

# 燃气轮机过渡态的振动分析

毕成武 曾阳

(主题词: 燃气轮机 振动)

舰用燃气轮机在启动停机或升速降速过程中,其工作状态与稳定工况有很大差别,其振动现象和规律也有很大差异。有时,机组在启动中出现叶片磨损或轴承损坏等故障,故障后可能引起严重的振动损坏。因此,测量和分析燃气轮机过渡态的振动特性,寻找其规律,为排除故障,保证机组可靠运行是十分必要的。

由于燃气轮机的结构复杂及其运行特点所决定,它的振动现象也是一个复杂的过程。所有振动频率分量均不稳定,振幅具有随机性,尤其在过渡态机组的振动现象可谓瞬息万变。因此,用随机振动理论来研究燃气轮机的振动问题是适宜的。我们应用快速付里叶分析仪(FFT)分析机组振动是以振动响应的测量来识别振动系统,主要采用谱分析和相关技术来识别振动系统的动态特性。本文将讨论我们在进行燃气轮机整机振动分析时所依据的基本原理,试验方法及得到的结果和几点看法。虽然在讨论中也涉及到稳定工况,但重点是对机组过渡态的振动分析。

## 一、基本原理

我们在实验中测得的是时域信号。为了通过所得的信号了解机组运行时的内部情况,需要将时域信号转换到频域上进行分析。

### 1. 频率响应函数

若系统输入 $x(t)$ 是频率为 $f$ 的谐振动

$$x(t) = x_0 e^{i2\pi f t}$$

输出 $y(t)$ 也是一频率为 $f$ 的谐振动

$$y(t) = y_0 e^{i2\pi f t}$$

可求得

$$y_0 = H(f) x_0$$

于是定义 $H(f) = y_0/x_0$ 为频率响应函数。

例如,一单自由度系统

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = x(t)$$

有响应函数

$$H(f) = \frac{1}{k - m(2\pi f)^2 + j2\pi f c}$$

或

$$H(f) = \frac{1/k}{1 - (f/f_n)^2 + j2\xi(f/f_n)}$$

式中  $\xi = c/2\sqrt{km}$  为阻尼比,  $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$  为无阻尼频率。

如写成复数形式

$$H(f) = |H(f)|e^{-j\phi(f)}$$

其中

$$|H(f)| = \frac{1}{k} / \sqrt{[1 - (f/f_n)^2]^2 + (2\xi f/f_n)^2} \quad (1)$$

为频响函数增益, 即输出与输入幅值之比。

$$\phi(f) = \text{tg}^{-1} \frac{2\xi f/f_n}{1 - (f/f_n)^2} \quad (2)$$

为频响函数相角, 即输出滞后输入的角度。

## 2. 功率谱密度

随机函数  $x(t)$  的自功率谱定义为:

$$G_{xx}(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau$$

其中  $R_{xx}(\tau)$  为  $x(t)$  的自相关函数

同理,  $y(t)$  的自功率谱

$$G_{yy}(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_{yy}(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau$$

用增益表示时

$$G_{yy}(f) = |H(f)|^2 G_{xx}(f) \quad (3)$$

以上讨论中, 视  $x(t)$  和  $y(t)$  分别为系统输入和输出的随机函数, 因此上式说明输入(激振)函数与输出(响应)函数自谱间的关系。式(3)即我们分析振动系统频率特性的出发点, 因为此式表明, 任何响应点上的输出自谱将在如下频率上达到极点: 激振谱出现峰值的频率或结构响应函数自谱出现峰值的频率。

## 3. 相关函数和相干函数

### a. 自相关函数

$$R_{xx}(t) = \overline{x(t)x(t+\tau)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau) d\tau$$

为随机变量  $x(t)$  的自相关函数,  $R_{xx}(t)$  表示  $x(t)$  与其延时的  $x(t+\tau)$  的相关程度。因而用它确定任一时刻随机数据对它以后数据的影响程度, 并可以用它来拾测混淆在随机信号中的周期成份。

### b. 互相关函数

$$R_{xy}(t) = \overline{x(t)y(t+\tau)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)y(t+\tau) d\tau$$

表示一个变量和另一个变量延时的相关程度。有助于找到不同振源对给定点的影响程度。

### c. 相干函数

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|H(f)|^2}{S_x(f)S_y(f)} = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)}$$

一般情况下,因测量系统中外界干扰或其他振源的影响,  $0 \leq \gamma_{xy}(f) \leq 1$ 。因此,用相干函数可以测定二随机信号之间的因果关系,探求主要振源,又可检测测量分析结果的可靠性。

## 二、测试与分析方法

### 1. 测量系统

在II型舰用燃气轮机台架试车中,机组的振动测量所使用的一次元件是GGZ-1型速度传感器,所用仪表为GZ-2六线测振仪,各路信号用TEAC公司R-280型数据磁带记录仪记录下来。五个测点分别布置在压气机前机匣(水平向)、动力涡轮机匣(水平向及垂向各一支传感器)和减速器箱体上(水平向和垂向各一支)。测量系统框图示于图1,为使监测仪表读数准确,测试前对GGZ-1传感器要进行标定。I型舰用燃气轮机在并车试验中,机组振动测量系统包括4366加速度传感器,2635型电荷放大器,TEACR-280磁带机及其他监测仪表。

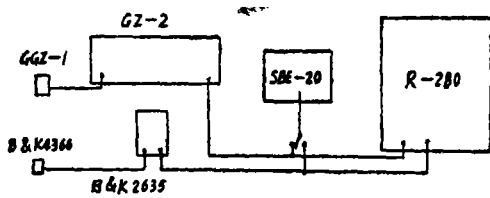


图1 测量系统

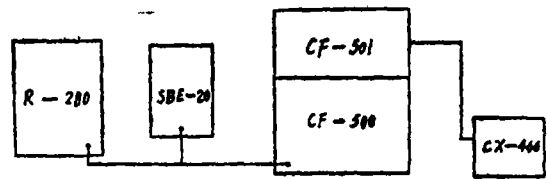


图2 分析系统

### 2. 分析系统

试验结束后,回放R-280磁带记录的振动信号,采用一定的分析仪便可以进行振动分析。我们采用CF-500型快速付里叶分析仪(含CF501)除用CF-500观察外,还用CX-466型x-y记录仪描绘出由CF-500得到的频谱等曲线。分析系统如图2所示,其中SBE-20为双踪示波器。当然如将CF-500放在试验现场也可以做机组振动信号现场实时分析。

## 三、测量数据的处理结果

图3示出I型机并车试验中左机启动过程中动力涡轮的动态频率特性的三维图谱。采样频率范围200Hz,分辨率0.5Hz,机组升速范围为1980~2370RPM,从该图可明显看出,当转速升至2100RPM时,振动信号明显增大,但随着机组转速再升高时,振幅却下降了。

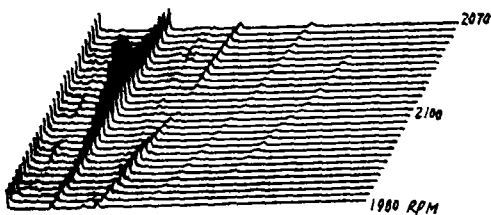


图3 左机启动中动力涡轮振动谱阵

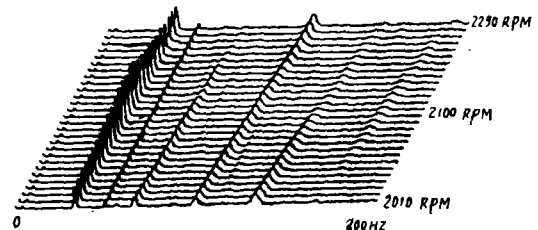


图4 右机启动中压气机振动谱阵

图4示出I型机右机启动过程中压气机测点振动特性谱阵图,当转速升至2070RPM时也出现较大的振动峰值,但不如动力涡轮振动峰值变化明显。

图5示出I型机左机启动过程中动力涡轮振动的高频部分的谱阵。是由加速度信号分析得到的。采样范围为0~2KHz。图中示出的各振动峰值均与机组的转速有关。此时机组转速较低,  $n = 335 \sim 1290$ RPM, 低频部分振动分量很小, 图中基本看不到300Hz以下的振动分量。

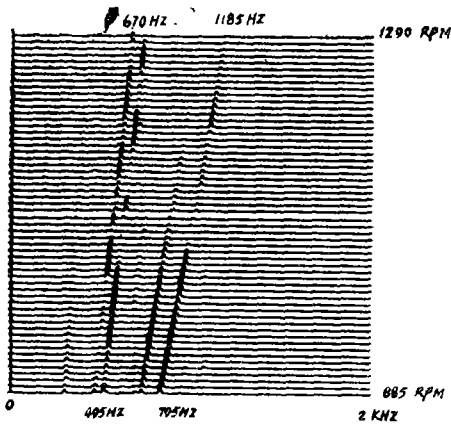


图5 左机启动中动力涡轮振动谱高频部分谱阵

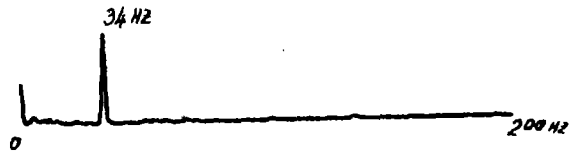


图6 左机启动时动力涡轮振动瞬时信号

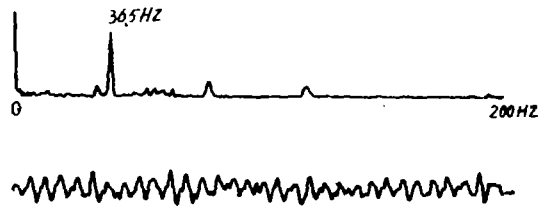


图7 左机启动时动力涡轮振动瞬时信号

图6及图7示出I型机左机启动过程中动力涡轮振动信号的时间历程曲线及相应的功率谱。此两图是从图3中抽出瞬态信号分析绘制的,图6对应转速为2040RPM,图7对应转速为2190RPM。

从图6和图7中可以看到,二者振动波形不同,随着机组转速的升高,动力涡轮振动减小。

图8和图9示出I型机启动时左机动力涡轮振动信号的时间历程曲线及对应的功率谱。这是从图5中抽出的瞬态信号分析绘制的。图8中振动峰值对应于530Hz,图9中振动峰值对应于557.5Hz。由此二图可知,在机组升速中,动力涡轮测点处反映出振动高频分量变化较大,变化也较急剧。虽然这类振动成份是由动叶引起的气流扰动激起的振动。

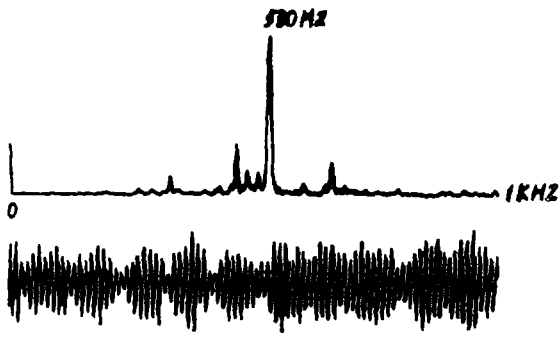


图8 左机启动时动力涡轮振动瞬时信号



图9 左机启动时动力涡轮振动瞬时信号

图10示出 I 型机左机动力涡轮从工况降速时,振动特性的三维图谱。采样范围 0~500Hz。机组从8020RPM降至3070RPM。

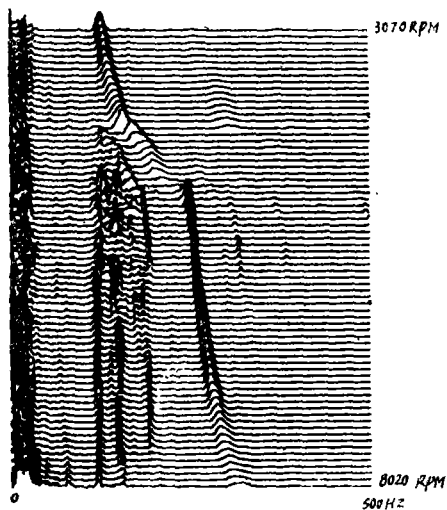


图 10 左机降速时动力涡轮振动谱阵

图12和图13示出 II 型舰用燃气轮机在慢车工况时,压气机和动力涡轮振动的功率谱图。图的上部是动力涡轮水平向振动的功率谱,图的下部是压气机的,图13和12有明显区别,图12中  $f = 17\text{Hz}$  的振动分量大于压气机的工频分量,而图13中主要振动分量是压气机的工频分量。

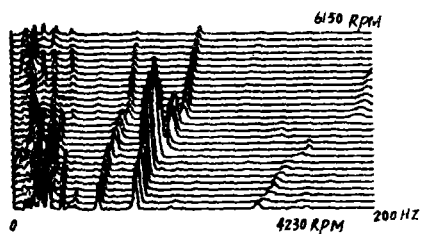


图 11 II 型机升速时的振动谱阵

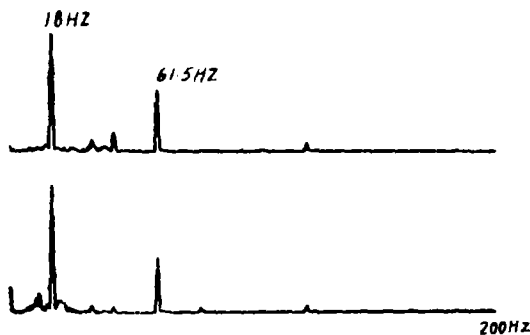


图 12 II 型机慢车工况时的正常谱

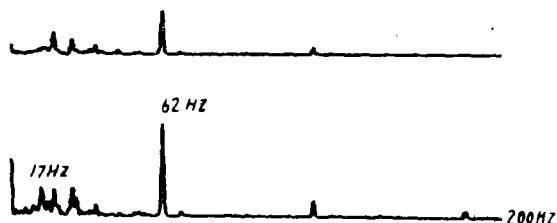


图 13 II 型机慢车工况的故障谱

#### 四、结果分析

纵观上列各图,并考虑到机组运行时振动幅值的实测数据,虽然仅仅对三台舰用燃气轮机整机振动做了测量和分析,也可以使我们对机组过渡态的振动特性有了新的和规律性的认识,这对舰用燃气轮机的振动特性,特别是对机组的振动监控及故障诊断积累了数据和经验。

下面仅就燃气轮机过渡态的振动特点结合分析谈几点看法。

1. 在机组故障诊断工作中,其过渡态的振动谱阵具有特殊的作用。

我们曾经对机组稳态工况,如慢车、0.5、0.8及1.0工况的振机特性做过分析,如图12,13所示的谱分析。从中可以了解机组的振动特性,对机组振动超限查找原因及故障诊断也有一定的作用。但它们都不如研究过渡态的振动特性来得直观和明了。如图11示出 II 型舰用燃气轮机压气机在过渡态的振动情况,转速从4230RPM升至 6150RPM,图中除了压气机和动力

涡轮的工频信号, 还有低频  $f = 17\text{Hz}$ ,  $24\text{Hz}$  等较大的频率分量。在  $n_1 = 6000\text{RPM}$  时,  $f = 24\text{Hz}$  振动分量较大, 这时压气机机匣水平向振幅值达到  $0.08\text{mm}$ , 并且, 在机组升速过程中,  $f = 17\text{Hz}$  的频率分量始终存在, 经与静态测试结果分析比较, 查明它们均与结构静频有关, 属于结构方面的问题。例如  $f = 24\text{Hz}$  的频率分量是由于机组前附件固定螺钉松动所引起, 拧紧螺钉后此频率分量明显减小, 此外, 从图11中可以看到, 压气机的振动较动力涡轮为大, 而动力涡轮的振动在机组升速过程中也不断变化。在  $4600\text{RPM}$  及  $5790\text{RPM}$  左右振动比较大, 在  $5000 \sim 5500$  之间振动较小, 可以做进一步的测试和分析。

再如图 3, I 型机左机动力涡轮在  $2100\text{RPM}$  左右振动明显增大, 高于或低于此转速时, 机组振动均较小, 可以认为这是一个小临界转速。如果不绘制过渡态的振动谱阵就难以发现这种现象。

2. 利用机组过渡态的振动三维图谱不仅能查明机组结构问题, 还可以发现机组振动与机组内部气流扰动间的关系: 如图 5 为 I 型机左机动力涡轮从  $335\text{RPM}$  升速至  $1290\text{RPM}$  时拾得的振动信号经 CF-500 型 FFT 分析仪绘制的谱阵, 我们把它称为高频部分的谱阵图, 采样范围  $0 \sim 2\text{KHz}$ 。这时低频部分振动分量很小, 几乎分辨不出, 而在  $300\text{Hz}$  以上振动分量较大。从图中可明显看到, “层迭” 的山峰均与机组转速有关。再分析该机压气机及动力涡轮的具体结构, 可知, 图中振动信号是由该机转子动、静叶对气流扰动的影响而产生的。因为机匣上的振动传感器拾得的振动信号既有结构响应, 也包含机内气流扰动。通过 FFT 分析仪获得的三维谱图可以清晰地看到这种关系及变化规律。几个主要尖峰分量的大小和变化规律与叶片数目有关。所以在测量及分析中要注意信号的采样范围的正确确定, 即要考虑到结构响应, 也要考虑到机器内部气流扰动的影响。

3. 机组振动故障谱与正常谱的比较, 是事故诊断的主要方法。因此, 积累正常谱和故障谱极为重要。

图12示出机组振动不正常(振幅  $0.09\text{mm}$ ) 的图谱, 其中上部为涡轮振动谱, 下部为压气机振动谱。图13为机组振动正常(振幅  $0.02\text{mm}$ ) 的图谱, 其中振动的主要分量是机组的转速分量, 而不正常情况下图谱中主要振动分量不是机组的转速分量, 如图12中  $f = 18\text{Hz}$  的出现使振动增大到  $0.09\text{mm}$ , 已经超限。所以这两种振动谱的比较和分析很有意义。同时还应指出, 在分析过渡态机组振动特性时, 也不应孤立地进行, 将其与稳态谱进行分析比较, 不仅是有益的, 而且是必须的。因为一台机器的正常与否, 是与我们认定为正常的机器状态比较而言的, 所以确定某种机器运行正常的振动标准, 大量积累正常运行的数据如振动谱等, 这对诊断机组故障无疑是很重要的。

## 结 束 语

实验结果的分析表明, 在舰用燃气轮机振动诊断中, 谱分析及相关技术的应用很有意义, 尤其对机组过渡态的振动分析, 生动、形象而又直观地观察到机组在启动停机或升降速等状态下的振动特性和变化规律, 再辅以其他测量极有利于机组的排故和可靠运行。

应说明的是, 我们仅对三台机组在试车中进行测量和分析, 工作还是初步的, 有待进一步深化。

参加本课题工作的还有翁维熊、黄云龙、叶文虎、梁艳、吉卫军等同志。

# 论轴流式涡轮特性计算中的损失模型

吉桂明

〔提要〕以三种叶栅损失的模型,通过一例特性计算,分析了损失模型对轴流式涡轮特性计算的影响。从叶栅损失估算到特性计算对西方广为应用的经典的 Ainley-Mathieson-Dunham-Came 方法进行了检验。指出其中一些有待改进的地方,并推荐采用经过叶栅试验验证的叶型损失计算公式进行特性计算。

主题词: 轴流式涡轮 估算 损失模型

在涡轮机制造和设计实践中广泛应用两种涡轮特性计算的方法:第一种方法是模拟级法,它根据给定形式的级在试验透平中的试验研究所得到的综合曲线进行特性计算。这种方法的主要优点是,对于给定形式的叶列,其计算简单和结果可靠。

第二种方法是速度三角形法,它基于利用由叶栅静吹风试验或计算方法得到的静子叶栅和转子叶栅的能量损失系数和流量系数。与第一种方法相比,其一是可靠性较差,但它能提供涡轮通流部分各个部件能量损失的详细情况,从而可阐明最大损失的地方,并指明提高级效率的途径;其二是方法较简单,通用性好,且大量实践[1、2]已经证明其精度是可以接受的。

涡轮特性计算是涡轮机设计的一个重要内容,国内外为完善涡轮的特性计算已做过大量的工作[3、4、5、6、7、8、9],作者曾在[10]中对此作了介绍和评论。

在根据速度三角形计算涡轮特性时,应用的各方程(它们是在叶列上、下游流动中应用连续方程、能量方程、运动方程及过程方程而得到的)都是类同的。但是叶栅模型(叶列中的能量损失及落后角)的优劣对于特性计算的精确性起重要作用。

本文以我们的叶栅试验结果[11、12、13、14、15]为依据,参照国外有关数据[16、17]来检验现在西方广为应用的涡轮特性计算经典的AMDC方法,并作出改进。

## 一、AMDC方法

五十年代初,美国的Ainley-Mathieson通过在NGTE的工作,提出了一种估算轴流式

## 参 考 文 献

- [1] J.S贝达特“相关分析和谱分析的工程应用”国防工业出版社,1983
- [2] 甘幼琛 谢世浩“随机振动的基本理论与应用”湖南科学技术出版社,1982