

某型舰乏汽和除氧器压力系统协调控制研究

王中泽 (清华大学)

边信黔 (哈尔滨船舶工程学院)

〔摘要〕 运用热工动态学的基本原理,建立了某型舰乏汽总管和除氧器压力控制系统的非线性动态数学模型,重点考虑了调节阀流量性的非线性影响。在对此系统进行离线仿真的基础上,将仿真曲线与实测曲线进行了对比分析,验证了动态数学模型的可用性;并进一步针对原有的控制系统不能正常工作的情况,提出协调控制策略。仿真表明,其采样控制系统的性能是令人满意的。

关键词 乏汽 除氧器 数学模型 仿真技术 压力调节系统

某型舰诞生已近二十年,其蒸汽动力装置控制系统中存在的若干问题始终悬而未决。乏汽和除氧器系统压力稳定性作为一个较突出的问题已被攻关多年,但效果仍不理想。本文对此进行了深入分析。

一、系统工作原理

乏汽系统是用来汇集蒸汽辅机的乏汽,并用来分配至耗汽设备(除氧器)或排入主辅冷凝器。乏汽压力调节器的功用是保持乏汽总管的压力为定值,以保证各辅机在设计背压下进行工作。除氧器利用乏汽将给水加热至工作压力下的饱和温度,使溶于水中的气体分离出来,乏汽及除氧器调节系统原理如图1所示。除氧器压力由除氧器调节阀控

制。乏汽总管压力由排汽阀和补汽阀共同控制。

二、动态数学模式

1. 除氧器动态数学模型

假定除氧器内汽水换热是充分的、迅速的,且水位恒定。实际上,除氧器容汽空间是乏汽与凝水的混合物,所以可将容汽空间的汽水混合物分为汽相和水相(如图2)并认为汽相与水相只有传热而无传质。对于因

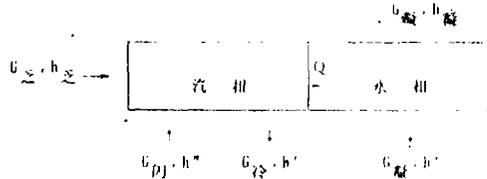


图2

除氧器压力下降其底部水闪发的蒸汽量可通过引入汽化系数 R 导出。定义 R 等于压力下降单位压力时,每单位体积饱和水蒸发汽化掉的重量。对于单位体积压力为 P 的饱和水,其初始重量为 $1/V_p'$,当压力下降 ΔP 后,

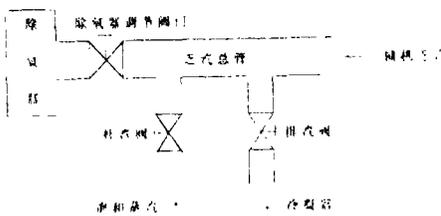


图1

收稿日期: 1990-03-22

重量则变为 $(1/V_{P'} - R \cdot \Delta P)$ ，其中 $R \cdot \Delta P$ 是蒸发汽化掉的饱和蒸汽重量， V_P 是压力为 P 时饱和水的比容， ΔP 是变化前压力与变化后压力之差。能量平衡为：

$$\frac{1}{V_{P'}} \cdot h_{P'} = \left(\frac{1}{V_{P'}} - R \cdot \Delta P \right) \cdot h'_{P-\Delta P} + R \cdot \Delta P \cdot \frac{1}{2} (h_{P''} + h''_{P-\Delta P})$$

所以，闪发掉的水量为 $R \cdot \Delta P \cdot V_0$ 。

$h_{P'}$ ， $h'_{P-\Delta P}$ ：分别为压力 P 下和压力 $P - \Delta P$ 下饱和水的焓

$h_{P''}$ ， $h''_{P-\Delta P}$ ：分别为压力 P 下和压力 $P - \Delta P$ 下饱和蒸汽的焓

V_0 ：为除氧器底部容水空间饱和水的体积。

根据能量平衡与质量平衡，得出压力与凝水及乏汽流量的关系：

$$\frac{dP_2}{dt} = a_1 \cdot G_{\Sigma} + a_2 \cdot G_{\text{闪}} - b \cdot G_{\text{凝}}$$

其中， $a_1 = (h_{\Sigma} - h')/A$ ；

$$a_2 = (h'' - h')/A$$

$$b = (h' - h_{\text{凝}})/A$$

$$A = C_1 + C_2 \cdot h' \quad (C_1, C_2 \text{ 为常数})$$

2. 乏汽总管数学模型

$$\frac{dP_1}{dt} = (G_1 - G_2 - G_{\text{排}}) \cdot h_{\Sigma} / B + G_{\text{补}} \cdot h_{\text{补}} / B \quad (B \text{ 为常数})$$

3. 调节阀数学模型

$$G = \alpha \cdot F \cdot \sqrt{2g\gamma \cdot \Delta P}$$

其中， G —— 流量

α —— 流量系数

F —— 流通面积

g —— 重力加速度

γ —— 介质密度

ΔP —— 阀门压降

综合上述模型，可以得到乏汽——除氧器系统的动态模型：

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{B} [(G_1 - G_2 - G_{\text{排}})h_{\Sigma} + G_{\text{补}} \cdot h_{\text{补}}]$$

$$\frac{dP_2}{dt} = a_1 G_{\Sigma} + a_2 G_{\text{闪}} - b_1 G_{\text{凝}}$$

$$G_2 = \alpha_2 F_2 \sqrt{2g\gamma_1 (P_1 - P_2)}$$

$$G_{\text{补}} = \alpha_{\text{补}} \cdot F_{\text{补}} \cdot \sqrt{2g\gamma_{\text{补}} (P_{\text{饱}} - P_1)}$$

$$G_{\text{排}} = \alpha_{\text{排}} \cdot F_{\text{排}} \cdot \sqrt{2g\gamma_{\text{排}} (P_1 - P_{\text{冷凝器}})}$$

$$a_1 = (h_{\Sigma} - h')/A$$

$$a_2 = (h'' - h')/A$$

$$b_1 = (h' - h_{\text{凝}})/A$$

$$A = C_1 + C_2 h' \quad (C_1, C_2 \text{ 为常数})$$

三、仿真计算

1. 乏汽及除氧器系统的离线数字仿真
在本系统中所使用的调节机构为一积分环节，数学表达式为：

$$N = - \int \frac{E}{T} dt$$

T —— 调节阀门伺服器的时间常数

N —— 调节阀开度

E —— 被调量偏差与设定值之商

在仿真计算中，重点考虑了阀门流量非线性以及乏汽系统排汽阀和补汽阀轮换开闭对系统压力的影响。

2. 仿真曲线与实测曲线的对比

(1) 仿真曲线 (见图 3)

从曲线上可以看出，低工况时，稍加扰动，系统即有明显波动，复原缓慢；中间工况时，压力剧烈波动，排汽和补汽阀交替开关；高工况时，系统稳定性较好。另外，还可以发现，在波动过程中，排汽阀门开大时，除氧器阀关小，反之，除氧器阀开大时，排汽阀关小，系统震荡周期处于 12~15 秒之间。

(2) 实测曲线 (图 4，图 5)

实测曲线的基本特征可以归为以下几条：

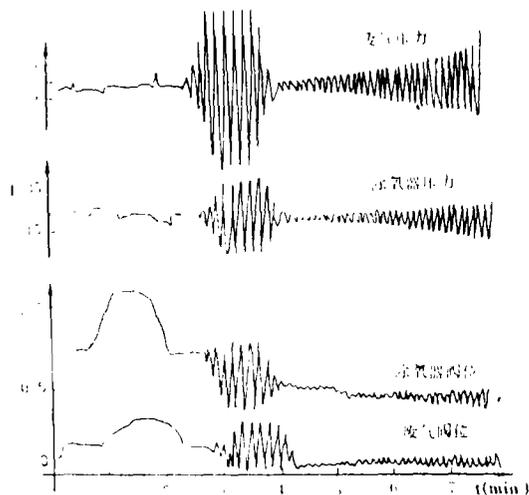


图 3

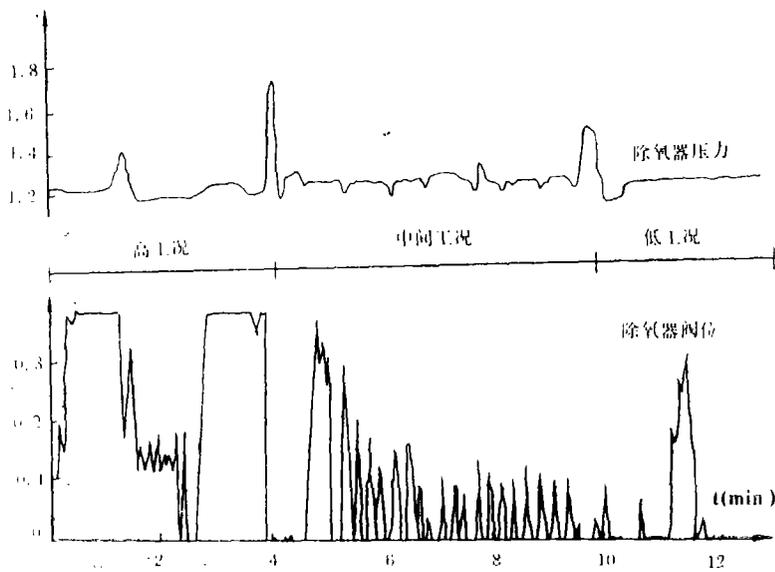


图 4

- a. 低工况时，系统易波动且持久。
- b. 中间工况时，系统处于较强烈的持续震荡状态，补汽、排汽阀交替开关。
- c. 高工况时，系统能较快地稳定下来。
- d. 波动过程，排汽阀开大，则除氧器阀小；反之，除氧器阀开大时，排汽阀关小。

e. 系统震荡周期处于12~20秒之间。

从仿真曲线和实测曲线的对比可以看出，仿真所用数学模型基本反应了实际系统的特点。

四、控制策略研究

本文所涉及的控制对象的特殊性之一在

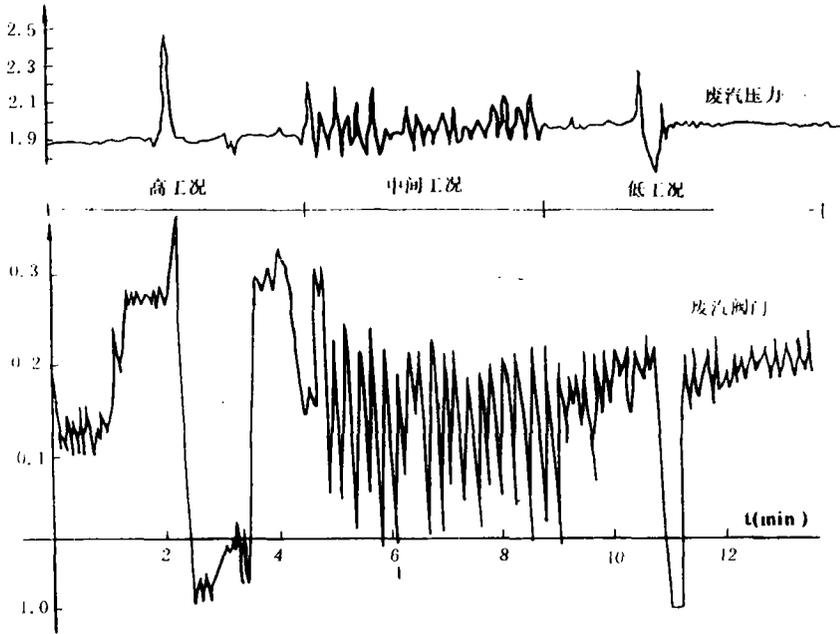


图 5

于乏汽总管的体积过小，几乎无惯性可言（而除氧器却是具有庞大体积的，有一定惯性的热力容器）；此外，低工况时辅机状态不稳定造成的随机干扰经常发生，这就导致了乏汽总管和除氧器在这种串联的工作方式下，易产生波动，而且只要其中一个压力不稳，就会影响到另一个。此外原设计系用的两个单回路比例调节器在调节上严重的耦合影响，也造成两个被控压力易产生波动。由于除氧器和乏汽总管的时间常数相差较大，因此，我们认为如能控制住一个压力，则可能控制住另一个。鉴于乏汽压力最易产生波动，所以把控制的重点放在乏汽压力上。

另外，在仿真和实测过程中发现，乏汽压力变化速度快，而调节阀动作时常跟不上其变化速度，所以采用除氧器调节阀对乏汽压力进行协调控制，而除氧器的热惯性远大于乏汽总管的热惯性使得这样控制方式得以实现。

由于线性控制理论在分析本数学模型上存在一定困难，所以采用了PID控制。

对乏汽压力 P_1 的控制作用：

$$\text{排汽阀: } K_P \cdot E_1 + \frac{1}{T_{iP}} \int E_1 dt + T_{dP} \frac{dE_1}{dt}$$

$$\text{补汽阀: } K_B \cdot E_1 + \frac{1}{T_{iB}} \int E_1 dt + T_{dB} \frac{dE_1}{dt}$$

对除氧器压力 P_2 的控制作用：

$$K_2 E_2 + \frac{1}{T_{2i}} \int E_2 dt + T_{2d} \frac{dE_2}{dt} + K_{23} E_1 + T_{3d} \frac{dE_1}{dt}$$

其中： $E_1 = P_{10} - P_1$

$E_2 = P_{20} - P_2$

控制器系数的选择采用优化的方法，使目标函数 $\int E dt$ 最小。

应用上述控制方法的采样控制系统仿真结果是令人满意的，不仅动态过程品质明显

改善，且满足静态设计指标（乏汽压力和除氧器压力设计静差分为9.8kPa和4.9kPa），仿真曲线如图6。

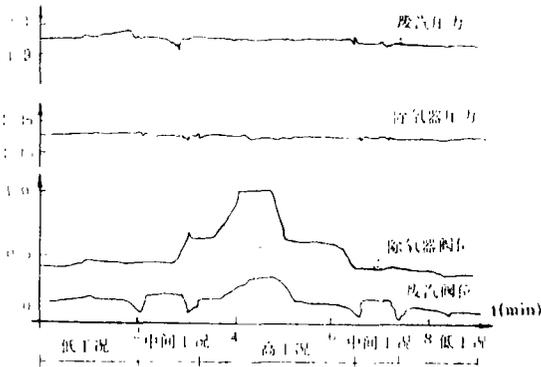


图6

五、结 论

本文首次建立了某型舰乏汽压力和除氧

器压力及其控制系统的完整数学模型，并对其进行了动、静态实验和性能分析，提出了改进控制方案。

1. 采用离线仿真和实船试验相结合的方法，大大地提高了工作效率和经济效益。
2. 仿真结果与试验结果进行了对照，验证了数学模型的正确性。
3. 控制方案中所采用的协调控制策略解决了系统设计所造成的失误。

参 考 文 献

- 〔1〕 某舰汽力装置调节，海军工程学院，1982
- 〔2〕 陈来九，热力系统自动控制，中国工业出版社，1961.5
- 〔3〕 熊光楞，控制系统数字仿真，清华大学出版社，1983
- 〔4〕 水和水蒸汽热力学性质图表，水利电力出版社，1974

(孙显辉 编辑)

A Study of Coordination Control of Waste Steam and Deaerator Pressure System for a Naval Vessel

Wang Zhongze

(Qinghua University)

Bian Xinqian

(Harbin Shipbuilding Engineering Institute)

Abstract

By use of the basic theory of thermotechnical dynamics a nonlinear dynamic mathematical model of waste steam main pipe and deaerator pressure control system for a naval vessel has been set up with the nonlinear effect of regulating valve flow rate characteristics being taken into account on a priority basis. On the basis of the off-line simulation of the said system a comparison analysis of the simulation curves and measured ones has been carried out and the validity of the dynamic mathematical model verified. In addition, a coordination control strategy has been proposed to cope with the inability of the original control system to function normally. The simulation shows that the sampling control system performance is quite satisfactory.

Key words: waste steam, deaerator, mathematical model, simulation techniques, pressure regulation system