

试车台动态性能分析及网络补偿

王 洪 业*

提 要 通过试验和分析计算,建立了小推力发动机的台架物理模型。运用模拟计算机技术实现对上述二自由度系统的仿真及初步网络补偿。

一、前 言

发动机各种动态推力过程的准确测量,是目前测试领域中的重要课题。由于发动机或试车台架这两者之一总是具有较大的运动质量,而有效刚度又无法随意进行控制,一般仅仅以位移 x_2 作为传感器有效输出的信号,就无法满足输出信号与输入信号成正比的无畸变要求。

在时域内:

$$x_2(t) = cf(t) \quad (1)$$

或

$$x_2(t) = cf(t - \tau)$$

在所需频率域内:

$$x_2(j\omega) = cF(j\omega) \quad (2)$$

或

$$x_2(j\omega) = cF(j\omega)e^{-j\omega\tau}$$

因此,必需研究包括发动机在内的台架系统,并且采取措施进行补偿。从台架到测试系统本身,可有多种选择的方案,特别是数字计算机广泛使用后,除开硬件手段外,还能采用各种软件计算的手段(如级数法,样条函数法等)进行补偿。〔1〕但是,经典的模拟技术,至今仍不失为一种有效的方法,它简便易行,尤其在研究系统的动态响应方面,更是如此。本文即在单自由度线性系统开环补偿的基础上,开展了对二自由度台架模型模拟补偿的探索。〔2〕

二、动态特性测定及模型建立

台架固有频率不高,为简单起见,采取了阶跃卸载法进行动态试验。图1、2、3分别示出了台架结构、测试系统及台架典型输出曲线形式。

为了找出台架系统的结构特点,分别采用:改变预紧方式、预紧力大小、预紧钢丝刚度及传感器种类等条件,其进行了80余次实验,分析了各因素对输出曲线的影响,同时

本文1982年12月16日收到

* 参加工作的还有:王建民、王军、左洪书同志。

对台架结构进行了简化的动态特性计算, 主要结果见表 1 及表 2。

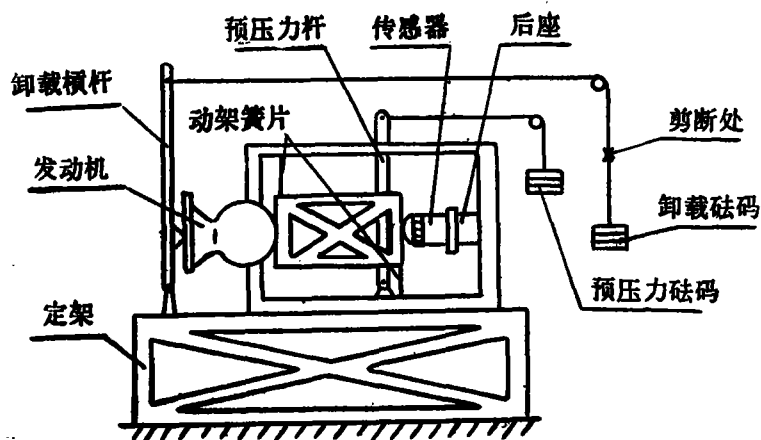


图 1 轴向力发动机试车台与阶跃卸载系统

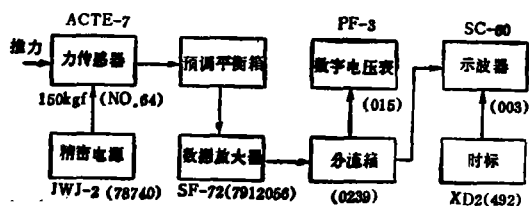


图 2 动态测试系统框图

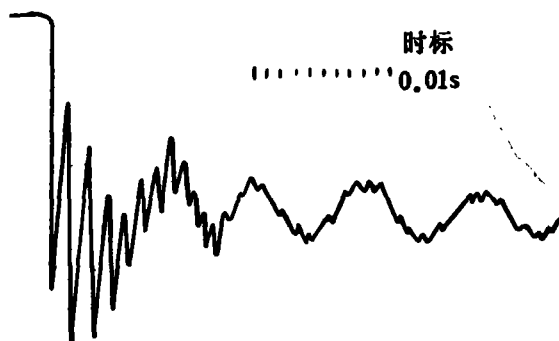


图 3 台架（包括发动机）典型过渡过程曲线

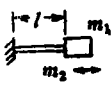
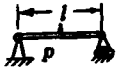
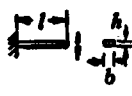
改变参数实验数据及处理结果

表 1

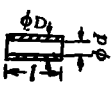
序号	试验 顺 序 号	高 频 f_4 (Hz)	低 频 f_3 (Hz)	ξ_4	ξ_3	预紧方式	预紧质量 (g)	备 注
1	14、15、16	77.5	11.113	0.0108	0.0238	$\phi 0.6$, 长 600 钢丝	12860	梁式传感器
2	17、18、19	78.57	10.407	-	-	//	16905	梁式传感器, 动 架配重6420 g
3	47、48	77.50	10.417	0.0206	0.0239		14855	梁式传感器
4	52、53、54	70.385	10.470	0.0237	0.0234	//	//	梁式传感器, 动 架配重6420 g
5	71、72、73	65.218	10.247	-	0.0323	//	//	筒式传感器, 余 同上
6	55、56、57	67.950	0	-	-	无预紧力	0	梁式传感器, 动 架配重6420 g
7	58、59、60	75.725	0	-	-	//	0	梁式传感器
8	65、66、67	91.58	0	-	0.0297	钢丝拧紧 预紧力 14855 g	0	//

试车台架各环节刚度计算

表 2

序号	环节	简化模型	计 算 公 式	原 始 数 据	刚度 (N/m)	固有频率 (Hz)
1	发动机 推力架		$K_1' = \frac{192EI_o}{l^3}$ $I_o = \frac{\pi d^4}{64}$ $K = 2K_1' \text{ (并连)}$	$E = 200 \text{ GN/M}^2$ $d = 16, l = 2 \times 46 \text{ mm},$ $M = 9.26$	3.173 $\times 10^8$	931.6
2	动 架 两纵梁		$f_1 = \frac{\beta}{2\pi l} \sqrt{E/\rho_V}$ $\beta \cdot \tan \beta = \frac{m_2}{m_1}$	$m_1 = 12.7 \text{ kg},$ $m_2 = 4.570 \text{ kg},$ $l = 4.20 \text{ mm}, \rho_V = 7.8$ $\beta = 0.566$	8.04 $\times 10^8$	1086
3	动架 纵梁	作自由梁	$K = \frac{EF}{l}$	$F = 6.93 \text{ cm}^2$	3.3 $\times 10^8$	
4	动架 横梁		$K_3 = \frac{48EI_o}{l^3}$	$I_o = 8.3 \times 10^{-8} \text{ m}^4$ $l = 260$	4.53 $\times 10^7$	
5	动架 簧片		$K_2' = \frac{bh^3E}{4l^3}$	$b = 20, h = 0.5$ $l = 78$	2.63 $\times 10^2$	

续表

序号	环节	简化模型	计算公式	原始数据	刚度 (N/m)	固有频率 (Hz)
6	预紧 钢丝		$K_1 = \frac{EF}{l}$	$F = \frac{\pi}{4} \times 0.6^2$ $l = 600$	8.5×10^4	
7	传感 器座		$K_5 = \frac{3EI_s}{l^2}$ $I_s = \pi(D^4 - d^4)/64$	$l = 220,$ $D = 60,$ $d = 53$	1.40×10^7	
8	推力	梁式 ACTE 7	K_4		实测 1.006×10^7	
	传感器	筒式 BHR4	K'_4		1.155×10^7	

从表1的6、7、8几组无预紧力系统数据可以看出,台架的低频振动由预紧力系统而产生(比较3、4及1、2四组数据可得到进一步确认),其等效模型见图4,运动方程为

$$\ddot{x}_1 + 2\zeta_1\omega_1\dot{x}_1 + \omega_1^2x_1 = 0 \quad (3)$$

取表1第4组数据进行计算得:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_1}{m_1}} = 75.9 \text{ rad/s}, f_1 = 12.1 \text{ Hz}$$

理论计算与实测误差为15%。考虑到材料弹性模量误差等因素,理论与实际基本相符。

高频振动由动架系统产生,可以从表2中考查有关环节的刚度。推力架、纵梁可认为刚性连接,横梁与动架质量比为 $1.414/17.486 = 0.08$,而刚度比为 $4.533/1.006 = 4.5$,故横梁可简化为轻弹簧;同理,传感器基座及推力传感器亦可简化为轻弹簧;支撑弹簧片亦作轻弹簧,而定架则作刚性处理。故在无预紧力系统下,动架系统可简化为图5所示系统。

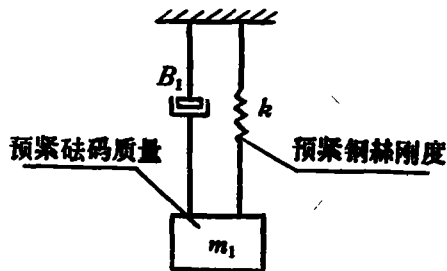


图4 预紧力系统

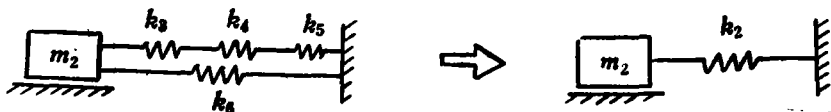


图5 无预紧系统时动架模型

k_3 、 k_4 、 k_5 和 k_2 分别是横梁,传感器、传感器支座、四个弹簧片和动架系统的等效刚度。由表2和弹簧系统的计算公式可得: $k_2 = 5.188 \times 10^6 \text{ N/m}$,而动架系统(包括

发动机在内) 等效质量为 $m_2=19.116\text{kg}$ 。系统固有频率为: $f_2=82.4\text{Hz}$, $\omega_2=\sqrt{\frac{k_2}{m_2}}=517.4\text{rad/s}$, 与实测 75.7Hz 误差为 8.8% 。进一步比较表 1 中 6、7 两组数据可知, 动架质量增加, 频率降低。 $f_2/f'_2=1.148$, $\sqrt{m_2/m'_2}=1.156$ 与 $f'_2/f_2=\sqrt{m_2/m'_2}$ 相符很好, 故可确认高频模型是可用的。

基于上述简化分析, 且在合适预紧力作用下, 整个台架系统模型如图 6 所示。

运动方程为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + B_1(\dot{x}_1 - 3\dot{x}_2) + k_1(x_1 - 3x_2) = 0 \\ m_2\ddot{x}_2 + B_2\dot{x}_2 + k_2x_2 - 3k_1(x_1 - 3x_2) = F(t) \end{cases} \quad (4)$$

或写为

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2\zeta_1\omega_1\dot{x}_1 + \omega_1^2x_1 - 3(2\zeta_1\omega_1\dot{x}_2 + \omega_1^2x_2) = 0 \\ \ddot{x}_2 + 2\zeta_2\omega_2\dot{x}_2 + 9k_1x_2 - 3k_1x_1 = f(t) \end{cases} \quad (5)$$

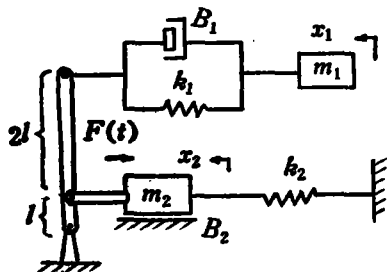


图 6 整个台架物理模型

式中, B 为阻尼系数, ζ 为阻尼比。这是一个两个因变量的二阶线性常系数非齐次方程, 化为一阶非齐次线性方程组, 用特征值可求出其解, 即为图 3 输出曲线的数学表达式:

$$x_2 = Ae^{-b_3t} \cos[\omega_3t + \varphi_1] + Be^{-b_4t} \cos[\omega_4t + \varphi_2] + cf(t) \quad (6)$$

式中

$$\omega_{3,4}^2 = \frac{1}{2} \{ (\omega_1^2 + \omega_2^2 + 9k_1) \mp \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2 + 9k_1)^2 - 4\omega_1^2\omega_2^2} \}$$

b_3 、 b_4 由下式给出:

$$\begin{cases} b_3 + b_4 = b_1 + b_2 \\ b_3p_2^2 + b_4p_1^2 = b_1\omega_2^2 + b_2\omega_1^2 + 9x_2b_1k_1 \end{cases}$$

A 、 B 、 C 、 φ_1 、 φ_2 均为常量, 可分别由初始值定出。

在表 1 第 3 组数据情况下, $m_1=14.855\text{kg}$, $m_2=19.116+1.179$ (预压杆) $=20.295\text{kg}$, 实测数据为: 低频 $\omega_3=65.5\text{rad/s}$, 高频 $\omega_4=487\text{rad/s}$, 而理论计算为: $k_1=8.568 \times 10^4\text{N/m}$, $k_2=5.188 \times 10^6\text{N/m}$, $\omega_3=70.8\text{rad/s}$, $\omega_4=542.6\text{rad/s}$, 两者误差为 11.4% (高频), 及 9.7% (低频) (如取第 4 组数据进行比较, 误差还要小)。可见模型的计算值与实测数据符合得较好。

三、台架计算机仿真及初步补偿

为了调试补偿网络, 并进一步验证物理模型的正确性, 必需组建台架的电模型, 进行计算机仿真。通常可采用: 直接由运动微分方程, 系统传递函数, 或者在工程要求许可范围内, 用已知基本环节叠加的办法加以实现。这三种方法, 前两法的实质是一样的, 故仅对后两法加以简介。

式(4)在零初始条件下取拉氏变换, 可得到系统传递函数为

$$G(s) = \frac{x_2(s)}{F(s)} = \frac{s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2}{(s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2)(s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2) + 9k_1s^2} \quad (7)$$

令 $G_1(s) = \frac{1}{s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2}, H(s) = \frac{9k_1s^2}{s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2}$

则可得 $G(s) = \frac{G_1(s)}{1 + H(s) \cdot G_1(s)}$ (8)

系统框图如图 7.

再令 $\frac{x_2(s)}{y(s)} = G_1(s)$

$$\frac{Z(s)}{x_2(s)} = H(s) = \frac{Z(s)}{u(s)} \cdot \frac{u(s)}{x_2(s)} = s^2 \cdot \frac{9k_1}{s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2}$$

$$y = \ddot{x}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{x}_2 + \omega_2^2x_2, Z = \ddot{u},$$

$$9k_1x_2 = \ddot{u} + 2b_1\dot{u} + \omega_1^2u, y = f \cdot Z$$

运用模拟计算机技术, [8]可得出相应的网络结构, 如图 8.

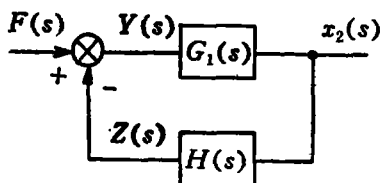


图 7 传递函数组建模型框图

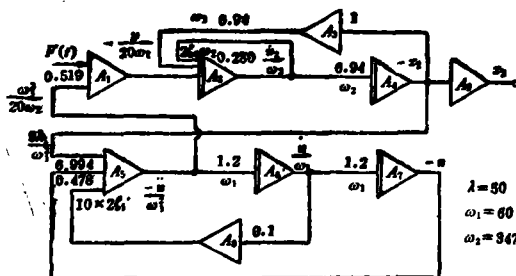


图 8 由传递函数组建的台架模型网络

此外, 从方程(4)的解式(6)可写出:

$$u_1(t) = Ae^{-b_3t} \cos(\omega_3t + \varphi_1) + c_1f(t)$$

$$u_2(t) = Be^{-b_4t} \cos(\omega_4t + \varphi_2) + c_2f(t) \quad (9)$$

$$c = c_1 + c_2$$

$$x_2(t) = u_1(t) + u_2(t) \quad (10)$$

故亦可将系统看作二振荡环节的叠加, 即模型的传递函数 $G(s)$ 为

$$G(s) = G_3(s) + G_4(s) \quad (11)$$

$$\begin{cases} G_3(s) = \frac{k\omega_3^2}{s^2 + 2\xi_3\omega_3s + \omega_3^2} = \frac{k}{T_3^2s^2 + 2\xi_3T_3s + 1} = \frac{k}{F_3(s)} \\ G_4(s) = \frac{\omega_4^2}{s^2 + 2\xi_4\omega_4s + \omega_4^2} = \frac{1}{F_4(s)} \end{cases} \quad (12)$$

$$F_i(s) = T_i^2s^2 + 2\xi_iT_is + 1 = \frac{s^2 + 2\xi_i\omega_is + \omega_i^2}{\omega_i^2} \quad (i = 4, 3)$$

于是,用单自由度基本环节所组成模型,其方框及网络结构图分别见图9及图10.

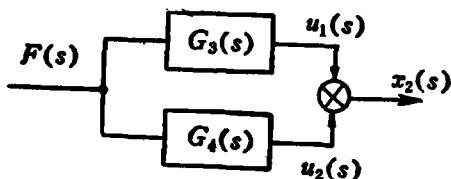


图9 基本环节叠加的台架模型网络框图

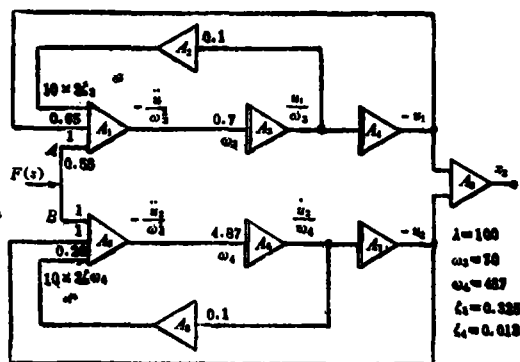


图10 基本环节叠加的模型网络结构图

图11则示出了经过 FM8 型模拟机编排后前述两种模型对阶跃电输入的响应。

实践证明,两种方法均能很好地模拟真实台架的动态响应曲线。其中,分别叠加的近似模型,由于高低频参数能分别独立加以调整,故实现和使用最为简单。

运算补偿的实质在于,使得包括补偿网络 $H(s)$ 在内系统的传递函数,在特定频率范围内满足常数,即

$$G(s) \cdot H(s) = c \text{ (常数)} \quad (13)$$

从而, $x_2(s) = G(s) \cdot H(s) F(s) = CF(s)$, 或 $x_2(t) = cf(t)$, 即满足式(1)的理想输入及输出要求。所以,所求补偿网络的传递函数 $H(s)$ 为

$$H(s) = \frac{C}{G(s)}$$

为稳定起见,实际使用时加入低通滤波环节后的传递函数为

$$H(s) = \frac{1}{G(s)} \cdot \frac{1}{F_0(s)} \quad (14)$$

采用和建立台架电模型相同的方法,可得出相应的补偿网络结构,如图12。

从上可见,完全倒数补偿网络不但结构较为复杂,而且由于置入系数较多,调整也比较困难,显然不利于实用。于是同样与建立台架近似叠加模型相同,采用近似办法补偿网络的组建,如图13,实验结果见图14,可见无论是低频或高频单独使用都很理想。

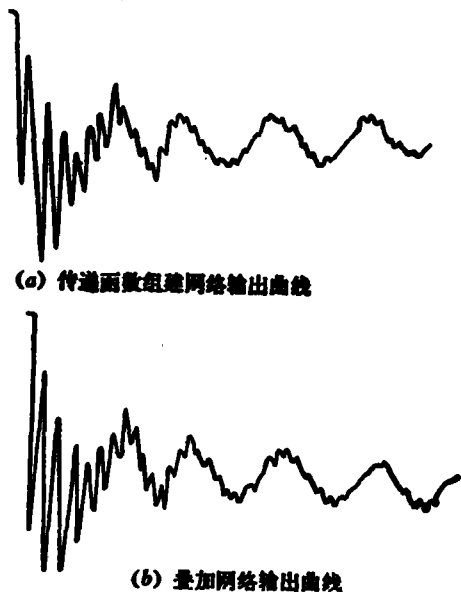


图11 两种模型的输出

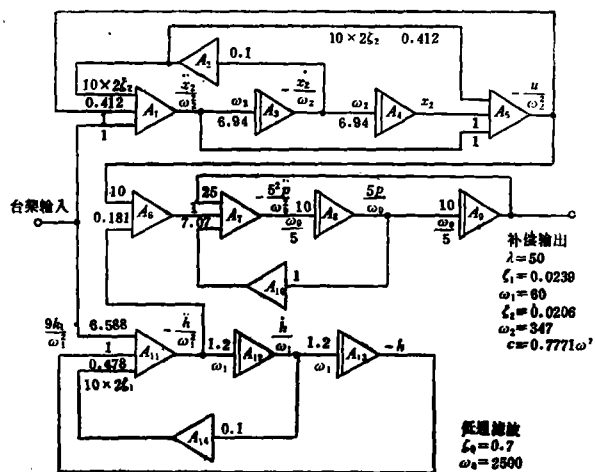


图 12 倒数传递函数补偿网络

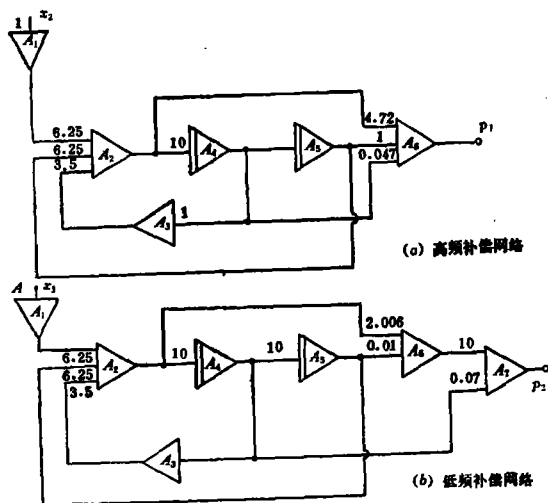


图 13 单自由度补偿网络

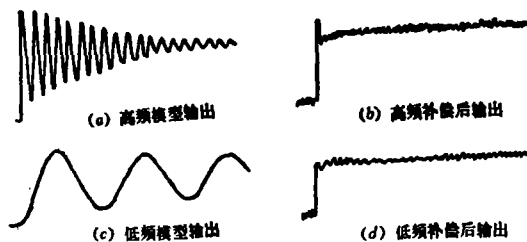


图 14 分别补偿的结果

然后,在上述基础上,对包括高低频在内的二自由度系统先用单自由度网络进行高频补偿,得到曲线是一单自由度二阶振荡信号与一阶跃信号的合成,如图15,即经一次补偿后的输出,已不是二阶振荡曲线。

从传递函数上看,二自由度经一单自由度补偿后网络为

$$\begin{aligned}\varphi_1(s) &= \frac{kF_4(s) + F_3(s)}{F_3(s) \cdot F_4(s)} \cdot \frac{F_4(s)}{F_0(s)} \\ &= \frac{1}{F_0(s)} \left[1 + \frac{F_4(s)}{F_3(s)} \cdot k \right] \quad (15)\end{aligned}$$

故不能直接串入两个单自由度补偿网络分别加以补偿。然而,利用某种电路消除阶跃成分之后,仍能达到近似补偿的目的。从本质上讲,就是以电路手段将二自由度系统化为单自由度系统。此时补偿的结果是二自由度系统中的高、低频单独存在时应得的结果。于是采用图16所示分离电路,获得了初步补偿效果。

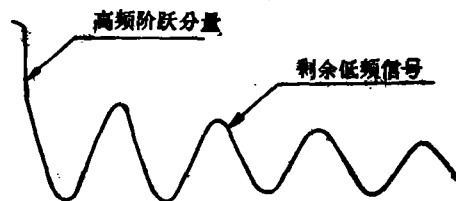
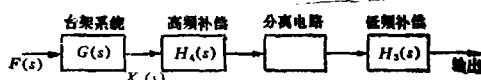
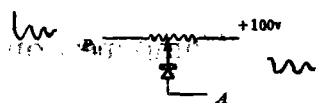


图 15 用单自由度模型先补偿高频后输出



(a) 二自由度分步补偿框图



(b) 分离电路及输入输出波形



(c) 补偿后低频信号

(d) 经低频网络完全补偿输出

图 16 分离补偿输出

四、结 论

1. 采用预紧力砣码系统的试车台,是一个二自由度小阻尼线性系统,其低频部份主要由预紧力系统产生,高频由台架及传感器部份产生。对主要环节进行刚度计算表明,理论与实测值能很好接近,满足一般工程要求。但是这种台架结构不适于动态测力时使用。

2. 利用运动微分方程,传递函数或单自由度模型近似叠加的办法,均能很好实现对台架系统物理模型的仿真。其中尤以后者组建简单,系数可分别调整而互不牵连,使用方便。

3. 二自由度补偿网络一般说来比单自由度的网络复杂,主要难点在于系数相互牵连,设置比较困难,需要摸索新的网络结构。采用分离电路的办法,除开实用时存在一些问题外,有待进一步探讨。

开展此项工作时,得到黄柯棣、牛万才及王桂芳等同志的大力支持,在此一併致谢。

参 考 文 献

- [1] 陶永正: “固体发动机推力测量的几个问题”(资料), 航天工业部 401 站, 1980.10.
- [2] 王洪业、王桂芳: “动态测力的运算补偿”(资料), 国防科技大学 109 室, 1980.10.
- [3] 黄柯棣: “自动控制系统的计算机模拟”(讲义), 国防科技大学 305 室, 1980.

Dynamic Characteristic Analysis and Their Network Compensation for the Test Stand

Wang Hong-ye

Abstract

The physical models of the small thrust test stand of the engine have been constructed by means of the test and analysis calculation. Using analog computer technique are realized simulation and preliminary network compensation for the above-mentioned two-degree of freedom systems.