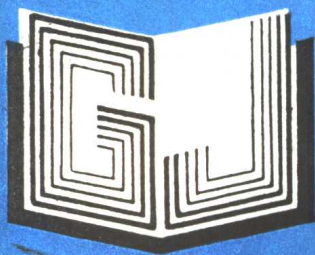


927864



高等学校教材



汽轮机调节动态特性

——计算、分析、试验和研究方法

东南大学 曹祖庆

.7



高等学校教材

汽轮机调节动态特性

——计算、分析、试验和研究方法

东南大学 曹祖庆

水利电力出版社

内 容 提 要

本书系统地介绍了汽轮机调节系统动态特性一些新的发展和新技术的应用,结合一些具体问题说明有关动态特性的计算、分析、试验、研究和诊断方法。

本书为高等学校电厂热能动力类专业高年级学生和研究生教材,教师的参考用书,也可供从事电厂汽轮机设计、调试、运行和研究等工作的工程技术人员参考。

高等学校教材

汽轮机调节动态特性

—计算、分析、试验和研究方法

东南大学 曹祖庆

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 15.25印张 340千字

1991年5月第一版 1991年5月北京第一次印刷

印数0001—2520册

ISBN 7-120-01136-7/TK·184

定价4.00元

前 言

本书是根据1988年3月在南京召开的全国热能动力类高等学校教学委员会第一次会议讨论确定的专业培养目标和规格要求、1988年10月及1989年8月汽轮机教学组会议审查通过的《汽轮机调节动态特性》编写大纲,在作者多年来为研究生讲授这一课程的讲义基础上,经补充、修改而成的。

本书可作为热能动力类专业高年级学生及研究生教材,亦可供从事电厂汽轮机设计、调试、运行、研究等工作的工程技术人员参考。

汽轮机调节系统,过去习惯称为“调速系统”。由于在现代汽轮机的调节过程中,除采用转速信号外,还采用功率、抽汽压力等信号,故本书在讨论转速调节系统时仍沿用“调速系统”,而在全面讨论汽轮机调节系统时,则称为“调节系统”。

本书在内容的选取上,除注意介绍汽轮机调节系统动态特性的一些新的发展情况外,还着重介绍一些有关新学科和新技术在汽轮机调节系统动态特性分析研究中的应用,希望能开拓读者思路,着重培养学生在分析、计算、研究和试验方面的能力。

在第一章中,除说明了液压调节系统静态计算方法外,还讨论了对动态特性有极大影响的最终稳定值、系统速度变动率计算精确度等有关因素,指出应研究的问题。

在第二章中,讨论了根据动态性能要求选定脉冲油路稳定值的一些方法,同时说明了正确确定动态特性分析、比较基础条件的必要性。

在第三章中,介绍了动态过程的计算方法,其中包括现代控制理论中常用的状态空间法。

在第四、五、六章中,介绍了数字仿真和计算方法的改进,以及电子模拟法,还讨论了用改造电动机特性模拟汽轮发电机转子方程的方法,以建立真实调速系统的动态特性试验台。

在第七、八章中,介绍了主油泵特性和脉冲油路的组织对汽轮机调节系统动态特性的影响及其分析方法。

在第九章中,介绍了功频电液调节系统,同时说明了调速系统的发展和优化的方法。

在第十章中,说明了大电网中日益采用的快关控制技术,同时说明调节方法的选用与对象运行特性的关系。

在第十一章中,以供热汽轮机调节系统为例,说明了多变量调节系统确定解耦条件的方法。

在第十二、十三章中,介绍了系统辨识与参数估计方法在调速系统动态性能测定和故障诊断中的应用。

本书的内容,反映了作者和其同事们在这个领域内的一些研究成果。主要参加研究工作的有梁明光、李顺汀、陈光宇、李振华、冷杉、杨建明等硕士、博士研究生和陈行庚高

3A-93/11

级工程师等，因而这本书也可以说是一集体创作。

考虑到本书除了研究生使用外，亦要在本科高年级选修课中使用，编写时注意了本书与“汽轮机原理”、“电厂热工过程自动调节”课程在内容上的衔接，适当增补了一些基础内容。在使用时，有一些数学方法不一定深入讨论。

由于各学校使用时学时不同，因而在编写时还注意了各章内容上的相对独立性，以便于使用时取舍。

在本书编写过程中，原稿部分章节曾经徐耀文、郑光华两位副教授审阅，全稿曾由东北电力学院叶荣学副教授详细审阅，他们就书中一些提法和观点上值得商榷的地方提出了宝贵意见。作者尊重审稿人的意见，进行了必要的修改。在此，谨致以衷心的感谢。

本书的编写工作得到了东南大学动力系和电厂热动力教研组的领导和同事们的支持和鼓励。本书的最初读者——作者的学生也对本书做了不少工作，提过不少有益的意见。在此，一并向他们表示衷心的感谢。

限于作者的水平和实践经验，特别是本书在内容上涉及汽轮机调节系统一些新的问题和新的分析研究方法，会有一些不同的看法。衷心希望读者提出不同意见，共同讨论。错误和不当之处在所难免，亦请读者指出，以便改正。让我们共同为提高我国汽轮机调节系统动态特性的分析研究水平而努力。

曹 祖 庆

1989年10月

符 号 说 明

B、b——油口宽度
C——电容
D、 $\varnothing$ ——直径
D——蒸汽流量
e——电压（用于电子线路）
F、f——面积
h——油口高度、油口开度
I——虚部、电流
i——电流
J——转动惯量
K——弹簧常数
L——电感、阀的行程、弹簧的变形量
M——力矩
m——油动机位移
N——功率
n——转速
P——作用力、运算符
Q——流量、加权向量
R——作用力、电阻、实部
r——电阻
s——错油门滑阀位移
T——时间常数
t——时间
U——输入向量、电压（用于电机）
V——容积
v——比容
X——状态向量

x——位移
Y——输出向量
y——位移、距离
z——调速器位移
 δ ——速度变动率
 ξ ——调速器滑阀位移相对变量 $\Delta z / \Delta z_{max}$
 θ ——自平衡系数
 μ ——流量系数、油动机位移相对变量 $\Delta m / \Delta m_{max}$
 ρ ——密度、压力相对变量
 σ ——错油门滑阀位移相变量 $\Delta s / \Delta s_{max}$
 φ ——转速相对变量 $\Delta \omega / \delta \omega$
 ψ ——扰动量
 ω ——转速
 Φ ——磁通量

下角符号:

a——汽轮发电机转子（机器）的参数
c——抽汽参数
d——微分信号参数、电动机参数
f——反馈信号参数
M、m——油动机参数
N——功率参数
R——再热参数
 ρ ——压力参数、中间容积
0——初始值
1——初值、输入值
2——终值、输出值
mn——由 **m** 引起 **n** 变化的改变量

目 录

前言

符号说明

第一章 关于调速系统设计及试验的几个问题	1
第一节 N12-35型汽轮机调速系统及静态特性计算方法简介	1
一、系统简介 二、 p_1 与 n 的关系 三、脉冲油路(控制油路)流量平衡 四、压力变换器泄油口开度	
第二节 静止试验与静态试验的差异	4
一、静止试验的特点 二、静止试验与静态试验所得静态特性线的差异 三、静止试验后的调整工作 四、对不同脉冲油路的影响分析	
第三节 流量系数对速度变动率的影响	9
一、流量系数对静态特性的影响举例 二、对一般脉冲油路的影响分析 三、流量系数的确定	
第四节 油口油流反作用力对调节特性的影响	13
一、油口油流反作用力(简称油流反力) 二、油流反力对静态特性的影响 三、油流反力对静态特性的影响 四、油流反力对动态特性的影响	
参考文献	21
第二章 关于最佳控制油压数值的确定	22
第一节 讨论的系统及问题的说明	22
第二节 以往最佳 p_x 值的证明	22
第三节 新意见的提出	23
一、否定以往方法的理由 二、最佳 p_x 值的条件——按 Δf ,绝对值求导 三、对 p_x 最佳值为 $(3/4)p_1$ 的解释	
第四节 对新意见的不同意见	24
一、 f_1 不变,改变 f_0 二、 f_0 不变,改变 f_1	
第五节 正确确定比较基准	26
第六节 随动滑阀两侧压力的确定	27
一、随动滑阀工作原理 二、优化条件 三、 $\frac{\partial p_1}{\partial x_s}$ 、 $\frac{\partial p_2}{\partial s}$ 的表达式 四、数值计算	
参考文献	32
第三章 常用汽轮机调速系统动态特性计算与分析方法	33
第一节 调速系统	33
第二节 动态方程	34
一、旋转阻尼 二、压力油油压 三、调速器的运动方程 四、二次油压 p_2 五、继电器活塞的运动方程 六、三次油压 p_3 (错油门滑阀上的油压) 七、错油门滑阀的运动方程 八、油动机方程 九、转子方程	
第三节 特征方程与动态过程	41
一、简单系统举例 二、上海汽轮机厂旋转阻尼调速系统的动态过程	
第四节 传递函数	47
一、简单系统举例 二、上海汽轮机厂旋转阻尼调速系统的框图及传递函数	

第五节 状态变量法	51
一、基本概念简介 二、用状态变量法求特征方程 三、用状态变量法求传递函数	
第六节 稳定性判别	55
一、代数法 劳斯-古乐维茨法 二、米氏(米哈依洛夫)稳定性判别法 三、乃氏(乃奎斯特)稳定性判别法	
参考文献	61
第四章 汽轮机调节系统动态特性计算方法的改进	62
第一节 以往计算方法中存在的问题	62
一、将微分方程在大范围内线性化 二、引用一些不正确的概念 三、忽略一些高阶微分项 四、忽略一些结构上的非线性因素 五、未考虑油泵特性的影响 六、忽略一些次要因素的影响	
第二节 在用变系数线性微分方程计算动态过程中的几个问题	64
一、瞬时变量与瞬时总变量 二、对一些结构上非线性因素的处理 三、稳定性判别	
第三节 计算方法	67
一、计算方法选择 二、系数的确定 三、程序框图	
第四节 计算结果分析	69
参考文献	70
第五章 用直流电动机模拟转子方程的研究	71
第一节 用直流电动机模拟转子方程	71
一、直流电动机动态方程 二、数值举例 三、模拟转子方程存在的问题	
第二节 增加电枢电流 I_a 反馈	73
一、具有电流负反馈的转子动态方程 二、具有电流负反馈转子动态方程的特点	
第三节 转速反馈系统	74
一、具有转速反馈的转子动态方程 二、采用转速反馈的特点	
第四节 实际模拟系统	75
一、同时采用电流转速反馈 二、真实模拟系统 三、总的扰动电压	
第五节 反馈系统计算举例	76
一、采用电流反馈 二、采用转速负反馈 三、同时采用电流反馈及转速反馈 四、采用电流、转速反馈、同时适当增大转动惯性	
参考文献	79
第六章 调节系统中典型环节及其电子模拟	80
第一节 基本环节及其电气模型	80
一、比例环节 二、积分环节 三、振荡环节 四、惯性环节 五、微分环节 六、无源网络电子模拟线路的缺点	
第二节 运算放大器及实用典型环节的组成	88
一、运算放大器 二、比例放大器 三、反相器 四、加法器 五、积分器 六、惯性环节 七、实际微分环节 八、二阶有差环节(含振荡环节)	
第三节 典型非线性环节的模拟	94
一、死区特性(不灵敏区特性) 二、输出限幅 三、迟滞特性(滞环特性、空行程) 四、高低值选择器 五、绝对值器(正值或负值) 六、函数发生器 七、乘法器	
第四节 模拟机的排题要点及举例	100
一、排题工作的要点 二、排题举例	
参考文献	103

第七章 考虑主油泵特性时调速系统的特性	104
第一节 断油式错油门机械反馈系统	104
一、油泵特性及其工作点 二、用油量变化与工作点(p 、 Q)的确定 三、考虑用油量对油泵出口油压影响 时调速器的位移 四、其它环节的动态方程 五、考虑用油量对油泵出口油压影响时调速系统的特 性 六、转速下降时的动态分析	
第二节 节流式错油门调速系统	108
一、节流式错油门调速系统原理图 二、油量和压力的变化时工作点的确定 三、油动机动态方程 四、 调速器方程 五、稳定性判别	
第三节 一般调速系统	114
第四节 主油泵进口油压的改变	114
一、主油泵进口油压的影响 二、进口油压的确定	
参考文献	116
第八章 液动调速系统控制油路的分析	117
第一节 调速器只控制泄油的控制油路	117
一、只控制泄油的控制油路 二、调速器位移 z 与控制油压 p_x 的关系 三、泄油量 Q_x 与调速器位移 z 的关 系 四、运动方程	
第二节 调速器同时控制进油与泄油的控制油路	122
一、调速器同时控制进油及泄油的控制油路 二、调速器位移与控制油压的关系 三、泄油量与调速器 位移的关系 四、动态方程	
第三节 错油门滑阀由弹簧平衡的控制油路	126
一、并列控制泄油 二、串联控制油路 三、串列并列控制油路	
第四节 错油门滑阀由液压平衡的控制油路	130
一、三路并联泄油系统 二、两路并联泄油系统 三、一路泄油系统 四、稳定性分析 错油门动反馈 的必要性	
第五节 积分环节的反馈位置与系统迟缓率的关系	137
一、部件迟缓率与串联系统的迟缓率 二、反馈点与系统的迟缓率 三、功频电液调节系统	
参考文献	140
第九章 关于功频调节系统几个问题的讨论(含参数优化)	141
第一节 汽轮机调速系统的发展	141
一、转速调节系统 二、功频调节系统 三、电液调节系统 四、模拟机及数字机调节系统	
第二节 功率信号的引用	144
一、采用功率信号的目的 二、功率信号的取定 三、简单功率反馈调节系统	
第三节 功频调节系统的反调问题	145
一、反调现象 二、反调现象产生的原因	
第四节 机组与电网的关系	146
一、同步机组的等效速度变动率与飞升时间 二、考虑功角 δ 的改变 三、功率扰动	
第五节 功频电调系统反调的消除	151
一、发电机功率加频率一阶微分 二、测功加延迟, 取消频率微分 三、采用功率负微分信号	
第六节 关于功率信号的再认识	153
一、关于一次调频能力的大小 二、克服内扰的要求 三、高压缸过调量的限制 四、锅炉能否承受过 大的负荷变动问题	

第七节 调节系统最佳参数的概念	154
一、目标函数 二、优化控制必要的条件——哈密尔登函数及黎卡提方程 三、用黎卡提方程确定优化调 节参数的举例 四、其它确定优化参数的方法	
第八节 功频调节系统目标函数的确定	159
一、以往采用的优化条件 二、存在的问题 三、单元机组的优化条件	
参考文献	160
第十章 汽轮机快关控制	161
第一节 快关控制问题的提出	161
一、电网故障时功率的变化 二、电网振荡的防止——汽轮机快关	
第二节 执行快关的信号	162
一、执行快关的根据 二、汽轮机产生的功率 N_T 信号的测取 三、发电机输出功率 N_G 信号的测取 四、 辅助信号 五、快关持续时间和解除 六、快关控制与电超速保护	
第三节 快关控制回路	164
一、电流及机内汽压控制系统 二、附加电功率变化速度信号	
第四节 典型快关控制过程	165
一、快关过程 二、快关时间	
第五节 快关对热机的影响	166
一、关高压或中压调节阀 二、轴向推力 三、转子轴向位移 四、级的冲击负载 五、机件的热应力 六、新汽及再热器压力 七、锅炉其它问题 八、汽轮发电机组转子的扭振问题 九、中压油动机的提升力 参考文献	170
第十一章 调节抽汽汽轮机多变量输入输出系统解耦控制条件	171
第一节 基本原理	171
一、单变量调节系统 二、多变量调节系统 三、多变量输入输出系统的解耦控制	
第二节 一次调节抽汽调节系统及其动态方程	174
一、调节系统说明 二、各环节的动态方程	
第三节 用状态变量法求解耦条件	181
一、状态方程 二、解耦条件 三、静态解耦条件 四、动态解耦条件	
第四节 梅森公式及其应用	186
一、梅森公式有关定义的说明 二、梅森公式 三、梅森公式应用举例	
第五节 用梅森公式计算 ρ_e 对 φ 的解耦条件	192
一、信号流程图 二、用梅森公式计算传递函数 三、供汽压力波动对转速(功率)的解耦条件	
第六节 用梅森公式求 φ 对 ρ_e 解耦的条件	196
一、用梅森公式计算传递函数 二、解耦条件	
第七节 调节抽汽调节系统解耦的近似性	197
参考文献	198
第十二章 汽轮机调节系统特性的参数估计	199
第一节 调节系统参数估计的原理与方法	199
一、参数估计原理 二、调节系统动态仿真与参数估计 三、非线性规划算法	
第二节 甩负荷过程参数估计数字仿真实验	202
一、上海汽轮机厂300MW机组调速系统 二、甩负荷动态过程仿真 三、广义输出量 四、系统参数估 计 五、串联系统内各环节特性的参数估计	

第三节 随机扰动下的参数辨识数字仿真 实验	207
一、随机扰动下的系统数学模型 二、随机扰动下的参数估计仿真 三、系统参数故障诊断数字仿真	
四、中压油动机的扰动	
第四节 关于调节系统参数估计应用的讨论	211
一、确定系统的特性参数 二、验证及修改数学模型 三、利用中间变量提高辨识能力与功能 四、测试系统与仪器 五、性能诊断	
参考文献	213
第十三章 液压正弦波发生器的研制及其在调速系统动态分析中的应用	214
第一节 液压正弦波发生器研制的目的与要求	214
一、调速系统动态特性诊断 二、液压信号发生器的波形	
第二节 设计方案的选择与计算	214
一、结构形式的选择 二、液压正弦波信号发生器的工作原理 三、旋转变泄油口面积计算	
第三节 影响发生器工作特性各因素的讨论	217
一、 p_0 改变的影响 二、 f_0 及 f_1 改变的影响 三、压力信号油路漏油的影响 四、信号用油的影响 五、进油管道阻力的影响 六、进油管道中油流惯性的影响	
第四节 结构说明	225
第五节 电厂试验系统及条件说明	226
一、试验系统 二、试验机组的特点	
第六节 扰动频率对特性的影响	227
一、扰动频率 $f \geq 1$ Hz范围 二、 p_1 扰动频率为 $0.5 \leq f \leq 1.0$ Hz	
第七节 调节系统的自激振荡	230
一、降低 p_1 扰动频率发生自激振荡 二、投入调速系统时发生自激振荡	
第八节 对125MW机组调速系统的一些看法	232
参考文献	233

第一章 关于调速系统设计及 试验的几个问题

汽轮机调节系统的动态特性与静态特性是相互密切联系、相互影响、不可分割的。例如速度变动率一般认为是由静态特性计算决定的,但速度变动率的大小密切影响到动态过程的稳定性,最大动态偏差,亦决定动态过程最后稳定时的参数。在本章中介绍液压调速系统静态计算方法,重点讨论确定速度变动率大小时应该注意的问题,以便能较准确地计算出速度变动率的数值,作为动态特性计算的基础;同时指出为准确计算静态特性应当重视的问题。

第一节 N12-35型汽轮机调速系统及静态 特性计算方法简介

一、系统简介

为了讨论与说明方便起见,以及看出一些因素对数值影响的大小,在下面的说明及计算中,以南京汽轮电机厂生产的N12-35型汽轮机的液压调节系统为例●(这种调速系统的原理在我国几家汽轮机厂多种型号汽轮机中都在应用)。因此,在讨论具体问题以前,先对该系统主要数据及静态特性的计算方法简要说明如下。

N12-35型汽轮机调速系统的原理如图1-1所示。在该系统中,在稳定运行时,脉冲油路中油压 p_x 为0.3434MPa,主油泵为辐向钻孔泵,同时又用以产生转速信号(有些厂的机组将主油泵与产生转速信号的辐向泵分开,既保证主油泵的效率,又保证转速信号的可靠)。在额定转速下,主油泵出口油压 p_{10} 为0.6377MPa,调节系统的泄油均回到油泵的进口,泄油油压,亦即为油泵进口油压 p_{20} ,基本上稳定不变,等于0.0491MPa。

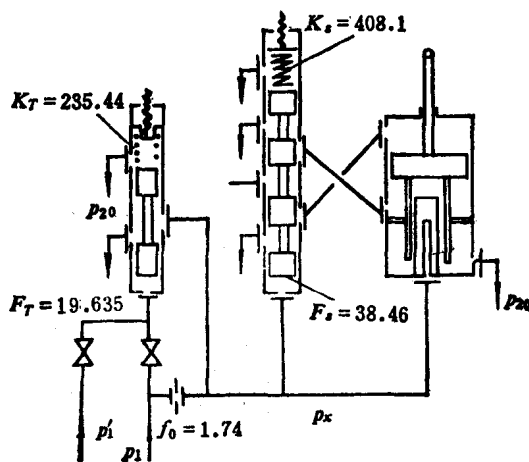


图 1-1 N12-35型汽轮机调速系统原理图
 K —N/cm; A 、 f —cm²;
 p_{10} = 0.6377MPa(6.5at);
 p_{20} = 0.0491MPa(0.5at);
 p_x = 0.3434MPa(3.5at)

二、 p_1 与 n 的关系

由于辐向泵的 Q - p 特性线甚平,油流经过油泵的压力增加与用油量基本上无关,只

● 南京汽轮电机厂, N12-35调速系统计算书。

比例于转速的平方, 亦即:

$$\frac{p_1 - p_{20}}{p_{10} - p_{20}} = \frac{n^2}{n_0^2} = \left(\frac{n_0 + \Delta n}{n_0} \right)^2 = (1 + \varphi)^2, \quad \varphi = \frac{\Delta n}{n_0}$$

$$p_1 = (1 + \varphi)^2 (p_{10} - p_{20}) + p_{20} \quad (1-1)$$

在 $\varphi = 0.01$ (同步器高限满负荷) 及 -0.04 (低限零负荷) 时, 即在图1-2中 B_1 及 A_2 工况, 主油泵出口压力分别为:

$$p_{1B1} = (0.6377 - 0.0491)(1 + 0.01)^2 + 0.0491 = 0.6495(\text{MPa})$$

$$p_{1A2} = (0.6377 - 0.0491)(1 - 0.04)^2 + 0.0491 = 0.5915(\text{MPa})$$

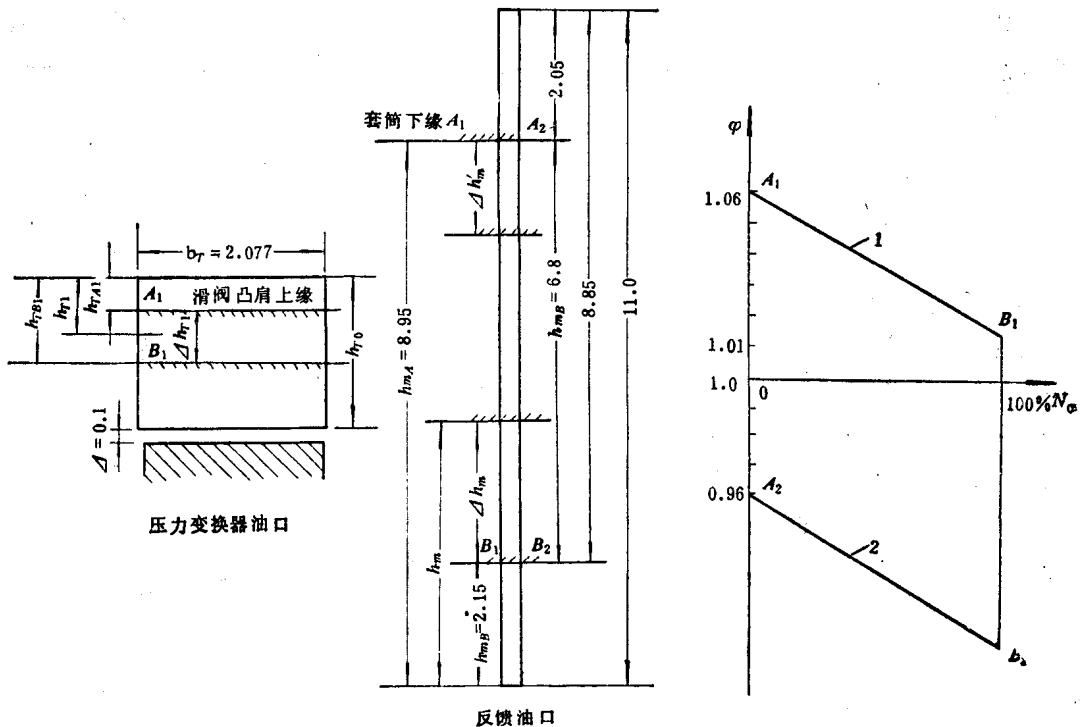


图 1-2 压力变换器泄油口及反馈泄油口的开度

三、脉冲油路(控制油路)流量平衡

经过固定节流孔 f_0 的油量 Q_0 , 应等于经压力变换器泄油口的油量 Q_T 与油动机控制的反馈泄油口的泄油量 Q_m 之和, 亦即:

$$Q_0 = Q_T + Q_m$$

$$\mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_x)} = \mu_m b_m h_m \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_x - p_{20})} + \mu_T b_T h_T \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_x - p_{20})} \quad (1-2)$$

$$\mu_0 f_0 \sqrt{\frac{p_1 - p_x}{p_x - p_{20}}} = \mu_m b_m h_m + \mu_T b_T h_T \quad (1-2a)$$

式中 μ_1 、 μ_r 、 μ_m ——分别为固定节流孔、压力变换器泄油口及反馈泄油口的流量系数;

f_0 ——固定节流孔面积, 1.74cm^2 ;

b_r 、 b_m ——压力变换器泄油口及反馈泄油口的宽度, 分别为 1.54cm 及 0.135cm ;

h_r 、 h_m ——分别为压力变换器泄油口及反馈泄油口的开启高度。

在额定参数下, 油动机位置决定机组的功率, 近似地认为与转速无关, 亦与同步器位置无关。因此, 由油动机所控制的反馈泄油口的开启高度 h_m 与机组负荷有一对应关系, 根据机组热力计算及调节阀计算, 在额定参数下求得油动机位置和负荷关系, 进而求得带额定负荷时反馈泄油口的开度 $h_{m,2}$ 等于 2.15cm , 在零负荷时的开度 $h_{m,1}$ 等于 8.95cm , 已表示在图1-2中。

四、压力变换器泄油口开度

对于压力变换器滑阀, 上面受到由同步器控制的弹簧作用力与上下端面受的油压差的作用力相平衡, 由此求出弹簧总的压缩量 ΔL 为:

$$\Delta L = \frac{F_r}{K_r}(p_1 - p_{20}) \quad (1-3)$$

式中 F_r ——压力变换器滑阀的端面积, 19.635cm^2 ;

K_r ——弹簧常数, 235.44N/cm 。

由压力变换器滑阀所控制的泄油口开度 h_r , 可根据下列各值计算后求得: ①弹簧的总变形量 ΔL ; ②弹簧的初压缩量 ΔL_0 , 此值为安装时的初压缩量与同步器不同位置增加的压缩量之和。由于此量与同步器位置有关, 故在此值下脚注明同步器位置“1”和“2”, 分别表示同步器在高、低限位置; ③滑阀在移动前控制凸肩低于油口的高度 Δ ; ④压力变换器泄油口高度 h_{r0} , 其值为 1.2cm 。例如对于同步器于高限位置, 压力变换器泄油口开启高度等于油口高度 h_{r0} 。减滑阀由最低位置的上移量, 亦即:

$$h_{r1} = h_{r0} - (\Delta L - \Delta L_{01} - \Delta) = h_{r0} - \left[\frac{F_r(p_1 - p_{20})}{K_r} - \Delta L_{01} - \Delta \right] \quad (1-4)$$

当在同步器高限位置条件下转速升高时, 例如由 n_{B1} 升高到 n 时, 压力变换器泄油口开度的改变为:

$$\begin{aligned} \Delta h_{r1} = h_{r1} - h_{rB1} = & \left\{ h_{r0} - \left[\frac{F_r}{K_r}(p_1 - p_{20}) - \Delta L_{01} - \Delta \right] \right\} \\ & - \left\{ h_{r0} - \left[\frac{F_r}{K_r}(p_{1B1} - p_{20}) - \Delta L_{01} - \Delta \right] \right\} \end{aligned} \quad (1-5)$$

将压力与转速关系代入, 得:

$$\Delta h_{r1} = -\frac{F_r}{K_r}(p_1 - p_{1B1}) = -\frac{F_r}{K_r}(p_{10} - p_{20})[(1 + \varphi)^2 - (1 + \varphi_{B1})^2] \quad (1-6)$$

式中的负号表明转速升高使压力 p_1 升高时, 滑阀上移, 使泄油口开度变小。

第二节 静止试验与静态试验的差异

一、静止试验的特点

汽轮机在检修后, 均应进行调速系统的特性试验, 主要是检查其静态特性是否满足运行要求。调速系统的静态特性试验有两种: 一种习惯上称为静态试验, 是相对动态试验而言, 是在汽轮机启动后, 用改变汽轮机转速, 测定在稳定时, 在同一同步器位置(高限或低限位置)下, 转速与转速信号, 以及相应的油动机位移间的关系; 然后根据油动机位移与负荷的关系, 求得调速系统的静态特性。另一种称静止试验, 是在汽轮机不转动条件下, 人工产生一模拟的转速信号, 如对于液压转速信号, 可用一压力表校验台产生液压信号, 或者用压力油节流减压后产生需要的液压信号, 以代替原脉冲泵、旋转阻尼等产生的转速油压信号; 对于机械式转速信号, 亦可人为地产生一机械位移信号代替原转速感受机构产生的机械位移信号。另外, 在静止试验时, 是用高压辅助油泵供给脉冲油及动力油, 代替原主油泵供油。

由于静止试验不用开主机, 只须在调速系统及油系统安装完毕后即可进行。不像静态试验, 要求在汽轮机安装好保温等后, 在锅炉正式供汽开机时才能进行。并且在静态试验中, 一旦发现调速系统缺陷, 必须对系统重新调整, 或者必须部分解体检修时, 需在停机以后方能进行; 有时还为保证转子均匀冷却, 只有在能停盘车、停止辅助油泵供油后方能进行。这样, 将延迟调整和检修开始时间; 有时因时间限制, 不能作过多的试验与调整; 有时甚至会影响到按时开机及并网发电。由于静止试验可以提前在开机前试验, 能及早发现问题, 消除缺陷, 故应当推广。在有些制造厂生产的机组上, 已作了能方便进行静止试验的考虑。

在静止试验时, 动力油由高压辅助油泵供应, 压力维持不变, 正如在进行调速系统静态特性计算时, 近似地认为动力油压不变, 效果相同。因此, 在下面对静止试验误差的讨论亦适用于静态计算中认为动力油压为常数时引起的误差。

二、静止试验与静态试验所得静态特性线的差异

在进行调速系统的静止试验后, 检查所得到的静态特性时, 应当注意: 由于在静止试验时供到脉冲油路前的动力油油压是一稳定不变的数值, 不符合真实运行条件; 不像静态试验时供到脉冲油路的油压为主油泵出口油压, 是一变数, 是转速的函数(当做静态试验, 同步器在低限位置, 不停高压辅助油泵时, 亦有此问题)。当欲根据静止试验所得数据对调速系统进行调整时, 这一差异所引起的静态特性的误差, 应当预先考虑。现以N12-35型机组的调速系统为例, 计算说明如下。

(一) 静态特性计算

首先按常规方法, 计算出静态特性线。例如当同步器为高限位置, 对于满负荷转速为 n_{B1} 点, 已知 $h_{mB} = 2.15\text{cm}$, 按制造厂原设计计算, 认为流量系数相等。根据 B_1 点的脉冲油路的流量平衡得:

$$\frac{f_0 \sqrt{p_{1B1} - p_x}}{\sqrt{p_x - p_{20}}} = b_m h_{mB} + b_r h_{rB1} \quad (1-7)$$

在同一同步器位置条件下，由对应于其它转速 n 下的流量平衡方程式得：

$$\frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} \sqrt{p_1 - p_x} = b_m h_m + b_r h_{r1} \quad (1-8)$$

两式相减，并将 p_1 与转速的关系、压力变换器滑阀位移与上下油压差的关系代入得：

$$\begin{aligned} & \frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} \sqrt{p_{10} - p_{20}} \left[\sqrt{(1 + \varphi_1)^2 - \frac{p_x - p_{20}}{p_{10} - p_{20}}} - \sqrt{(1 + \varphi_{1B1})^2 - \frac{p_x - p_{20}}{p_{10} - p_{20}}} \right] \\ &= b_m \Delta h_m + \frac{b_r A_r}{K_r} (p_{10} - p_{20}) [(1 + \varphi_1)^2 - (1 + \varphi_{1B1})^2] \end{aligned} \quad (1-9)$$

式中 Δh_m 是反馈泄油口较满负荷位置向上增加开启的值。由此即可求出在同步器高限位置下，不同转速 n 与 Δh_m 的关系。

与此相同，亦可以 A_2 点为基准，求出在同步器低限位置条件下的转速与 h_m 的关系式。

$$\begin{aligned} & \frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} \sqrt{p_{10} - p_{20}} \left[\sqrt{(1 + \varphi_2)^2 - \frac{p_x - p_{20}}{p_{10} - p_{20}}} - \sqrt{(1 + \varphi_{A2})^2 - \frac{p_x - p_{20}}{p_{10} - p_{20}}} \right] \\ &= b_m (6.8 - \Delta h_m) + \frac{b_r A_r}{K_r} (p_{10} - p_{20}) [(1 + \varphi_2)^2 - (1 + \varphi_{A2})^2] \end{aligned} \quad (1-10)$$

由此式即可计算出同步器低限时的静态特性线。

现将计算出的静态特性线绘于图1-3。

(二) 静止试验时的静态特性线

在进行静止试验时，因主油泵不工作，故脉冲油路由高压辅助油泵供油。高压辅助油泵的供油压力根据具体配套泵的特性决定。一般情况下，高压辅助油泵出口油压常低于主油泵出口油压 p_{10} （防止停辅助油泵时突然断油事故），有时亦有高于 p_{10} ；对于在静止试验时，转速信号油压若是由于泄漏等原因（例如压力变换器滑阀漏油），用压力表校验台不能产生稳定的需要油压值时，试验时转速信号油压只能由高压油节流降压后供应，这时高压辅助油泵的油压则要求更高，须能产生对应于主油泵在转速等于 $[1 + (0.06 \sim 0.07)] \times n_0$ 的油压，否则将不能满足试验要求的转速变化范围。

在计算静止试验的静态特性线时，为着对比同步器的调节范围，仍保持同步器与原静态特性计算时相同的高、低限位置。这时，因同步器位置不变，转速信号压力 p_1 仍与真实情况相同，例如 B_1 点，转速仍为 $1.01n_0$ ，因此，压力变换器的泄油面积不变，泄油量 Q_r 亦不变。但因这时供至脉冲油路的油压不再等于 p_1 ，对应于 B_1 点压力则不等于 p_{1B1} ，而是另一稳定的供油压力 p'_1 （试验时高压油泵出口压力），则经过 f_0 进入脉冲油路的油量 Q_0 当然不同。根据油量平衡，因 p_x 、 Q_r 不变，则 Q_m 应当相应地改变，这时的 $\Delta h'_m$ 将不等于原静态特性计算的 Δh_m ，对应转速为 n_{B1} 点，油动机反馈泄油口的开度不再为 h_{mB} 。因此，在计算中，认为动力油压不变时，亦即静止试验时的静态特性，首先应求出此时的 Δh_m 值，计算方法如下：

对于静态特性试验中对应于原 B_1 点的同步器高限位置, 仍近似地认为流量系数相等时的流量方程为:

$$\frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_1}} \sqrt{(p_{1B1} - p_x)} = b_m h_{mB} + b_T h_{TB1} \quad (1-8a)$$

对于静止试验, 在同一同步器上限位置, 压力变换器滑阀下油压仍为 p_{1B1} , 压力变换器泄油口开度当仍为 h_{TB1} , 此时反馈泄油口开度为 h'_m 。则

$$\frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} \sqrt{p'_1 - p_x} = b_m h'_{mB} + b_T h_{TB1} \quad (1-8b)$$

两式相减后得:

$$\frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} [\sqrt{p'_1 - p_x} - \sqrt{p_{1B1} - p_x}] = b_m (h'_{mB} - h_{mB}) \quad (1-11)$$

当已知 p'_1 值时, 则可由上式求出 h'_m 值。若 p'_1 值等于原主油泵在转速升高 $7\% n_0$ 的出口压力, 则

$$\begin{aligned} p'_1 &= (p_{10} - p_{20})(1 + \varphi)^2 + p_{20} \\ &= (0.6371 - 0.0491)(1 + 0.07)^2 + 0.0491 \\ &= 0.7229(\text{MPa}) \end{aligned}$$

将各相应的值代入上式后求得:

$$h'_{mB} = 1.4924 + 2.15 = 3.642(\text{cm})$$

在已求得某转速下的 h'_m 值以后, 便可和前面求静态特性线一样, 求出在不同转速下的转速与油动机位移的关系, 所不同的是 p'_1 不变, Q_0 不变。

对于同步器高限, 转速为 n_{B1} 时,

$$\frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} \sqrt{p'_1 - p_x} = b_m h'_{mB} + b_T h_{TB1} \quad (1-8c)$$

图 1-3 静态特性试验与静止试验的静态特性对比图

对同为同步器高限位置下的其它转速:

$$\frac{f_0}{\sqrt{p_x - p_{20}}} \sqrt{p'_1 - p_x} = b_m h'_m + b_T h_T \quad (1-8d)$$

两式相减后, 并用转速与 h_T 的关系代入得:

$$0 = b_m (h'_m - h'_{mB}) - \frac{b_T F_T}{K_T} (p_{10} - p_{20}) [(1 + \varphi_1)^2 - (1 + \varphi_{B1})^2] \quad (1-12)$$

由此式即可方便地计算出在同一同步器位置下的转速和油动机位移的关系。现将计算结果绘制于图1-3中。

为着能更明显地看出静止试验时速度变动率与静态特性时的差异, 亦可移动同步器或