

汽轮机实时仿真数学模型

胥建群 曹祖庆

(东南大学)

[摘要]本文以国产 125 MW 机组为对象,介绍汽轮机在启停、事故和正常工况下,实时仿真的建模方法,其仿真结果与现场试验基本吻合。因此,本文所提建模方法具有普遍意义,可借鉴推广到其它类型机组。

关键词 汽轮机 仿真 数学模型

分类号 TK262

0 前言

随着电力工业的不断发展以及社会对能源需求的不断增长,各种类型的大容量发电机组迅速建成并投入运行,使得机组结构更趋复杂,且自动化水平也越来越高。高度自动化一方面要求运行人员具有更高的操作技能和应变能力。另一方面又减少了运行人员干预的机会,甚至取消了运行人员的某些基本操作。因此,利用计算机仿真技术脱离现场对运行人员进行培训就成为一种迫切的需要。为此本文就以国产 125 MW 机组为对象,按基本定理和设备的工作机理,介绍仿真培训用汽轮机主要数学模型的建模方法。

1 汽轮机通流部分

考虑到有些回热加热器可能因故障而停用,这会使得同一进汽量条件下,因回热抽汽

情况不同,流过各级组及各个缸的流量并非是一固定不变的数值,另因在动态过程中,一些中间容积的影响会使压力变化缓慢,亦将影响到级组前后的压力。因此,应根据运行的具体情况来确定级组前后的蒸汽参数,故以一个级组为一模型单元。

1.1 中间级组效率

级组内效率计算的关键是级组各项损失的计算,而现行正常工况下的经验公式,很难适应于低负荷和冲转过程。因此有必要寻找能满足全工况范围的半经验公式,经分析影响级组各项损失的主要因素可分为两大类:一类 Δh_i 与级组结构因素有关,可近似认为与级组理想焓降 H_i 成正比,另一类 Δh_n 是随工况变化而变化较大的,如鼓风摩擦损失。则在变工况过程中,级组总的损失 Δh 为

$$\Delta h = \Delta h_i + \Delta h_n \quad (1)$$

$$\Delta h_i = k_i H_i \quad (2)$$

式中 k_i 为损失系数,与机组类型、级组结构有关。

收稿日期 1995-01-14

由汽轮机原理知,鼓风摩擦损失可近似认为与转速 n 的三次方成正比,与通过级组的容积流量 DV 成反比。为此,从全工况范围的考虑,认为通过同一级组的蒸汽流量相同,转速一样,并以级组进口容积流量作为计算容积流量,则:

$$\Delta h_{\eta} = \frac{k_2 n^3}{DV} \quad (3)$$

式中 k_2 为与级组结构、型式有关的系数。

由此可进一步求得级组总的热效率:

$$\eta = \frac{(H_{11} - \Delta h_{\xi} - \Delta h_{\eta})}{H_{11}} \quad (4)$$

1.2 末级特性

由于最末级在工况变动时,级的焓降变化较大,其反动度变化亦较大,故其流量与压力的关系复杂,加上由于动叶进口有冲撞,使效率亦有较大的变化。故先进行末级变工况的详细计算得出效率及比流量系数,压力反动度与压力比的关系曲线,拟合出数学表达式作建模的依据。

在各项损失中,尤以余速损失 Δh_{c2} 和湿汽损失 Δh_x 为最大,即

$$\Delta h_{c2} = f(DV) \quad (5)$$

$$\Delta h_x = (H_{11} - \Delta h_{c2})(1 - X_m) \quad (6)$$

式中 DV 为低压缸出口容积流量, X_m 蒸汽干度, H_{11} 末级理想焓降, $f(\)$ 函数式。

在扣除上述两项损失后,末级实际焓降 H_{11} 为

$$H_{11} = B(H_{11} - \Delta h_{c2} - \Delta h_x) \quad (7)$$

其中 B 为修正系数,与各项损失有关。

调速系统和调节级数学模型可参见文献[3]。

1.3 转子方程

汽轮发电机转子在转动时所具有的动能 E 与转子角速度 ω 之间具有如下关系:

$$E = \frac{I\omega^2}{2} \quad (8)$$

其中 $\omega = 2\pi n/60$, n 机组转速, I 为转子转动惯

量。

当汽轮机在并网前冲转升速过程时,转子动能的变化 $\frac{dE}{d\tau}$ 等于作用在转子上的有效机械功率 N , 即:

$$\frac{dE}{d\tau} = N \times 10^3 \quad (9)$$

故可得

$$\frac{dn}{d\tau} = \frac{N}{An} \quad (10)$$

其中 $A = \frac{\pi^2 I}{9 \times 10^5}$

考虑到冲转前速度可能为 0, 如末投盘车冲转, 造成 $dn/d\tau$ 趋于无穷大, 而使仿真难以在计算机中进行, 故采用另一种变化形式:

$$n = (n_0 + \frac{2Nt}{A}) \quad (11)$$

其中 t 为仿真时间步长, n_0 前一时刻转速。

2 回热系统

在加热系统中,从加热器的传热特性可分为表面式加热器及混合式加热器,混合式加热器又因运行方式不同,可分为定压运行和变压运行两类。尽管其结构形式、过程目的各有所异,但它们具有相同的工作方式,即用汽机抽汽加热给水,且在动态过程中所描述的热力参数如汽侧蒸汽饱和压力,出水温度都是相同的。因此可抓住其共性的特性,建立一统一的模型。

加热器内与抽汽口间的压差,可根据动量方程确定,阻力系数、传热系数由设计书和试验数据得到。加热器内水位认为是由理想比例调节器来控制的。根据水位、加热器间的压力和几何高度差决定疏水流量。

典型的表面式加热器具有蒸汽冷却段、凝结段、疏冷段三个部分传热面,其数学模型可在一定假设条件下,根据质量方程、能量方程、动量方程和状态方程求得。其假设条件如

下:

(1) 认为汽侧蒸汽压力在整个汽侧均匀一致;

(2) 认为凝结段汽侧工质处于饱和状态,对有蒸汽冷却段的加热器,当抽汽切除时,认为蒸汽冷却段的动态与凝结段一致;

(3) 若管束金属不作为独立环节给出,则其影响分别各取一半归入汽侧和水侧考虑;

(4) 取壳体金属 20% 参加动态反应,且该部分金属温度与汽侧饱和温度一致;

(5) 略去沿管长方向的压力降,并认为沿管长方向无导热和其它热交换,且管壁径向无温差。

由上述假设,可导出如下几个主要关系式。

汽侧空间压力变化率:

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{\sum Dh + Q_s - Q_n - Q_a - A \sum D}{BV_0 + M_c \frac{dT}{dp_s} + CV' + aV' P' \frac{dh'}{dp_s}} \quad (12)$$

汽侧空间水容积变化率:

$$\frac{dV'}{d\tau} = \frac{1}{\rho' - \rho''} \left[\sum D - (\Gamma'' \frac{d\rho''}{dp_s} + \Gamma' \frac{d\rho'}{dp_s}) \times \frac{dp_s}{d\tau} \right] \quad (13)$$

其中

$$\sum D = D_e + D_i - D_o$$

$$\sum D = D_e h_e + D_i h_i - D_o h_o$$

$$V_0 = V' + V''$$

A, B, C 为与焓、密度、压力有关的系数;

D, h, ρ, P 分别为工质流量、焓、密度和压力;

下标 e, i, o, s 分别与抽汽、给水进、出及饱和温度;

上标 $'$ 、 $''$ 分别为给水、给水蒸汽;

V', V'', M_c 分别为加热器汽、水容积和汽侧空间有效金属热容;

α 为加热器汽侧饱和水份,由试验确定;

Q_s, Q_n, Q_a 分别为加热器蒸汽冷却段、凝结段和疏冷段换热量。

上述公式适用于任何一种型式表面式加热器。对于凝结器由于其传热机理以凝结放热为主,可作为一循环水加热器处理。故属于上述模型中 Q_s, Q_a 均为零的情况,只不过此时 $\sum D, \sum Dh$ 为流入流出凝结器汽侧空间的工质质量、能量和。同样,对于汽水直接接触进行传热的除氧器这样的混合加热器,为上述公式中 Q_s, Q_a, Q_n 为零的特殊情况。且此时 $\sum D, \sum Dh$ 可理解为进出除氧器工质质量和能量和。

3 差胀模型

差胀是限制汽轮机启停速度和负荷变化速率,妨碍安全生产的一个主要因素。因此,有必要建立一高精度的数学模型,来准确反映差胀及其变化规律。

对 125 MW 汽轮机而言,影响高压缸差胀的主要原因有转子热膨胀 M_r 、汽缸热膨胀 M_c 、转子离心力引起的轴向变形 M_{cl} 及转子在推力轴承处的轴向位移 M_a ,其关系式为:

$$\Delta z_h = M_r + M_{cl} + M_a - M_c \quad (14)$$

对于低压缸差胀实质为低压转子热膨胀,其主要影响因素有低压转子热膨胀 M_r 、离心力引起的轴向变形 M_{cl} 及轴向位移 M_a ,故有如下关系:

$$\Delta z_l = M_r + M_{cl} - M_a \quad (15)$$

因此,计算差胀首先应准确计算各影响因素。

3.1 离心力引起的转子轴向变形

在启停过程中,随着转速的改变,汽轮机转子所承受的离心力将要改变,这必然要引起转子的轴向变形。尤其是对大容量机组,

这种效应更加明显。根据有限元计算可得到一近似关系式：

$$\Delta t_{un} = - An^2 \left(\frac{E_0}{L_0} \sum \frac{L_i}{E_i} \right) \quad (16)$$

式中 E_0, E_i 分别为室温和某一温度下转子材料的弹性模量；

L_0, L_i 分别为转子长度和分段长度；

A 系数，对高中压转子 $A = -4.33 \times 10^{-8} \text{mm}/(\text{r}/\text{min})^2$ 、对低压转子 $A = 1.41 \times 10^{-7} \text{mm}/(\text{r}/\text{min})^2$ 。

3.2 推力轴承处转子轴向位移

推力轴承是转子的死点，随着工况的变动，轴向推力要发生改变，造成推力盘连同转子一起产生轴向位移。当推力改变方向时，转子会在推力盘与两侧推力瓦块的间隙范围内窜动。在实际运行中，影响轴向推力的因素主要是高中压两部分的各自受力。由于通流部分各级前后压力基本上决定该级焓降和反动度，故将轴向位移简化为仅是各级段压差和转速的函数。其关系如下：

$$\Delta t_a = \sum_{i=0}^5 B_i \Delta P_i + \sum_{i=0}^m C_i n^2 \quad (17)$$

其中 $\Delta P_i (i = 1, \dots, 5)$ 是调节级、高压级、中压级、高压轴封，中压轴封之压差， B_i, C_i 为系数，由试验数据求得。

3.3 汽缸转子热膨胀

在启停及负荷变动的暂态过程中，汽轮机汽缸、转子的轴向热膨胀计算公式一般采用：

$$\Delta l = \int_0^l \frac{dz}{F(z)} \iint \beta t(x, \tau) dF \quad (18)$$

式中 β —汽缸、转子材料的热膨胀系数；

$F(z)$ —汽缸、转子的横截面积；

z —轴向坐标；

$\Delta t = t - t_0$ 为汽缸、转子在 Z 截面的温度变化， t_0 —初始温度 x —坐标系，汽缸采用直角坐标，转子采用柱坐标。

将式(17)进行离散化，得到下式：

$$\Delta l = \sum_{k=1}^n \frac{\Delta z_k}{F(z_k)} \sum_{i=1}^m \beta_i \Delta t_i \Delta f_i \quad (19)$$

式中 $f_i (i = 1, 2, \dots, m)$ —单元面积；

$F(z_i) (i = 1, 2, \dots, n)$ —横截面积；

Δt_i —单元面积上的平均温度。

由于转子结构和温度的轴对称性，可化为二维问题处理，并按汽缸蒸汽进、出口，抽汽口，轴封腔室进行分段。而汽缸由于内外半径比已达 0.9 以上，可作平板处理，且汽缸、法兰分别计算，然后用两截面积比加权求得。另将汽缸分为高压、中压、中压排汽、前、后猫爪等五段，分段处认为绝热。

当法兰内有汽流通过时，汽流与法兰接触部分认为是第三类边界条件。而螺栓孔，当通汽加热时，近似为等宽的连续通道。对于汽缸、转子对流换热的边界温度，近似采用各分段进、出口蒸汽温度的平均值，每段的放热系数亦用一集中参数，其关系式由文献[2]提供。

对于上述简化所造成的误差用有限元计算加以修正。

4 仿真结果

在仿真过程中，除上述模型外，汽轮机模型中还包括调节系统、旁路系统和泵组系统等数学模型。

由基本定理，试验数据和设计数据推导出的汽轮机模型能适用于实时仿真启停、正常运行及频繁发生的异常工况和事故过程。图 1~3 给出了几种类型的仿真结果，并与试验数据比较，结果吻合良好。说明能正确反映实际运行情况，可用于电站培训。

5 结论

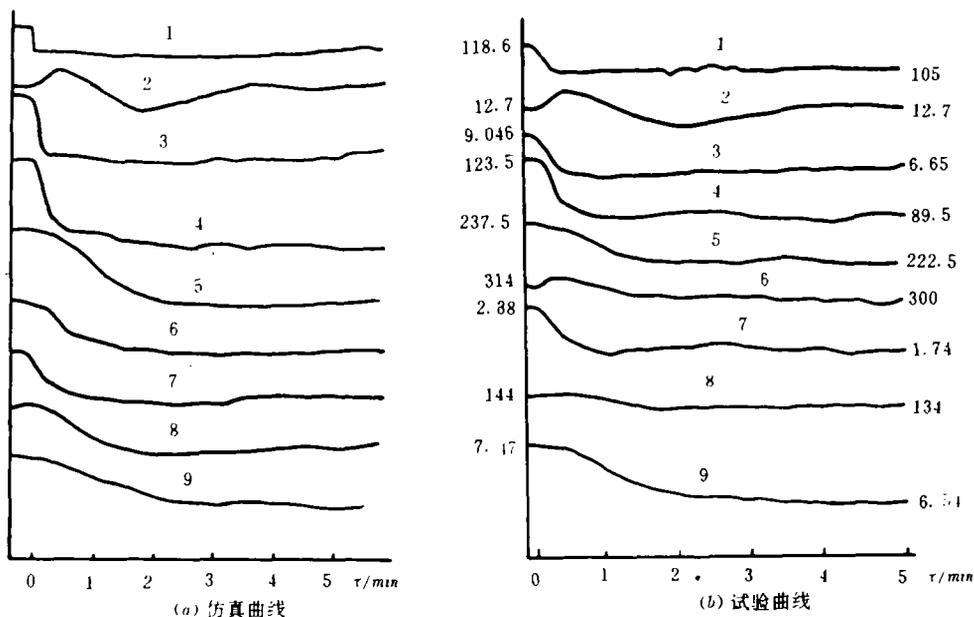


图 1 正常工况下,汽轮机同步器减少 27%,
同时减煤扰动仿真与试验对比

1. 高压油动机行程(mm) 2. 主蒸汽压力(MPa) 3. 调节级后压力(MPa) 4. 发电机功率(WM) 5. #6 高加出水温(°C)
6. 高压缸排汽温(°C) 7. 高压缸排汽压力(MPa) 8. #4 低加出水温(°C) 9. 凝汽器真空(KPa)

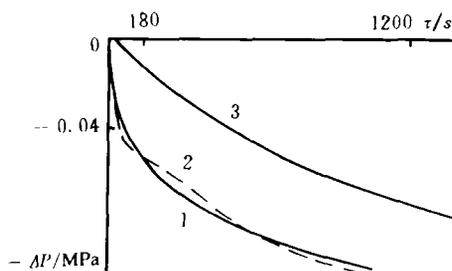


图 2 除氧器压力下降初始
阶段仿真与试验对比

1. 水箱水中有部分饱和水(本文模型)
2. 试验曲线
3. 水箱水中全为饱和水

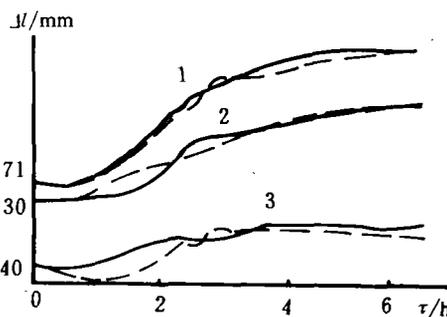


图 3 滑参数启动,汽机差胀仿真(实线)
与试验(虚线)曲线对比

1. 高压转子膨胀 2. 高压缸膨胀 3. 高压缸差胀

(1) 由基本定理导出的汽轮机模型适用于正常、启停和事故工况的实时仿真,其结果与实际机组运行情况基本相符,可作为电

站培训。

(2) 本文提供的建模思想和仿真方法具有普遍意义,可推广到其它机组。

(3) 也可利用该数学模型对大型机组的运行性能进行分析。

参 考 文 献

1 曹祖庆. 汽轮机变工况特性. 北京:水利电力出版社 1991,5

2 西安交通大学、浙江大学. 大型汽轮机起停及试验调整. 北京:电力工业出版社,1982,7
3 胥建群,曹祖庆. 汽轮机调速系统和调节级数学模型. 汽轮机技术,1991,30(1)
4 胥建群,曹祖庆. 汽轮机启动过程中的轴胀数学模型. 东南大学学报,1994,24(9)

(渠源 编辑)

1997 年《锅炉技术》征订启事

当今国内、外锅炉在高新技术、相关科学、边缘学科的相互渗透下,锅炉技术迅猛发展,专业科技期刊《锅炉技术》将成为您的忠诚朋友和得力助手!

《锅炉技术》是机械工业部发电设备行业科技情报网锅炉分网的网刊,是我国的中文核心期刊。由上海锅炉厂主办,上海电气(集团)总公司主管。

《锅炉技术》主要刊载锅炉行业的方针政策,综合评述,最新科研成果、新产品、新工艺、新材料、新技术开发、老产品改进,国内外发展动向。主要栏目有“科研与设计”;“燃料、燃烧与流化床”;“制造与质量”;“运行和维修”;“锅炉基本知识”还有“核电与容器”;“标准与管理”;“国内外信息”。

“锅炉技术”月刊,自 1970 年创刊以来,刊载了大量的重要论文和文献,推动了锅炉的技术进步。欢迎国内从事锅炉科研、设计、制造、运行、教学、监督……的工程技术、师生、管理等人员和单位订阅。近来因受印刷、纸张等费用上涨,为减少亏损自 1997 年起适当调整定价,每期 3 元,全年 12 期共 36 元(含邮资),优惠个人订阅每期 2 元,全年 12 期共 24 元(含邮资)。统一收据。新订户未收到订单请速来信索取,莫失良机。

银行汇款帐号:上海工行闵行区办闵行分理处 236-04001684。

邮 汇 地 址:上海闵行华宁路 250 号《锅炉技术》编辑部

邮 政 编 码:200245

上海锅炉厂《锅炉技术》编辑部

this paper a comprehensive review is given for the various empirical formulas for calculating helical-ribbed tubes in order to identify a relatively suitable empirical formula for helical-ribbed tubes when flue gas is used as a heat exchange medium. Key words: helical-ribbed tube, heat exchange

镇海石化总厂 200 t/h 燃油锅炉过热器管壁温度的测试分析=The Measurement and Analysis of Superheater Tube Wall Temperatures of a 200 t/h Oilfired Boiler at Zhenhai Petrochemical Works [刊,中]/Liu Linhua, Yu Qizhong (Harbin Institute of Technology), Liu Zhi (Shangfang Grain Depot of Harbin City)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):375~378
The superheater tube wall temperature of two units of high-pressure natural-circulation D-shaped boilers was measured. An analysis and comparison were performed of the thermal excursion along the width of the superheater and metal temperatures along its tube length for both a radiation type and convection type superheater. Key words: boiler, superheater, wall temperature, test, calculation

汽轮机实时仿真数学模型=A Mathematical Model for Steam Turbine Real-Time Simulation [刊,中]/Xu Jianqun, Cao Zuqing (Southeastern University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):379~384

Taking a home-made 125 MW steam turbine as an example, the authors described a method for setting up a model for real-time simulation during its start-up, shut-down, malfunctions and normal operation. The simulation results being basically in agreement with on-site test results, the model setting-up method proposed in this paper is suited for general application and can be used to other types of steam turbine units. Key words: steam turbine, simulation, mathematical model

大型锅炉炉膛三维流场微机数值模拟计算=Numerical Simulation Calculation of Three-dimensional Flow Field of a Large-sized Boiler Furnace by the Use of Microcomputers [刊,中]/Zhu Qing, Pang Lijun (Harbin Institute of Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):385~390

Based on the study of the internal flow field of a 300 MW boiler, the authors have proposed a three-dimensional flow field calculation method suitable for small and medium-sized computers, which makes it easy to conduct large-scale numerical simulation calculation by using microcomputers. Key words: boiler, numerical simulation, three dimensional flow field, computer

Windows 环境下热网监控系统的设计=Design of a Heating Network Monitoring System Under "Windows" Environment [刊,中]/Qian Danyang, Shi Tingjin (Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(6):391~394

On the basis of an in-depth study of the existing computer-based monitoring system for heating networks this paper proposes a software and hardware design philosophy for a heating network monitoring system under a "Windows" environment. Described is a system configuration with basic framework for system software being given. In this regard some progress has been made in the study of application