

涡扇发动机防喘控制系统的 动态数学模型和数字仿真

西北工业大学 贺惠珠

摘 要

本文以某涡扇发动机防喘控制系统为对象,建立了该系统的动态数学模型,并通过数字计算机进行仿真。判明了系统中主要结构参数和两个典型非线性对动态性能的影响。提出了改善系统品质的途径。

一、防喘控制系统

某涡扇发动机防喘控制系统的原理图如图1。它是一带硬反馈的机液伺服系统,感受与高压转子折合转速有单值关系的参数 $n_H/\sqrt{T_1^*}$, 输出液压作动活塞位移 x_P 。力臂 a 由进气总温 T_1^* 决定, $a = K_T T_1^*$ 。离心飞重的离心轴向力 $F_z = k_n n_H^2$ 。比较元件力矩平衡: $F_S a = F_z b$ 。由此得 $n_H/\sqrt{T_1^*} = 1/\sqrt{K_T F_S / K_n b}$ (1)。式中 K_T 、 K_n 、 b 均为常数,所以 $n_H/\sqrt{T_1^*}$ 与反馈弹簧力 F_S 具有单值关系。而 F_S 与 x_P , x_P 与导向叶片角度 α 之间均为单值关系,所以 $n_H/\sqrt{T_1^*}$ 与 α 间也存在单值关系。

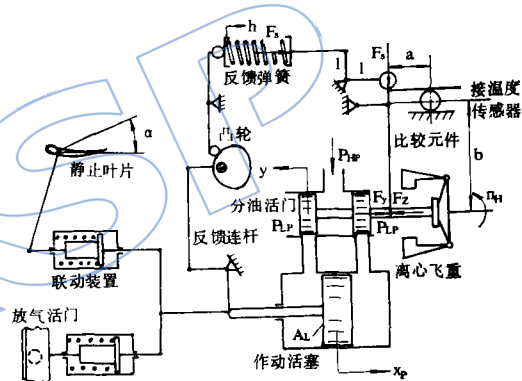


图1 防喘控制系统原理图

二、动态数学模型

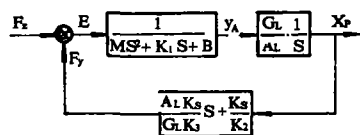


图2 控制系统框图

由原理图导出下列各环节传递函数^[1,2]。

分油活门:

$$E(s) = F_z(s) - F_y(s); \quad (2)$$

$$Y(s)/E(s) = 1/(Ms^2 + K_1s + B); \quad (3)$$

作动活塞:

$$X_P(s)/Y(s) = G_L/(A_Ls); \quad (4)$$

反馈机构:

$$F_y(s)/X_P(s) = A_L K_3 S / (G_L K_2) + K_1/K_2; \quad (5)$$

比较元件:

$$F(s)/F_Y(s) = K_3 \quad (6)$$

式中 M 为活门质量, K_1 为粘性阻尼系数, B 为伯努利力系数, G_L 为活门单位开度流量, K_s 为反馈弹簧刚度, $K_3 = b/a$, $K_2 = x_p/h$ 。

由以上各环节的传递函数画出系统框图如图 2, 再由此框图得系统动态数学模型为

$$\begin{aligned} & -\frac{A_L M}{G_L} \frac{d^3 x_p}{dt^3} + \frac{A_L K_1}{G_L} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + \frac{A_L}{G_L} \left(\frac{K_s}{K_3} + B \right) \frac{dx_p}{dt} \\ & + \frac{K_s}{K_2 K_3} x_p = F_z \end{aligned} \quad (7)$$

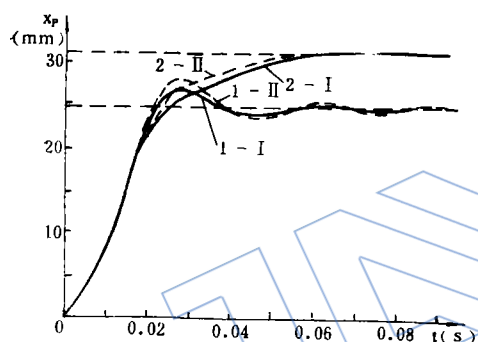
三、数字仿真

该控制系统有两组设计数据。第 1 组: $n_H/\sqrt{T_H^*} = 770 \sim 870 \text{ r/min}/\sqrt{\text{K}}$, 传动比 $i = 0.1787$, 活塞直径 $D = 0.032 \text{ m}$, 活塞杆直径 $d_1 = 0.02 \text{ m}$, $F_z = 0.88 \times 10^{-8} n_H^2 (\text{N})$, 活门直径 $d_2 = 0.02 \text{ m}$, $M = 0.33 \text{ kg}$, $K_s = 1.75 \text{ N/m}$, $K_2 = 6.1$, $K_3 = 1.7$ (中负荷) 及 1.37 (高负荷)。

第 2 组: $n_H/\sqrt{T_H^*} = 587.7 \sim 687.6$, $i = 0.2318$, $F_z = 0.27 \times 10^{-6} n_H^2$, $K_s = 2.9$, $K_2 = 9.5$, $K_3 = 1.81$ (中负荷) 及 1.44 (高负荷), 其余同 1 组。

此外还有发动机两种工作状态的数据。第 I 种, 中负荷状态: $n_H = 13800 \text{ r/min}$, 高压燃油压力 $p_{HP} = 2.7 \times 10^{-2} \text{ Pa}$, 低压燃油压力 $p_{LP} = 0.48 \times 10^{-2} \text{ Pa}$, 活塞速度 $\dot{x}_p = 0.022 \text{ m/s}$ 。第 II 种, 高负荷状态: $n_H = 15500 \text{ r/min}$, $p_{HP} = 3.49 \times 10^{-2} \text{ Pa}$, $p_{LP} = 0.48 \times 10^{-2} \text{ Pa}$, $\dot{x}_p = 0.039 \text{ m/s}$ 。

由以上数据, 就可算出四种情况下的系统动态方程系数。再用 FORTRAN 语言编程^[3], 通过计算机进行数字仿真。图 3 为系统在阶跃输入 F_z 时的四条动态特性曲线。



1-I: 第 1 组数据, 第 I 种状态 1-II: 第 1 组数据, 第 II 种状态
2-I: 第 2 组数据, 第 I 种状态 2-II: 第 2 组数据, 第 II 种状态

图 3 线性系统动态特性线

四、非线性系统研究

图 3 所示的动态曲线没有考虑非线性元件的影响。实际上, 该控制系统中存在两个典型的非线性, 即活门正重叠量引起的死区非线性和反馈连杆铰链连接引起的间隙非线性。非线性系统的框图如图 4 所示。下面先用描述函数法进行初步分析, 然后进行数字仿真。

1. 死区非线性描述函数 N_1 ^[4]

$$N_1 = \frac{2K_1}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{b}{M_1} \cos \sin^{-1} \frac{b}{M_1} - \sin^{-1} \frac{b}{M_1} \right)$$

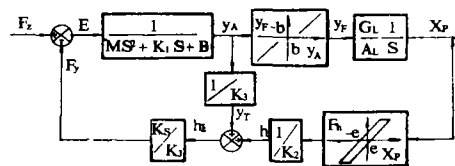


图 4 非线性控制系统框图

式中 K_1 为斜率, M_1 为输入正弦波的幅值, b 为正重叠量。产生极限环条件为

$$H(j\omega)G(j\omega) = -1/N_1(M_1, \omega) \quad (8)$$

等号左边为开环频率特性, 与左边的函数在尼柯尔斯图上是两条独立的轨迹(见图 5)。如果这两条轨迹不相交, 则自激振荡不会发生。用两曲线可能相交的距离作为稳定裕度的判据。根据系统增益不同, $H(j\omega)G(j\omega)$ 曲线也不相同, 所以是一曲线族(图中 1—II、2—II 与图 3 中的对应)。由图可知, 系统是稳定的。这是因为正常的死区描述函数 $N_1 < 1$, 其影响是减小系统的增益, 由于系统本身是稳定的反馈系统, 所以它使系统更加稳定。但若原系统是不稳定的, 则有可能产生极限环。

2. 间隙非线性描述函数 N_2

$$N_2 = 1/\sqrt{A_1^2 + B_1^2}/M_1/\text{tg}^{-1}A_1/B_1$$

式中 $A_1 = 2e(e/M_1 - 2)/\pi$, e 为间隙;

$$B_1 = \frac{M_1}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{2e}{M_1} - 1 \right) - \left(\frac{2e}{M_1} - 1 \right) \cos \sin^{-1} \left(\frac{2e}{M_1} - 1 \right) \right]$$

函数 $-1/N_2(M_1, \omega)$ 在尼柯尔斯图上的轨迹也示于图 5。由图可知它与 $H(j\omega)G(j\omega)$ 轨迹不相交, 故不会产生极限环。但随着开环增益的增加, 其轨迹将向 $-1/N_2$ 接近, 因此, 为保证非线性系统的稳定性, 开环增益不能太大。

3. 非线性系统的数字仿真

根据图 4 再通过计算机进行数字仿真。按 1—II 数据仿真的结果见图 6。图中各特性线的超调量为: 线性 17.01%, 死区 7.81%, 间隙 18.87%, 死区加间隙 12.64%。

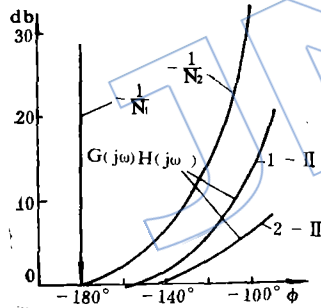


图 5 系统的尼柯尔斯图

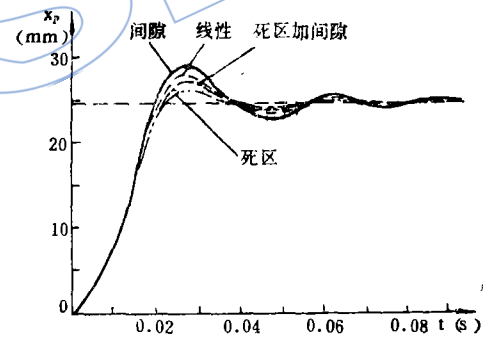


图 6 非线性系统的动态特性线

五、计算结果分析^[5]

1. 由图 3 可知, 线性系统的动态响应在第 1 组数据情况下振荡强烈, 超调量大。第 2 组数据的情况较好, 振荡微弱, 无超调。这是由于第 2 组数据的 K_c 之值较大, 反馈作用增强, 系统增益减小的缘故。但第 2 组数据曲线的响应时间有所增加。

2. 由图 6 可知, 系统中加入死区非线性后, 使动态过程的振荡减弱。其原因是, 当前向通路的信号幅值小于死区范围时, 前向通路断开, 外界停止向系统提供能量。这样, 动态过程的总能量比无死区时的小, 且能量交换也不如原来剧烈, 因此振荡减弱。仿真结果与描

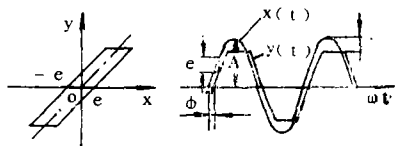


图 7 间隙的输出波形

述函数分析结果一致。

3. 图 6 表明, 系统中加入间隙非线性后, 使系统振荡加剧。其原因可解释如下: 设间隙特性的输入为 $x = A \cos \omega t$, 其输出波形如图 7。可见输出量 y 在相位上产生了滞后角 $\phi = \sin^{-1}(e/A)$ 。输出量在相位上滞后, 相当于在系统中加进了迟后环节, 因而系统的稳定裕度减小。若参数选择不当,

有可能产生自激振荡, 这与描述函数分析结果也是一致的。

4. 图 6 还表明, 同时考虑死区和间隙时, 超调量不等于单独考虑此两情况的平均值, 即不符合叠加原理。但二者的影响有相互抵消的作用。

六、结 论

1. 反馈弹簧刚度 K_S 对系统性能影响较大。增大 K_S , 则稳定性提高, 但响应性和稳态精度变差。因此在选择 K_S 时要兼顾这两方面的要求。

2. 在选择活门正重叠量时, 要兼顾动、静态两方面的要求, 在满足活塞刚度和系统稳定性指标的前提下, 应尽量减小 b 。

3. 间隙非线性会使系统振荡加剧。必要时应采取措施来减弱其影响。行之有效的措施有: (1) 如结构上允许, 可采用弹簧来消除间隙; (2) 增大 K_S , 以增加线性系统的稳定裕度, 这样, 在加入间隙非线性时, 即使振荡加剧, 但仍可控制在允许的范围内; (3) 加入死区非线性, 以抵消间隙非线性的影响。

参 考 文 献

- [1] 吴琪华等编, “航空发动机调节”, 国防工业出版社, 1986.4。
- [2] “孙文质编, 液压控制系统”, 国防工业出版社, 1985.12。
- [3] 冯康等编, “数值计算方法”, 国防工业出版社, 1978.12。
- [4] Shinnars, S.M., “Modern Control System Theory and Application”, Addison-Wesley Publishing Company, 1978。
- [5] Katsuhiko Ogata, “Modern Control Engineering”, Prentice-Hall, 1970。

A DYNAMICAL MATHEMATICAL MODEL AND DIGITAL SIMULATION FOR ANTI-SURGE CONTROL SYSTEM OF A TURBOFAN ENGINE

He Huizhu

(*Northwestern Polytechnical University*)

Abstract

An anti-surge control system of a certain turbofan engine is taken as an object, the dynamical mathematical model of this system has been developed and the simulation has been done on a digital computer. In the first step of the simulation the linear system is studied and the dynamical performances are calculated under four conditions, thereby the main influencing parameters of the dynamical performances are obtained. In the second step, the effects of nonlinearities of the dead-region and the backlash on the dynamical performances are studied. The digital simulation results indicate that the effects of two nonlinearities on the performances are opposite. The former enhances the relative stability of the system, but the latter reduces that. Both effects appear not to be in agreement with the superposition principle. Finally, the ways of improving the quality of the system are presented based on the results of the calculations.

A MATHEMATICAL MODEL OF TRANSITION CURVE OF VANE PUMP

Song Laisheng

(*Far East Machinery Company*)

Abstract

For purpose of the computer-aided design and computer-aided manufacture of the transition curve of the dual-purpose vane pump cam ring, a mathematical model of the transition curve is proposed instead of the commonly-used transition contour equation in polar coordinates. The characteristics of different contours can be analyzed, compared and evaluated by means of the mathematical model. The model is advantageous to compiling a generally applicable computer program and favourable for optimum design of the transition contour.