

FFT试验技术在构件疲劳试验机 动特性分析中的应用

哈尔滨发动机制造公司 高景海

哈尔滨工业大学 李洪人 傅佩琛

在飞机发动机零部件的疲劳寿命研究中,因试件种类繁多,故要求所设计的试验机的电液伺服系统和加载承力机构必须具有很强的适应性、良好的动态特性。但因各被试件差异甚大,动力机构又较为复杂,呈多自由度系统,往往给系统特性带来不良影响。因此,在系统设计中,搞清其动特性是十分必要的。为此,我们采用了宽带激励与正弦扫频方法,运用FFT分析技术进行了大量的试验研究工作,较理想地获取了系统的整体与局部动态特性,建立了系统的数学模型。

一、试验原理与方法

1. 试验测试系统 电液伺服系统的基本组成与相应的测试系统原理框图示于图1。

2. 正弦激励测试 理论上,当线性系统施加一正弦激励 $f(t) = F_0 \sin \omega t$ 时,其系统频响函数为:

$$H(\omega) = \frac{X_0}{F_0} e^{-j\varphi(\omega)} = |H(\omega)| e^{-j\varphi(\omega)} \quad (1)$$

具体做法:在系统处于闭合工作状态下,将系统输入的正弦激励与其输出的稳态响应同时送入CF-500型FFT分析仪,即可获得系统的幅频、相频特性。同理,取偏差信号 $\delta(t)$ 与系统响应之比,又可得出系统的开环传递函数。

3. 宽带激励测试 若给线性系统施加一随机激励或锤击力,则系统的频响函数为:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{X(\omega) F^*(\omega)}{F(\omega) F^*(\omega)} = \frac{G_{FX}(\omega)}{G_{FF}(\omega)} \quad (2)$$

其测试方法是:在系统的输入端加一随机信号,对试件而言,该电液伺服系统相当于一个能产生随机振动的激振器。于是,试件被激后,便可测取载荷力、偏差量、局部加速度响应及随机信号源等,并全部记录在磁带上。按需要重放分析处理,即可获得系统相应的开、闭环传递函数特性。同样,采用锤击试验方法,可得到感兴趣部位的动态特性。这里曾先后

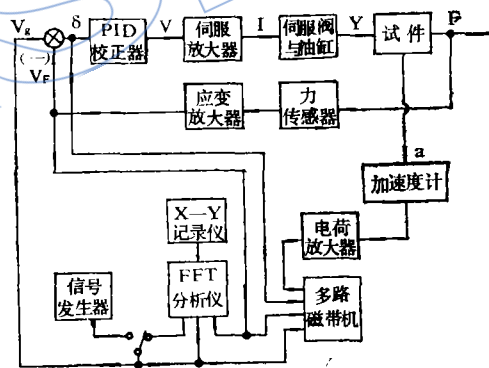


图1 测试系统原理框图

测取了油缸前后支架、试件上、缸头等等部位的动态响应特性, 为研究其局部动特性提供了数据。

实践表明, 上述的几种激励方法各有特色, 取长补短, 综合利用, 可达到满意的效果。

二、测试结果与建立数学模型

通过对所测取的大量数据处理分析, 得出系统在较宽的范围内的各固有频率。图2~4为典型激励下的几种系统的动态特性。

由测试结果看出, 该试验机为一高阶复杂系统, 其质量和刚度分散度很大, 且系统具有较低的结构谐振频率, 无疑会对系统产生较大的影响, 同时看出, 各高阶的谐振峰, 对系统影响较小, 分析时可以忽略不计。

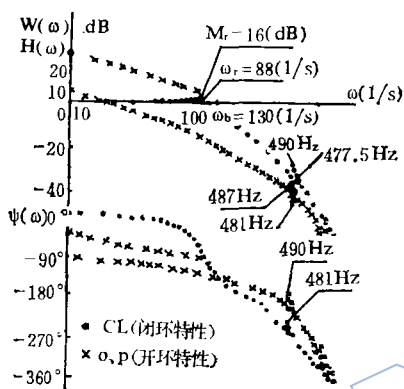


图3 随机激励下的系统闭环响应 (输入为随机信号, 输出为反馈力, 未校正闭环系统)

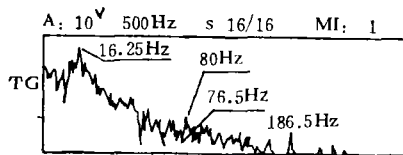


图2 正弦激励下的系统频率特性

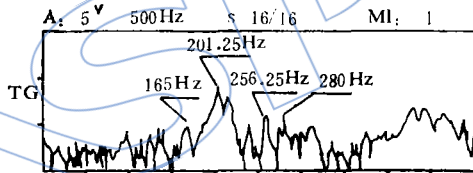


图4 锤击激励下的加速度响应 (响应: 缸头加速度, 锤击力: 缸头部)

通过对上述动态测试结果的辨识分析, 可建立符合实际的数学模型。

按图2所示的开环频率特性曲线, 可近似得到系统的开环传递函数:

$$W(S) = \frac{K_0 \left(\frac{s^2}{\omega_2^2} + \frac{2\zeta_2 s}{\omega_2} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_3^2} + \frac{2\zeta_3 s}{\omega_3} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} \right) \left(\frac{s}{\omega_f} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v s}{\omega_v} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_1^2} + \frac{2\zeta_1 s}{\omega_1} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_4^2} + \frac{2\zeta_4 s}{\omega_4} + 1 \right)} \quad (3)$$

开环传递函数中的各参数可由已测取的特性曲线和有关的模型参数识别法求得。于是, 构件疲劳试验机的系统数学模型结构图如下所示。

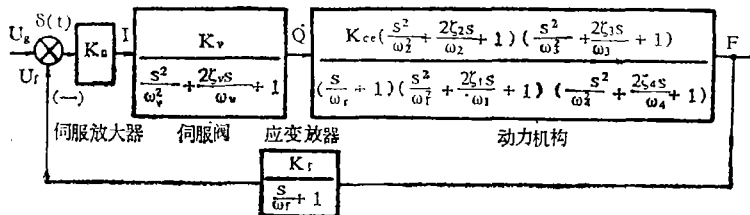


图5 未加校正时的力控系统数学模型

借助于上述的数学模型,采用多种CAD仿真分析,可大大加速试验机的力控系统的优化设计,综合校正与系统调试等工作。图6即为所选取不同组参数下的系统Nyquist曲线组。图7给出了调试后的系统闭环响应曲线与实测的阶跃响应。此时对应的系统实测指标为:闭环系统的频带为267(1/s),超调量为10%,峰值时间为20(ms),已远远超过原设计指标。

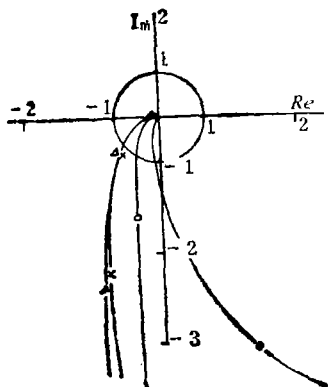


图6 CAD仿真的Nyquist曲线

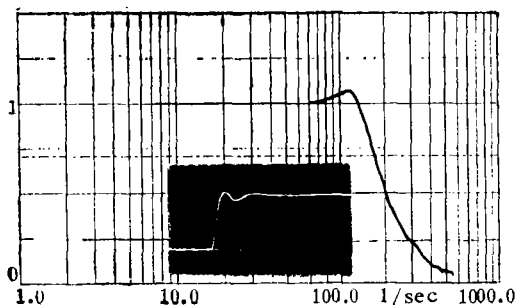


图7 CAD仿真的闭环频率响应和实测时间响应

本文所提出的稳态正弦与宽带激励相结合的FFT分析方法为复杂的动力机构建模、系统分析、综合校正、优化设计与高质量的调试等,获得令人满意的结果,并有较大的推广价值。

对试验研究做了大量工作的金亚平、易科军、王子华、于继全、朴是勇等同志深致谢意。

参 考 文 献

- 〔1〕 李友善,“自动控制原理”,国防工业出版社,1981。
- 〔2〕 屠良尧、邹经湘,“模态参数识别技术与机械导纳方法”,1983.6。
- 〔3〕 高景海等,“航空发动机强度设计、试验手册”,“测试技术”分册,航空工业部,1983。
- 〔4〕 李洪人等,“电液伺服系统多自由度模型的辨识”,哈工大科学研究报告,1984。
- 〔5〕 Thayer, W.J., “Transfer Functions for MOOG Servovalves,” Technical Bulletin 103, 1965。

(责任编辑 李其汉)

更正 上期(第二卷、第三期)第278页最后一段致谢的李锡平和张铸材等同志的单位是南华动力机械研究所,误印成无锡航空发动机研究所,特此更正,并致歉!

(编辑部)

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON FLOW IN INTERNAL COOLING STRUCTURE OF TURBINE BLADE LEADING EDGE

Kang Ying, Qiu Xuguang, Guan Leiyang

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The flow in the internal cooling structure of the leading edge of certain real turbine blade was simulated experimentally. It is found that about more than one third of the area of each impingement hole is actually useless, and the flow distribution of the film-cooling holes is remarkably affected by the relative location between the film-cooling holes and the impingement holes.

APPLICATION OF FFT TEST TECHNIQUE TO DYNAMIC CHARACTERISIC ANALYSIS OF STRUCTURE FATIGUE TESTING MACHINE

Gao Jinghai

(Harbin Engine Manufacture Company)

Li Hongren and Fu Peichen

(Harbin Polytechnical University)

Abstract

In application of the FFT test technique, the wide band and sine exciting methods are used for dynamic characteristic analysis and modelling of electro-hydraulic Servo-System in the structure fatigue testing machine. As a result, it is very useful for optimum design, combined regulation and adjustment of the entire system.

EFFECT OF TRANSDUCER MASS ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A REAR BEARING-CASE SYSTEM

Wen Weidong, Chen Wujie, Tian Shufang

(Nanjing Aeronautical Institute)

Abstract

An equivalent method of resonant frequency is provided to determine the magnitude of the required extra mass when an acceleration transducer is applied to measuring the vibrations of an engine instead of velocity transducer without changing the original technical specifications. The effect of the transducer mass on the dynamic characteristics of the rear bearing-case system is investigated. The experiments show that the first several orders of the resonant frequencies and displacement mobility peak values vary to a great extent because of great difference between two transducer masses when the velocity transducer is replaced by the acceleration transducer in measuring the vibrations of the system.