字。

当使用电厂的仪器仪表来采集试验数据时，有必要在现场校验电厂的仪器。对于使用中易坏或易损的仪器应有经校验的，不需延误就能立即投入的备用仪表。

试验次数：至少应在阀门全开和两个部分负荷做重复试验。在同一个运行工况下的重复性试验，会减小不确定度中的随机误差。部分负荷试验应在阀点进行，从而使其重复性试验

能在相同的条件下进行。不能在不改变阀门位置和不破坏隔离的情况下连续进行试验。在负荷变化期间为维持热井水位可能要求破坏隔离，负荷变化对于全周进汽式汽轮机，负荷至少变化 15%。若两次试验是在同一个工况点进行的，那么修正后的热耗率相差应在试验规程要求的范围内。

九、试验修正

试验工况与规定工况的任何偏差，都应在试验结果中予以修正。修正系数可以以曲线形式或数值形式给出。修正量应在试验前达成协议。为了验证一些修正系数，可以进行一些辅助性试验。

十、试验结果的比较方法

(1) 阀点基准。如果规定的性能是以阀点为基准的，那么通过规定性能点可以划一条轨迹曲线，通过阀点热耗率试验的修正后热耗率可以画出另一条轨迹曲线，将两条曲线进行比较。在额定负荷处读取两条曲线的差值，这样就可以进行结果比较。也可以在试验阀点负荷进行结果比较。任何一种情况都要满足合同条款和宗旨的要求。

(2) 阀回路平均值基准（具体方法可查阅 ASMEPTC6 标准）。

(3) 规定负荷基准（具体方法可查阅 ASMEPTC6 标准）。

十一、误差

误差是对试验结果或保证值进行的合约性调整。当遵循规程进行试验时，试验不确定度的容许误差一般不能用于修正试验结果；由试验观测值计算出来的结果，仅作规程规定的修正。

十二、试验标准

关于汽轮机热力性能试验规程的标准有很多，许多国家都有自己的标准。本章后两节着重介绍两个国内常用的标准：我国国家标准（GB 8117—1987）和美国国家标准（ASME PTC6—1996）。

第二节 我国国家标准（GB 8117—1987）介绍

国标 GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》1987年8月13日经国家机械工业委员会批准，1988年1月1日开始实施。该标准由上海发电设备成套设计研究所提出，上海发电设备成套设计研究所、西安热工研究所负责起草。

该试验规程主要适用于火力发电厂的凝汽式汽轮机的热力性能试验。有些条款也适用于背压式、抽汽式等其他型式和用途的汽轮机。国标 GB 8117—1987 对热耗率的定义为汽轮机系统从外部热源取得的热量与其输出功率之比，即

$$HR = \frac{\sum(M_j \Delta h_j)}{P} \quad (28-1)$$

式中 HR ——热耗率；

M_j ——质量流量；

Δh_j ——焓升；

P ——输出功率。

一、试验导则

(一) 试验筹备会

在进行试验的准备工作时首先应召开试验筹备会，建设单位、试验负责单位、设计单位、施工单位、制造厂等试验有关各方均应参加。

1. 试验筹备会的任务

- (1) 明确试验任务，制定试验大纲。
- (2) 成立试验领导小组，确定核心成员、负责人及主要工作人员。
- (3) 明确试验有关各方的任务和职责。
- (4) 确定试验费用及其来源。

2. 召开筹备会的时间

筹备会应在电站管路系统设计之前召开，以使管路设计及系统布置能够满足试验测点布置和测量技术的要求，如：

- (1) 主要的温度、压力、水位测点的型式、位置和数量；
- (2) 流量测量装置的位置及管路布置；
- (3) 为保证机组系统可靠隔离而需要加装的阀门（堵板）的位置和数量；
- (4) 处理泄漏的措施。

(二) 试验工作会议

试验前有关各方应通过专门的会议，澄清试验各环节的细节达成以下协议：

- (1) 试验工作计划；
- (2) 对比性试验测量方法及出现差异时的处理方法；
- (3) 试验各方对保证及其细节的解释、试验方法、运行方式和试验结果的计算方法；
- (4) 稳定蒸汽参数和输出电功率的方法；
- (5) 检查泄漏和消除泄漏的方法；
- (6) 对待测参数及其测试仪表、运行人员、记录人员的要求；
- (7) 试验中采用的本规程以外的测试方法。

(三) 试验的时间

汽轮机热耗试验，应尽可能在机组首次投入运行后八周内，或经一次停机检查并把影响机组热力性能的所有缺陷消除以后八周内进行。除非另有协议，在任何情况下，应在订购合同规定的保证期内完成。

(四) 试验的准备工作

1. 机组状况的检查

为确认试验时机组处于正常的商业运行状态，试验前要对机组进行检查，应允许制造厂做一些测试，若有缺陷，应予消除。

(1) 汽轮机的状况。主要检查其通流部分是否异常，如结垢或局部损伤等。通常采用对比试验或解体检查的方法。如果对比试验结果出现较大偏差或其他异常现象时，可考虑对汽轮机或个别汽缸进行解体检查。试验前必须确认汽轮机状况正常。

(2) 凝汽器状况。当保证条件中规定的是冷却水水量和水温时，凝汽器应清洁，真空系统严密性必须达到规定的要求。

凝汽器的状态可以通过其端差和温升来判别，也可以在停机时对其水侧、汽侧进行检查。如有积垢、堵塞现象，应由用户负责清洗，或由试验参与各方协商一个合适的修正值。

2. 系统隔离

为保证试验结果的精确度，试验时机组应按单元制运行。试验系统与外部应良好隔离，试验系统内部，应按保证条件中规定的方式运行，凡有可能出现的旁路或再循环流通都要切断，否则要布置相应测点进行测量，所有不用的管道接口均应封死，否则应在适当的位置卸开，以便检查。

需要隔离的设备和流量，以及实现隔离的方法应在汽轮机试运之前商定。

系统的“原因不明”的泄漏量不应超过机组额定负荷下主蒸汽流量的0.3%~0.5%，具体取值由试验各方在试验前确定。如果“原因不明”的泄漏量超出了上述限定，试验各方应根据具体情况协商解决方法。

(1) 必须隔离的设备和流量。

- 1) 与其他机组连通的管道；
- 2) 启动旁路系统、辅助蒸汽系统；
- 3) 大容量的水箱；
- 4) 蒸发器及其配套设备；
- 5) 汽轮机排汽减温水；
- 6) 主汽阀、再热汽阀及调节阀的疏水管；
- 7) 流量测量装置的旁路管路；
- 8) 除盐装置；
- 9) 耗用凝结水的加药设备；
- 10) 锅炉的排污、吹灰、对空排汽；
- 11) 给水加热器的水侧旁路、疏水旁路；
- 12) 给水加热器的放水、放空气；
- 13) 射汽抽汽器用汽（根据合同规定）；
- 14) 凝汽器水室灌水口；
- 15) 厂用蒸汽及厂用凝结水；

(2) 若不隔离时必须测量的流量。

- 1) 锅炉炉门或排渣口冷却管的冷却水量；
- 2) 凝结水泵、给水泵、炉水循环泵、非自密封的疏水泵、给水泵汽轮机等设备中用作密封和冷却的流量（包括进、回水）；
- 3) 给水泵再循环和平衡盘的流量；
- 4) 锅炉部分的减温水流量；
- 5) 锅炉连排及上水管道流量；
- 6) 燃油雾化和加热蒸汽流量；
- 7) 汽轮机水封流量；
- 8) 汽轮机蒸汽减温水流量；
- 9) 汽封系统各流量（包括：轴封汽源、各挡轴封、门杆用汽、回汽等）；
- 10) 汽轮机清洗用的汽、水管道；
- 11) 补给水量；
- 12) 低负荷下除氧器的备用汽源；
- 13) 加热器放汽、除氧器排汽；

- 14) 除氧器溢流, 漏入水封法兰的水量;
- 15) 工业用自动抽汽, 暖风器用汽;
- 16) 泵轴端泄漏至系统外的水;
- 17) 化学取样设备用的水和蒸汽等等。

泵内部的泄漏、轴封门杆的泄漏以及汽轮机内部的泄漏, 若无法测量, 可采用计算值。

(3) 隔离及其检查方法。

1) 隔离方法。①在管路上装双重阀门, 并在双重阀门之间装监视装置; ②装盲法兰或堵板; ③把确信严密的阀门关紧, 在试验前和试验过程中不再操作。

2) 隔离效果的检查方法。①把管件拆掉或把接口松开, 以供观察; ②肉眼检查排入大气的蒸汽; ③测量温度, 用以判断在管路中是否有泄露; ④监视那些已与系统隔离了的储水箱的水位。

3. 凝汽器、给水加热器的泄漏检查

试验前必须检查凝汽器和给水加热器的泄漏情况, 并消除明显的泄露。如试验期间发现疑点, 可在试验后复查。

4. 蒸汽滤网的检查

试验前应确认蒸汽滤网清洁状况良好。

(五) 对比试验

如因汽轮发电机组以外的原因, 不能在规定的时间内进行试验时, 应尽早在规定好的主蒸汽参数、阀门开度等条件下取得以下基本数据:

- (1) 汽轮机各级段压力、温度;
- (2) 调节阀开度、输出电功率;
- (3) 过热区各级段焓降效率;
- (4) 汽耗量特性曲线;
- (5) 轴封等处的泄漏量。

在机组具备条件开始正式试验前, 按同样条件重复测量上述数据, 并与原来的基本数据进行比较, 以判断汽轮机状况是否有变化。

对比试验的精确度应与正式试验相同, 试验是有关各方均应参与并就设备状况恶化的判别方法及对试验结果的修正方法取得一致。

(六) 试验的调整

1. 试验负荷的调整

试验可在固定的调节阀开度下进行, 也可以在保持恒定输出电功率下进行。

当在调节阀开度不变的条件下进行试验时, 应尽可能将调节阀开度保持在“阀点”上, 试验负荷与保证负荷允许有 $\pm 5\%$ 的偏差。

当把试验负荷准确地调整到规定值有困难时, 应允许在该负荷值上、下各选一个以上的负荷进行试验, 然后用内插法求出对应于规定负荷下的试验结果。

2. 非常规调整

在任何一个试验负荷下, 原则上不允许对汽轮机进行违反正常连续运行的非常规调整。但在试验必要时, 在符合保证条件及运行安全、技术方面又切实可行时可采用一些诸如投入功率限制器、放空气调整背压、关闭一些疏水阀或其他阀门来隔离汽水系统之类的调整措

施。

在试验前，应把机组轴封系统调整到正常状态。如进出轴封的流量将影响试验结果时，应布置相应测点。

(七) 预备性试验

在正式试验前首先应进行预备性试验，其目的是：

- (1) 检验机组状况是否符合试验要求；
- (2) 检查系统流量平衡情况；
- (3) 检查测试仪器、仪表工作是否正常；
- (4) 培训试验人员。

(八) 正式试验

1. 试验条件的稳定

试验前，温度和流量都必须有一个稳定时间。稳定时间由试验各方商定。

所有影响试验结果的条件，在开始试验数据记录前就必须保持稳定，而且在整个试验过程中必须保持在规定的允差范围内（参见以下第2条）。

为保持负荷的稳定，可在调节阀开启的方向加以限制，在将同步器向负荷增加方向摇动数圈，或将机组转速回路调节死区适当加大，使电网周波的正常波动不再影响到调门开度。

在试验过程中，除非发现危及机组安全的情况，否则不允许运行人员调整机组运行工况。

2. 试验运行参数的最大允差和波动

除非另有协议，试验时每个运行参数的观测平均值与规定值的最大允差以及单个观测值偏离其观测平均值的最大允差，否则不得超过表 28-1 所列的范围。

表 28-1 试验运行参数最大允许差和波动范围

参 数	观测平均值与规定值之间的最大允差	试验中，每一观测值偏离其平均值的最大允差	参 数	观测平均值与规定值之间的最大允差	试验中，每一观测值偏离其平均值的最大允差
主蒸汽压力 (MPa)	绝对压力的 $\pm 3\%$	绝对压力值的 $\pm 2\%$	电功率 (MW)	$\pm 5\%$	$\pm 3\%$
主蒸汽温度 ($^{\circ}\text{C}$)	$\pm 15^{\circ}\text{C}$	$\pm 4^{\circ}\text{C}$	电压 (V)	$\pm 5\%$	—
排汽压力 (凝汽式) (kPa)	绝对压力的 $-5\% \sim +25\%$	$\pm 5\%$	功率因数	(规定值 $-0.05 \sim 1$)	—
排汽压力 (背压式) (kPa)	绝对压力的 $\pm 5\%$	$\pm 2\%$	当凝汽器在保证范围之内时		
抽汽压力 (MPa)	—	—	冷却水入口温度 ($^{\circ}\text{C}$)	$\pm 5^{\circ}\text{C}$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
给水温度 ($^{\circ}\text{C}$)	$\pm 8^{\circ}\text{C}$	—	冷却水流量 (t/h)	$\pm 10\%$	—

注 1. 主蒸汽压力、温度不能超出制造厂规定的允许变化范围。

2. 一般抽汽压力偏离设计值百分之几对热耗率的影响是可以忽略的。如果由于加热器等原因造成抽汽流量偏差过大，则它对热耗率的影响可能很严重，必须商定一个解决的方法。

3. 给水温度变化的合理范围可按锅炉的运行要求决定。

3. 试验的持续时间和记录频率

试验所需持续的时间与运行的稳定情况和读数周期有关,系统内贮水容器的水位变化的精确测定也是要考虑的因素。

热耗试验每个工况的持续时间一般定为 2h;主流量、输出电功率每 1min 记录一次;压力和温度测点及其他辅助测点每 5min 记录一次。如运行工况波动较剧烈时,则应当加长试验持续时间或减少记录周期,以使测取的数据具有充分的代表性。反之,如运行工况非常稳定,经试验有关各方同意,试验持续时间可适当缩短,但不应少于 1h。

4. 积算式仪表的使用

试验时也可以利用积算式仪表测定电功率和流量的平均瞬时值,它等于积算式仪表在试验终点和起点的指示值的差值除以相应的时间间隔。

试验过程中,应当以相同的时间间隔多次同时记录所有积算式仪表的度数,与其相关的瞬时值测试仪表度数也应同时记录。这样,试验结束后,可分段检查试验记录,以证实各测量值的一致性,合理选取试验的起止时间,从而对机组的性能作出正确的判断。

5. 试验的一致性

如果在同一负荷下的几组试验值修正到相同的运行条件后,各试验结果间的偏差大于 1%,则认为这些试验是不一致的。

在试验过程中或试验结果计算过程中,如果发现确实不一致,则整个试验或其中有关部分应予作废或由试验各方协商解决方法。

6. 重作试验

当试验结果不满意时,应允许制造厂对设备进行调整,然后重作试验。如果试验的某一方有充分的理由对试验结果表示怀疑时,也可以要求重作试验。

如果制造厂因其本身原因,在试验后对设备进行了更改,只要买方提出要求,就应重作试验。

二、仪器和测量方法

(一) 总论

1. 试验常用的仪表

(1) 汽轮机热力试验常用的试验仪表按表 28-2 规定。

经试验各方同意,可尽量采用电子仪表代替上表中规定的仪器,但其精确度应符合要求。

(2) 仪表的校验。试验所使用的仪表,必须经过具备相应资质的校验单位检验合格并签发检验证明书。必要时,试验后对有关仪表进行复检。

(3) 仪表的安装和更换。对在使用中容易失灵或损坏的仪表,应准备适量的校验合格的备用,如果试验需要,可随时投入使用。试验中,若有仪表更换,必须做好记录。

2. 测量误差

由于测试仪表都存在一定的误差,而试验结果的误差则为试验结果计算中所用到的所有参数的测量误差的综合。机组热耗试验结果的综合误差,为热耗计算中,由每一个测量误差所导得的误差的综合,其值等于这些导得的误差的平方和平方根。按照国标 GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》要求进行试验时,对于大型凝汽式机组,热耗率测定的综合误差约为 1%。

表 28-2 常用的试验仪表

测点类型	测量范围	测试仪表	精确度	备注
压力	$p \geq 0.25\text{MPa}$	弹簧管压力表	0.16 ~ 0.4 级	
	$p \leq 0.25\text{MPa}$	水银压力计 弹簧管压力表 (当高于大气压时) 压力变送器	分辨率 0.25mm 0.16 ~ 0.4 级 $\pm (0.2 \sim 0.5)\%$	
大气压力		精密气压计绝对压力变送器	$\pm 20\text{Pa}$	
差压		单管或双管水银差压计	分辨率 0.25mm	
		差压变送器	$\pm (0.2 \sim 0.5)\%$	
流量		节流式流量计 (标准节流装置和水音差压计)	$\pm (0.4 \sim 0.6)\%$	
温度	$t \leq 600^\circ\text{C}$	镍铬—镍硅热电偶	$\pm 1.6^\circ\text{C}$	$t \leq 400^\circ\text{C}$
			$\pm 0.004t$	$t > 400^\circ\text{C}$
		镍铬—考铜热电偶	$\pm 1.2^\circ\text{C}$	$t \leq 300^\circ\text{C}$
			$\pm 0.004t$	$t > 300^\circ\text{C}$
		标准铂热电阻温度计	$\pm 0.3^\circ\text{C} + 0.00457t$	
	$t \leq 100^\circ\text{C}$	铜热电阻温度计	$\pm 0.3^\circ\text{C} + 0.0035t$	
		0.1 刻度玻璃水银温度计	$\pm 0.2^\circ\text{C}$	二级标准
	$t \leq 60^\circ\text{C}$	普通玻璃温度计		测室温
$t \leq 600^\circ\text{C}$	精密电位计	$\pm (0.03 \sim 0.05)\%$		
	精密电桥	$\pm 0.03\%$		
电量		电压和电流互感器 电压和电流表 瓦特表 电度表	0.1 ~ 0.3 级 0.1 ~ 0.2 级 0.1 ~ 0.2 级 0.1 ~ 0.3 级	
转速		转速表	$\leq \pm 0.1\%$	
时间		同步的钟表和时间发信器	$\pm 0.03\%$	

(二) 温度测量

1. 温度测点的要求

为准确测定工质的焓值, 温度测点应尽量靠近对应的压力测点。对试验结果影响较大的主要温度应采用双测点, 并将两个测点的平均值作为该处的工质温度。如果两个测点的读数偏差超过 1°C , 则应当查找原因尽可能设法消除或减小偏差。

如果怀疑管内流体的温度分布不均匀, 则应根据具体情况, 协商确定测量管道横截面上流体温度的分布状态和求取平均温度值的方法。

存在旁路流动或多路流动的情况时, 应在各路汇合点的下游足够远处测量工质的温度, 以保证测出各路流体在获得充分混合后的真实温度值。

2. 测温仪表

测量较高温度的适用仪表为:

(1) 经过校验的高精确度热电偶和精密电位差计或数字电压表。测量主要温度用的热电偶丝, 从温度感测点到冷端参考点之间, 应尽可能采用同一种材料。

(2) 经过校验的铂电阻温度计和精密电桥或数字电压表。

当被测温度低于 100℃ 时, 可以使用 0.1 分刻度的高精密度玻璃水银温度计, 或用高精密度的电阻温度计配以精密电桥或巡回检测装置进行测量。

测量温度的表计, 试验前应经校验合格, 必要时, 在试验后立即进行复校。

3. 给水加热系统的温度测量

通常, 下级加热器的出口给水温度与其上级加热器入口给水温度是一致的, 因而, 在相邻加热器之间只需布置一个温度测点。如果使用了两个测点, 则应取其平均值作为该处的给水温度。如果在相邻加热器之间的给水管路上装有汇流三通, 则应在三通的上下游分别布置测点。

从汽轮机至加热器的抽汽管路的两端, 都必须布置温度测点。汽轮机侧的测点应布置在逆止门和汇流三通的上游, 尽量靠近抽汽口; 加热器侧温度测点应布置在加热器进汽口截面上。

4. 凝汽器冷却水的温度测量

仅当汽轮机热力性能的保证条件中包括凝汽器特性时, 才需要测量冷却水温度。

(1) 出水温度。由于凝汽器出水室内的温度分布极不均匀, 在靠近凝汽器的出水管道横截面上的水温分布也极不均匀。因此, 在测量冷却水出水温度时, 一般是在至少两个直径方向上布置水温取样器, 可以选用抽取式样水的笛形管或组合式热电偶。一般要求每 0.2m² 面积上至少布置一个取样点且要求布置在等分面积的中心。

(2) 进水温度。通常, 凝汽器进水管道内的水温分布比较均匀, 因而在每根进水管道上设置一个温度测点就可以了。这是可以选用将温度套管插入管道内的测量方法, 也可以从进水管道的内连续抽出试样水流用玻璃杆温度计测量试样水温的测量方法。如果确有理由怀疑进水管路内的水温分布不均匀时, 可参照出水温度测量方法处理。

5. 温度套管

温度套管的材料要适用于被测对象的温度水平。套管的内径应尽可能小, 在保证安全的前提下, 套管壁的厚度应尽量减小。套管内部必须干净、光洁、干燥, 内外管壁没有腐蚀产物或氧化物附着。套管外露部分要用纤维质保温材料密封和覆盖, 以减少空气对流和散热损失。

如果必须测量给水泵中的温升时, 装在给水泵进、出水口处的温度套管的型式和材质必须完全一致, 同时, 为使水流能够充分混合, 在给水泵出口管上的温度测点应装在下流足够远的位置。

6. 温度测量中的注意事项

(1) 温度测量装置至少在试验开始前 2h 就被放置在正常的工作环境中。

(2) 温度套管的凸出部分及其插座的周围应予以妥善保温, 那些不是从被测介质经由传导或辐射面传入或传出测温元件的热量, 应当减小到最低限度。

(3) 当管道内径小于 150mm 时, 应在弯头或三通处安装套管, 将套管沿管道轴向插入, 在没有弯头或三通可供利用时, 应对管道作适当改动。

当管道内径大于 150mm 时, 除特大规格的管道和确定流体平面分布的多点测量装置外, 原则上要求感温元件的体积中心位于管道的轴向上。

套管在管道中的插入深度不小于 75mm, 一般也不必大于 150mm。

(4) 测量流动介质的温度时, 温度套管应垂直或逆流于流动方向, 不得顺着流动方向插

人或置于不流动的死区。

(5) 试验用的玻璃水银温度计,一般应采用全浸没式的,温度套管内应充入适量润滑油。读数时,若需要把温度计从套管内拔出一些,应注意只要看到水银柱即可,不要将温度计拔出过多以免引起过多测量误差。

(三) 压力测量

1. 待测压力

凡是对蒸汽温度进行测量的部位都要布置相应的压力测点。主要的压力测点有:主、再热蒸汽压力,汽轮机排汽压力,高压加热器进汽压力。此外,试验中还应测量汽轮机各级抽汽管路两端的压力,汽封系统的压力,各汽缸的进、出口处压力,给水管路个别中间位置,泵出、入口等处的压力。

2. 取压孔

汽轮机性能试验中需要测试的都是静压力。因而,在布置压力测点时应注意,取压口的位置要选在直管段上,避开局部阻力件(阀门、弯头、三通)的影响,取压孔应垂直于介质流动方向,孔口的边缘应尖锐直角、无毛刺,孔内壁应平直无刀纹。取压孔内径 d 应取为6~12mm,压力高时取小值,在距离孔口为 $2d$ 的长度区间内,孔的内径应保持均匀不变。

3. 传压管

传压管中如存在汽、水两相介质,将导致压力测量值中的附加误差。因而,布置传压管时必须保证在正常工作时传压管内完全充满水,或能将其中的水彻底排出。

一般应使仪表的安装位置低于取压口,以便于传压管内确实充满水。

如被测对象为高度真空,则要求传压管内不得积水,故测压表计的安装位置必须高于取压孔,而布置传压管时,必须从压力表计接口就开始持续向下倾斜,直到取压口。如取压口内径较小,最好采用后壁橡胶管作传压管,以减缓管内的蒸汽凝结速度。在测压仪表端,应备有放气冲洗装置,以便排尽传压管内积存的凝结水。

如被测对象远高于0.25MPa(绝对压力)时,压力表可以安装在高于测压孔的位置,但应能保证传压管内确实充满水。

在特殊情况下,为保证传压管内确实充满水,可以在靠近测点的同一水平位置或适当偏高一些的地方,装设凝结容器。

为避免堵塞或阻滞,传压管内径最好大于8mm。在靠近仪表接口处,传压管应具备水封结构,以防止高温汽、水的热冲击。

4. 截止阀

每一条传压管路应装设一次门,压力较高时,还应装设二次门。

5. 仪表的精确度

各主要压力,应采用高精确度的仪器进行测量。其他压力,可以采用 $\pm 0.4\%$ 的压力仪表测量。参与试验的各方应在试验前就仪表的精确度等级取得一致的协商意见。

6. 测压仪表

当绝对压力高于0.25MPa时,用标准弹簧管压力表或净重压力计。当绝对压力低于0.25MPa时,一般用水银压力计。也可以采用同等精确度的压力变送器或绝对压力变送器及数据采集装置测量。

7. 仪表的校验

试验中用到的压力仪表,都应在试验前经校验合格,必要时,在试验后复检。

压力变送器、绝对压力变送器及与之配套的二次仪表或数据采集装置,应尽可能组合成一个整体进行校验标定。

8. 大气压力

为把压力表的指示值换算成绝对压力值,必须精确测量试验时的当地大气压力。大气压力可以用玻璃水银气压计测量,气压计应放置在试验现场合适的位置。

也可以参照下列方法,确定所需的试验压力值:

(1) 从当地气象台获得试验时的大气压力,必要时,对气象台与汽轮机之间的海拔高度差进行修正。

(2) 用经计量部门检验合格的其他形式的气压计(如膜合式等)。

9. 读数的修正及压力测量值

各压力测点的试验数据,经算术平均后,应作以下修正:

(1) 当传压管充满水时,应对压力仪表与取压口之间的高度差作修正。

(2) 除非试验各方另有协议,压力表计都应按其校验值及其使用环境条件等导致的偏差进行相应的读数修正。

(3) 对液体压力计或玻璃水银压力计的读数,还需进行以下的修正:

- 1) 环境温度;
- 2) 毛细影响;
- 3) 重力加速度;
- 4) 海拔高度差。

经以上各项修正后的试验读数值,即可换算为各处介质压力的真实物理量值,以备计算试验结果时应用。

(四) 凝汽式汽轮机排汽压力的测量

1. 概述

凝汽式汽轮机试验时测量的排汽压力,应该是排汽缸出口截面上的平均静压力值。测量时,一般是一个压力取压口对应一台压力仪表;也可以利用歧管,用以一台压力仪表测量几个取压口的平均值。具体测试方法试验前应经各方协商一致。

2. 凝汽器的入口

除非另有协议,应把凝汽器的进口规定为排汽压力取样截面。如优于其他原因不得不偏离这一截面时,应在试验报告中说明。对悬挂式凝汽器,它的入口就是汽轮机的排汽口。对于难以规定其入口确切位置的某些型式的凝汽器,原则上可将接近第一排管束的某个截面定义为凝汽器入口。

3. 压力取样

汽轮机排汽压力测量截面上的压力分布是极不均匀的,一般应按每 1.5m^2 截面积布置一个测点,取其平均值作为测量结果。但每个测量截面上的测点也不必多于8个。

汽轮机排汽压力可以采用网笼探头、导流板静压探针等装置实施静压取样。

4. 歧管

在同一低压缸的几个排汽导管中,只要具备几何相似及流体运动相似的条件,在排汽截面上的各个压力取样孔就可以利用歧管测量平均排汽压力。歧管及其连通管的截面积应是各

取压管截面总和的 5 倍以上。同时还应配备相应的隔离装置,以便能够分别测量每一个取压口的压力值。

利用歧管测量排汽压力时应注意,各只管取压口的压力偏差不得大于 333Pa。对超出上述差值,且又不能单独测量每一个取压口压力时,试验各方必须另行协商确定解决办法。

5. 传压管

在测量排汽压力时,传压管的布置标高应保证压力计高于歧管,歧管高于取压孔,以便测量系统中产生的凝结水能够顺利地排入凝汽器。否则,为了保证测量系统能够有效地疏水,就要对测量系统进行专门的安排。

压力计应当尽量靠近取压孔安装,并选择在既无振动又能够方便准确地进行读数的地方。

6. 测试仪表

通常用水银压力计测量排汽压力。其分辨率应达到 0.25mm。每根歧管上至少安装一台压力计。

也可以采用精确度在 $\pm 0.25\%$ 以上的绝对压力变送器配套相应的电子仪表进行测量。

7. 测量系统的严密性

在汽轮机设计真空下要求,关闭靠近取压孔处的截止门时,压力计测量处的真空下降速度、平均为每 5min 不超过 800Pa。

(五) 流量测量

1. 流量的分类

通常按照待测流量的作用及其对试验结果的影响,将试验中所需测试的流量分成两类:

(1) 主流量。主流量是指与汽轮机输出功率成正比,且必须进行高精度测量的流量。

(2) 辅助流量。辅助流量是指机组运行所必需的,且有主流量的测量值推算汽轮机主蒸汽流量和再热蒸汽流量时,所必须考虑的流量。

2. 主流量的测量位置

主流量测量的理想位置是在最末级高压加热器出口与锅炉之间的给水管路上。但此处的给水压力、温度较高且存在一些困难,尤其是大型汽轮机组,此处水流雷诺数已远远超出有校验设备的校验范围,当精确测量成为不可能时,可以在给水回热系统的低压部分测量主流量。对于除氧器的给水回热系统,最好选择在除氧器入口的凝结水管路上。

3. 流量测量节流装置

若无其他规定,试验时应采用标准节流孔板或喷嘴作为流量测量节流装置来测定主流量。这些节流装置需经校验台精确标定。选择流量测量节流装置时,应遵循 GB 2624—1981《流量测量节流装置》的规定。

节流装置的直径比 (d/D) 的使用范围推荐如下:

孔板 0.30 ~ 0.65

喷嘴 0.32 ~ 0.50

为防止水流经节流装置时出现汽化现象,而导致测量失准,水的最低压力必须高于待测水流温度所对应的饱和压力 0.25MPa,或待测水流温度低于水流的最低压力所对应的饱和温度 15℃。

孔板和喷嘴上、下游均应有足够的直管段，最小直管段的长度取决于该直管段上、下游管道条件，具体要求参照 GB 2624。使用整流装置时应注意，如整流装置使用不当则会引起额外的测量误差。如果节流装置上游的管件是三通或扩散管，整流装置宜采用钻孔的整流板。

试验前应仔细检查节流装置的通流部分，试验后最好立即复查激流装置是否出现变形、损伤和积垢情况。

4. 节流装置的校验

节流装置校验时，应连同其安装管段、整流装置一起整体校验。

节流装置最好在与汽轮机试验时相同的雷诺数下进行校验，如果校验设备达不到现代大型汽轮机组给水系统管路中的雷诺数时，可由实验室校验出的流量系数曲线适当外推。

校验中，要在同一雷诺数下对节流装置作两次以上的校验，各次校验所得的流量系数（流出系数）偏差应小于 $\pm 0.2\%$ 。

5. 节流装置的安装

为减小节流装置的热膨胀和热变形，节流装置最好安装在给水回热系统中温度低于 150°C 的地方。水温越高，雷诺数越大，流出系数曲线的外推量越大。节流装置的法兰、管道，应采用与节流元件有相同膨胀系数的耐腐蚀材料制造，以减小热变形。

节流装置安装位置应在远离水泵的下游直管段上，这样可以利用节流装置和水泵之间的加热器和管路的阻尼作用，来稳定水流。安装节流装置的地方不得有在循环或旁路的流量，否则必须以足够的精确度测量这些流量。

当节流装置安装在垂直管段上时，要对传压管中的水与流经节流装置的水的密度差作修正。

6. 差压测量

差压测量中要注意，在一台节流装置上应用两套独立的差压测量系统，以确保主流量测量的准确性。差压测量系统安装时应注意：

(1) 节流装置和差压计之间的传压管总长度不宜超过 7.5m 。传压管内径不得小于 6mm ，以减少阻尼作用。从节流装置取压孔开始，将传压管水平引出 1m ，然后连续向下直到差压计，中间不得有起伏。传压管应经水压试验证明严密性良好。

(2) 在铺设传压管时，应保证每台差压计两根传压管的温度偏差不得大于 5°C 。可以将两根传压管并在一起，同时尽量减少外部热源的影响。传压管不得保温。

(3) 差压计一般应布置在节流装置的下方。如被迫放置在节流装置上方时，必须在差压测量系统的合适位置装设放气阀，同时应避免高温水、汽直接冲击差压计。

(4) 在差压计装入之前，应对传压管路进行冲洗。冲洗合格后，必须经过足够长的时间使传压管内形成水柱，且温度达到均衡。此后，方可开始测量工作。

(5) 差压计应力求精确。如采用水银差压计，在灌注水银之前，必须仔细清洗差压计。最好配置游标或其他措施，读数误差限制在 $\pm 0.25\text{mm}$ 以内。还可以在每根传压管上靠近节流装置的位置安装一只电磁阀，按采样周期，关闭电磁阀以使水银柱保持稳定然后读数。应注意电磁阀的关闭动作不得影响差压计内水银柱的固有位置。

7. 水流的波动

试验前必须认真调整系统流量，以使水流尽可能的稳定。在差压计上安装阻尼器并不能

消除水流波动所引起的误差，因而是不可取的。如果医治水流波动的种种措施均不能消除水流的过大波动，试验各方要在试验开始之前共同商定解决办法。

8. 辅助流量的测量

首先，应根据汽轮机组的具体情况确定哪些辅助流量是必须测量的，然后，按照所有辅助流量测量误差引起的机组热耗误差的总和不大于 0.2% 的原则，推算每一个辅助流量测量的必要精度。如采用标准节流装置，可不必校验。

如果用标准节流装置测量蒸汽流量，还要满足以下条件：

(1) 蒸汽流经节流装置时始终都应是过热的，在孔板或喷嘴的最小截面处，蒸汽的过热度应大于 15℃。

(2) 必须装设冷凝容器，其位置在节流装置的同一水平面或稍高。为保证蒸汽的凝结容器和节流装置间要有一段适当的距离，两只凝结容器的水位必须在同一水平面上，否则要对其进行标高修正。与凝结同期相连的传压管的内径要足够大，以免形成水栓。

(3) 由凝结容器至差压计的传压管必须连续向下倾斜，在放气之后要有足够的时间让蒸汽凝结。在负压管路中，更需特别注意水柱的形成和充满。

1) 给水加热器的耗汽量。如果加热器近期是过热的，可以利用热平衡计算来确定加热器的耗汽量。计算结果的精确度随着给水流经加热器时温升的减小而降低。

如果加热器不泄漏，也可以通过测量加热器疏水流量的方法确定其耗汽量。加热器的疏水量，除最低级低压加热器因可用压降太小外，其余各加热器均可采用节流装置来测量。由于加热器的疏水量很不稳定，其差压测量装置最好采用电子仪表（差压变送器、数据采集装置或巡回检测装置等），数据采集周期不得大于 20s。为减小阻尼作用，变送器与节流装置之间的传压管应尽量短。差压测量系统中的空气必须彻底排空。差压变送器应在试验前、后进行校验。

在确定节流装置的尺寸时，应综合考虑雷诺数、压损、直径比以及流动的不稳定幅度等因素，以使装置的临界汽蚀系数 K 不过分大。为防止汽蚀的发生， K 值必须大于 0.2，临界汽蚀系数 K 的计算公式如下

$$K = \frac{p_{\text{throat}} - p_{\text{sat}}}{\left(\frac{\rho}{2}\right) \times \omega_{\text{throat}}^2} \quad (28-2)$$

式中 p_{throat} —— 最小截面处的流体压力；

p_{sat} —— 饱和压力；

ρ —— 密度；

ω_{throat} —— 最小截面处的流体流速。

为缓和汽蚀问题，可以将节流装置布置在疏水调节阀之前，使流体处在较高压力下，其临界汽蚀系数较高。

2) 给水泵驱动汽轮机的用汽。在以再热冷段或更高压力抽汽为驱动汽轮机工作汽源的系统中，为确定返回再热器的蒸汽流量，必须测量驱动汽轮机的用汽量。

如果给水驱动汽轮机有其单独的凝汽器时，最好是用测量其凝结水流量的方法来确定其用汽量。

3) 汽轮机的轴封漏汽。汽轮机各段汽封漏汽量必须确定。对于再热凝汽式汽轮机组，

其高压缸两端轴封漏出的蒸汽，如未经过加热器而直接进入再热器下游的热力系统时，必须确定其流量以便计算再热器的供热量，最好是利用节流装置直接测量。

4) 减温水流量。当来自给水系统的再热器减温水不能停用时，或过热器减温水不是从最末级高压加热器后引出时，应布置相应测点测量其流量。

5) 给水泵轴封密封水和冷却水流量。给水泵轴封密封水、冷却水以及漏至系统其他地方的水，会直接影响主流量的测量值，且其流量可能很大，应布置测点予以测量。

6) 贮水量的变化。试验系统中贮水量的变化，在计算主给水流量和主蒸汽流量时必须考虑，他们包括凝汽器热井、除氧器水箱、给水加热器、汽包以及不能与试验系统隔离的贮水箱、疏水箱中的贮水量的变化。

试验中，可以在水容器的玻璃（石英）水位计旁加装标尺，用测量水容器中水位变化量的方法确定其贮水量的变化。

如果水容器中的水温与其所处的环境温度差别很大，而又使用外置式水位计时，要考虑水位计内和水容器中的水密度差。

高温容器外的水位计，试验开始前 30min 内不许排放，以免因水位计中水柱温度改变而造成虚假水位。

7) 抽气器用汽。射汽抽气器的耗汽量，可以根据测定的供汽压力、温度及喷嘴喉部面积等计算得出。抽气器从凝汽器中抽出的蒸汽量一般可忽略不计。如需测量时，试验各方应在试验前商定测量方法。

8) 补给水量。进入凝结水系统的补水量，应当用节流装置、容积量箱水位标尺或校验合格的水表测量。

9. 水和蒸汽的密度

流量计算中用到的水的密度，是根据测量的压力和温度确定的。如果在节流装置后布置温度测点，其位置应在节流元件下游至少 10 倍管径处。

流量计算中用到的水的密度，也是根据测量的压力和温度确定的。压力和温度的测量方法必须遵照流量测量节流装置的规定。

10. 冷却水流量

凝汽器冷却水流量可用热平衡法、盐云法、比托管、标准流量喷嘴或孔板、文丘利管、流速仪、三角堰等方法测定。

(六) 电功率测量

1. 电功率的确定

汽轮发电机的净功率 P_g 为

$$P_g = P_b - P_a \quad (28-3)$$

式中 P_b ——发电机出线端电功率。

P_a ——非汽轮机主轴驱动的辅助设备耗电。

当辅助设备由电动机驱动时， P_a 中应包括电动机的输入功率。当以其他手段驱动辅助设备时，如某种原动机驱动的泵、励磁机等， P_a 中应包括联轴器和离合器传递的功率。当励磁设备设在 P_b 下游获得电源或由其他电源供电时， P_a 中应包括励磁设备功率。

当保证的是汽轮发电机组、凝汽设备和给水加热设备等组成的联合特性时，凝汽器和给

水加热设备的功耗必须按合同条款的规定处理。

总之， P_0 应按合同条款的规定处理。

2. 电功率的测量

根据中线是否接地，发电机输出电功率可以采用三瓦特表或两瓦特表的测量方法，但最好还是采用三瓦特表的测量方法，也可以用相应精确度的电度表测量。

3. 仪表接线

必须从仪表导线方面和其他方面仔细检查整个布置中可能出现的离散电磁场。对导线电阻引起的误差也应给予考虑。

仪表接到发电机输出线上时，应尽可能靠近发电机的出线端，在发电机与外界发生电力往来的连接件之前。

4. 电气仪表

电功率测量中应使用高精确度的瓦特表或电度表，并配以相应精确度的电压和电流互感器。为测定电压、电流、功率因数等，测量回路中应有电压表、电流表。

当使用电度表测量发电机输出功率时，应当在实验室中校验和调整电度表，使其在试验读数范围内具有最佳的工作特性。计时器的精确度应在0.03%以上。

5. 仪用互感器

试验中应使用专用的电压、电流互感器测量电功率，其精确度和倍率应符合试验要求，其校验的取值范围应根据试验值确定。互感器的负载不能超过试验仪表和导线所组成的负载，否则必须确认总负载没有超出互感器的允许负载。

如使用电站现场的仪用互感器，试验各方事先应就它们的精确度等级和校验事项达成协议。

6. 仪表和互感器的复校

如试验时仅使用一套仪表测试电功率时，试验后应对所有的瓦特表或电度表立即复校。当发现在某刻度点读数误差超过瓦特表量程（或电度表读数，下同）的0.3%时，应在该点上再一次或多次校验，所得各校验值之差不超过瓦特表量程的0.1%，可认为仪表是正常的，但应取其平均值作为该点的修正值。反之，如所得各校验值之差不超过瓦特表量程的0.1%，应取新校正值的平均值作为该点的修正值，同时对所有工况试验数据进行分析，研究可能由该点引起的误差。

对于互感器，除非对其可靠性有重大怀疑外，没有必要进行复校。

（七）其他测量

1. 转速

转速测量可以选用转速表、闪光测速仪、测频仪等测量；也可以用计数器和计时器测量试验期间的平均转速。

2. 时间测量

试验的起始、终止和中间时刻的确定方法如下：

（1）由一台信号器或一个计时员按记录频率要求统一发出规定的信号。

（2）由记录人员各自的计时器定时时，试验前，这些计时器应统一对准。

当测量设备中由累计式仪表时，应使用误差在0.03%以下的计时器。计时器与积算器的起始时刻应同步。

三、试验数据处理

(一) 计算的准备

每次试验结束后, 试验有关各方应协同审阅试验数据记录, 并统一划定时间间隔, 并以这一时间间隔内的数据作为试验结果计算的依据。

审阅时, 如发现个别数据明显异常, 应进行针对性分析, 如确认是记录人员的疏忽所致, 应将这一异常数据删除。

(二) 测量值的计算

1. 参数平均值

试验期间测得的原始数据首先应按划定的时间间隔进行平均值计算。

大多数被测参数的测定值与仪表读数之间具有线性关系, 可直接取其算术平均值。

流量测量中, 一般测取得是节流装置前后的差压, 理论上应先对其进行开方计算, 然后再求取算术平均值。然而, 如各差压测量值之间的偏差较小时, 也可以直接取其算术平均值而不会引起太大误差。

如用累积式仪表的读数计算被测参数的瞬时平均值时, 应注意, 计算的起、止时刻应与划定的时间间隔相一致。

2. 对平均值的修正和换算

在导出被测参数真实值之前, 应对各参数的试验平均值进行必要的修正, 然后换算成相应的被测物理量。主要的修正项目有:

- (1) 仪表常数和零位修正;
- (2) 仪表校验值修正;
- (3) 测量装置的系统修正;
- (4) 仪表所处的环境条件的修正。

3. 测量值的检验

(1) 数据的合理性检验。将求得的被测参数的真实值汇总制表。对反常的数据, 应根据相关的背景知识分析研究, 去伪存真。如检查和校对的结果证实, 被怀疑的测量值确系真实地记录了试验时被测对象的物理状态时, 试验各方应协商处理办法。明显不真实的测量值应予排除。

当发现个别数据所反映的物理特征相互之间有较大矛盾而又找不出合理的原因给予恰当的解释时, 应重做试验, 或至少充做必要的部分。

(2) 不明漏量测量。试验期间, 系统的不明漏量总和不应超过全负荷时主蒸汽流量的 0.3% ~ 0.5% (具体取值由试验各方在试验前协商确定)。否则, 需要由参与试验的各方协商确定本次试验是否可以接受, 或者是否需要重做一次试验。

4. 试验结果的计算

(1) 水和水蒸气性质图表。除非另有规定, 试验结果计算时应采用保证值所依据的水和水蒸气性质图表。所使用的水和水蒸气性质图表, 应当与 1963 年第六届国际蒸汽品质会议制定的国际骨架表相一致, 一般应采用适用于工程目的的、1968 年第七届国际蒸汽品质会议批准的 1967IFC 公式所确定的数值。

(2) 平均温度。在现代大型汽轮机组上, 经常有两条以上的管道在循环系统的同一工区并列输送工质的情况。在回热系统中, 还经常有多股工质汇流的情况。在对此类工质进行热

平衡计算或能量转换计算时,要事先根据加权平均法求出它的混合焓值和平均焓值。根据混合焓值或平均焓值及其压力测量平均值,可以在汽水性质图表上查出该工质的平均温度。

(3) 蒸汽膨胀过程线。试验工况下,工作蒸汽在汽轮机通流部分中的膨胀过程线,应以试验实测状态点为依据,参考制造厂的设计资料,在焓—熵图上逐点连接而成。

(4) 修正计算。试验中机组的全部运行条件,不可能与设计的保证条件完全一致,为科学、客观地反映机组热耗水平,必须借助计算的方法,针对由于运行条件偏离保证条件而导致的试验结果偏差进行修正。

通常把需要修正的运行条件分成两类:系统及设备条件的修正;参数的修正。

对设备老化修正的问题,由买卖合同双方在合同谈判中具体商定。

1) 系统及设备条件的修正。凡试验中,热力系统和设备的运行条件与对应的保证条件不一致时,应考虑对试验结果进行相应的修正。但是,凡是在同一个买卖合同中规定提供的,或属于汽轮机制造厂统一供货范围内的系统部件和设备,除非合同另有规定,否则不应予以此类修正。系统及设备条件的修正项目通常有:

- 抽汽管道压降率散热损失;
- 给水加热器的端差;
- 疏水冷却器的端差;
- 锅炉给水流量;
- 系统补充水流量;
- 厂用辅助抽汽流量;
- 主蒸汽和再热蒸汽减温水流量;
- 给水泵、凝结水泵、疏水泵中的焓升;
- 凝汽器中凝结水的过冷度;
- 轴封供汽条件;
- 发电机效率。

修正计算的原则:令试验实测的主蒸汽流量和通流部分效率(即蒸汽膨胀过程线)保持不变,根据流量平衡和能量守恒定律及汽轮机在变工况下运行时性能变化的规律,用逐次逼近法,求出系统部件及设备的运行条件转化为保证条件时的输出电功率和热耗率。

2) 参数修正。参数修正的项目通常可能包括:

- 主蒸汽压力的修正;
- 主蒸汽温度的修正;
- 再热蒸汽温度的修正;
- 再热系统压降的修正;
- 排汽压力或凝汽器冷却水进口温度和流量的修正;
- 汽轮机转速的修正。

凡试验中,上述参数测量值与保证条件中的规定不符时,必须对试验结果作计算修正。

参数修正计算可借助于修正曲线进行。根据试验实测参数值,可以在修正曲线上查得相应的修正系数。然后,根据修正曲线上注明的方式,求得机组在保证条件下的输出电功率和热耗率。

3) 修正曲线的准备。所述的参数修正曲线, 均应由制造厂家或卖方在合同规定的机组投产日期的三个月前提供给买方。这些曲线, 需经试验有关各方协商认可方能使用。若参与试验的一方对修正曲线的形状发生疑问时, 制造厂代表有义务给予详细的说明和解释。必要时, 也可以协商通过专门的试验测量来制定。

四、试验结果与保证值的比较

试验结果与保证值的比较, 应根据汽轮机订货合同中有关条款的规定方法进行, 也可以根据汽轮机的型式和保证值的形式由试验各方在试验前协商确定。必要时, 应根据试验测量情况给出试验结果的误差范围(不确定度), 供试验结果与保证值比较时参考。

第三节 美国国家标准(ASME PTC6—1996)介绍

一、仪器和测量方法

在双方没有特定协议的情况下, 本规程对仪器、方法和注意事项提出了强制性要求。它强调先进仪器系统的应用, 例如那些适用于数采系统的电子设备和质量流量的测量技术、双重仪器。本规程规定, 对试验结果起关键作用的数据, 其测量要用双重仪器。这些数据包括流量喷嘴差压和蒸汽温度。还有另一类数据如排汽压力, 其在整个排汽区变化的趋势需多重测点的变化来相互验证。除此以外, 其他许多类型的仪器, 也应该认真考虑为其设置双重仪器, 这样既可以保证仪器的正确使用, 又可以作为检查存在问题的手段。同时, 与用单个仪器相比, 取两个仪器的平均值可使不确定度大幅下降。

替代仪器。经试验双方同意, 如下所述人工测量仪器系统可作为本规程规定的先进仪器的替代仪器。

具有用数字输出的测量装置。为了将不确定度降至最低, 建议测量信号由模拟量到数字量, 只能进行一次转换, 若一台测量装置有数字量输出, 那么该数字量信号应被送至数据采集系统, 而不应再将其转换成模拟量。

(一) 电功率测量

推荐用足够多的仪器测量交流发电机的输出功率, 以确保在所有功率因数和负荷不平衡工况下都能够精确测量, 而不会因测量方法而带来不确定度。

制造商所提供的发电机损耗曲线要求给出用千瓦计量的输出功率和功率因数, 以确定规定氢压下的发电机损耗。

依据布莱得电功率或电能测量定理, 若一电力系统有 N 根导线, 那么需要 $N+1$ 块表计来测量系统的真实功率或电能。很显然, 发电机的输出接线方式决定着测量系统的选取。三相发电机的输出接线方式可以分为如下两大类: ①不带发电机中线的三线连接法。②带发电机中线的四线连接法。对于以上所述发电机的接线方式, 为能够精确测量三相系统在所有功率因数和负荷不平衡工况下输出功率, 推荐采用发电机四线连接法和发电机三线连接法。

在试验各方均同意选用替代测量方法时, 需要注意用替代测量方法测得的电功率其不确定度高于推荐方法测得值的不确定度。仪表接线时要注意电压和电流测量仪器应接在升压变压器发电机侧, 并尽可能靠近发电机的出线端子。电流测量应在有电能进出发电机回路的接线端子的发电机侧。

(二) 励磁功率的测量

若励磁机或辅机由发电机供电,那么,要么单独测量各自的功耗,要么在励磁机端子的下游、辅机端子的上游测量电功率输出。由系统外分开向励磁机或汽轮发电机组其他辅机供应的电功率,应该在励磁机或辅机的电源处测量。

测试仪器:有功功率或电能(kW/h)要用精密的瓦特/瓦特时表测量(在功率因数大于等于0.8时,不确定度为读数的0.1%)。无功功率(kVA)或者用伏安变送器(不确定度为量程的0.2%)测量,或者用实测的电压和电流值算出。

作为单相有功功率与无功功率测量的替代方法,多相精密瓦特/瓦特时变送器和多相精密伏安/伏安时变送器可以用来测量。对于四线连接发电机,则需要三单元式多相变送器。对于三线连接发电机,可以用两单元式多相变送器。多相变送器的测量不确定度必须等效于单相测量的综合不确定度。

任何有数字输出的功率测量装置,在将信号传递到数据采集系统时,不允许使用数模转换器。

输出功率测量仪器,必须在试验前、后进行校验。校验所用的实验室和标准,要经试验各方同意。要求仪器在试验数值出现的范围内有最好的工作特性。

对于校验过的便携式仪器的运输,要倍加小心。仪器应放置在尽可能远离杂散静电场的地方。在使用瓦特表的情况下,还需要一合适的计时装置来精确计量在设定的试验时段内,表盘转动圈数或脉冲记数所用的时间,要求精确到 $1/4000\text{s}$ 。

试验应该用标定正确的0.3%精确度等级的(测试型)电流互感器和电压互感器。试验前互感器应在试验电压、电流和负载工况下校验其变比和相角。负载应从仪器的铭牌数据和通过测量外线电阻,或测量伏安值或是测量二次阻抗来确定,在试验期间,其值必须是常数。试验用互感器不能与保护继电器或电压调节器相连。如果知道总的负荷且其在校验值以内,则现场仪器可与互感器相连。

在使用电流互感器时要小心,不能使二次回路在开路的情况下运行。否则会使其铁芯永久性磁化,造成变比和相角特性的变化。

在使用电压互感器时要小心,不能使二次回路在短路的情况下运行。电压互感器可能会有一个或者两个二次绕组,但只有一个绕组的更为常见。若用有一个绕组,则其上的总负载必须等于或小于两个二次绕组的允许负载,且单个绕组上的负载必须小于等于单个绕组的允许负载。忽视以上注意事项,会增加电压测量中的不确定度。

(三) 电气仪表的校验

测发电机毛功率输出的仪器,应用国家标准实验室如国家标准和技术研究所之类单位传递的二类标准校验。校验环境要和仪器在试验中所处的环境大致相同。电气仪表的校验应在汽轮发电机系列试验前、后立即进行。便携式仪表应在实验室校验,在电压表校验期间所保持的电压值应超过试验中遇到的值。开关柜式仪器,若双方同意使用,应在现场校验。多相电表或者不能验证为单相电表的测量系统,除非能进行三相校验,否则不能使用。

(四) 主流量的测量

若试验结果作为汽轮机验收试验的基础,那么就有必要精确地确定进入汽轮机的主要流量以便计算确定其热耗率。在了解了各种限制条件后,本规程建议测量给水系统的流量时,要极端小心,以便获得高精度的给水流量。

尽管秤重法是最精确的流量测量方法，但对于在现代电厂安装的大机组来说，用秤重法或体积测量水箱已不再实际或经济。常用的确定流量的方法是用差压装置，即两对取压接头并在每对取压接头间安装一差压测量装置。

推荐用低 β 值喉部取压喷嘴。本规程对推荐的主流量喷嘴装置的要求十分严格，需要满足以下要求：

(1) β (d/D) 值必须在 0.25 ~ 0.50 之间。

(2) 试验流量管段应予以校验。流量管段由主元件，包括扩压段（若用的话）和上下游管段组成。上游直管段长度最少为 20 倍的管径，包括在节流件上游至少 16 倍管径处安装的整流器。

(3) 应确知主流量元件及其管段在整个试验期间保持清洁且没有受到损坏。这一点可通过紧接着试验前、后对它们的检查来确定。

本规程对主流量喷嘴的设计和制造提出了下列要求：建议喉部取压口相隔 90° 加工 4 个。在喉部取压喷嘴的加工和检查中应格外小心，尤其是对喷嘴几何尺寸和下游取压口，否则，将难以达到校验标准。对于焊在一起的流量管段更是如此，因此当喷嘴和上下游管段焊在一起后，只有通过校验其质量问题才能显露出来。对于焊接结构的流量喷嘴，任何返工都比法兰结构困难得多。低 β 值喷嘴的入口型线能够产生理想的压力梯度。这样，喉部的附面层就会很薄且流束不会分离。应用喉部取压孔处的截面积来计算系数。喷嘴用已知热膨胀系数的材料制成，其表面应无毛刺、划痕、疵点或波纹。其表面应为“流线光滑”或者 $16\mu\text{m}$ 的光洁度，取两者中相对光滑者。对于紊流附面层，在层流次附面层含有隆起块时，其表面仍是流线光滑。为了将系统的误差减至最小，在同时考虑了泵的压头和仪表量程后，应选择能产生最大差压的喷嘴喉部直径。变送器或差压计量程的选择，应满足允许流量出现波动且有可能遇到的最大流量。当差压值小于读数误差的 1000 倍或 17.2kPa 中的大者时，不能用喷嘴测量流量。

在测量大流量时，喷嘴的设计压差很大，从而产生相应的不可恢复性损失很大。如果喷嘴在系统中要安装相当长的一段时间，那么大的压降会影响到电厂的正常运行并使循环效率下降。通过在喷嘴下游安装扩压器，可使这一压损中 70% 得到恢复。在扩压器前为了不改变喷嘴的流量系数而设置一长度为 $d/2$ 的圆柱形管段是必要的，应注意观察并确保扩压元件的圆柱形管段不要伸入喷嘴喉部流出的管束中。喷嘴和圆柱形管段的间隙要小于 0.05mm 。喷嘴校验一定要在安装上扩压管后进行。建议扩压器材料的热膨胀系数与喷嘴的相同。

扩压器的另一个不太重要的好处，在校验中会遇到。不可恢复性压损减小后，校验设备就可以达到更高的雷诺数。

取压孔的直径应在 $3 \sim 6\text{mm}$ 之间。取压孔深度至少为其孔径的两倍。取压孔应垂直于管壁，应有尖锐的直角但不能有毛刺和划痕。为了减小下游流场扰动给压力测量带来的影响，下游取压孔应加工在喷嘴的喉部。喷嘴取压孔应在对喷嘴喉部进行最终镗孔和抛光之前钻孔和铰孔。在最后一道镗孔抛光工艺之前，将一塞子用力塞入其中，并将塞子塞好。塞子的结构要考虑，在抛光和加工工艺完成之后，能顺利地将其从孔中拔出。塞子拔出后，孔沿上的毛刺，可用一硬木楔在孔沿处滚动来去除。上游的取压孔应认真加工，其位置在喷嘴入口处上游 1 倍于管道内径处。

流量喷嘴的上、下游的管段都应光滑，没有铁锈、垢和沙眼。对于上游管段来说，在任

一处横截面上的四个点处测得的内径值，相差不能超过 0.2%。应在喷嘴入口处上游 0.5、1.0 和 2.0 倍管径处检查管段的圆度。不同截面的内径平均值，相差不得超过 1%。下游管段内径变化的允许值为上游相应值的两倍。

在压力相对较低时，如流量元件安装在主给水泵上游的凝结水管路中，法兰组装是常用的。这一布置与全面性试验的推荐程序相一致。喷嘴与管线中心线间的偏差要小于 0.8mm。

若流量元件安装在主给水泵的下游，那么就要承受高压，法兰的设计对压力和温度的适应会要求更高。考虑法兰的造价，搬运及管路支吊的附加费用，也许焊接组装更合适。

若流量元件用法兰连接组装，喷嘴与其两侧管段的接合面上，应加工与法兰面平行的腔室，其螺孔必须垂直于法兰面，喷嘴法兰与管段法兰间的间隙不得超 1.6mm，垫圈不能伸到管子中。

喷嘴两侧的法兰上应有销子或其他方法来确保整个流量管段的所有部件，应严格按校验时的相对位置组装。有些制造工艺会使喷嘴因热应力而变形。这可能是因各部件所用材料的线膨胀系数不同所致。为了减小喷嘴热变形的可能性，紧邻喷嘴两侧的直管段及法兰最好用具有和喷嘴材料相同的热膨胀系数的材料制成。

为了避免通常启动前冲管对喷嘴造成的损坏，建议流量管段在冲管后安装。

如果流量管段安装在主给水泵的下游，承受的压力很高，那么可以将流量管段部件焊接组装在一起，然后在冲管后再焊在电厂的管线中。

若对管网要进行化学清洗，那么焊接在给水管路中的流量管段，其喷嘴必须用抗腐蚀的材料制成。流量管段的清洗可用高压水喷射装置来完成。

对于流量喷嘴的校验，经验表明，对流出系数还不能作到令人满意的预测，因而有必要校验流量管段。校验应尽量在认可的设施上进行，且与现场喷嘴安装相似。在选择校验设施及分析校验数据时一定要加倍小心，确保获得建立校验曲线斜率所需的每一个校验点的精确度。紧接着流量管段上、下游管段布置上，校验装置管道的设计结构应与试验装置相似。同样，雷诺数、水温和其他流动条件应尽可能接近试验条件。校验最好至少包含 20 个覆盖大的雷诺数变化范围的可接受的点。若同一雷诺数下进行重复性校验，差别超过 0.1%，那么建议在同一雷诺数下再建立一个检验点。若无法在试验雷诺数下校验，那么，允许按下述的要求对校验曲线进行外推。因为渐变区的影响使流量系数随着雷诺数的增加会减小，所以本规程建议喷嘴流出系数应在最高可获得的雷诺数下建立，从而使渐变区的影响降至最低。所有 4 组取压孔都应予以校验。试验中，选用最符合校验标准的两对取压孔。若流量管段的校验不符合要求，应认真检查喷嘴，纠正不符合之处，若有必要，应重新校验喷嘴。若重新校验仍不符合要求，那么流量管段应在其他的设施上重新校验。若没有别的校验设施可供选择，那么试验双方在试验开始前就应采取措施达成协议。

喷嘴的校验是否符合要求，取决于以流出系数 C 为纵坐标，以雷诺数 R_d (d 指喷嘴喉部直径) 为横坐标所建立的校验曲线的形状。对于每一对选取的取压孔，校验曲线 (不必单点) 与参考曲线之差应在 0.25% 以内，且与参考曲线具有相同的斜率。参考曲线是从详细的附面层分析中导出并且经过以后研究证实得出下面所示的表达式，即

$$C = 1.0054 - 0.185 R_d^{-0.2} (1 - 361239/R_d)^{0.8} \quad (28-4)$$

由式 (28-4) 得出表 28-3 的参考喷嘴流出系数。

表 28-3 喷嘴流出系数

雷诺数 10^6	流出系数	雷诺数 10^6	流出系数
1.0	0.9972	8.0	0.9980
2.0	0.9967	10.0	0.9982
3.0	0.9969	20.0	0.9991
4.0	0.9972	30.0	0.9995
5.0	0.9974	40.0	0.9999
6.0	0.9976	50.0	1.001

如果喉部取压喷嘴校验数据满意，即能将其平行于参考曲线外推，建议对实验室校验数据的评价方法如下：

求得以下方程的多个解

$$C = C_x - 0.185 R_d^{-0.2} (1 - 361239/R_d)^{0.8} \quad (28-5)$$

做法是：用雷诺数大于 10^6 的每一个校验点的实测流出系数取代上述方程中的 C ，从而解出 C_x 。若以下三个标准都能满足，那么就认为喷嘴的校验是满意的。

C_x 的平均值必须为 1.0054 ± 0.0025 （也就是 $1.0079 \geq C_x \geq 1.0029$ ）。

C_x 的值必须表现出不随 R_d 的变化而变化。方法是通过 $C_x = a + bR_d$ 表示的方程进行无约束线性回归（最小平方拟合）来确定。计算出斜率的标准偏差 $s(b)$ 。 b 的 95% 置信度用 $b \pm ts(b)$ 来表示，其中 t 是 $n-2$ 自由度学生氏分布值。如果该置信度区间包括零，那么认为 C_x 不随 R_d 变化。

C_x 值的 95% 可信度的置信度区间不应超过 0.0006 (C_x 平均值 ± 0.0003)。如果目标推荐的 20 个校验点达不到这一点，那么有必要收集额外的校验点。

当需要将校验数据外推至更高的雷诺数时，外推应通过用校验数据求得的 C_x 的平均值，带入公式 $C = C_x - 0.185 R_d^{-0.2} (1 - 361239/R_d)^{0.8}$ 中求解试验雷诺数下的 C 来实现。这一方法提供了确定校验区间上限以外的流出系数的一个精确的和可重复的方法。这一方法的使用，其结果是校验曲线靠近且平行于参考曲线。

在低的喉部雷诺数下，喷嘴附面层为层流。在高的喉部雷诺数下，该附面层为紊流。这两者之间的区域叫做渐变区。雷诺数在 1.0×10^6 至 4.0×10^6 之间，那么本规程所描述的喷嘴就要受到附面层过渡的影响。然而经验表明，对于给定的喷嘴，流出系数的可重复性不超出实验室的精确度。所以任何满足上述评价三条标准的校验过的喷嘴，渐变区的流出系数是稳定的和可用的。建议喷嘴尽可能设计成超过渐变区雷诺数的喉部直径，且可以进行外推。如果校验数据过于分散，那么应检查、修复，并再次校验喷嘴。若数据依然分散，那么应用别的喷嘴进行试验。

试验期间，喷嘴表面通常会产生一层氧化物薄膜。如果膜的厚度小于 $0.0002d$ 且均匀分布，那么它对流量测量不确定度的影响可以忽略不计。如果沉淀物厚度超过该值或其分布不均匀，喷嘴表面看上去显得粗糙，那么应采取下述方法处理：

(1) 用商业清洗剂或对喷嘴无害的精细摩擦物清洗喷嘴，然后重做试验；

(2) 重新校验流量测量管段，若试验各方认为校验结果的变化不大，那么应就下一步的行动达成协议。

应注意在重新校验前不得损坏沉淀物。若校验结果与试验前的校验结果有很大差别,那么有必要在无垢情况下取得一组校验值。对试验结果不能调整,因为通常不能确切知道垢是何时形成的。

应在合适的时间安装可拆卸式流量管段,使从安装到试验的时间间隔减小到最短。

(五) 流量管段的安装

本规程提供了主流量测量位置的几种选择。如果注意消除加热器泄露、再循环流和合适测试仪器的安装,经试验各方同意,可选择不同的流量测量位置。

1. 主凝结水流量管段

对于用过热抽汽供高压加热器的机组,若系统中有除氧器,那么建议进入除氧器的凝结水作为主流量测量。这样就消除了加热器管子泄露造成部分流量重复通过测量装置的可能。

如果系统中没有除氧器,单在给水泵的紧上游有一带疏水泵加热器,那么建议测量进入该加热器的凝结水流量。同样,也没有加热器泄露造成部分流量重复通过测量装置的可能。

如果系统中既没有除氧器,在给水泵的紧上游也没有带疏水泵加热器,那么建议在低压加热器的下游,给水泵的上游测量主凝结水流量。如果没有合适的方法证明高压加热器不泄漏,那么,有必要测量高压加热器的总疏水流量以便与用热平衡计算出的抽汽量之和比较。两个数值之差便是怀疑的高压加热器泄漏量。

上述主流量测量位置的选择,从下述方面提高了测量的精确度:

- (1) 避免了在高压管线上用法兰连接的各种困难;
- (2) 利用水温低的特点,将外推流出系数曲线所产生的附加不确定度降到了最低;
- (3) 避免了在水温更低的地方测量,渐变区会对流出系数带来更大的不确定度。

2. 给水流量管段

主流量测量装置被安装在,也许是焊在压力最高的加热器下游的给水管线中,所以它能直接测量进入蒸汽发生器的给水流量。

为了最大程度地降低获得稳定流场的困难,流量测量装置不应处于给水泵的出口。在确定流量测量装置的位置时应利用现有热交换器和长管线所产生的阻尼作用。流量测量装置位置的确定,应避免部分流量再循环和旁路对流量造成的影响。如果没有可能这样做,那么就应足够精确地测量附加流量,使其对主流量测量不确定度的影响小于 $\pm 0.05\%$ 。

建议测量管段水平安装。为了最大程度地减小热膨胀引起变形造成的影响和大雷诺数外推喷嘴流出系数造成的影响,流量喷嘴处的水温以低于 149°C 为宜。然而,安装在最高压力的加热器出口的喷嘴,如果是根据本规程设计的,则也是可以接受的。

流量测量装置的安装如果其上、下游取压孔不在同一水平面上,那么因管内和传压管内的水的密度不同而造成的两个取压面之间的位差,必须予以修正。

在水平管线上如果仅有两对取压孔可以接受,它们相距 90° 而不是推荐的 180° ,那么其中一对取压孔应处于管线的水平轴线上。如果另一对取压孔,上游和下游的开孔位置不在同一高程,那么应特别注意传压管的保温,以减小流经管道的水与传压管中的水在比重上的差异。如果流量管段安装在垂直管段上,那么任何取压孔组合都能接受。对于取压孔不在同一高程时,需要参照上段所述进行水柱的高差修正。

水在通过流量测量装置时,不应产生汽化现象。要求喉部的静压头应高出管内流动水温对应饱和压力,至少高出喉部流动压头的 20%,以避免汽蚀。

(六) 辅助流量测量

主流量以外的辅助流量,其测量仪器的类型和测量技术应基于被测流量的计算及其对整个试验结果影响的精确度要求而定。这些测量对热耗率影响的组合不确定度不应超过 $\pm 0.1\%$ 。

任何要求不确定度小于 $\pm 5\%$ 辅助流量测量,都必须用校验过的测量装置。若只允许 2% 的不确定度,那么就要求在流量管段上游加装至少将管截面分成 12 个等面积的整流器。若允许的不确定度仅为 1%,那么就需要具有不均匀分布孔的多孔板式或管束式整流器。

辅助性测量通过喷嘴、孔板或文丘里管的流量的计算,应有其上游的压力、温度和粘度。为了避免测量主元件上游的温度套管对主流量测量产生的扰动影响,应用下游测得的温度和压力值计算蒸汽焓值。对于保温良好的流量管段,假定流过的蒸汽的焓值恒定,根据该焓值和上游压力值,可从水蒸气表中计算出所需的上游其他参数。

对管壁取压喷嘴和文丘里管来说 β 应为 0.25 ~ 0.50,对孔板来说应为 0.30 ~ 0.60。

(七) 用水箱测量水流量

如果水箱、计时装置和磅秤的选择和校验,能够满足 $\pm 0.1\%$ 或更高的总测量不确定度,那么水的秤重法是最准确的流量测量方法。有时需反复注入和排放才能准确地校验水箱刻度。

水箱如果能得到适当的维护和校验,就能得出精确的结果。对水箱尺寸因温度改变而产生的变化应予以修正。

在应用秤重法或水箱体积法时应注意如下事项:

(1) 如果使用两个水箱,那么在注入时,水不应溅出或损失。无论用何种方法将一个水箱移至另一水箱,都应是快速的且单向的、均衡的。

(2) 如果该方法要用水位指示装置,那么水箱的布置,要使水位观察能够达到使测量不确定度小于水箱容积的 $\pm 0.1\%$ 的精确度,注入水流量最大时,所引起的波动导致的观察误差也包括在内。

(3) 应该证实进、出口阀门在关闭状态下没有泄漏。

(4) 应该证实水箱秤重系统除水箱自重和待秤的水重外,不承受外力,没有别的因素影响秤重读数。在每次注水前都要测定水箱自重。

(5) 水箱在放水阀关闭前应停止滴漏。

(6) 为了及时发现测量中的不一致,在给水箱注水时,最好采用相同的时间间隔或相同的质量增幅。

(7) 对于秤重水箱,由水置换掉的空气的质量也要予以考虑。

(8) 应就计量以水蒸气形式损失的量取得一致。

(9) 水箱中水的密度应由精确至 $\pm 1^\circ\text{F}$ 以内的温度测量来确定。

(八) 差压的测量

差压的测量需要注意:

(1) 建议用校验过的差压变送器。对于主流量测量,应用具有 0.05% (或更好) 精确

度等级的差压变送器。测量元件与变送器间的传压管长度可以超过 7.5m 且不要保温。

(2) 对于主流量测量, 差压变送器不应产生超过被测最小流量 $\pm 0.1\%$ 的测量不确定度。差压变送器必须在每一试验前、后均进行校验。校验必须包括差压增大和减少两个过程, 以便确定其迟滞性。若迟滞误差的一半小到足以使变送器可以使用, 那么可用两条校验曲线的平均曲线来修正差压观测值。对于差压变送器的老化应认真记录。试验前、后校验曲线间相差不得超过质量流量的 0.05%。若超过该值, 除非试验各方同意, 否则, 试验必须重做。最好采用在试验期间性能稳定的变送器。

(3) 为了达到和保持所要求的精确度, 试验期间, 变送器应减震且安装在温度受到控制的环境中。所有的差压变送器应在试验压力下由国家标准和技术研究所之类公认的国家标准试验室传递的校验基准校验。试验用差压变送器在安装就绪后, 应在试验压力下读取其零值。

(4) 对于差压计, 取压孔与仪器间的传压管为内径不小于 10mm 的管子或等效物, 以避免管内的阻尼作用。传压管应先从取压口水平延伸 1m, 然后向下以一固定的斜率延伸至仪器, 不应有绕环, 这样可以消除管内存空气现象。

(5) 在布置表管时应注意, 确保连接测量元件与每个仪器的两根管子内的工质温度相差不超过 4°F。传压管应捆在一起以最大程度减少外界传入的热量。

(6) 表管在与仪表相接前先要彻底冲管。仪表连接管中应有阀门、三通、排污门和集污器等组件, 以适合于在试验期间任何时间关断仪表管或放气。应给足够的时间使传压管两侧的水柱达到温度均衡。传压管内的温度应低于所测压力对应的饱和温度。通常等待 1h 就足够了。

(7) 差压计的表管系统在靠近流量测量元件处的每根管子上可安装一个零位移电磁阀, 以消除读数期间差压的波动。该阀门应每隔一固定的时间间隔关闭, 以便读数, 而不顾及差压的数值。不会带来读数误差的其他获得瞬间值的方法也可以使用。变送器不能用电磁阀来读数。但若是多重仪器设置, 可用电磁阅读数。

(8) 取压孔高度间的差别必须小于 6mm。

(9) 仪器的安装位置应低于主流量测量元件。

(10) 若不可能将仪器安装在高度相对低的地方, 那么应采取措施使表管系统放气彻底。合适的平衡罐一定要装在仪器的上方且要有放气阀。在主测量元件与仪器间一定要有温度隔离(管子绕环)。

差压测量仪器在每一试验前、后零位的漂移应小于试验观测差压值的 0.1%。试验期间的任何时间, 两个差压测量仪器在经过两组取压装置校验差值修正后瞬间读数, 相差不得超过 0.2%。

差压计应为有 11mm 或更大内径的精密型表计, 借助于辅助读数器或其他合适的手段, 应能精确读至 0.25mm。如用水银作为指示液, 那么必须是仪表用纯度, 其非挥发性残渣必须小于 1%。在注入水银前, 差压计必须彻底清洗。

水的密度必须由精确测量的温度和压力来确定。温度测点必须在主流量测量管段下游 10 倍于管径以内处。

(九) 压力的测量

1. 测量压力的仪器

(1) 对于所有关键压力的测量, 应具有 0.10% 精确度等级的校验过的压力变送器。

(2) 用精密型大气压力表测量大气压力。

(3) 对于凝汽式汽轮机, 用 0.10% 或更高精密度等级的绝对压力变送器测量排汽压力。也可用绝对压力计, 校验过的差压计或差压变送器。

2. 安装注意事项

(1) 表计可以在取压孔上方、下面或同一水平上。

(2) 表计必须装在水平架上, 或用下面的调节螺丝使其达到水平。

(3) 表计不能承受真空, 在汽轮机跳闸或停机前应立即关闭。

(4) 连接管内径不小于 10mm, 外径为 13mm 或与之相应的表管。

对于不需要高精确度的压力, 如喷嘴处确定水的密度的压力, 可用校验过的 0.25% 精确度等级的压力变送器, 或者用校验过的试验室波登压力表。

用变送器精确测量压力, 需要对变送器精心使用和维护, 并要正确的安装。应该认识到, 变送器是精密仪器, 应该用对待精密仪器的方式对待变送器。

汽轮机试验中变送器的精确度应由计算其压力测量误差对热耗率的影响大小而定。各类测量压力的变送器都应在每次试验前、后分别校验。

变送器应安装在无振动、无灰尘及环境温度不会有很大变化的地方。对于高于大气压力的测点, 变送器应尽可能安装在取压孔的下方, 对于低于大气压力的测点, 变送器应安装在取压孔的上方。

若变送器对环境 (如温度) 变化很敏感, 且感受元件装在一封闭的盒子里, 那么在读数前, 该系统至少需要 3h 来达到稳定状态。每一试验前、后都要读取变送器的零点值。零点的漂移不得大于观察值的 0.1%。

大气压力表在试验前、后都应通过与实验室或气象站等公认机构处于同一高程的气压计读数对比予以检查。

对于所有的取压孔都要选择合适的位置以提高测量精确度和可靠性。汽轮机抽汽口压力一定要尽可能靠近抽汽口, 但又要有足够的距离以避免流动对压力值的干扰。所以, 取压孔不应设在抽汽口上。若用抽汽管加热器侧的压力计算加热器端差 (对于加热器保证的情况而言), 那么一定要测量加热器进汽喷嘴口的压力。在中、低压缸联通管上的或低压缸进口的取压点, 应作为 IP 缸和 LP 缸效率计算的共有测点。最好的取压孔位置应在远离 IP 缸排汽口的直管段上, 以减小分层流动的影响。所有的取压孔都应安装在直管段上且要尽可能远离上游的弯管或其他障碍物。

取压孔带来的误差是以下变量的函数: 流速、工质 (可压缩性或不可压缩性)、取压孔直径及管壁上取压孔的形状。对汽轮机试验来说, 这一误差通常是很小的, 因为速度压头与静压头相比要小得多, 而该误差通常为速度压头的 1% 这一数量级。这一类取压孔, 应垂直于与流体接触的管壁而钻, 孔径不小于 6mm 也不大于 13mm。孔的内边缘应无毛刺。保留其尖锐的直角, 或者为半径不大于其直径 0.06 倍的圆角。孔的长度至少为直径的 2 倍, 孔应直且加工均匀。

对于任何测量高于大气压力的仪器若其连接管无排气装置, 那么应包括:

1) 在靠近汽轮机或蒸汽管处, 要有平衡罐或长的水平管。

2) 合适的阀门和接头以便冲洗连接管。

主蒸汽压力应在或靠近汽轮机供货边界的主蒸汽管上测量。

凝汽式汽轮机的排汽静压应在或靠近排汽法兰的任一侧进行测量。试验双方同意，能证明测量精确度的特殊部位也可使用，但任何情况下，每一排汽通道的测量不少于2个。若没有能够确定合适位置，那么建议在排汽法兰处每 1.5m^2 的自由面积装一个测点，但任何情况下，每个排汽通道的测点数不多于8个。要用的压力应是所有测点的平均值。同一时刻的读数中，差别大于 2.5mmHg 的应予以检查。大的排汽面积常常会出现空间变化超过 2.5mmHg 的情况。

排汽法兰应是汽轮机排汽口与凝汽器喇叭法兰连接处，或者是与凝汽器颈部焊接处。

排汽压力取压口应设在排汽通道内，并且要加装网笼探头或导流板。本规程倾向于用网笼探头。若排汽通道内有肋或框架，表管可垂直于其表面穿过。排汽压力表管的取压口应分布于整个排汽通道截面且尽可能处于每一等分面积的中心。网笼探头与汽流方向成 45° 角倾斜安装。

(十) 温度测量

可普遍接受的推荐温度测量系统应是：

(1) 具有合适引线的铂电阻温度计，与精密电桥（ 0.03% 精确度）测量仪器一起校验和使用。

(2) 具有连续热电偶延长线和整体冷端补偿的热电偶，与精密电压表（ $\pm 0.03\%$ 不确定度）或同等或更高精确度数字电压表一起校验和使用。在使用数字电压表时，应采取适当的措施以减小干扰造成的误差。

(3) 测量冷端室温温度基准的，具有不大于 $\pm 0.5^\circ\text{F}$ 不确定度的，且校验过的热电偶或精密温度计。

确定焓值的温度测点位置尽可能靠近对应压力的测点。温度套管应在取压口的下游，若在上游，则不能在同一纵向平面内。分层流动导致的温度差异，应通过将测温元件装在弯头或抽汽口下游足够远处使分层流动在测量前充分混合。

补偿线和引线不能与电源线同用一组电缆架，以避免强电场源。热电偶引线不能承受大的温度梯度。在有大的温度梯度存在的区域，引线不均匀的温度将引起不可接受的测量误差。

对试验结果有重大影响的温度，应在大致相同的位置，但不能在同一套管里的两个点测量。两支热电偶套管如果相距超过2倍管径，小于4倍管径，可以沿轴线装在同一直线上。若套管相距小于2倍管径，那么在周向至少相距 45° 。两点的平均值应作为工质的温度。两点读数相差若大于 1°F ，那么，不一致性问题必须予以解决。双热电偶元件的应用不能满足本规程对关键温度在两个不同点测量的要求。

温度套管的标准主要为：

(1) 在符合安全应力和ASME其他规程的前提下，套管应尽可能地细。套管内干净、干燥、无腐蚀、无氧化。

(2) 感温元件应正好放入套管，并将其顶住套管底部固定。

(3) 温度套管及其外露部分，应仔细地用保温材料覆盖，以减小空气对流和传导从其端部带走的热量。

(4) 除非受设计因素的限制,感温元件应插入工质中至少 75mm,同时不小于管径的 $\frac{1}{4}$ 。若管径小于 100mm,那么感温元件应在弯头或三通处沿轴向插入管中。若无此类弯头或三通可用,那么应对管线进行改造,专设这类管件。

(5) 对于流动介质的温度测量,仪表的感温部分不能处于流动的死区。

冷端的温度应精确测量。测量端的测量精确度不会高于已知的冷端温度测量精确度。冷端温度应保持在冰点或一个稳定的恒温的基准点,若热电偶的冷端浸在冰—水混合物桶中,则精密温度计的液泡应与热电偶冷端浸在同一水平面上且要相互接触。与冰点的任何偏离都要迅速予以消除。各热电偶冷端之间要电绝缘。若用恒温的冷端温度基准,则基准温度的测量精确度,必须令试验各方满意。

若冷端基准温度是用电子设备控制的,则该设备应有能力将温度变化控制在 0.05°F 以内。对于冷端的接线端子应特别注意,以防接线错误会带来误差。

试验前、后,对热电偶和电阻温度计都要进行校验。如校验值相差大于 2°F ,则该温度测量应受到怀疑。考虑到其对综合试验精确度的影响,试验双方应解决这一差异。任何热电偶的校验期间,其冷端都要通过电子基准温度、恒温基准温度或者冰水桶保持在冰点。校验应采用可接受的方法,应使用如国家标准和技术研究所之类的公认的国家标准实验室传递的标准。

凝汽器热井、储水箱和其他确定系统储水量变化的蓄水点内的水位,应用合适的线形标尺精确到 6mm。

二、试验结果计算

三、试验报告

(1) 试验概要:

- 1) 业主;
- 2) 机组铭牌;
- 3) 电厂名称和地址;
- 4) 商业运行日期;
- 5) 试验目的;
- 6) 试验日期;
- 7) 试验结果和结论概要,最好包括试验的不确定度分析;
- 8) 机组投运以来运行概况;
- 9) 试验前的协定。

(2) 制造厂的保证值试验热平衡图。

(3) 标有试验数据的热力系统图(数据经仪表校正和平均值计算)。

(4) 试验详述:

- 1) 流量测量方法;
- 2) 汽轮机热耗率或汽耗率;
- 3) 汽轮机各级段压力;
- 4) 汽轮机各缸效率;
- 5) 汽轮机总效率(抽汽式和混压式汽轮机);

- 6) 轴封漏汽量;
 - 7) 给水加热器性能;
 - 8) 汽水分离再热器性能;
 - 9) 发电机功率测量;
 - 10) 确定修正系数的专门试验;
 - 11) 试验过程;
 - 12) 其他有关的资料。
- (5) 修正到规定运行条件下的汽轮机性能数据表。

- 1) 主蒸汽流量;
- 2) 发电机出力;
- 3) 试验热耗率或汽耗率;
- 4) 试验汽轮机总效率 (抽汽式和混压式);
- 5) 修正后热耗率或汽耗率;
- 6) 修正后汽轮机总效率;
- 7) 与规定性能的偏差;
- 8) 其他有关数据。

(6) 用图表示 (全部数值已修正到规定的运行工况)。

- 1) 热耗率与出力关系。
- 2) 汽耗率与出力关系。
- 3) 级压力与主蒸汽流量关系。
- 4) 级压力与进入下一级的蒸汽流量关系。

5) 汽轮机各缸效率: ①高压缸效率与调节级后压比或主蒸汽流量关系; ②中压缸效率与中压缸进汽流量的关系; ③低压缸效率与排汽轮周速度或排汽容积流量的关系。

- 6) 轴封漏汽量与主蒸汽量的关系。
 - 7) 由试验获得的修正系数。
 - 8) 流量测量装置安装位置、汽封系统详细情况和其他有关细节的流程图。
- (7) 全部试验的汽轮发电机运行参数摘要。
- (8) 用于修正出力、汽耗或热耗的全部曲线。
- (9) 一个试验工况的计算过程实例。
- (10) 试验结果讨论。

第二十九章 汽轮机最大出力试验

一、目的

考核汽轮机在所有调节阀全开的（有超压运行能力的机组，可按5%超压运行）情况下，汽轮机能否达到最大通流能力。

二、有关文件和标准

- (1) GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》（1987年版）。
- (2) 部颁《火电机组启动验收性能试验导则》（1998年版）。
- (3)《水和水蒸气性质表》（1967年版）。

三、试验测点布置及测试仪表清单

编写出试验测点布置及测试仪表清单。

四、系统隔离清单

编写出系统隔离清单。

五、试验条件

1. 设备条件

主、辅机设备齐全，能够正常投入运行；汽轮机通流部分无结垢损伤；设备和系统无异常泄漏；真空系统严密性良好；调节汽门重叠度按制造厂要求调整到设计值。

锅炉、发电机运行稳定，机组各辅机运行正常并有调节裕度。

2. 系统条件

在试验前按照系统隔离清单的要求进行系统隔离，清单中所列的阀门的严密性良好，试验期间锅炉不排污、化学不取样、系统不补水。

3. 运行参数条件（主要运行参数满足表29-1的要求）

表 29-1 汽轮机最大出力试验允许差值

参 数	平均值与规定值的最大允差	测量值与平均值的最大允差	参 数	平均值与规定值的最大允差	测量值与平均值的最大允差
主蒸汽压力(MPa)	±3%额定压力	±0.25%额定压力	最终给水流量(t/h)	±6%	
主蒸汽温度(℃)	±16℃	±4℃	发电机功率(MW)	±5%	±0.25%
再热蒸汽温度(℃)	±16℃	±4℃	电压(V)	±5%	
再热器压降(MPa)	±50%额定值		功率因数		±1%
抽汽流量(t/h)	±5%		转速(r/min)	±5%	±0.25%

六、试验方法

1. 试验步骤

- (1) 系统隔离，使之达到系统隔离清单的要求；
- (2) 调整运行参数，使运行参数符合要求；
- (3) 调整阀门位置，使所有调节阀全开；
- (4) 本试验可与锅炉最大出力试验同时进行，锅炉出口蒸汽温度及压力应达到设计值；

(5) 机组稳定运行 30min 后, 试验开始, 按照规定的起止时间和记录频率记录各试验参数, 试验持续时间为 2h。

(6) 试验期间严密监视调节级压力、各抽汽段压力不超压, 记录机组轴承振动、推力轴承温度、机组膨胀及差胀。

2. 试验测量方法和读数频率

按照试验测点布置和测试仪表清单的要求安装测试仪表, 进行试验测量。采集系统测量记录的参数采样频率为 60s, 人工测量记录的参数采样频率为 5min。

3. 数据处理

试验结束后由试验负责人汇总试验数据, 经各方代表确认签字认可后, 本次试验数据有效。

七、试验数据处理

对试验原始数据进行平均值计算、仪表零位、高差、大气压力、仪表校验值等修正, 对于同一参数、多重测点的测量值取其算术平均值, 得出汽轮机最大出力试验数据。

八、试验结果

通过对汽轮机最大出力试验数据的分析, 检验汽轮机的最大通流能力能否达到制造厂的保证值。

九、本系统测试仪器和主要仪表

- (1) 工业一级 K 型热电偶 (或同精确度不同类型的热电偶);
- (2) 0.2 级以上的压力变送器;
- (3) 0.5 级以上的电功率测量元件;
- (4) 数据采集系统 (记录见表 29-2 内容)。

表 29-2 记录表内容

序号	项 目	单 位	测量值	序号	项 目	单 位	测量值
1	电功率	MW		20	凝结水泵出水压力	MPa	
2	主蒸汽压力	MPa		21	凝结水泵出水温度	℃	
3	主蒸汽温度	℃		22	前置泵进水压力	MPa	
4	再热蒸汽压力	MPa		23	前置泵进水温度	℃	
5	再热蒸汽温度	℃		24	给水泵出水压力	MPa	
6	1~8 段抽汽压力/温度	MPa/℃		25	给水泵出水温度	℃	
7	排气压力	MPa		26	主凝结水流量 (盘表)	t/h	
8	给水泵汽轮机低压进汽压力	MPa		27	主蒸汽流量 (盘表)	t/h	
9	给水泵汽轮机低压进汽温度	℃		28	锅炉给水流量 (盘表)	t/h	
10	给水泵汽轮机排气压力	MPa		29	主蒸汽减温水流量 (盘表)	t/h	
11	*1~*3 高压加热器进汽压力/温度	MPa/℃		30	再热蒸汽减温水流量 (盘表)	t/h	
12	*1~*3 高压加热器出水压力	MPa		31	给水泵汽轮机进汽流量	t/h	
13	*1~*3 高压加热器出水温度	℃		32	循环水进水温度	℃	
14	*1~*3 高压加热器疏水温度	℃		33	循环水出水温度	℃	
15	除氧器进汽压力/温度	MPa/℃		34	大气压力	Pa	
16	除氧器进/出水温度	℃/℃		35	空气温度	℃	
17	*5~*8 低压加热器进汽压力/温度	MPa/℃		36	空气湿度	%	
18	*5~*8 低压加热器出水温度	℃					
19	*5~*8 低压加热器疏水温度	℃					

第三十章 汽轮机额定出力试验

一、目的和使用范围

考核汽轮机在切除高压加热器、高背压以及改变给水泵不同编组方式的情况下，能否达到合同规定出力，检验机组的运行适应能力。

二、有关文件和标准

- (1) GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》(1987年版)。
- (2) 部颁《火电机组启动验收性能试验导则》(1998年版)。
- (3)《水和水蒸气性质表》(1967年版)。

三、试验测点布置及测试仪表清单

编写出试验测点布置及测试仪表清单。

四、系统隔离清单

编写出系统隔离清单。

五、试验条件

1. 设备条件

主、辅机设备齐全，能够正常投入运行；汽轮机通流部分无结垢损伤；设备和系统无异常泄漏；真空系统严密性良好；调节汽门重叠度按制造厂要求调整到设计值。

2. 系统条件

在试验前按照系统隔离清单的要求进行系统隔离，清单中所列的阀门的严密性良好，试验期间锅炉不排污、化学不取样、系统不补水。

3. 运行参数条件（主要运行参数满足表 30-1 要求）

表 30-1 汽轮机额定出力试验允许偏差值

参 数	平均值与规定值的最大允差	测量值与平均值的最大允差	参 数	平均值与规定值的最大允差	测量值与平均值的最大允差
主蒸汽压力(MPa)	$\pm 3\%$ 额定压力	$\pm 0.25\%$ 额定压力	发电机功率(MW)	$\pm 5\%$	$\pm 0.25\%$
主蒸汽温度($^{\circ}\text{C}$)	$\pm 16^{\circ}\text{C}$	$\pm 4^{\circ}\text{C}$	电压(V)	$\pm 5\%$	
再热蒸汽温度($^{\circ}\text{C}$)	$\pm 16^{\circ}\text{C}$	$\pm 4^{\circ}\text{C}$	功率因数		$\pm 1\%$
再热器压降(MPa)	$\pm 50\%$ 额定值		转速(r/min)	$\pm 5\%$	$\pm 0.25\%$

六、试验方法

1. 试验步骤

- (1) 系统隔离，使之达到系统隔离清单的要求；
- (2) 调整运行参数，使运行参数符合要求；
- (3) 调整阀门位置，使机组出力达到额定电负荷；
- (4) 机组稳定运行 30min 后，试验开始，按照规定的起止时间和记录频率记录各试验参数，每个工况试验持续时间为 2h。

(5) 试验期间在机组自动控制系统投入和负荷不变的情况下,改变给水泵的不同编组方式,保持机组各运行参数在额定值,记录主机及辅机参数,检验汽轮发电机的运行适应能力。

(6) 在机组自动控制系统正常投入和负荷不变的情况下,按设计要求进行高压加热器切除工况试验,记录主机及辅机参数,检验汽轮发电机的运行适应能力。

(7) 在机组自动控制系统正常投入和负荷不变的情况下,按设计要求进行高背压工况试验,记录主机及辅机参数,检验汽轮发电机的运行适应能力。

(8) 试验期间严密监视调节级压力、各抽汽段压力不超压,记录机组轴承振动、推力轴承温度、机组膨胀及差胀。

2. 试验测量方法和读数频率

按照试验测点布置和测试仪表清单的要求安装测试仪表,进行试验测量。采集系统测量记录的参数采样频率为 60s,人工测量记录的参数采样频率为 5min。

3. 数据处理

试验结束后由试验负责人汇总试验数据,经各方代表签字确认。

七、试验数据处理

对试验原始数据进行平均值计算、仪表零位、高差、大气压力、仪表校验值等修正,对于同一参数、多重测点的测量值取其算术平均值,得出试验数据。

八、试验结果分析

检验汽轮机是否具有正常的运行适应能力。

九、本系统测试仪器和仪表

- (1) 工业一级 K 型热电偶 (或同精确度不同类型的热电偶);
- (2) 0.2 级以上的压力变送器;
- (3) 0.5 级以上的电功率测量元件;
- (4) 数据采集系统 (记录见表 30-2 内容)。

表 30-2 记录表内容

序号	项 目	单 位	测量值	序号	项 目	单 位	测量值
1	电功率	MW		19	*5~*8 低压加热器疏水温度	℃	
2	主蒸汽压力	MPa		20	凝结水泵出水压力	MPa	
3	主蒸汽温度	℃		21	凝结水泵出水温度	℃	
4	再热蒸汽压力	MPa		22	前置泵进水压力	MPa	
5	再热蒸汽温度	℃		23	前置泵进水温度	℃	
6	1~8 段抽汽压力/温度	MPa/℃		24	给水泵出水压力	MPa	
7	排汽压力	MPa		25	给水泵出水温度	℃	
8	给水泵汽轮机低压进汽压力	MPa		26	主凝结水流量 (盘表)	t/h	
9	给水泵汽轮机低压进汽温度	℃		27	主蒸汽流量 (盘表)	t/h	
10	给水泵汽轮机排汽压力	MPa		28	锅炉给水流量 (盘表)	t/h	
11	*1~*3 高压加热器进汽压力/温度	MPa/℃		29	主蒸汽减温水流量 (盘表)	t/h	
12	*1~*3 高压加热器出水压力	MPa		30	再热蒸汽减温水流量 (盘表)	t/h	
13	*1~*3 高压加热器出水温度	℃		31	给水泵汽轮机进汽流量	t/h	
14	*1~*3 高压加热器疏水温度	℃		32	循环水进水温度	℃	
15	除氧器进汽压力/温度	MPa/℃		33	循环水出水温度	℃	
16	除氧器进/出水温度	℃/℃		34	大气压力	Pa	
17	*5~*8 低压加热器进汽压力/温度	MPa/℃		35	空气温度	℃	
18	*5~*8 低压加热器出水温度	℃		36	空气湿度	%	

第三十一章 机组供电煤耗测试

一、目的

通过对机组效率及厂用电量的测量，在已求得锅炉效率的前提下，求取机组在额定负荷（ECR）时的厂用电率和供电煤耗。

二、有关文件和标准

- (1) GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》（1987年版）。
- (2)《火电机组启动验收性能试验导则》（1998年版）。
- (3)《水和水蒸气性质表》（1967年版）。

三、试验测点布置及测试仪表清单

机组供电煤耗测试应与机组热耗试验及锅炉效率试验同步进行，具体测点布置与热耗试验相同。同时，应增加厂用电测试所需的测点及仪表，仪表的精确度应达到0.2级，主要厂用电测点有：

- (1) 高厂变功率；
- (2) 公用系统设备耗电功率（如：输煤、化水、消防、热网系统的补水、回水、升压等设备的耗电功率）；
- (3) 励磁设备耗功。

四、系统隔离要求

热力系统的隔离要求参见本篇热耗试验部分，厂用电系统应尽可能由本机单独提供，对于不便隔离的交叉供电的设备或出于安全要求不能隔离切换的设备，应布置相应测点，测取其电功率。

五、试验条件

参见本篇热耗试验部分。

六、试验方法

参见本篇热耗试验部分。

七、试验结果的计算

(1) 首先按照热耗试验的数据处理方法求出机组的发电机功率、热耗率等主要计算结果。

(2) 计算机组的厂用电率。根据机组厂用电系统的实际运行方式，按式(31-1)计算出厂用电率

$$e_{aux} = (G_c + G_g) / G_e \times 100\% \quad (31-1)$$

式中 e_{aux} ——厂用电率；

G_c ——本机厂用电量；

G_g ——本机耗用的公用系统电量；

G_e ——发电机输出端总发电量。

计算厂用电率时应注意:

1) 公用系统的耗功, 应按公用系统所供所有机组计算, 分别计入各机组的厂用电量中。
2) 对不能隔离切换的设备或交叉供电设备, 外部电源(临机、启备变等提供)供电的本机设备用电应计入本机厂用电中, 非本机设备耗用的本机电量应从本机厂用电中扣除。

(3) 结合锅炉效率、汽轮机热耗率、管道效率等计算锅炉每小时的燃煤量 B_c , 进而求取机组的发、供电煤耗。

机组发电煤耗 b_f

$$b_f = B_c / G_e \quad \text{g} / (\text{kW} \cdot \text{h}) \quad (31-2)$$

机组供电煤耗 b_g

$$b_g = B_c / (G_e - G_c) \quad \text{g} / (\text{kW} \cdot \text{h}) \quad (31-3)$$

机组的标准供电煤耗

$$b_{\text{标}} = b_g \times \text{试验煤种的低位发热量} / 29310 \quad \text{g} / (\text{kW} \cdot \text{h}) \quad (31-4)$$

八、测试仪器

与热耗试验相同, 同时应增加高厂变功率、公用系统设备耗电功率、励磁设备耗功等电功率的测试仪器。

第三十二章 机组轴系振动试验

一、试验目的

通过对机组各工况振动数据的测量，评价机组的振动状态，分析机组存在的振动问题。

二、依据标准

- (1) 国际标准 ISO/CD 13373—1。
- (2) 《火电机组启动验收性能试验导则》(1998 年版)。
- (3) 《火电机组达标投产考核标准(2001 年版) 及其条文解释》。

三、试验仪器

本试验可采用机组安装的在线式振动监测装置和离线式振动数据采集仪器(如美国本特利 208 振动采集分析仪)。对试验仪器有以下要求:

- 1) 能够采集显示记录振动的幅值、相位,并能进行频谱分析。
- 2) 能够进行多通道同时采集显示记录。
- 3) 能够记录机组升降速的振动数据,并显示出波德图。
- 4) 能够对轴振动和轴承振动进行监测。

四、试验组织

本试验由电厂总工程师或生产厂长负责,当班值班长负责调整指挥运行试验工况,当班运行人员负责运行参数与运行工况调整,振动测量人员负责记录采集数据,生产部负责协调联系。

五、试验工况及试验方法

试验工况的制定主要依据《火电机组启动验收性能试验导则》,并根据制造厂产品说明书制定;试验方法主要按运行规程和安全规程执行。

1. 升速过程

在机组启动升速过程中连续测量机组的轴振动和轴承振动(必须测量轴承垂直方向振动),通过机组升速波德图判断机组轴系的实际临界转速,作为机组运行规程编制的依据。

2. 3000r/min 空载改变汽缸温度试验

机组升速到 3000r/min 空转时,通过调节后缸喷水量,将排汽缸温度变化 10~20℃,注意调整排汽缸温度时不得超过制造规定的数值;排汽缸温度变化前后的工况应稳定 10min 以上,记录轴系振动数据。变排汽缸温度的目的主要有两个,一是排汽缸变化可以改变低压缸的动静间隙,通过试验可以发现排汽缸变化是否引起动静摩擦;二是对于座在排汽缸上的轴承,排汽缸的变化直接改变了轴承的标高,从而也改变了轴系的负荷分配,通过变化排汽缸温度,可以观察这种变化对轴系振动的影响。

3. 机组超速试验升/降转速时振动情况

在机组超速试验时连续记录机组试验过程升/降转速轴振动和轴承振动。

4. 甩负荷过程

在机组甩负荷过程中连续记录机组轴振动和轴承振动。测量甩负荷过程中的振动数据，主要观察机组在受到冲击时轴系振动情况，可通过比较甩负荷过程的振动数据与超速试验时的振动数据，来判断机组是否存在问题。

5. 变油温试验

在机组带 50% 负荷时，通过调节冷油器的进水量，控制油温变化，其变化范围在制造厂说明书规定的数值内改变 10℃。若制造厂的运行说明规定的油温范围变化小于 10℃，可采用制造厂给出油温的上下限作为试验范围，观察轴承润滑油温对振动的影响。

6. 机组升负荷过程

在机组升负荷过程中，在多个负荷阶段稳定一定时间，然后全面记录机组轴振动和轴承振动，直到额定负荷。

7. 汽轮机最大出力试验

机组达到最大出力稳定 30min 后，全面测量机组轴振动和轴承振动，在最大出力工况试验时，要求所有热力系统正常投运。

六、安全措施

- (1) 低速暖机检查时，转速在 500 ~ 600r/min，轴承振动小于 20 μm ；
- (2) 中速暖机（转速根据机组而定）时，轴承振动小于 30 μm ；
- (3) 机组升速过临界时，轴承振动小于 100 μm ，转子振动小于 250 μm ；
- (4) 机组在额定转速和带负荷工况下，轴承振动小于 30 μm ，转子振动小于 165 μm ；
- (5) 机组在试验过程中，按正常运行程序控制要求进行操作；
- (6) 试验过程中，如果出现机组异常情况，应按运行规程和安全规程处理。

七、振动评价

目前评价新投产机组振动标准是按《火电机组达标投产考核标准（2001 年版）及其条文解释》执行的，该标准对机组的振动规定为轴承振动幅值不大于 30 μm ，轴振动幅值不大于 80 μm ，实际上振动信号所反映的不仅仅有振动幅值，还包括相位、频率等振动特征数据，因此只从振动幅值不能完全说明机组的振动状态。

(1) 振动幅值的评价仍按《火电机组达标投产考核标准及相关规定》（2001 年版）执行；

(2) 振动相位在稳定工况下应保持在较小的范围内波动，一般不超过 40°；

(3) 振动频率应以基频为主，基频应占通频的 85% 以上；

(4) 机组升速过临界时振动与降速过临界时振动相比较，对于正常机组降速过临界的振幅要比升速时大，一般说来降速时临界振幅不应大于升速临界振幅的 1.5 倍，同时相位差值不应超过 40°（对于幅值小于 10 μm 的，可以不比较相位）；

通过以上几个方面的振动测量分析，可以全面对机组的振动状况进行评价。

八、数据记录

在振动测试时，应对机组的运行工况、运行主要参数同时记录，所要记录数据有：转速、负荷、汽缸膨胀、差胀、真空、排汽缸温度、顶轴油压、润滑油温、轴承乌金温度等。

第三十三章 典型机组试验实例

本章以机组的性能试验实例，详细阐述汽轮机组启动验收性能试验的具体方法和试验程序。为此，特选取了国产 300MW 凝汽式汽轮机组和引进 167MW 抽汽供热机组，以使试验实例更具备广泛性和代表性。

第一节 300MW 凝汽式汽轮机组的试验介绍

一、机组概况

某电厂#10 机组汽轮机系东方汽轮机厂生产，N300—16.7/537/537—3 型、亚临界、一次中间再热、单轴、双缸、双排汽凝汽式汽轮机。于 1998 年 11 月顺利完成 168h 试运行，并移交生产，进入试生产期。按照国标 GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》和《火电机组启动验收性能试验导则》中的要求在试生产期完成性能试验。

1. 汽轮发电机组的主要参数

型式：双缸双排汽、亚临界、一次中间再热凝汽式

型号：N300—16.7/537/537—3

额定出力：300MW（经济连续运行功率）

主蒸汽压力：	16.67MPa	主蒸汽温度：	537℃
主蒸汽流量：	935t/h	再热蒸汽压力：	3.3MPa
再热蒸汽温度：	537℃	最终给水温度：	268.9℃
汽轮机排汽压力：	5.39kPa	补充水率：	0%
锅炉排污率：	0%	热耗率：	8005kJ/（kW·h）
最大主蒸汽流量：	1025t/h		

2. 本体及系统简介

该汽轮机为双缸双排汽、亚临界、一次中间再热凝汽式。高、中压缸采用合缸结构，通流级数总共 28 级，其中高压缸为 1 个调节级和 9 个压力级，中压缸为 6 个压力级，低压缸对称布置 2×6 个压力级。本机共有 8 级回热抽汽，分别从 7、10、13、16、17/23、18/24、19/25 和 20/26 级后抽出，依次供给三个高压加热器、一个除氧器和四个低压加热器以及两个汽动给水泵的汽轮机用汽。高压加热器疏水逐级自流至除氧器，低压加热器疏水逐级疏至凝汽器，汽动给水泵驱动汽轮机的排汽也进入主机凝汽器。

机组在运行时采用定—滑—定压运行方式，主蒸汽流量小于 841.5t/h 时，进入滑压运行阶段，主蒸汽压力随负荷的降低而降低；当主蒸汽流量大于 467.5t/h 时，进入定压运行阶段，主蒸汽压力维持 9.255MPa 不变。

3. 试验项目

在 100%、90%、80%、70%、60% 额定负荷工况下，对机组进行热耗试验。通过试验

测试, 求取机组汽耗率、热耗率、汽轮机高、中压缸内效率等经济指标。

二、机组热耗试验

机组热耗试验按照国标 GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》中的规定进行。该试验进行了 100%、90%、80%、70%、60% 额定负荷工况下机组热耗试验。通过试验测试, 求取机组汽耗率、热耗率、汽轮机高、中压缸内效率等经济指标。试验前进行了真空系统严密性试验、汽水流量平衡试验。

(一) 试验期间机组运行方式

- (1) 汽轮机回热系统均按设计方式投入运行, 高压加热器疏水逐级自流至除氧器, 低压加热器疏水至凝汽器;
- (2) 随负荷工况的变化, 主、再热蒸汽参数及除氧器采取滑压运行方式;
- (3) 两台汽动给水泵运行, 其汽源由四段抽汽正常供给, 电动给水泵停运;
- (4) 为尽量减少蒸汽参数、各储水容器水位的上下波动, 试验期间锅炉排污、化学取样、补水、吹灰均停止。

(二) 试验系统隔离

试验期间, 机组系统呈完全单元制方式运行, 所有与外界有联系的汽、水阀门关闭严密; 试验期间, 机组不补水, 锅炉不排污、化学取样水全部关闭。“原因不明”的泄漏量不超过主蒸汽流量的 0.5%。

为了保证试验的精确度, 试验系统均与外界隔离, 机组按单元制运行。在系统内, 对可能出现的旁路或再循环流动均切除。试验前检查和关严以下系统:

- (1) 主、再热蒸汽系统及高压蒸汽管道疏水系统;
- (2) 高、低压旁路系统;
- (3) 锅炉对空排汽阀、安全阀及锅炉疏水系统、定期和连续排污系统;
- (4) 各高、低压加热器旁路阀、危急疏水阀、凝结水再循环阀;
- (5) 除氧器排汽阀;
- (6) 化学取样系统各阀门。

(三) 试验仪表及测试方法 (试验测点布置见图 33-1)

1. 发电机功率的测量

发电机出口功率采用 0.2 级 893—IDCB—3A 功率采集装置, 按三线两表法接线进行测量。

2. 流量测量

进入除氧器凝结水流量、过热器减温水流量、再热汽减温水流量、给水流量、采用 0.2 级的高精确度差压变送器配 893 数据采集系统进行测量记录。

(1) 凝结水流量 G_{cw} 。在 #4 低压加热器出口至除氧器凝结水入口管道上设置有凝结水流量测量孔板, 流量孔板输出差压信号送至差压变送器, 试验时将差压变送器输出信号接至 893 数据采集装置进行采集记录。试验前对该差压变送器进行零点及量程校验。

(2) 减温水流量 G_{ss} 、 G_{rs} 。过热器减温水流量 G_{ss} 和再热器减温水流量 G_{rs} 用采用运行孔板配 1151 差压变送器测量。变送器的输出信号送至 893 数据采集装置采集记录。

3. 压力测量

主汽压力、高压缸排汽压力、再热汽压力、各段抽汽压力、高压加热器进汽压力、除氧器进汽、水箱、门杆漏汽压力等, 采用 0.2 级的高精确度压力变送器配 893 数据采集系统进

行测量记录, 大气压力用膜盒式大气压力表测量。

4. 温度测量

主蒸汽温度、高压缸排汽温度、再热汽温度和抽汽温度从冷端补偿前引出 mV 信号, 引入 893 数据采集系统, 加热器进、出水温度、进汽温度和疏水温度等利用 K 型热电偶配 893 数据采集系统进行测量。

5. 试验期限与读数频度

机组运行系统按要求调整好稳定 1h 后方可进行试验, 每个工况试验持续 2h。流量的差压测量、输出电功率的测量、压力、温度的测量, 每 1min 记录一次, 大气压力、水位计的指示每 5min 读取一次。

(四) 试验数据的整理计算说明

(1) 试验数据的整理计算是参照 GB 8117—1987《电站汽轮机性能验收试验规程》中的计算方法, 结合本次试验的具体情况进行的。本报告中的压力, 除注明外均为绝对压力。计算试验结果时, 水和水蒸气性质参数采用 IFC 的水和水蒸气计算公式 (1967 年)。

(2) 试验原始记录按常规方法整理、换算, 对机头立盘上的压力表变送器读数进行了高差修正, 全部数据汇总于原始数据表。

(3) 计算时基准流量确定。对凝结水流量进行了参数修正, 计算时以凝结水流量为主流量。

(4) 最终给水流量 G_{fw} 。根据试验测得的主凝结水流量, 通过求解各高压加热器、除氧器能量平衡和流量平衡方程迭代计算, 得出给水流量 W_{fw} 。

$$W_{fw} \times (h_{o1} - h_{i1}) = W_{e1} \times (h_{e1} - h_{d1}) \quad (33-1)$$

$$W_{fw} \times (h_{o2} - h_{i2}) = W_{e2} \times (h_{e2} - h_{d2}) + W_{e3} \times (h_{d1} - h_{d2}) \quad (33-2)$$

$$W_{fw} \times (h_{o3} - h_{i3}) = W_{e3} \times (h_{e3} - h_{d3}) + (W_{e1} + W_{e2}) \times (h_{d2} - h_{d3}) \quad (33-3)$$

$$\left[\sum_{n=1}^3 W_{en} \right] \times (h_{d3} - h_{co}) + W_{hv} \times (h_{hv} - h_{co}) = W_c \times (h_{co} - h_c) \quad (33-4)$$

$$W_{e1} + W_{e2} + W_{e3} + W_{e4} + W_{hv} + W_c = W_{fw} + W_{ds} + W_{sh} + W_{rh} \quad (33-5)$$

式中 W_{e1} 、 W_{e2} 、 W_{e3} 、 W_{e4} ——#3、#2、#1 高压加热器、除氧器用汽量;

W_{fw} ——经过高压加热器给水流量;

W_{hv} ——门杆漏汽至除氧器汽量;

W_c ——主凝结水流量;

W_{sh} 、 W_{rh} ——过热蒸汽、再热蒸汽减温水流量;

W_{ds} ——除氧器水位变化当量流量 (水位上升为正, 下降为负);

h_{e1} 、 h_{e2} 、 h_{e3} 、 h_{e4} ——#3、#2、#1 高压加热器、除氧器进汽焓;

h_{d1} 、 h_{d2} 、 h_{d3} 、 h_{co} ——#3、#2、#1 高压加热器疏水焓、除氧器出水焓;

h_{o1} 、 h_{i1} 、 h_{o2} 、 h_{i2} 、 h_{o3} 、 h_{i3} ——#3、#2、#1 高压加热器进、出水焓;

h_{hv} ——门杆漏汽焓;

h_c ——进入除氧器主凝结水焓。

(5) 主汽流量。

$$W_{d1} = W_{fw} + W_{d1} + W_{sh} - W_{lk} \quad (33-6)$$

式中 W_{dl} ——汽包水位变化当量流量（水位上升为负，下降为正）；
 W_{lk} ——系统不明泄漏量。

(6) 冷再热蒸汽流量。

$$W_{cr} = W_{ms} + \sum W_{hv1} + \sum_{n=1}^3 W_{bn} - \sum_{n=1}^2 W_{en} \quad (33-7)$$

式中 $\sum_{n=1}^3 W_{bn}$ ——高压后轴封漏汽量；
 $\sum W_{hv1}$ ——高压门杆漏汽量；
 $\sum_{n=1}^2 W_{en}$ ——一、二段抽汽量。

(7) 再热蒸汽（热段）流量。

$$W_{hr} = W_{cr} + W_{dl} \quad (33-8)$$

(8) 发电机功率计算。

$$P_g = K_c \times K_{pt} \times K_{ct} \times (W_1 + W_2) \quad (33-9)$$

式中 K_c ——893—IDCB—3A 功率采集装置常数；
 K_{pt} 、 K_{ct} ——发电机出口电压、电流互感器常数；
 W_1 、 W_2 ——893—IDCB—3A 功率采集装置单相功率值；
 K_c ——893—IDCB—3A 功率采集装置前端常数。

(9) 试验工况下经济指标计算。

$$SR = \frac{G_{ms}}{P_g} \quad (33-10)$$

$$HR = \frac{G_{ms} \times H_{ms} + G_{hr} \times H_{hr} - G_{cr} \times H_{cr} - G_{fw} \times H_{fw} - G_{ss} \times H_{ss} - G_{rs} \times H_{rs}}{P_g} \quad (33-11)$$

$$HR_c = HR + \sum_{n=1}^5 C_i \quad (33-12)$$

式中 SR ——试验汽耗率，kg/(kW·h)；
 HR ——试验热耗率，kJ/(kW·h)；
 HR_c ——修正热耗率，kJ/(kW·h)；
 G_{ms} ——主蒸汽流量，t/h；
 G_{hr} ——热再热蒸汽流量，t/h；
 G_{cr} ——冷再热蒸汽流量，t/h；
 G_{fw} ——最终给水流量，t/h；
 G_{ss} ——过热器减温水流量，t/h；
 G_{rs} ——再热器减温水流量，t/h；
 H_{ms} ——主蒸汽焓，kJ/kg；
 H_{cr} ——冷再热蒸汽焓，kJ/kg；
 H_{hr} ——热再热蒸汽焓，kJ/kg；

- H_{fw} ——最终给水焓, kJ/kg;
- H_{rs} ——再热器减温水焓, kJ/kg;
- H_{ss} ——过热器减温水焓, kJ/kg;
- G_1 ——主蒸汽压力对热耗的修正系数;
- G_2 ——主蒸汽温度对热耗的修正系数;
- G_3 ——再热汽温度对热耗的修正系数;
- G_4 ——汽轮机排汽压力对热耗的修正系数;
- G_5 ——再热压降对热耗的修正系数。

如果机组首次并网后八周内未及时进行试验, 应按照国家电工委员会的参考资料进行老化修正。

其修正值为: 3~12个月, 每月0.07%。13~24个月, 每月0.042%。

(10) 相对内效率的计算。以主蒸汽和高压缸排汽参数, 可画出高压缸的膨胀过程线, 实际焓降和理想焓降之比即为高压缸相对内效率, 它包括了高压调门的节流损失。

以再热蒸汽和四段抽汽参数, 可画出中压缸的膨胀过程线, 实际焓降和理想焓降之比即为中压缸相对内效率。

(五) 试验结果分析

1. 主要经济指标 (见表 33-1)

表 33-1 热耗试验主要经济指标

项 目	单 位	试 验 工 况					
		300MW(1)	300MW(2)	270MW	240MW	210MW	180MW
发电机功率	MW	301.68	300.30	274.20	238.79	213.10	183.64
试验发电汽耗率	kg/(kW·h)	3.351	3.330	3.361	3.318	3.323	3.259
试验发电热耗率	kJ/(kW·h)	8932.090	8920.698	9042.458	9177.332	9218.777	9360.607
试验供电热耗率	kJ/(kW·h)	9338.306	9324.674	9449.813	9623.886	9711.891	9893.421
高压缸相对内效率	%	83.23	83.41	80.39	80.04	79.45	78.97
中压缸相对内效率	%	89.84	90.02	90.57	90.49	91.02	91.10
给水温度	℃	270.12	269.38	264.36	258.20	252.15	244.41
排汽压力	kPa	10.63	10.50	10.50	9.88	9.38	8.50
修正后发电汽耗率	kg/(kW·h)	3.270	3.249	—	—	—	—
修正后发电热耗率	kJ/(kW·h)	8707.96	8702.49	—	—	—	—

2. 试验结果分析

*10 机热耗试验共进行了两个 100% 额定负荷及 90%、80%、70%、60% 额定负荷的试验, 共七个工况的试验, 主要试验计算结果见表 36-1。

(1) 在两次 300MW 额定负荷工况下, 机组试验发电汽耗率、热耗率、供电热耗率分别为: 3.351/3.330kg/(kW·h)、8932.09/8920.698、9338.306/9324.674kJ/(kW·h); 经主要参数和老化修正后分别为: 3.270/3.249kg/(kW·h)、8707.96/8702.49、9092.71/9086.51kJ/(kW·h); 修正后发电热耗平均值与机组设计热耗值 8005kJ/(kW·h) 相比, 发电热耗率高出设计值 700.225kJ/(kW·h)。

(2) 两次额定负荷工况下, 汽轮机高、中压缸相对内效率分别为: 83.23/83.41%、89.84/90.02%, 与 300MW 工况设计高、中压缸相对内效率 (83.59%、90.42%) 相比, 设计值略低。

(3) 从以上试验结果来看, *10 机组热经济性与设计值相差较大。通过对试验数据的整理计算及试验期间机组运行状况的分析, 得出如下结论:

1) 综合各方面的情况来看, *10 机组热耗率高, 主要由于机组疏水系统阀门内漏, 大量的蒸汽不经汽轮机做功或未按设计要求去加热给水, 而直接排至凝汽器造成的; 汽侧高压疏水阀的内漏对机组热耗率的影响尤其严重。通过对试验期间各种情况的分析并结合其他因素对热耗的影响, *10 机组阀门泄漏对热耗的影响约为 490kJ/(kW·h) 左右。试验期间对系统中阀门的泄漏情况进行了检查, 将内漏较严重的阀门列表, 如表 33-2 所示。

表 33-2 泄漏阀门名称

序号	阀门名称	序号	阀门名称
1	甲侧主蒸汽管道疏水门	8	乙侧主蒸汽管道疏水门
2	甲侧再热蒸汽管道疏水门	9	乙侧再热蒸汽管道疏水门
3	甲侧高排逆止门前疏水门	10	乙侧高排逆止门前疏水门
4	甲侧高排逆止门门座疏水门	11	低压旁路前疏水门
5	高压缸进汽口疏水门	12	1 段抽汽管道疏水门
6	2 段抽汽管道疏水门	13	3 段抽汽管道疏水门
7	4 段抽汽管道疏水门		

2) 三台高压加热器投运情况不好, 以额定负荷工况为例说明, 三台高压加热器上端差分别比设计值高: 1.22、3.70、3.77℃, 下端差分别比设计值高: 25.28、36.55、20.53℃, 尤其是下端差偏离设计太大; 各高压加热器疏水温度接近加热器压力下的饱和温度, 各高压加热器疏水冷却段基本上未得到利用。根据等效焓降法对此进行经济性计算分析, 其使热耗增高 7.80kJ/(kW·h)。

3) 试验期间锅炉减温水流量偏大, 两额定负荷工况下, 过热器、再热器减温水流量分别为: 50.713/51.353、12.361/16.421t/h。减温水使用对汽温的调节简单方便, 但同时对机组热耗也有影响。根据等效焓降法计算, 过热器、再热器减温水的使用约分别使机组热耗增加 15.71、10.55kJ/(kW·h)。

4) 机组实际运行中存在的问题。正常运行时, 给水泵汽轮机的供汽没有按照设计运行要求由四段抽汽来供给, 而是由高辅联箱来的冷段来汽来供给, 虽然这种供汽方式的汽源压力稳定, 但是高压汽源节流后供汽, 对机组的经济性不利。按照设计要求由四段供汽时, 供汽压力也有保证, 根据其他电厂同类型机组电厂的运行情况看, 采用四段抽汽作为起源的供汽方式是可行的、安全的, 建议今后将给水泵汽轮机汽源由高辅联箱改为四段抽汽直接供给。

*10 机性能试验清单见表 33-3、表 33-4 和图 33-1。

表 33-3 *10 机性能试验系统隔离清单

序号	阀门名称	运行状态	试验状态
1	主汽电动门前疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
2	主汽电动门后疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
3	左右侧自动主汽门前疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严

续表

序号	阀门名称	运行状态	试验状态
4	左右侧自动主汽门门座疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
5	左右侧高压调门疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
6	主汽至夹层加热联箱进汽门	常闭	检查并确认关严
7	夹层加热联箱疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
8	高压缸疏水至扩容器疏水门(3)	常闭	检查并确认关严
9	高排逆止门前疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
10	高压旁路阀前隔离阀		检查并确认关严
11	高压旁路阀前隔离阀疏水至扩容器疏水门		检查并确认关严
12	高压旁路阀减温水隔离阀		检查并确认关严
13	高压旁路阀后疏水至扩容器疏水门		检查并确认关严
14	中压联程阀门座疏水至扩容器疏水门(2)	常闭	检查并确认关严
15	中压缸疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
16	低压旁路阀	常闭	检查并确认关严
17	低压旁路阀前后疏水至扩容器疏水门		检查并确认关严
18	低压旁路阀减温水隔离阀	常闭	检查并确认关严
19	三级减温器减温水隔离阀	常闭	检查并确认关严
20	高低辅联箱至辅助汽源站供汽门		检查并确认关严
21	主汽至高压汽源站供汽门		检查并确认关严
22	高压汽源站疏水至扩容器疏水门		检查并确认关严
23	1~3段抽汽疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
24	4段抽汽至除氧器管道疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
25	4段抽汽至给水泵汽轮机进汽管疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
26	5~6段抽汽疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
27	*1~*3 高压加热器危急疏水门	常闭	检查并确认关严
28	*1 高压加热器疏水至扩容器疏水门	常闭	检查并确认关严
29	除氧器危急放水门	常闭	检查并确认关严
30	*1~*4 低压加热器危急疏水门	常闭	检查并确认关严
31	*1~*3 高压加热器启动排汽、检修放水门	常闭	检查并确认关严
32	*1~*4 低压加热器启动排汽、检修放水门	常闭	检查并确认关严
33	*1~*4 低压加热器水侧旁路门	常闭	检查并确认关严
34	凝结水再循环门		检查并确认关严
35	凝结水至低压缸喷水门	常闭	检查并确认关严
36	凝结水至疏水扩容器减温水门		检查并确认关严
37	凝结水至闭式循环膨胀箱隔离门		检查并确认关严
38	汽动给水泵最小流量阀(2)	常闭	检查并确认关严
39	电动给水泵最小流量阀	常闭	检查并确认关严

续表

序号	阀门名称	运行状态	试验状态
40	给水管道至高、低位放水母管隔离门	常闭	检查并确认关严
41	*3、*2、*1 高压加热器水侧放水门	常闭	检查并确认关严
42	化学除盐水至凝汽器补水门		检查并确认关严
43	高压辅汽联箱至除氧器供汽门		检查并确认关严
44	冷段至高压辅汽联箱供汽门		检查并确认关严
45	4、5 段抽汽至高压辅汽联箱供汽门		检查并确认关严
46	高压辅汽联箱至汽缸预热供汽门		检查并确认关严
47	主汽至给水泵汽轮机进汽电动门 (2)		检查并确认关严
48	给水泵汽轮机进汽电动门前疏水至扩容器疏水门 (2)		检查并确认关严
49	锅炉过热器、再热器各疏水门	常闭	检查并确认关严
50	锅炉连续排污各阀门	常开	检查并确认关严
51	锅炉定期排污各阀门		检查并确认关严
52	化学取样水各阀门	常开	检查并确认关严

表 33-4

*10 机性能试验仪表测点清单

序号	测点名称	数量	仪表量程	精确度
1	主汽压力	2	25MPa	0.2 级
2	主汽温度	2	K 型热电偶	±0.5℃
3	调节级后压力	1	16MPa	0.2 级
4	调节级后温度	1	K 型热电偶	±0.5℃
5	高压缸排汽压力	2	6MPa	0.2 级
6	高压缸排汽温度	2	K 型热电偶	±0.5℃
7	再热蒸汽压力	2	6MPa	0.2 级
8	再热蒸汽温度	2	K 型热电偶	±0.5℃
9	1 段抽汽压力	1	10MPa	0.2 级
10	1~6 段抽汽温度	6	K 型热电偶	±0.5℃
11	2 段抽汽压力	1	6MPa	0.2 级
12	3 段抽汽压力	1	4MPa	0.2 级
13	4 段抽汽压力	1	1MPa	0.2 级
14	5 段抽汽压力	1	1MPa	0.2 级
15	6 段抽汽压力	1	0.6MPa	0.2 级
16	7~8 段抽汽压力	2	1151 变送器	0.2 级
17	7~8 段抽汽温度	2	运行测点	±0.5℃
18	排汽压力	4	绝对压力变送器	0.2 级
19	排汽温度	4	运行表	
20	*3 高压加热器进汽压力	1	10MPa	0.2 级
21	*1~*3 高压加热器进汽温度	3	K 型热电偶	±0.5℃
22	*1~*3 高压加热器出水温度	3	K 型热电偶	±0.5℃

续表

序号	测点名称	数量	仪表量程	精确度
23	*3~*3 高压加热器疏水温度	3	K型热电偶	±0.5℃
24	*2 高压加热器进汽压力	1	6MPa	0.2级
25	*1 高压加热器进汽压力	1	4MPa	0.2级
26	*1 高压加热器进水温度	1	K型热电偶	±0.5℃
27	除氧器进汽压力	1	1.6MPa	0.2级
28	除氧器进汽温度	1	K型热电偶	±0.5℃
29	除氧器筒体压力	1	1.6MPa	0.2级
30	除氧器水箱水温	1	K型热电偶	±0.5℃
31	门杆漏汽压力	1	1.6MPa	0.2级
32	门杆漏汽温度	1	K型热电偶	±0.5℃
33	*4 低压加热器进汽压力	1	1MPa	0.2级
34	*3~*4 低压加热器进汽温度	2	K型热电偶	±0.5℃
35	*2~*4 低压加热器出水温度	3	K型热电偶	±0.5℃
36	*1~*4 低压加热器疏水温度	4	K型热电偶	±0.5℃
37	*3 低压加热器进汽压力	1	0.6MPa	0.2级
38	*1、*3 低压加热器进水温度	2	K型热电偶	±0.5℃
39	轴加进汽压力	1	真空表	±0.5℃
40	轴加进汽温度	1	K型热电偶	±0.5℃
41	轴加进出水温度	2	K型热电偶	±0.5℃
42	最终给水压力	1	25MPa	0.2级
43	最终给水温度	1	K型热电偶	±0.5℃
44	凝汽器热井水温	1	K型热电偶	±0.5℃
45	凝结水泵出口压力	1	1.6MPa	0.2级
46	发电机功率	2	893 数据采集装置	0.2级
47	给水流量	1	893 数据采集装置	0.2级
48	主汽流量	1	893 数据采集装置	0.2级
49	进入除氧器凝结水流量	1	893 数据采集装置	0.2级
50	减温水流量	8	893 数据采集装置	0.2级
51	给水泵汽轮机进汽流量	2	893 数据采集装置	0.2级
52	循环水进出水温度	4	运行表	1.5级
53	大气压力	1	空盒气压表	0.4级

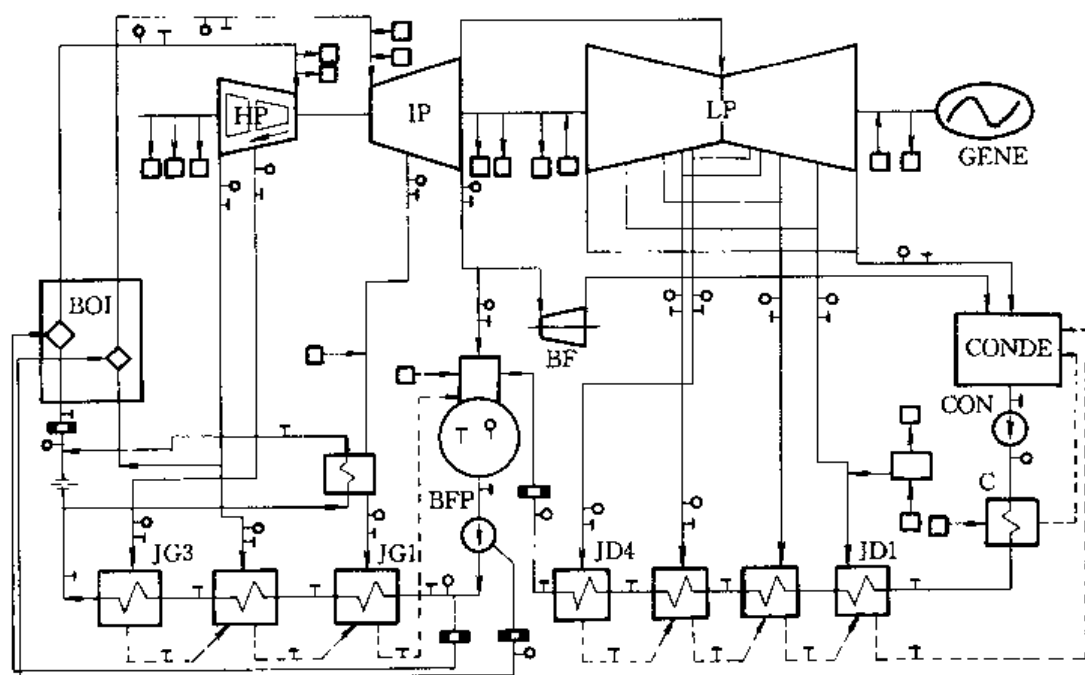


图 33-1 某电厂#10 机组汽轮机性能试验测点布置

第二节 165MW 双抽供热机组试验介绍

一、概况

某电厂#2 汽轮机采用俄罗斯生产的 ПТ-140/165-130/15-2 型固定式供热机组，配套发电机为 TBM-160 型。该机设有一段生产调整抽汽和两段采暖调整抽汽，与两台 E-420-13.7-560 型锅炉组成“两炉一机”单元，具有很强的生产抽汽和采暖供热能力。

该机 1999 年 12 月 10 日通过 72 + 24h 试运移交生产。1999 年 6 月至 2000 年 2 月有关各方为启动验收性能试验进行了充分的准备，在各方的共同努力下，试验工作于 2000 年 3 月圆满完成。

该机主要技术规范见第四篇第二十三章机组概况中技术规范。

二、试验前的准备

1999 年 6 月至 2000 年 2 月建设单位、制造厂家（俄罗斯乌拉尔汽轮机厂）和试验负责单位等试验有关各方就汽轮机启动验收性能试验，特别是机组热耗率试验，进行了多轮深入、细致的磋商，完成了以下试验准备工作。

(1) 澄清了包括试验标准、试验方法、测点布置、测试仪表、试验数据处理、修正计算、试验结果与保证值的比较、合同保证工况及其保证条件等在内的技术细节，并形成了相应的会议纪要。

(2) 明确试验任务，制定出试验大纲，确定试验日程。

(3) 明确试验有关各方的任务和职责，成立试验组织机构。

(4) 完善试验测点。

(5) 机组内漏、外漏情况检查试验，及漏点消除。

(6) 系统隔离措施的准备。

(7) 试验仪表校验。

三、机组热耗率试验

(一) 试验目的

考核汽轮机在合同工况下机组热耗率指标能否达到制造厂的保证值。

(二) 试验标准

(1) 本次试验参照中华人民共和国国家标准《电站汽轮机热力性能验收试验规程》(GB 8117—1987)、该电厂订货合同、合同附件及中、俄关于考核验收试验的会议纪要等相关条款的规定执行。

(2) 水和水蒸气性质表采用国际公式化委员会 1967 年工业用 IFC 公式。

(三) 试验项目及运行参数

根据该电厂同乌拉尔汽轮机厂技术协议、制造厂热力计算书、中俄双方关于 #2 机组性能试验的会议纪要等技术文件的有关条款的规定，热耗保证工况为主汽流量 446t/h 凝汽工况，而确定这一工况下机组热耗率的方法是：将主蒸汽流量在 446t/h 上下变化，求取机组负荷与主蒸汽流量的关系曲线，在该曲线上查取 446t/h 主蒸汽流量下相应的机组负荷，从而计算出试验热耗率。因此，试验项目安排及主要运行参数要求如表 33-5 所示。

表 33-5 主要运行参数要求

试验项目	负荷 (MW)	主汽流量 (t/h)	主汽压力 (MPa)	主汽温度 (°C)	排汽压力 (kPa)
凝汽工况试验 1	120	446	12.75	555	6.1
凝汽工况试验 2	108	400	12.75	555	6.1
凝汽工况试验 3	96	360	12.75	555	6.1
凝汽工况试验 4	84	320	12.75	555	6.1

(四) 试验测点布置及测试仪器仪表

1. 试验测点

试验测点参见图 33-2 某电厂 #2 机组性能试验测点图。

2. 试验用仪器仪表

(1) 压力测量。压力采用 0.2 级压力变送器测量。

(2) 温度测量。温度采用精密级 K 型热电偶测量，其精确度达到 0.4 级以上 (1°C 或 0.004t)。

(3) 流量测量。在 №4 低压加热器出口至除氧器入口之间的凝结水管道上水平安装了标准长颈喷嘴，配套 0.075 级差压变送器测量主凝结水流量，并以此为基础，经给水系统热平衡计算，得出给水流量和主汽流量。

其他流量如热网加热器疏水流量、给水泵密封水流量、生产抽汽流量 (在机组供热工况试验时用) 等采用标准孔板或喷嘴测量，孔板或喷嘴差压采用 0.2 级差压变送器测量。

(4) 电功率测量。电功率采用数字式功率计测量，其精确度为 0.1 级。

(5) 水位测量。水位测量采用就地水位计，人工现场记录。

(6) 明漏量测量。对机组无法隔离的各可见漏量，由试验人员用标准容器和秒表现场测量。

(7) 数据采集装置。数据采集装置选用 893 分布式智能数据采集装置，实现数据自动采

集。该装置的精确度为 0.05 级。

(8) 部分监视性测点采用了现场的运行表计。主要试验仪器、仪表具体参见附录：“该电厂*2 机组试验测点仪表清单”（注：该清单给出了机组热耗率试验、最大电负荷试验、额定负荷试验及供电煤耗测试等试验项目所需要的总体测点清单，每一项具体试验项目仅用到其中的相关部分。）

(五) 试验程序

1. 预备性试验

在正式试验之前首先进行预备性试验，预备性试验的目的是为了检查系统隔离、设备及运行条件是否满足试验要求，并使试验人员熟悉自己的职责。

2. 正式试验

在预备性试验结束，针对预备性试验中出现的问题进行相应的处理，并证明各项技术条件均已达到正式试验的要求后进行正式试验。

(六) 试验步骤

(1) 系统隔离，使机组运行系统达到热耗率试验的要求；

(2) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求；

(3) 将机组调整到要求的工况上，锅炉维持稳定的燃烧，避免主汽参数出现过大波动，机组运行参数要求如表 33-6 所示。

表 33-6 运行参数允许偏差值

参 数	允 许 偏 差	允 许 波 动
主蒸汽压力 (MPa)	± 0.38	± 0.255
主蒸汽温度 (°C)	± 5	± 4
排汽压力 (kPa)	-10% ~ +25%	$\pm 5\%$
功率因数	(规定值 - 0.05) $\leq \cos\phi \leq 1$	

(4) 机组稳定运行 1h 后，开始试验记录，每一工况记录时间为 2h。

(七) 数据处理

1. 原始数据处理

首先对试验数据进行高差、大气压力、仪表修正、平均值计算及换算后得出试验原始数据。

2. 试验计算

由原始数据计算各凝汽工况下主汽流量、给水流量、发电机出口功率等数据。

3. 修正计算

按照合同和中、俄关于考核验收试验的会议纪要有关条款的规定，本次试验修正计算包括：主汽压力、主汽温度、排汽压力、主汽与给水流量差、给水温度。

(1) 首先对发电机出口功率进行主汽压力、主汽温度、排汽压力、主汽给水流量差值等修正，计算出修正后发电机出口功率。

(2) 按修正后数据绘制“发电机出口功率—主汽流量曲线”、“给水温度—主汽流量曲线”。

(3) 在上述曲线上查出主汽流量为 446t/h 时的发电机出口功率、给水温度；再将查得的给水温度与设计值比较，对发电机出口功率进行给水温度修正，得出最终修正后发电机出

口功率。

4. 热耗率计算

根据 (3) 的计算结果按式 (33-13) 计算机组热耗率

$$HR = \frac{W_{ms}(h_{ms} - h_{fw})}{P_g} \quad (33-13)$$

式中 W_{ms} ——主蒸流量, 446t/h;

h_{ms} ——额定主汽参数下主蒸汽焓;

h_{fw} ——额定给水温度下给水焓;

P_g ——给水温度修正后发电机出口功率。

(八) 计算结果

试验结果按 (七) 项“数据处理”所示方法进行计算, 其主要结果见表 33-7。

表 33-7 试验计算结果

名 称	单 位	凝汽工况 4	凝汽工况 3	凝汽工况 2	凝汽工况 1		
负 荷	MW	82.801	98.262	111.285	121.733		
试验汽耗率	kg/(kW·h)	3.796	3.767	3.783	3.779		
试验热耗率	kJ/(kW·h)	9785.4	9643.1	9559.6	9459.9		
试验主汽压力	MPa	12.93	12.93	12.93	13.22		
主汽压力修正量	MW	0.07	0.08	0.08	0.12		
试验主汽温度	℃	553.49	555.06	553.19	553.51		
主汽温度修正量	MW	0.2	-0.01	0.36	0.33		
试验排汽压力	MPa	0.0073	0.0073	0.0074	0.0085		
排汽压力修正量	MW	0.52	0.33	0.22	0.46		
主汽流量	t/h	314.30	370.19	421.04	460.07		
给水流量	t/h	319.25	373.22	424.87	464.16		
主汽、给水流 量差修正量	MW	0.092	0.07	0.09	0.10		
修正后发电机功率	MW	83.68	98.73	112.03	122.74		

由以上结果绘制“发电机出口功率—主汽流量曲线”、“给水温度—主汽流量曲线”, 并在曲线上拟合出 446t/h 主汽流量下的发电机功率、给水温度

拟合发电机功率	MW	118.9
拟合给水温度	℃	221.6
给水温度修正量	MW	0.24
给水温度修正后功率	MW	119.14
热耗率	kJ/(kW·h)	9497.2
与设计值比较	%	100.61

由上表可见 #2 机在 446t/h 凝汽工况下修正后热耗率为 9497.2kJ/(kW·h)，为设计值 9440kJ/(kW·h) 的 100.61%。

四、最大电负荷试验

(一) 试验目的

通过试验检验机组接带最大电负荷的能力。

(二) 试验标准

(1) 本次试验参照中华人民共和国国家标准《电站汽轮机热力性能验收试验规程》(GB 8117—1987)、该电厂订货合同、合同附件及中、俄关于考核验收试验的会议纪要等相关条款的规定执行。

(2) 水和水蒸气性质表采用国际公式化委员会 1967 年工业用 IFC 公式。

(三) 运行参数 (见表 33-8)

表 33-8 主要运行参数要求

项目	负荷 (MW)	主汽压力 (MPa)	主汽温度 (°C)	排汽压力 (kPa)	生产抽汽量 (t/h)	供热抽汽量 (t/h)
要求	167	12.75	555	6.6	260	0

(四) 试验测点布置及测试仪器仪表

1. 试验测点

试验测点参见图 33-2，某电厂 #2 机组性能试验测点图。

2. 试验用仪器仪表

主要试验仪器、仪表具体参见表 33-18，#2 机组试验测点仪表清单 (注：该清单给出了机组热耗率试验、最大电负荷试验、额定负荷试验及供电煤耗测试等试验项目所需要的总体测点清单，每一项具体试验项目仅用到其中的相关部分)。

(五) 试验程序及步骤

(1) 系统隔离，使机组运行系统达到最大电负荷试验的要求。

(2) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求。

(3) 将机组调整到要求的工况上；锅炉维持稳定的燃烧，避免主汽参数出现过大波动；机组运行参数要求见表 33-9。

表 33-9 运行参数允许偏差值

参 数	允 许 偏 差	允 许 波 动
主蒸汽压力 (MPa)	±0.38	±0.255
主蒸汽温度 (°C)	±5	±4
排汽压力 (kPa)	-10% ~ +25%	±5%
功率因数	(规定值 - 0.05) ≤ cosφ ≤ 1	

(4) 机组稳定运行 1h 后，开始试验记录，记录时间为 2h。

(六) 数据处理

对试验数据进行平均值计算、仪表零位、高差、大气压力、仪表校验值等修正后作为试验原始数据，对于同一参数、多重测点的测量值取其算术平均值，得出机组最大电负荷试验数据。主要试验数据见表 33-10。

表 33-10 #2 机组最大负荷主要试验数据

名 称	单 位	数 据	名 称	单 位	数 据
负 荷	MW	165.63	*5 瓦振动 (垂直)	um	17.1
汽轮机转速	r/min	3002	*5 瓦振动 (水平)	um	16.4
主汽压力	MPa	12.78	*6 瓦振动 (垂直)	um	5.2
主汽温度	℃	555.1	*6 瓦振动 (水平)	um	24.9
调节级压力	MPa	9	1 段抽汽压力	MPa	3.417
排汽压力	MPa	0.007	2 段抽汽温度	℃	386.3
排汽温度	℃	40.5	2 段抽汽压力	MPa	2.338
大气压力	MPa	0.1	2 段抽汽温度	℃	339.4
循环水进水温度	℃	18.4	3 段抽汽压力	MPa	1.636
循环水回水温度	℃	33.6	3 段抽汽温度	℃	290.8
高压油动机行程	mm	218	4 段抽汽压力	MPa	0.672
中压油动机行程	mm	256	4 段抽汽温度	℃	204.6
上段油动机行程	mm	179	5 段抽汽压力	MPa	0.294
下段油动机行程	mm	171	5 段抽汽温度	℃	128.31
高压缸膨胀	mm	28.2	6 段抽汽压力	MPa	0.15
低压缸膨胀	mm	11.5	6 段抽汽温度	℃	112.62
高压缸胀差	mm	2.8	7 段抽汽压力	MPa	0.064
低压缸胀差	mm	-0.7	7 段抽汽温度	℃	86.6
轴向位移 (左)	mm	-0.05	门杆漏汽压力	MPa	0.629
轴向位移 (右)	mm	-0.1	门杆漏汽温度	℃	455.6
润滑油压	MPa	0.063	前汽封漏汽至 3 抽压力	MPa	1.636
*1 瓦回油温度	℃	56.2	前汽封漏汽至 3 抽温度	℃	410.1
*2 瓦回油温度	℃	57.5	除氧器进汽压力	MPa	0.612
*3 瓦回油温度	℃	51.7	除氧器进汽温度	℃	247.8
*4 瓦回油温度	℃	48.9	除氧器压力	MPa	0.594
*5 瓦回油温度	℃	57.1	除氧器下水温度	℃	160.1
*6 瓦回油温度	℃	53.3	给水压力	MPa	19.36
推力轴承温度 (正向)	℃	59.3	给水温度	℃	238.4
推力轴承温度 (反向)	℃	52	*7 高压加热器出水温度	℃	239.6
*1 瓦振动 (垂直)	um	1.9	经过高压加热器的给水量	t/h	808.26
*1 瓦振动 (水平)	um	2.4	*7 高压加热器进水温度	℃	217.1
*2 瓦振动 (垂直)	um	1.9	*7 高压加热器进汽压力	MPa	3.284
*2 瓦振动 (水平)	um	22.2	*7 高压加热器进汽温度	℃	383.8
*3 瓦振动 (垂直)	um	15.6	*7 高压加热器疏水温度	℃	234.6
*3 瓦振动 (水平)	um	27.1	*7 高压加热器进汽量	t/h	37.85
*4 瓦振动 (垂直)	um	19.1	*6 高压加热器进汽压力	MPa	2.264
*4 瓦振动 (水平)	um	19.4	*6 高压加热器进汽温度	℃	337.7

续表

名称	单位	数据	名称	单位	数据
*6 高压加热器疏水温度	℃	208.2	*5 高压加热器进汽量	t/h	52.09
*6 高压加热器进汽量	t/h	30.86	主凝结水压力	MPa	1.25
*5 高压加热器出水温度	℃	196.8	主凝结水温度	℃	150.2
*5 高压加热器进水温度	℃	162.1	主凝结水流量	t/h	701.4
*5 高压加热器进汽压力	MPa	1.584	给水流量	t/h	820.8
*5 高压加热器进汽温度	℃	300.4	主汽流量	t/h	814.0
*5 高压加热器疏水温度	℃	190.2			

五、额定负荷试验

(一) 试验目的

试验机组在额定负荷、退高压加热器、高背压及改变给水泵编组方式等工况下的运行状况，全面考验机组的负荷适应能力。

(二) 试验标准

(1) 本次试验参照中华人民共和国国家标准《电站汽轮机热力性能验收试验规程》(GB 8117—1987)、该电厂订货合同、合同附件及中、俄关于考核验收试验的会议纪要等相关条款的规定执行。

(2) 水和水蒸气性质表采用国际公式化委员会 1967 年工业用 IFC 公式。

(三) 运行方式

经试验有关各方的协调，机组退高压加热器、高背压及改变给水泵编组方式等工况试验，安排在凝汽方式进行。

(四) 试验测点布置及测试仪器仪表

1. 试验测点

试验测点参见图 33-2，某电厂 #2 机组性能试验测点图。

2. 试验用仪器仪表

主要试验仪器、仪表具体参见表 33-18，#2 机组试验测点仪表清单（注：该清单给出了机组热耗率试验、最大电负荷试验、额定负荷试验及供电煤耗测试等试验项目所需要的总体测点清单，每一项具体试验项目仅用到其中的相关部分）。

(五) 试验程序及步骤

(1) 系统隔离，使机组运行系统达到隔离要求。

(2) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求，见表 33-11。

表 33-11 主要运行参数要求 (1)

项目	负荷 (MW)	主汽压力 (MPa)	主汽温度 (℃)	排汽压力 (kPa)	生产抽汽量 (t/h)	供热抽汽量 (t/h)
要求	142	12.75	555	3.9	依据热用户情况而定	

(3) 锅炉维持稳定的燃烧，避免运行参数出现过大波动。机组稳定运行 1h 后，开始全面记录机组额定电负荷下运行参数和主要辅机运行数据，记录时间为 2h。

(4) 系统隔离，使机组运行系统达到高背压试验的要求。

- (5) 关给水泵汽轮机组抽气器入口阀门，逐步提升机组背压。
- (6) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求，见表 33-12。

表 33-12 主要运行参数要求 (2)

项目	负荷 (MW)	主汽压力 (MPa)	主汽温度 (°C)	排汽压力 (kPa)	生产抽汽量 (t/h)	供热抽汽量 (t/h)
要求	120	12.75	555	12	0	0

- (7) 锅炉维持稳定的燃烧，避免运行参数出现过大波动。机组稳定运行 1h 后，开始全面记录机组高背压工况下运行参数和主要辅机运行数据，记录时间为 2h。
- (8) 系统隔离，使机组运行系统达到给水泵切换试验的要求。
- (9) 改变给水泵的编组方式。
- (10) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求，见表 33-13。

表 33-13 主要运行参数要求 (3)

项目	负荷 (MW)	主汽压力 (MPa)	主汽温度 (°C)	排汽压力 (kPa)	生产抽汽量 (t/h)	供热抽汽量 (t/h)
要求	120	12.75	555	6.1	0	0

- (11) 锅炉维持稳定的燃烧，避免运行参数出现过大波动。机组稳定运行 1h 后，开始全面记录机组改变给水泵编组方式后运行参数和主要辅机运行数据，记录时间为 2h。
- (12) 系统隔离，使机组运行系统达到退高压加热器试验的要求。
- (13) 机组负荷维持 120MW，逐渐退出高压加热器。
- (14) 由于退高压加热器过程中，机组低压部分压力明显超出限定值，试验终止。此后，经试验有关各方协商后决定，在单台锅炉最大连续蒸发量下重新进行高背压试验。
- (15) 机组调整为“一炉—机”方式运行。
- (16) 系统隔离，使机组运行系统达到退高压加热器试验的要求。
- (17) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求，见表 33-14。

表 33-14 主要运行参数要求 (4)

项目	负荷 (MW)	主汽压力 (MPa)	主汽温度 (°C)	排汽压力 (kPa)	生产抽汽量 (t/h)	供热抽汽量 (t/h)
要求	单台锅炉最大连续蒸发量	12.75	555	6.1	0	0

- (18) 锅炉维持稳定的燃烧，避免运行参数出现过大波动。机组稳定运行 1h 后，开始全面记录机组改变给水泵编组方式后运行参数和主要辅机运行数据，记录时间为 2h。

(六) 数据处理

对试验数据进行平均值计算、仪表零位、高差、大气压力、仪表校验值等修正，对于同一参数、多重测点的测量值取其算术平均值。汇总出机组额定负荷试验数据见表 33-15。

表 33-15 额定负荷试验数据

名称	单位	额定负荷	改变给水泵编组	高背压	退高压加热器
负荷	MW	143.35	121.733	111.46	105.28
汽轮机转速	r/min	2999	3000	2999	3002

续表

名 称	单 位	额 定 负 荷	改 变 给 水 泵 编 组	高 背 压	退 高 压 加 热 器
主汽压力	MPa	12.78	13.22	12.91	12.86
主汽温度	℃	553.1	553.5	553.8	555.1
调节级压力	MPa	7.34	5.5	5.152	4.649
排汽压力	MPa	0.0069	0.0085	0.0012	0.0092
排汽温度	℃	40	44.8	51	45.8
大气压力	MPa	0.1	0.0993	0.099	0.099
循环水进水温度	℃	19.5	19.9	20.5	20.5
循环水回水温度	℃	33.8	36.4	38.25	38.65
高压油动机行程	mm	192	143	139.3	128.6
中压油动机行程	mm	256	255	256	256
上段油动机行程	mm	179	179	185	185
下段油动机行程	mm	171	171	171.67	171
高压缸膨胀	mm	28.2	28.2	28.2	28.2
低压缸膨胀	mm	11.4	11.5	11.6	11.6
高压缸胀差	mm	2.6	2.2	2	2.14
低压缸胀差	mm	-0.6	-0.5	-0.7	-0.5
轴向位移(左)	mm	-0.1	-0.05	0	0
轴向位移(右)	mm	-0.1	-0.11	-0.1	-0.1
润滑油压	MPa	0.061	0.059	0.059	0.061
*1瓦回油温度	℃	51.3	54.1	53.7	57.6
*2瓦回油温度	℃	52.6	54.8	54.6	59.6
*3瓦回油温度	℃	47.1	49.7	49.5	53.5
*4瓦回油温度	℃	44.2	46.4	46.1	50.4
*5瓦回油温度	℃	53.1	55.4	55.3	59.1
*6瓦回油温度	℃	48.5	50.7	50.4	55.2
推力轴承温度(正向)	℃	58.2	56	58	61.4
推力轴承温度(反向)	℃	48.1	47	47.3	51.6
*1瓦振动(垂直)	um	1.8	1.2	1.2	1.1
*1瓦振动(水平)	um	3.8	1.6	2.1	2.1
*2瓦振动(垂直)	um	2.1	2.5	2	2.1
*2瓦振动(水平)	um	29.2	25.3	27.4	25.3
*3瓦振动(垂直)	um	15.9	18.8	15.3	15.8
*3瓦振动(水平)	um	34	29.3	28.5	26
*4瓦振动(垂直)	um	20.9	19	18.6	17.6
*4瓦振动(水平)	um	24.3	19.3	17.6	17.8
*5瓦振动(垂直)	um	18.1	17.4	18.7	18.7

续表

名称	单位	额定负荷	改变给水泵编组	高背压	退高压加热器
*5 瓦振动 (水平)	um	22.1	17.4	16.1	16.1
*6 瓦振动 (垂直)	um	6.6	6	5.8	5.8
*6 瓦振动 (水平)	um	30	26.4	25.6	25.6
1 段抽汽压力	MPa	2.985	2.426	2.282	2.168
2 段抽汽温度	℃	376.7	371.6	371.5	333.6
2 段抽汽压力	MPa	2.13	1.904	1.762	0.711
2 段抽汽温度	℃	336.7	343.3	343.4	308.7
3 段抽汽压力	MPa	1.606	1.561	1.483	1.474
3 段抽汽温度	℃	294.1	313.3	313.3	324.8
4 段抽汽压力	MPa	0.68	0.721	0.679	0.664
4 段抽汽温度	℃	213.4	240.1	240.6	249.3
5 段抽汽压力	MPa	0.316	0.414	0.383	0.366
5 段抽汽温度	℃	133.2	174.9	173.5	178.3
6 段抽汽压力	MPa	0.137	0.204	0.19	0.183
6 段抽汽温度	℃	109.8	121.8	119.7	118.3
7 段抽汽压力	MPa	0.057	0.85	0.082	0.078
7 段抽汽温度	℃	83.9	94.7	93.4	91.9
除氧器进汽压力	MPa	0.615	0.665	0.661	0.601
除氧器进汽温度	℃	263.7	241.5	244.6	207.5
除氧器压力	MPa	0.598	0.648	0.652	0.586
除氧器下水温度	℃	160.7	161.7	160.5	158.9
给水压力	MPa	19.91	21.1	19.64	20.3
给水温度	℃	232.71	223.28	219.96	160
*7 高压加热器出水温度	℃	234.1	224.2	221.1	160
*7 高压加热器进水温度	℃	214.8	210.8	207.8	—
*7 高压加热器进汽压力	MPa	2.917	2.392	2.219	—
*7 高压加热器进汽温度	℃	374.5	369.1	368.9	—
*7 高压加热器疏水温度	℃	227.85	218.31	215.71	—
*7 高压加热器进汽量	t/h	26.94	12.24	11.08	—
*6 高压加热器进汽压力	MPa	2.115	1.879	1.793	—
*6 高压加热器进汽温度	℃	335.3	341.5	341.4	—
*6 高压加热器疏水温度	℃	206.1	205.8	204.3	—
*6 高压加热器进汽量	t/h	22.2	8.22	7.39	—
*5 高压加热器出水温度	℃	197.6	201.3	198.6	—
*5 高压加热器进水温度	℃	162.8	165.6	162.8	160.1
*5 高压加热器进汽压力	MPa	1.578	1.559	1.467	—

续表

名称	单位	额定负荷	改变给水泵编组	高背压	退高压加热器
*5 高压加热器进汽温度	℃	301.64	316.68	316.83	—
*5 高压加热器疏水温度	℃	184.77	199.6	196.71	—
*5 高压加热器进汽量	t/h	43.55	31.55	28.95	—
主凝结水压力	MPa	1.16	1.24	1.16	1.12
主凝结水温度	℃	153.4	158	156	150.2
主凝结水流量	t/h	601.3/	372.9/	352.6/	375.3/
给水流量	t/h	696.09	464.16	430.37	369.08
主汽流量	t/h	690.30	460.09	426.93	366.13
生产抽汽量	t/h	222.5	—	—	—
网加水流量	t/h	626.5	—	—	—
*1 网加进水温度	℃	63	—	—	—
*1 网加出水温度	℃	67.7	—	—	—
*2 网加出水温度	℃	106.1	—	—	—

六、供电煤耗测试

(一) 试验目的

通过试验测取机组厂用电率和供电煤耗。

(二) 试验标准

(1) 本次试验参照中华人民共和国国家标准《电站汽轮机热力性能验收试验规程》(GB 8117—1987)、该电厂订货合同、合同附件及中、俄关于考核验收试验的会议纪要等相关条款的规定执行。

(2) 水和水蒸气性质表采用国际公式化委员会 1967 年工业用 IFC 公式。

(三) 运行参数要求

机组供电煤耗测试与热耗率试验同步进行。鉴于本汽轮机为供热机组，试验有关各方协商决定机组供电煤耗的测试在 108MW 凝汽工况（单台锅炉最大连续蒸发量）、142MW 供热工况两种工况下进行。各工况下机组运行参数的具体要求参见前述各相关章节。

(四) 试验测点布置及测试仪器仪表

1. 试验测点

试验测点参见图 33-2，某电厂 *2 机组性能试验测点图。

2. 试验用仪器仪表

主要试验仪器、仪表具体参见表 33-18，*2 机组试验测点仪表清单。

(五) 试验程序及步骤

(1) 系统隔离，使机组运行系统达到各工况试验的要求。

(2) 调整运行参数，使运行参数符合试验的要求。

(3) 将机组调整到要求的工况上；锅炉维持稳定的燃烧，避免主汽参数出现过大波动；机组运行参数要求如表 33-16。

表 33-16 煤耗测试允许参数偏差值

参 数	允 许 偏 差	允 许 波 动
主蒸汽压力 MPa	± 0.38	± 0.255
主蒸汽温度 $^{\circ}\text{C}$	± 5	± 4
排汽压力 kPa	$-10\% \sim +25\%$	$\pm 5\%$
功率因数	(规定值 -0.05) $\leq \cos\phi \leq 1$	

(4) 机组稳定运行 1h 后, 开始试验记录, 各工况试验记录时间为 2h。

(六) 数据处理

(1) 对试验数据进行平均值计算、仪表零位、高差、大气压力、仪表校验值等修正, 对于同一参数、多重测点的测量值取其算术平均值, 得出机组试验原始数据。

(2) 计算 120MW 凝汽工况下热耗率、厂用电率。

(3) 结合锅炉效率、管道效率等, 计算机组 108MW 凝汽工况下发电煤耗、供电煤耗。

(4) 计算 142MW 供热工况下供热量、发电厂用电量、供热厂用电量。

(5) 计算 142MW 供热工况下发电厂用电率、供热厂用电率、发电热耗率。

(6) 结合锅炉效率、管道效率等, 计算机组 142MW 供热工况下供电煤耗、供热煤耗。

(7) 试验主要数据见表 33-17。

表 33-17 试验主要数据

名 称	单 位	108MW 工 况	142MW 工 况
发电机出口功率	MW	111.29	143.35
厂用电功率	MW	8.97	16.68
供电功率	MW	102.32	126.67
发电厂用电量功率	MW	8.97	9.15
供热厂用电量功率	MW		7.53
发电厂用电率	%	8.06	6.38
供热厂用电率	%		5.26
供热量	GJ/h		771.844
试验工况热耗率	kJ/(kW·h)	9559.62	6481.75
供热煤耗	kg/GJ		36.82
发电煤耗	g/(kW·h)	351.4	238.64
供电煤耗	g/(kW·h)	382.19	254.91

七、试验测点及系统阀门隔离清单

(一) 试验测点清单 (见表 33-18)

表 33-18 #2 机组试验测点仪表清单

序号	测 点 名 称	数 量	仪 器 仪 表	仪 表 量 程	精 确 度
1	发电机功率	1	功率计	自动	0.1 级
2	主汽压力	2	压力变送器	25MPa	0.2 级
3	主汽温度	2	热电偶	600 $^{\circ}\text{C}$	0.4 级 (1 $^{\circ}\text{C}$ 或 0.004t 下同)
4	调节级压力	1	压力变送器	16MPa	0.2 级
5	调节级温度	1	热电偶	600 $^{\circ}\text{C}$	0.4 级

续表

序号	测点名称	数量	仪器仪表	仪表量程	精确度
6	最终给水压力	1	压力变送器	25MPa	0.2级
7	最终给水温度	1	热电偶	600℃	0.4级
8	1段抽汽压力	1	压力变送器	6MPa	0.2级
9	2段抽汽压力	1	压力变送器	4MPa	0.2级
10	3段抽汽压力	1	压力变送器	2.5MPa	0.2级
11	4段抽汽压力	1	压力变送器	1.0MPa	0.2级
12	5段抽汽压力	1	压力变送器	0.6MPa	0.2级
13	6段抽汽压力	1	压力变送器	0.4MPa	0.2级
14	7段抽汽压力	1	压力变送器	-0.1~0.1MPa	0.2级
15	1~7段抽汽温度	7	热电偶	600℃	0.4级
16	高压前汽封内挡漏汽压力	1	压力变送器	2.5MPa	0.2级
17	高脱至均压箱汽压力	1	压力变送器	1.0MPa	0.4级
18	主抽气器耗汽压力	1	压力变送器	1.0MPa	0.4级
19	高压前汽封内挡漏汽温度	1	热电偶	600℃	0.4级
20	主抽气器耗汽温度	1	热电偶	600℃	0.4级
21	*7高压加热器进汽压力	1	压力变送器	6MPa	0.2级
22	*6高压加热器进汽压力	1	压力变送器	4MPa	0.2级
23	*5高压加热器进汽压力	1	压力变送器	1.6MPa	0.2级
24	*4低压加热器进汽压力	1	压力变送器	1.0MPa	0.2级
25	*3低压加热器进汽压力	1	压力变送器	0.6MPa	0.2级
26	*2低压加热器进汽压力	1	压力变送器	0.25MPa	0.2级
27	*1低压加热器进汽压力	1	压力变送器	-0.1~0.1MPa	0.2级
28	*5~*7高压加热器进汽温度	3	热电偶	600℃	0.4级
29	*1~*4低压加热器进汽温度	4	热电偶	600℃	0.4级
30	除氧器进汽压力	1	压力变送器	2.5MPa	0.2级
31	除氧器进汽温度	1	热电偶	600℃	0.4级
32	*5~*7高压加热器出水温度	3	热电偶	600℃	0.4级
33	*5~*7高压加热器进水温度	3	热电偶	600℃	0.4级
34	*1~*4低压加热器出水温度	4	热电偶	600℃	0.4级
35	*1~*4低压加热器进水温度	4	热电偶	600℃	0.4级
36	低压除氧器水温	1	热电偶	600℃	0.4级
37	*5~*7高压加热器疏水温度	3	热电偶	600℃	0.4级
38	给水泵出水压力	1	压力变送器	25MPa	0.2级
39	除氧器筒体压力	1	压力变送器	1.0MPa	0.2级
40	除氧器水箱水温	2	热电偶	600℃	0.4级
41	门杆漏汽至除氧器压力	1	压力变送器	1.0MPa	0.2级

续表

序号	测点名称	数量	仪器仪表	仪表量程	精确度
42	门杆漏汽至除氧器温度	1	热电偶	600℃	0.4级
43	凝结水压力	1	压力变送器	2.5MPa	0.2级
44	热井凝结水温度	1	热电阻	运行表	
45	凝汽器真空	2	绝对压力变送器	3~110kPa	0.075级
46	大气压力	1	膜盒式气压表	80~130kPa	±20Pa
47	低压缸排汽温度	2	热电阻	运行表	
48	循环水进出水温度	4	热电阻	运行表	
49	主蒸汽流量	2		运行表	
50	给水流量	1		运行表	
51	主凝结水流量	2	差压变送器	0~249kPa	0.075级
52	*1~*2热网加热器疏水流量	2	差压变送器	0~100kPa	0.2级
53	*1~*2热网加热器疏水压力	2	压力变送器	2.5MPa	0.2级
54	热网回水温度			运行表	
55	*1热网加热器进水流量			运行表	
56	*1热网加热器出水压力			运行表	
57	*1热网加热器出水温度			运行表	
58	生产抽汽流量	4	差压变送器	0~100kPa	0.2级
59	生产抽汽减压阀后压力	4	压力变送器	2.5MPa	0.2级
60	生产抽汽减压阀后温度	4	热电偶	600℃	0.4级
61	给水泵密封水进回水流量	2	差压变送器	0~100kPa	0.2级
62	给水泵密封水进回水压力	2	压力变送器	2.5kPa	0.2级
63	除氧器水箱水位	1	玻璃管水位计		1mm
64	汽包水位	1		运行表	
65	热井水位	1	玻璃管水位计		1mm
66	低压除氧器水位	2		运行表	
67	低位水箱水位	1		运行表	
68	高压油动机行程	1		运行表	
69	高压油动机凸轮转角	1		运行表	
70	高压调门开度(1)~(4)	4		运行表	
71	高压调门后压力(1)~(4)	4	压力变送器	16MPa	0.2级
72	低压油动机开度	1		运行表	
73	热网上下段油动机开度	2		运行表	
74	转速	1		运行表	
75	厂用电	1		功率计	0.2级
76	励磁变功率	1		运行表	1.0级
77	给水泵功率	2		运行表	1.0级

续表

序号	测点名称	数量	仪器仪表	仪表量程	精确度
78	凝结水泵功率	2		运行表	1.0级
79	循环水泵功率	2		运行表	1.0级
80	热网回水泵功率	2		运行表	1.0级
81	热网给水泵功率	2		运行表	1.0级
82	*1~*2网加热器疏水泵功率	6		运行表	1.0级
83	中继水泵功率	2		运行表	1.0级
84	*3低压加热器疏水泵功率	2		运行表	1.0级
85	循环水进回水温度	4		运行表	
86	高压、低压缸膨胀	2		运行表	
87	高压、低压缸膨胀	2		运行表	
88	轴向位移	2		运行表	
89	润滑油压	1		运行表	
90	轴承回油温度	6		运行表	
91	推力轴承温度(正、反向)	10		运行表	
92	轴承振动	12		运行表	

(二) 系统阀门隔离清单

1. 主蒸汽、抽汽系统

- (1) 启动旁路门;
- (2) 启动旁路减温减压器前、后截止门及该管段各疏水、放水门;
- (3) 启动旁路减温水管路各阀门;
- (4) 主蒸汽经减温减压器至工业抽汽管路各阀门、减温减压器减温水门及该管段各疏水、放水门;
- (5) 工业抽汽至均压箱(门杆漏汽)管路各阀门,工业抽汽至除氧器各阀门;
- (6) 主蒸汽管道疏水各阀门(包括至凝汽器、排大气及其他去处的阀门,下同);
- (7) 1~7段抽汽管道疏水、抽汽逆止门疏水各阀门;
- (8) 汽轮机本体疏水各阀门;
- (9) 其他与临机及老厂相连的管路。

2. 凝结水系统

- (1) 凝汽器出口母管放水门;
- (2) 凝结水管路及各加热器水、汽测各放空气、检修放水门;
- (3) 凝结水供至各服务水系统的各放空气、检修放水、滤网排污门;
- (4) 中继水泵至*2低压加热器前管路各阀门;
- (5) 中继水泵至高脱管路各阀门;
- (6) *1~*4低压加热器凝结水旁路门,主凝结水流量喷嘴旁路;
- (7) *4低压加热器凝结水出口排地沟阀门(启动放水门);
- (8) 凝汽器补水门;

- (9) 连排扩容器至除氧器；
- (10) 其他与临机及老厂相连的管路。

3. 给水除氧系统

- (1) 中间抽头；
- (2) 给水泵正暖；
- (3) 高压加热器旁路阀；
- (4) 给水管路及各高压加热器水、汽侧各放空气、放水门；
- (5) 工业抽汽（生抽）至除氧器加热蒸汽母管；
- (6) 中继水泵至高脱管路各阀门；
- (7) 除氧器水箱放水门、溢流门、除氧器排氧门；
- (8) 除氧器水箱水平衡门；
- (9) 主凝结水母管联络门、低压给水母管联络门；
- (10) 除氧器加热蒸汽母管联络门、汽平衡母管联络门；
- (11) 高压加热器疏水母管联络门、给水再循环母管联络门；
- (12) 其他与临机及老厂相连的管路。

4. 加热器疏水系统

- (1) #2 低压加热器疏水至凝汽器；
- (2) #4 低压加热器疏水至凝汽器；
- (3) 各高压加热器危机疏水（定排或凝汽器等处）各阀门；
- (4) 各加热器疏水至地沟。

5. 除盐水系统

- (1) 除盐水至凝汽器各阀门；
- (2) 除盐水至低压除氧器（低脱）各阀门；
- (3) 6 段抽汽至低脱各阀门。

注：以上阀门在进行供热工况各试验时，应根据生产需要正常开启。

6. 法兰加热系统

法兰螺栓加热系统各阀门。

7. 锅炉部分

- (1) 锅炉至定排扩容器各阀门；
- (2) 锅炉至连排扩容器各阀门；
- (3) 锅炉各反冲洗门；
- (4) 锅炉各疏水门；
- (5) 省煤器放空气门；
- (6) 炉顶放空气门；
- (7) 吹灰系统各阀门。

8. 化水部分

- (1) 各取样点取样门；
- (2) 使用凝结水的化学加药系统。

注：上述系统隔离为凝汽工况试验时的隔离要求，在进行供热工况各试验时，与供热有关的补水、供

热阀门应根据运行需要开启。

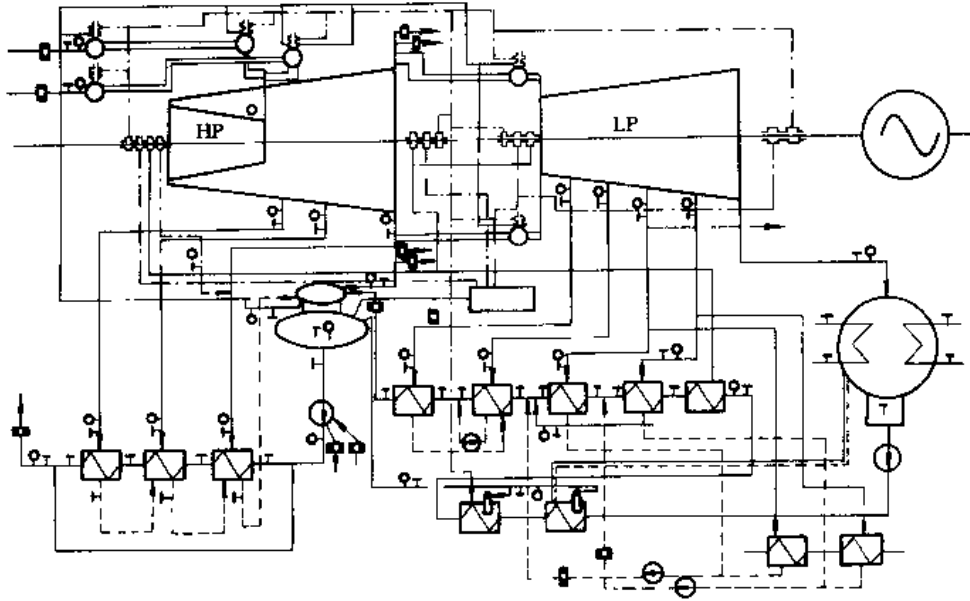


图 33-2 某电厂#2 机组性能试验测点

参 考 文 献

1. 刘桂玉等. 工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 1989
2. 巨林仓. 电厂热能热工过程自动调节. 西安: 西安交通大学出版社, 1994
3. 郑体宽. 热力发电厂. 北京: 水利电力出版社, 1989
4. 顾晔主编. 浙江北仑港发电厂一期 600MW 汽轮发电机丛书 (汽轮机分册). 浙江: 浙江大学出版社, 1996
5. 华东电业管理局. 汽轮机运行技术问答. 北京: 中国电力出版社, 1997
6. 庄肖曾, 黄振鸣. 汽轮机调节系统检修. 北京: 中国电力出版社, 1997
7. 汽轮机设备运行. 北京: 中国电力出版社, 1997
8. 翦天聪. 汽轮机原理. 北京: 水利电力出版社, 1985
9. 汪祖鑫. 超临界压力 600MW 机组的启动和运行. 北京: 中国电力出版社, 1996
10. 辽宁电力工业局. 汽轮机运行. 北京: 中国电力出版社, 1996