

瞬态激振下燃气轮机的振动特性

曾 阳 毕成武

[提要] 文章说明了利用瞬态激振,即锤击法,研究燃气轮机振动特性的试验及分析方法。指出锤击法比其它激振法如正弦激振等具有设备简单,使用方便,测试分析迅速,结果可靠等优点。利用此方法对复杂结构进行结构振动特性分析是可行的。此法可用于分析汽轮机、锅炉、泵、风机和发电机等结构。这种试验分析方法在工程中有很大的实用价值。

主题词: 燃气轮机 振动特性 试验分析

一、引言

振动是反映机械及其零部件的设计、制造和装配质量是否良好及运行情况是否正常的重要标志之一。任何机械及零部件都具有本身所固有的振动特性。因此,分析研究机械在振动发生时的振动特性是非常重要的。

瞬态激振即锤击法是近年来广泛用于结构参数识别的一种测试分析技术,与正弦激振、随机激振等方法比较具有很多优点,尤其适用于简单结构。但在研究复杂结构(如燃气轮机、汽轮机)的振动特性时,利用这种方法是否仍然有效?我们利用锤击法对燃气轮机整机进行了测试和分析,并与正弦激振进行了比较,结果表明,利用此方法研究复杂结构是可行的。

二、基本原理

在时域内,对于一个多度线性系统,其振动微分方程为:

$$[m_i]\{\ddot{q}(t)\} + [c_i]\{\dot{q}(t)\} + [k_i]\{q(t)\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

其中 $[m_i]$ 、 $[c_i]$ 、 $[k_i]$ 分别为质量、阻尼、刚度矩阵;

$q(t)$ —位移列阵

$f(t)$ —激振力列阵。

若式(1)经富氏变换,并认为由初始条件引起的振动在一段时间后衰减至零,则可得频域内振动方程表达式

$$(j\omega)^*[M]\{q(\omega)\} + j\omega[\beta]\{q(\omega)\} + [k]\{q(\omega)\} = \{F(\omega)\}$$

本文收到日期:1987年3月9日

定义

$$[H(\omega)] = \{-\omega^2[M] + j\omega[\beta] + [K]\}^{-1} \quad (2)$$

为频响函数矩阵, 其中每个元素就是一个频响函数, 由式(2)可得

$$\{q(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\}$$

引入振型函数 $\{\phi\}$, 由振型分解法

$$[H(\omega)] = \sum_{i=1}^n \frac{\{\phi\}_i \{\phi\}_i^T}{M_i [(\omega_i^2 - \omega^2) + j2\zeta\omega_i \omega]}$$

根据机械导纳理论, 如在第 p 点激振, 第 l 点的频响函数为

$$H_{lp}(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{\phi_{li} \phi_{pi}}{-\omega^2 M_i + j\omega\beta + K_i} \quad (3)$$

式(3)即为瞬态激振求得响应的主要依据, 如对某结构一点激振, 可求得其它点的响应函数。

鉴于分析整机振动特性的需要, 着重于确定机组的固有频率, 并且是以FFT分析仪进行分析, 故给出传递函数

$$H(\omega) = \frac{G_{FX}(\omega)}{G_{FF}(\omega)} \quad (4)$$

其中 $G_{FX}(\omega)$, $G_{FF}(\omega)$ 为振动系统输入和输出或称激振和响应信号的互谱密度函数和激励的自谱密度函数

式(4)是我们分析振动频率的出发点, 即振动系统的响应点的输出自谱, 将在以下频率下达到极大值; 激振谱出现峰值的频率或结构响应函数出现峰值的频率, 由于激振谱对脉冲激振(锤击法)而言, 基本上是平直谱, 因此响应谱的峰值即可认为是结构的固有频率。

在测试过程中, 不可避免地存在着噪声的影响, 因此引入相干函数的概念。定义为:

$$r^2(\omega) = \frac{|G_{FX}(\omega)|^2}{G_{FF}(\omega) \cdot G_{XX}(\omega)} \quad (5)$$

式(5)反映在频域内 $F(\omega)$ 与 $X(\omega)$ 的依赖程度。其物理意义为输入引起的响应能量与测得的响应能量之比。通常 $0 < r^2 < 1$ 。锤击激振 r^2 应在0.9以上。

三、试验方法及数据

测量及分析系统如图1所示:

用装有测力传感器的力锤敲击试件, 同时测量激振与响应信号, 经电荷放大器放大后送至多通道磁带机记录。正式记录前, 为确定最佳激振力, 用不同材料的锤头进行敲击, 经初步分析后, 选用塑料锤头及铝锤头激振。试验时将加速度传感器固定在燃气轮机各部位, 如进气罩、压气机匣、燃烧室、涡轮机匣、支承及附件上。沿垂向和水平向敲击上述各点, 每点敲击多次, 同时记录各响应点信号, 并用双踪示波器进行监视。

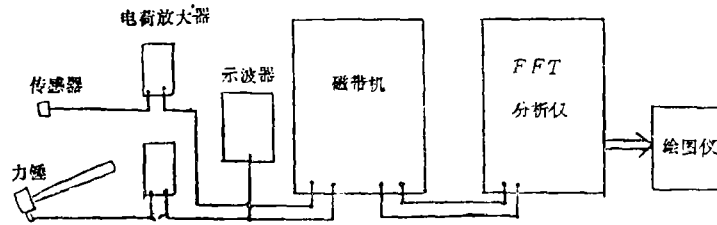


图1 测量及分析系统

分析时将记录在磁带机上的信号回放至CF-500系列FFT分析仪上进行数据处理，得到两信号间的传递函数、相干函数、功率谱等，由CX-466绘图仪绘出。分析时采样频率为 $f_s = 500\text{Hz}$ ，分析系统的采样点1024,400条线，分辨率为 $\Delta f = 1.25\text{Hz}$ 。

我们分别对三台机组进行了分析。其中1、2号机为同一型号机组，3号机为改型机。图2、图3为敲击1号机动力涡轮轴处，力与不同响应点之间的传递函数与相干函数。图2为力与压气机机匣测点的传递函数与相干函数图谱，图3为力与动力涡轮支点间的传递函数图谱，所标数字为固有频率，括号内数值为相干函数值。图4为敲击2号机动力涡轮转子不同响应点响应信号的自功率谱，各响应点为：A—燃烧室，B—压气机后机匣、C—压气机前机匣，D—涡轮机匣。括号内数据为两响应点间的相干函数，传递方向为 $B \rightarrow A$ ， $C \rightarrow D$ 。图5为敲击3号机时力与压气机匣之间的传递函数与相干函数。图6为水平激振涡轮支点时，压气机、涡轮横向拾振得到的自功率谱，传递方向为 $A \rightarrow B$ 。

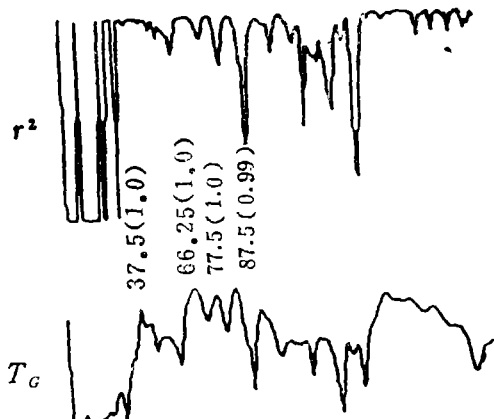


图2

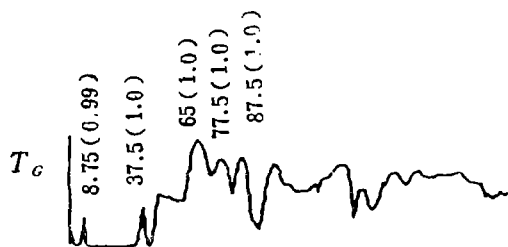


图3

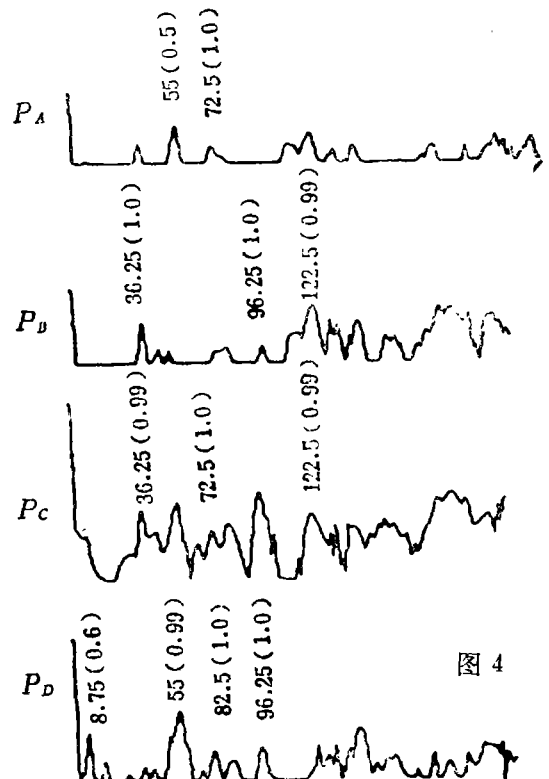


图4

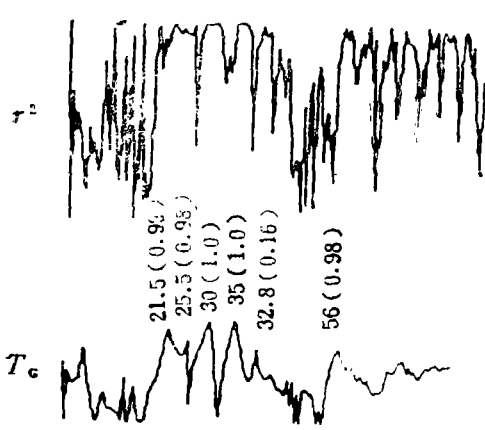


图 5

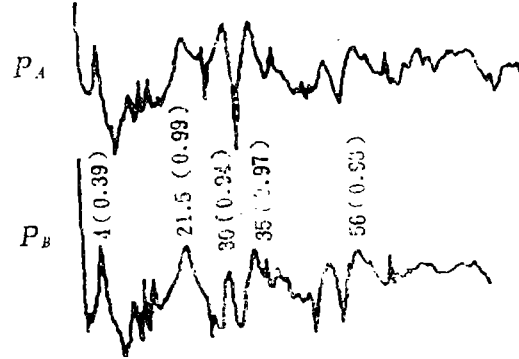


图 6

另外，为了进行分析比较，我们对 3 号机进行了正弦扫描激振。激振方向为水平向，激振点在动力涡轮处，扫描范围为 5—200Hz。试验结果由表 1 给出。

表 1 正弦扫描激振试验结果

激振频率 Hz	响 应
17	排气阀壳、排气管
21	整机
22	前附件
29	整机，进气罩、排气管较大
33—34	整机，排气管最大
54—55	进气罩、燃烧室、涡轮

四、结果分析

对 1 号机来讲，由图 2 可看出，利用锤击激振可激起多个共振频率，在压气机拾振点处的共振峰频率为 37.5、66.25、77.5 及 87.5 Hz，相干系数均在 0.99 以上，而其它共振峰处的相干系数 r^2 很小。由共振理论及相干理论可知，上述频率峰值反映了在激振力作用下压气机部位的振动特性，包括自身的频率和其他部位的影响。图 3 为敲击涡轮轴时力与拾振点涡轮支点之间的传递函数，它反映了这一部位的振动特性。用同样的分析方法，对不同部位激振，不同部位拾振得到的相干函数及传递函数进行分析，即可得到整机及各部位的振动特性。图中可明显地看到，图 3 中的 8.75 Hz 频率分量较图 2 大，而图 2 中这个频率峰值几乎没有，显然，在涡轮支点处存在着 8.75 Hz 的固有频率。表 2 给出了 1 号机的振动特性。

表 2

1 号机振动特性

部 位	共振频率 H_z
压气机、燃烧室	37.5, 66.25, 77.5
涡轮壳	8.75
压气机支承	8.75, 77.5
涡轮支承	8.75, 37.5, 66.25, 77.5
整机	87

图4给出了敲击2号机涡轮转子,不同响应点的响应信号的自功率谱,很明显,各响应点的共振频率均很丰富,这些频率哪些是其本身所固有的,哪些是受其它部位引起的,需要进一步判断。为了能够更好地解释这些频率,我们用了交叉传递的概念,即利用两响应点间的传递特性,用一个响应信号做为输入,另一个响应信号做为输出,经过富氏变换,得到它们之间的传递函数及相干函数,通过相干程度的比较,分析两信号间的影响程度,判断出出现峰值的原因。由图4(C)、(D)看出,除 $8.75H_z$ 的频率外,其它频率下的交叉传递的相干系数均在0.99以上,这说明在这些频率下两部位之间是有影响的。由于传递方向是由压气机壳到涡轮壳,图4(D)中的 $36.25H_z$ 、 $82.5H_z$ 、 $96.25H_z$ 是由压气机引起的,而 $8.75H_z$ 、 $55H_z$ 、 $72.5H_z$ 、 $122.5H_z$ 是涡轮壳本身所固有的。图4(A)、(B)中除 $55H_z$ 外,其它共振峰处的相干系数均很高。通过对各种不同的传递方向,不同点之间的传递得到的相干函数及响应的自功率谱进行分析,得到了2号机的振动特性,结果示于表3。

表 3

2 号机振动特性

部 位	共振频率 H_z
压气机、燃烧室	36.25, 82.5, 96.25
涡轮壳	8.75, 55
压气机支承	15.25
涡轮支承	8.75, 16.25
整机	72.5, 125

图5、图6给出了3号机的振动特性图谱。分析时我们仍然采用了上述的分析理论及方法,分析得到了3号机各部位及整机的振动特性。结果由表4给出。

表 4

3 号机振动特性

部 位	共振频率 H_z
压气机	16.5, 25.5, 56
涡轮壳	4, 56
排气管	17.5, 25.5, 64.5
整机	21.5, 30, 35

将表1给出的正弦激振得到的结果与表4进行比较,可以看出,用两种不同的激振方法对同一台机组进行激振,所得到的结果是相同的,用锤击法激振,只要激振力选择适当,即可激起相当多的共振频率,而正弦激振由于受到设备的限制,有些频率激不出来,如表4中的 $4H_z$ 。

五、几点体会

1. 通过用锤激法研究燃气轮机的振动特性,体会到这种方法比起正弦激振有很大的优越性,锤击法测试简便、迅速,尤其是不受工作条件的限制,非常适用于现场测试。这为研究机组在实际安装条件下的振动特性提供了方便的测试方法,同时也是机组故障诊断分析中一种重要的辅助手段。当机组出现振动故障时,在现场即可用锤击法分析机组结构的振动特性,可节省大量的时间,迅速提供整机的振动数据。为满足试验要求,可进行任意点,任意方向的激振,由于输入的力信号是尖脉冲的,具有宽的频率特性,因此可同时激起多个共振频率。这些都是其它激振方法所不具备的优点。

2. 用锤击法研究复杂结构振动特性时,激振力的选择是非常重要的,它直接影响着测试结果。锤头硬度高,虽能激起较高的共振频率,但由于激振能量小,不能激起低频振动,锤头硬度太低,截止频率较低,高频部份往往漏掉,因此,试验时应选择合适的锤头进行激振。

3. 利用锤击激振,可同时激出多个共振频率,对复杂结构来讲,其共振频率更为丰富,因结构刚度较小,各部套间又相互影响。丰富的频率分量为正确判断振动特性带来困难。而正确地判别出共振频率又是分析结构振动特性的关键。利用多点激振、多点拾振的测试方法、利用传递函数和相干函数的概念,各个频率分量是不难确定的。相干函数表示了两个信号之间的相关程度,即某一点对另一点在振动发生时所受到的影响程度,是取舍数据的主要依据。利用交叉传递的特性,可判断出振动的传递方向,进而判断主要的振动部位。对于复杂结构,其振动特性尤为复杂,因此在分析其振动特性时,数据的积累,试验分析方法的选择及分析技巧是很重要的。

我们曾在机组分解后对各个部套在自由状态下的振动特性进行了详细的分析,各部套的固有频率均较高,而在研究整机振动特性时,却没有反映出这些特性,原因何在,还有待于我们在今后的工作中进一步探讨。

通过对三台燃气轮机进行的整机振动特性研究,我们认为利用锤击法进行激振,可以分析研究各种大、中、小型的复杂结构,如汽轮机、发电机、锅炉、泵、风机等。这种方法在工程试验中有很大的实用价值。

参加本工作的还有翁维熊、叶文虎同志。

参 考 文 献

- (1) 屠良尧、邹经湘, 1983.6 “模态参数识别技术与机械导纳方法” 中国宇航学会强度与环境专业委员会
- (2) 夏松波、张琦等 1982.3 “用锤击法研究涡轮机转子的振动特性” 《振动与冲击》
- (3) J·S 贝达特 1983 “相关分析和谱分析的工程应用” 国防工业出版社

