

PG-PL 型调速器动态过程的数值分析

黄庆宏, 侯小刚

(南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 针对美国伍德华特(Woodward)公司生产的 PG-PL 型调速器, 先建立其动态方程, 再进行动态数值分析. 对微分方程, 没有采用传统的拉普拉斯变换的方式, 而是直接采用将微分形式简化成一维差分的形式, 然后再进行迭代计算, 将方程组的计算过程就视为调速器的动态过程. 通过对动态方程各参数的优化计算, 推导出一组合理的参数, 并将每个参数对调节过程动态特性的影响进行了分析. 论文结果对调速器的设计与数值仿真具有意义.

[关键词] PG-PL 调速器, 动态数值分析, 仿真

[中图分类号] TK 479 [文献标识码] A, [文章编号] 1672-1292-(2005) 01-0020-05

Number Value Analysis of the Dynamic Course of the PG-PL Governor

HUANG Qinghong HOU Xiaogang

(School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Jiangsu Nanjing 210042, China)

Abstract This paper first establishes the dynamic equation for the Model PG-PL governor produced by the U. S. A. Woodward Company and then carries on an analysis of the dynamic number value. For the differential mathematical equation, the differential form has been adopted and simplified into the form in which one-dimensional difference divides directly instead of traditional Laplace varies, then changing and replacing calculation is made. the computational process of the equation group is regarded as the dynamic course of the governor. Through the optimization of every parameter of the dynamic equation, a group of rational parameter data is derived, and have been analyzed the influences each parameter has on the dynamic characteristic which regulate the course. The paper has certain directive significance for the design of the governor and the number value simulation.

Key words PG-PL governor; dynamic number value to analyze; simulation

0 引言

PG-PL 型调速器(如图 1 所示)是美国伍德华特(Woodward)公司的产品, 主要用于舰船内燃机和工业汽轮机的调节. PG-PL 型调速器在国内的内燃机和工业汽轮机得到广泛应用, 汽轮机液压调节系统已有广泛的研究, 但对其气压变化与油动机位移的特性研究尚不够. 在对微分方程的数值处理方面, 传统的方式都是采用拉氏变换精确解的处理. 随着计算机的迅速发展, 人们逐渐采用数值迭代计算近似解来处理.

该产品是一种机械离心式调速器, 采用弹性反馈的机械液压式调节装置. 它是在机械液压式调速器的结构基础上另设了一套气动附件. 气压信号输

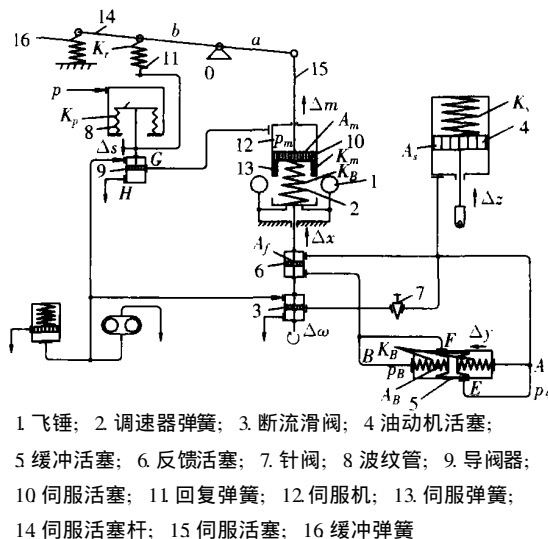


图 1 PG-PL 调速器原理示意图

收稿日期: 2004-09-17

作者简介: 黄庆宏(1957-), 副教授, 主要从事热能动力机械及计算机仿真等方面的教学与研究. E-mail: Huangqinghong@njnu.edu.cn

入到调速器,再由调速器通过液压放大器作用于调节阀来控制汽轮机的转速。它可以与气动系统联系起来使汽轮机单独运行,也可以通过波纹管接受从变送器来的标准气压信号按串级调节原理对驱动泵与风机的工业汽轮机进行转速调节。

1 建立动态方程

根据建立 PG-PL 型调速器各环节的动态方程。为了便于动态分析,在建立该调速器的动态方程时,将其分成气压转速设定机构、导阀伺服器机构、调速器机构、滑阀油动机机构 4 部分。

1.1 气压转速设定机构

作用在波纹管上的力平衡方程为:

$$\Delta p \cdot A_p = K_r \left[\Delta s + \frac{b}{a} \Delta m \right] K_p \cdot \Delta s \quad (1)$$

式中, Δp 为波纹管上气压的变化值 $/(N/m^2)$; A_p 为波纹管面积 $/m^2$; K_r 为回复弹簧的刚度 $/(N/m)$; Δs 为导阀器的位移变化值 $/m$; Δm 为伺服活塞的位移变化值 $/m$; K_p 为波纹管的刚度 $/(N/m)$; a, b 为分别为伺服活塞杆与回复弹簧分别到支点的距离 $/m$

将式 (1) 改写成:

$$\Delta s = \frac{A_p}{K_r + K_p} \Delta p - \frac{K_r b}{(K_r + K_p) a} \Delta m \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{A_p p_{max}}{s_{max} (K_r + K_p)} \varepsilon - \frac{m_{max} K_r b}{s_{max} (K_r + K_p) a} \mu \quad (3)$$

$$\sigma = K_1 \varepsilon - K_2 \mu \quad (4)$$

式中, σ 为导阀器的位移变化的相对值, $\sigma = \Delta s / s_{max}$; s 为导阀器的位移值 $/m$; ε 为波纹管上气压变化的相对值, $\varepsilon = \Delta p / p_{max}$; p 为波纹管上气压值 $/(N/m^2)$; μ 为伺服活塞的变化的相对值, $\mu = \Delta m / m_{max}$; m 为伺服活塞的位移值 $/m$ 。

$$K_1 = \frac{A_p p_{max}}{s_{max} (K_r + K_p)}$$

$$K_2 = \frac{m_{max} K_r b}{s_{max} (K_r + K_p) a}$$

K_1 为系数 $/(m^3/N)$, K_2 为系数 (无因次)。

1.2 导阀伺服器机构

略去伺服活塞的惯性力后,其力平衡方程为:

$$\Delta p_m \cdot A_m = (K_m + K_F) \Delta m \quad (5)$$

式中, Δp_m 为伺服活塞上部的油压变化值 $/(N/m^2)$; A_m 为伺服活塞面积 $/m^2$; K_m 为伺服弹簧的刚度 $/(N/m)$; K_F 为调速弹簧的刚度 $/(N/m)$ 。

将式 (5) 改写为:

$$\Delta p_m = \frac{(K_m + K_F)}{A_m} \Delta m \quad (6)$$

通过导阀油口流入伺服器活塞上部的油量变化 ΔQ_m 应等于伺服活塞运动时的体积变化所吸收的油量,即:

$$\Delta Q_m = A_m \frac{d\Delta m}{dt} \quad (7)$$

$$Q_m = \alpha \cdot L \cdot s \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_m)} = Q_m(s, p_m) \quad (8)$$

式中, L 为导阀油口的宽度 $/m$; α 为流量系数; s 为导阀位移 $/m$; p_0 为油泵出口高压油压 $/(N/m^2)$; p_m 为伺服活塞上部油压 $/(N/m^2)$ 。

将式 (8) 线性化,再代入式 (6) 和式 (7) 整理后得:

$$T_1 \frac{d\mu}{dt} + \mu = K_3 \sigma \quad (9)$$

$$\text{式中: } T_1 = A_m^2 \left[- \frac{\partial Q_m}{\partial p_m} (K_m + K_F) \right],$$

$$K_3 = \frac{\partial Q_m}{\partial s} A_m m_{max} \left[- \frac{\partial Q_m}{\partial p_m} (K_m + K_F) s_{max} \right]$$

T_1 为时间常数 $/s$; K_3 为系数 (无因次)。

从式 (9) 的公式形式可知,导阀伺服器机构为一个惯性系统。

1.3 调速器机构

对于缓冲活塞,略去其运动时的惯性力,则作用在缓冲活塞上的力平衡方程式为:

$$(\Delta p_A - \Delta p_B) A_B = K_B \Delta y \quad (10)$$

式中, $\Delta p_A, \Delta p_B$ 为油管 A 和 B 油压的变化值 $/(N/m^2)$; A_B 为缓冲活塞的面积 $/m^2$; K_B 为缓冲活塞两侧弹簧的总刚度 $/(N/m)$; Δy 为缓冲活塞的位移变化值 $/m$ 。

略去调速器滑套等运动时的惯性力,则作用在调速器上的力平衡方程式为:

$$\Delta A(x, \omega) = \Delta E(x, m) + (\Delta p_A - \Delta p_B) A_i \quad (11)$$

式中, x 为调速器滑套的位移 $/m$; ω 为转速 $/s^{-1}$; A_f 为补偿环的面积 $/m^2$; $\Delta A(x, \omega)$ 为折算到调速器滑套上的离心力的变化值 $/N$; $\Delta E(x, m)$ 为折算到调速器滑套上的约束力的变化值 $/N$ 。

其力平衡方程式为:

$$\Delta E(x, m) = (K_m + K_F) (\Delta x + \Delta m) \quad (12)$$

将式 (11) 线性化,再代入式 (10) 和式 (12)。

经分析,因为 $(K_m + K_F) \gg \frac{\partial A}{\partial x}$ 和 $m_{max} = x_{max}$ 所以

$$\text{取 } \left[\frac{(K_m + K_F) m_{max}}{K_m + K_F - \frac{\partial A}{\partial x} x_{max}} \right] = 1 \text{ 整理后得:}$$

4 动态方程式系数和时间常数分析

在建立动态方程式时, 由于忽略了各部件活塞运动时的惯性力和摩擦力以及流量系数选取等诸多条件, 使得确定动态方程式系数的大小造成了许多困难和不定因素. 如果系数选取不当, 不仅造成调节过程发散而无法正常工作的, 而且造成调速器制造上的困难, 甚至不可能. 笔者参照 Woodward 公司技术资料、产品使用说明书, 编程优化, 将 $K_1 \sim K_7$ 和 $T_1 \sim T_4$ 设定值如表 1 所示. 其设定依据是, 当波纹管上气压变化的相对值 $\varepsilon = 0.0 \sim 1.0$ 和转速变化的相对值 $\theta = 0.0 \sim 1.0$ 范围内变化的条件下, $\sigma, \pi, \lambda, \mu$ 和 ξ 5 个相对值也应在 $0.0 \sim 1.0$ 的范围变化, 不应该出现小于 0 和大于 1 的情况.

表 1 系数和时间常数的设定值

系数	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
系数值	1.0	0.01	75.1	0.942	1.744	69.1
系数	K_7	T_1	T_2	T_3	T_4	
系数值	35.1	69.0	191.4	121.5	59.6	

5 程序框图

程序框图如图 3 所示.

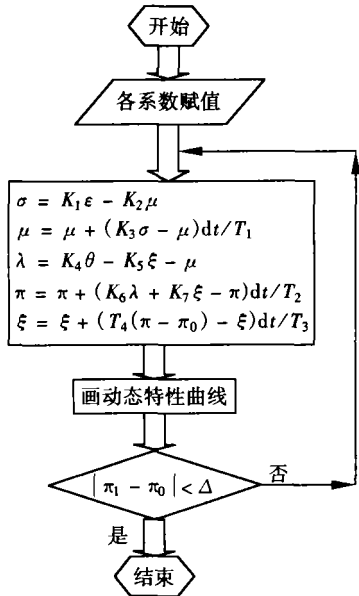


图 3 程序框图

6 动态方程式系数和时间常数变化趋势分析

分析系数和时间常数变化趋势的目的, 就是掌握各系数的变化对动态调节过程的过渡时间和稳定过程的影响. 其分析手段是, 先将系数 $K_1 \sim K_7$ 和时间常数 $T_1 \sim T_4$ 共 11 个中的 10 个值按表 1 的

数据设定, 然后把其中的一个从大到小进行变化, 得到 T, π, λ, μ 和 ξ 5 个变量的变化趋势, 如表 2 所示. 其中: 符号 \nearrow 为单调增, 符号 \searrow 为上凸, 符号 \nwarrow 为单调减.

说明:

(1) 导阀器的位移变化的相对值 σ 主要受波纹管上气压变化的相对值 ε 的影响较大, 基本不受 $K_1 \sim K_7$ 和 $T_1 \sim T_4$ 变化的影响;

(2) 为了保证系数 σ 在 $0 \sim 1.0$ 范围之间变化, K_1 和 K_2 值必须分别为 1.0 和 0.01 所以, 表 2 中并没有分析 K_1 和 K_2 值的变化趋势.

表 2 系数和时间常数变化趋势

系数	T/s	π	λ	μ	ξ
K_1					
K_2					
K_3					
K_4					
K_5					
K_6				\nwarrow	
K_7					
T_1					
T_2				\nwarrow	
T_3					
T_4					

7 动态特性曲线

图 4 为 $\theta = 1.0$ 的条件下 PG-PL 调速器的动态特性线, 它是波纹管上气压变化的相对值 ε 与 $T, \pi, \lambda, \sigma, \mu$ 和 ξ 6 个变量的变化曲线. 其中 $\varepsilon \sim \pi$ 为 PG-PL 调速器动态特性曲线.

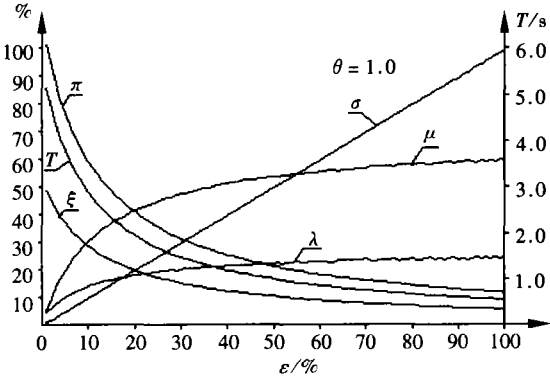


图 4 PG-PL 调速器动态特性曲线

由特性线可以看出, 当 $\varepsilon > 0.3$ 时, 特性线基本呈线性关系, 而且过渡时间 T 也大大降低. 另外, 伺服活塞的变化的相对值 μ 接近水平变化, 这表明反馈作用特别明显. 当 $\varepsilon < 0.3$ 时, 特性线的形状不是很理想, 曲线太陡不利于调节, 而且过渡时间也明显的增加.

8 动态调节过程曲线

图 5 和图 6 分别为 $\varepsilon = 0.03$ 和 $\varepsilon = 0.9$ 的动态调节过程曲线, 从中可以直观地看出各变量的变

化走向和实际物理模型的变化关系是很吻合的. 例如: 当给定波纹管上气压变化的相对值 ε 变化较大时, 动态调节过程的时间短; 反之则长, 与实际的汽轮机调节系统动态特性的变化规律相一致.

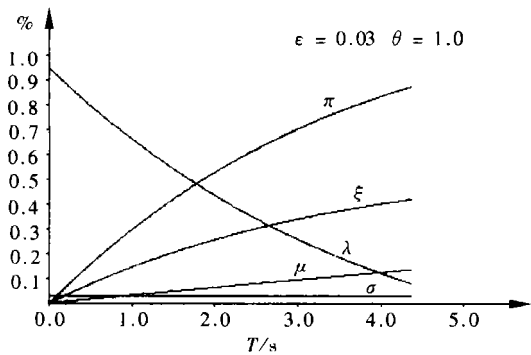


图 5 $\varepsilon = 0.03$ 时动态调节过程

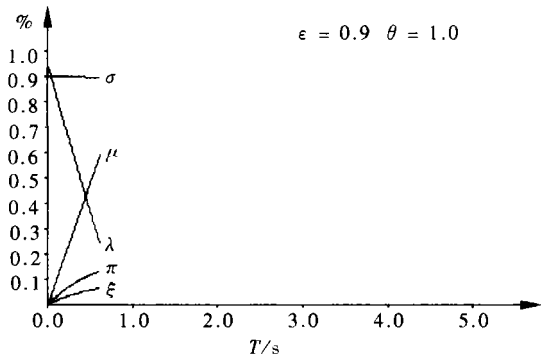


图 6 $\varepsilon = 1.0$ 时动态调节过程

9 结论

根据以上分析, 本文中建立的 PG-PL 型调速器动态方程式和迭代方程式是正确的, 表 1 中的系数和时间常数的值也是合理的. 该组方程式对 PG-PL 型调速器产品优化设计和数值仿真具有指导作用与实用价值.

可以通过以上结论, 对 PG-PL 调速器进行故障模拟来认识故障, 进而研究故障诊断方法能节约大量试验经费, 省时省力, 有推广价值^[6].

有待进一步深入工作, 根据表 1 求得的系数与时间常数, 研究油压、弹簧刚度、滑阀面积等结构参数与动态特性的关系.

[参考文献]

[1] 孔凡才. 自动控制系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2003. 100.
[2] 黄庆宏. X-WINDOWS 窗口下的仿真支撑系统 [M]. 合肥: 中国科技大学出版社, 2000. 41.
[3] 侯小刚. 50MW 供热机组汽轮机本体仿真模型的改进 [J]. 能源研究与利用, 2000. 68(2): 23-25.
[4] 于达仁. PG-PL 调速器控制的小汽轮机振荡故障机理分析 [J]. 热能动力工程, 1994. 9(1): 37-41.

[责任编辑: 刘健]