

船用燃气涡轮台架运转经验(续篇)*

吕建成

(哈尔滨船舶锅炉轮机研究所无锡分部)

[提要] 本文通过典型示例对我国自行设计的船用燃气轮机在台架试车中涡轮出现的部分故障: 涡轮振动、机匣变形、扩压机匣承力件损坏, 扩压机匣轴承座相对扩压机匣前止口的不同心度变大等进行了分析, 并介绍了排除故障的措施及其在试车中的实际效果。

主题词 燃气轮机 台架试验

一、前言

我国自行研制的几型舰用燃气轮机机组在台架试车中都曾露暴出涡轮部套中的一些故障。我们对产生故障的原因进行了分析, 排除了故障, 使机组得以逐渐完善。

在文献[1]中已叙述了涡轮叶片的过热与烧伤、叶冠搭接、气封碰擦等故障。本文在文献[1]的基础上叙述涡轮振动过大、机匣变形、扩压机匣承力件损坏、扩压机匣轴承座相对扩压机匣前止口的不同心度变大等故障, 对产生上述故障的原因进行分析并介绍一些排除故障的措施及其在试车过程中的实际效果。

二、涡轮振动

在机组试车中, 涡轮部位振动有时偏大或超过允许值。我们曾遇到下列使涡轮振动变大的不利因素。

1. 压气机各级可转导叶初始转角与终止转角不合适

在压气机上采用前面几级导叶可转的办法可以解决机组启动、升速过程中的防喘振问题。有时在样机试车初期, 预先选择的各级可转导叶的初始转角值不合适, 或终止转角不合适或转角随压气机转子转速变化规律不恰当都会引起机组振动变大, 特别是动力涡轮处的振动变大。例如无锡造首台A型舰用燃气轮机在机械调试阶段, 预先选择压气机前三级可转导叶初始转角值分别为 45° 、 35° 、 35° , 压气机转子转速升高后的终止转

本文收到日期: 1987年3月20日。本文前一部分载于本刊1987年第1期

角值分别为 0° 、 0° 、 0° 。试车中压气机转子转速较低时,机组运转平稳,排气温度正常。动力涡轮的振幅小于允许值(振动单幅值不大于 0.05mm ,瞬时不大于 0.1mm)。当压气机转子转速升到 7400转/分 ,功率接近 3133.2千瓦 时,出现主气流脉动,机组振动变大。动力涡轮振动单幅值达到 0.30mm 以上,燃气排气温度接近上限值 480°C 。经反复调整可转导叶初始转角和终止转角值,并经试车验证表明,出现上述异常现象的原因是压气机前三级可转导叶的初始转角值及终止转角值选择不合适。导叶转角随转速变化的规律也不完全协调。从而使压气机在上述工况时叶片冲角较大,主气流流动恶化(甚至出现失速),使流至涡轮的主燃气流也有强烈脉动气流。它就是激起涡轮剧烈振动的激振源。此时压气机、燃烧室、涡轮效率都下降,燃气排气温度急剧上升。

经过多次调试,最后找到压气机前三级可转导叶初始转角分别为 45° 、 33° 、 28° ,终止转角为 10° 、 5° 、 0° 时,机组在各种工况下运行都很平稳,动力涡轮振动也小,都不大于 10丝 (单幅)。燃气排气温度正常,从慢车工况可以平稳地升至设计工况。

在调整可转导叶转角过程中,试验了几组初始转角及终止转角值,它们对动力涡轮振动的影响可参见表1。

表 1 A型机组压气机可转导叶转角值对动力涡轮振动的影响

压气机前三级可转导叶 初始转角值(度)	45、35 35	45、36 37	45、36 36	45、35 29	45、33 28
压气机前三级可转导叶 终止转角值	0、0 0	12、10 13.5	10、8 10	10、8 4	10、5 0
动力涡轮振动最大时的 压气机转子转速(转/分)	7400	7800	7800	7800	7800
动力涡轮振动单幅值 (丝)	>30	8	13	13	10

2. 转子动不平衡量大

B型船用燃气轮机在低工况机械调试中曾测得动力涡轮处的振动变大。在功率为 2685.6千瓦 时的工况运行时,振动单幅值达到 7丝 左右(正常值为 $1\sim 2\text{丝}$)。后来在机组分解检查中发现,由于动力涡轮转子上的第Ⅲ、Ⅳ级动叶各有三片发生了叶冠搭接变形,从而破坏了转子原来的动平衡状态。更换了已变形的动叶片,并重新对转子作动平衡后,再次装机运转,同时对防止动叶冠搭接采取了相应的措施。测得动力涡轮处振动单幅值在 2685.6千瓦 时不大于 2丝 。

3. 减速齿轮箱扰动力的激发

机组台架试车时动力涡轮轴后端通过减速齿轮箱和水力测功器相连接。减速齿轮箱工作时因个别齿轮位置浮动或对中不良等原因产生了周期性不平衡力——扰动力。当扰动力的频率与机组或涡轮的自振频率合拍时,扰动力的量值较大。而涡轮和机组刚度较

小就会引起涡轮的剧烈振动，甚至使机组试车难以进行下去。此时的涡轮振频与动力涡轮转速成比例。例如C型机组在具有A型齿轮箱的试车台上试验时，动力涡轮转速较高，则振动激烈。而在别的试车台上试车（此时已不用A型齿轮箱），C型机组动力涡轮的振幅值在任何工况下都在允许值之范围内。

同一个减速齿轮箱应用于不同机组时，其扰动力对涡轮和机组振动的激发效果差别很大。例如为A型机组设计的减速齿轮箱曾应用在A型机组、B型机组、C型机组上。此减速齿轮箱的扰动力在所有工况下对A型机组的振动影响极小。在低工况下对B型机组的振动影响也不大，而对C型机组的振动激发影响却很大。在某些工况下动力涡轮处振幅大大超过允许值。主要原因是不同机组的结构、刚性、质量大小和固有振动特性（已在试车时测得）等均有差别，因此对于同样的激振力，不同机组的振动响应会有很大的不同。

三、涡轮机匣变形

涡轮机匣根据结构上的需要可以做成整圈式，也可以做成带有水平中分面的分半式。一般整圈式的涡轮机匣在试车后变形不大，例如B型机组的涡轮I、II、III级整圈式机匣试车后测得它们的前、后止口椭圆度都不大于0.40mm，允许继续使用。而有的分半式机匣试车后会发生很大的变形，例如B型机组的第四级涡轮机匣是带有水平中分面的，如图1所示。它经过11小时低工况机械调试后，分解检查其前、后止口，发现前止口处椭圆度达9mm，后止口处椭圆度达8.2mm，中分面处是椭圆的短轴，与该短轴相垂直的中心线是椭圆的长轴，如图2所示。这样的变形并不是热、冷加工后的残余应力所造成，因为该机匣热、冷加工后（中间经过除应力热处理），也有0.42mm的椭圆度，但

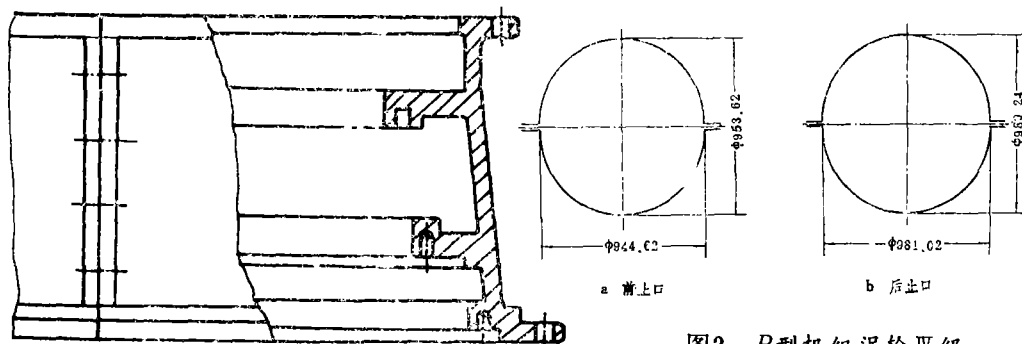


图1 有水平中分面的涡轮机匣

图2 B型机组涡轮IV级机匣前、后止口变形状况

变形的方向相反，即水平中分面方向是长轴，与此长轴相垂直的中心线是短轴。而试车后的变形是由于该机匣径向厚度较大，厚度最大处达36mm（因机匣壳体与吊挂导叶用的辐板是做成一个整体的，所以局部厚度较大）。试车时在600℃左右的高温燃气作用下，机匣内、外表面有一定的温度梯度，因此机匣内部与外部的热膨胀倾向在程度上有差

别,内部温度高,热膨胀倾向较大。外部温度低,热膨胀倾向就小。于是在机匣内部就存在压应力和塑性变形。当机匣上、下半拆卸开后,这样的残余应力和塑性变形就明显地表现出来了。

涡轮机匣的椭圆度很大是不允许的,因为这将使涡轮装配后静子和转子之间的径向间隙大大偏离设计值,在运转中会产生危险。所以在设计具有水平中分面的涡轮机匣时,防止热应力造成的塑性变形应作为一个主要技术问题来考虑。

四、扩压机匣承力件损坏

舰用燃气涡轮末级动叶后面大多装扩压机匣,使得在通流部分膨胀做功后的燃气部分扩压,然后再流入排气管进一步扩压,降低流速,最后排入大气。一般在扩压机匣内部还装有动力涡轮转子的轴承座,并通过内环组合件、承力支板、径向定位销等零部件来支承动力涡轮转子。

A型机组、B型机组、C型机组涡轮的扩压机匣中承力支板上端用径向定位销来与扩压机匣相连接,下端用沿承力支板的周向焊缝(A型机组)或轴向定位销(B型机组和C型机组)来与内环组合件相连接(参见图3、图4)。这样的承力结构使承力支板的上、下端受力较复杂,应力也较大。试车中曾多次产生故障。例如A型机组的涡轮扩压机匣承力支板下端与内环组合件焊缝处产生裂缝,B型机组涡轮扩压机匣上的承力支板下端轴向定位销孔处发产断裂;C型机组的涡轮扩压机匣承力支板下端定位销头断裂。

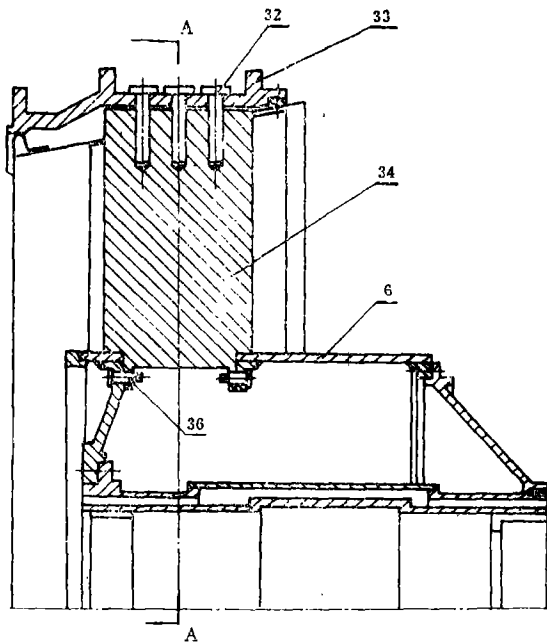


图3 B型机组涡轮扩压机匣纵剖面

我们以A型机组为例来分析此部位故障的原因。

A型机组的样机经过机械调试后（累计运行40小时58分），分解检查发现，涡轮扩压机匣承力支板下端轴向定位销孔处断裂，沿周向共九块承力支板中有两块完全断裂，一块产生裂纹（详见图5）。经分析，承力支板断口是疲劳断口（图6）。这一故障是由于平衡空气轴向力引起的。为了平衡动力涡轮转子上的轴向力，在动力涡轮转子和扩压机匣内环组合件之间的空腔——后平衡腔内引入了压气机末级出口的高压空气，使后平衡腔在设计工况时维持 37.94×10^4 帕的压力。此压力轴向作用在动力涡轮转子上，同时也轴向作用在扩压机匣内环组合件（件6）上，再经轴向定位销（件36）传递到承力支板（件34）上，经径向定位销（件32）传递到扩压机匣（件33）上。它对内环组合件的轴向作用力在设计工况时达到5580公斤。它使承力支板下端轴向位移达1mm以上（以支板上端径向定位销处为支点）。这一点我们通过模拟加载试验得到了验证。

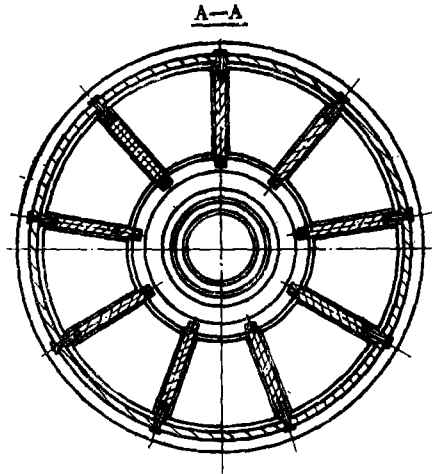


图4 B型机组涡轮扩压机匣横剖面



图5 涡轮扩压机匣承力支板下端断裂

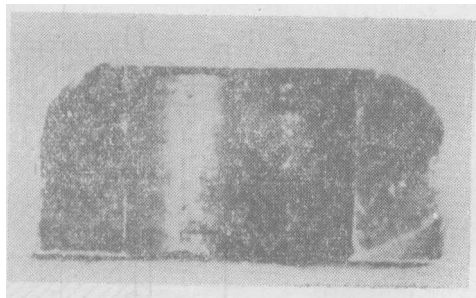


图6 涡轮扩压机匣承力支板下端断口

由于承力支板下端轴向位移，使它绕上端产生一转角。而这样的位置变化实际上受到轴向定位销的阻碍，于是在连接处产生一个量值较大的弯矩。此弯矩作用在承力支板销孔上，同时也作用在轴向定位销（件36）上。又由于实际结构中各块承

力支板受力不均匀,而各承力支板下端销孔处的横断面大小不等(结构布置上的需要),因此断裂就发生在受力大而承力横断面小的承力支板上。三块承力横断面最小的承力支板都发生断裂或裂纹。

根据这一故障原因的分析,我们将各承力支板下端横截面加大,使受弯矩作用的断面加大,同时将轴向定位销端部的左侧开口销(件35)更改为螺纹结构,用螺帽使各承力支板都紧靠在内环组合件的承力支板上,让各承力支板受力均匀。在结构上作这些改进后,机组又经历了58小时的性能试车,经检查,承力支板下端仍完好无损。

五、扩压机匣轴承座相对扩压机匣前止口的不同心度变大

A型机组、B型机组、C型机组的涡轮扩压机匣承力支板与机匣连结均采用径向定位销结构(图3)。试车后,它们都出现过扩压机匣轴承座相对扩压机匣前止口的不同心度变大的现象。例如经过592小时试车运转后,A型机组扩压机匣轴承座相对扩压机匣前止口下沉0.8mm^[7]。无锡造首台A型机组在试装阶段发现扩压机匣轴承座位置相对扩压机匣前止口变化0.9mm。B型样机经过40小时机械调试后,此不同心度增加了0.4mm,即图3中的 ϕB 相对 ϕA 的不同心度增加了0.4mm。在上述几型机组中,此不同心度增加的原因之一是扩压机匣中采用了周向均布的5~11组承力支板(如图3中的件34)和径向销钉(件32)结构来传递由轴承座及扩压机匣内承力环组合件(件6)传来的轴向力和径向力。工作时,扩压机匣与承力支板、内承力环组合件之间的温差引起的热膨胀差亦企图通过径向销钉和承力支板上销孔之间的相对滑动来解决。但试车实践表明,这种结构会使机组运转后不同心度增大。因为径向销钉在周向位置上的不同,各销钉与销钉孔之间配合的微小差别都会使机组运行时各组销钉与销钉孔之间的相对滑动量有微小的差别,并且在机组停车后各组销钉与销孔之间的相对位置不能非常精确地全部回复到装配时的初始位置,这就使扩压机匣相对扩压机匣前止口的不同心度增加。A型样机和B型样机不同心度的增加主要是这个原因造成的。原因之二是径向销钉与扩压机匣销钉孔之间的配合有间隙,加之销钉孔长度不足,造成各径向销钉在销钉孔内产生微小的相对径向位移和偏摆,从而造成不同心度增加。无锡造A型首台机组在试装配阶段发现的不同心度增加主要就是这个原因。

根据上述故障原因的分析,采取了相应的改进措施。例如无锡造首台A型机组的扩压机匣销钉孔与销钉之间的配合改为过盈配合,动力涡轮装配后检查表明,此不同心度增大现象已不出现,试车后检查也表明有较大改善。

B型机组涡轮扩压机匣销钉孔与销钉之间采用过盈配合,也使销钉与承力支板销钉孔之间的间隙接近于零。试车后检查表明,虽然轴承座相对扩压机匣前止口的不同心度仍有些变化(为0.22mm),但比A型机组早期出现过的不同心度变化(0.8~0.9mm)已有明显改善。

进一步的改进措施应该是降低扩压机匣、承力支板和内承力环组合件的温度,减少它们之间的热膨胀差或在有一定热膨胀量的情况下,使各承力支板变形协调。英国罗一罗公司的斯贝船用改装机组 *SMA* 动力涡轮和国内的 9698 千瓦机组动力涡轮上采用的外机匣承力支板与燃气流隔离的结构就是这种改进的实例。

参 考 文 献

1. 吕建成: 船用燃气涡轮台架运转经验 (I) (中国造船工程学会轮机学术委员会涡轮机、锅炉学组论文 1985 年 10 月)
2. 密尚群: 某型样机继 500 小时试车后试车及检修概况, 中国船舶工业总公司哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所 1980 年 12 月

OPERATING EXPERIENCE OF A MARIN GAS TURBINE ON TEST RIG

Lu Jiancheng

Synopsis

This paper analyzes with the aid of typical examples some turbine problems encountered in the home-designed marine gas turbine during its rig testing, such as turbine vibration, casing deformation, diffuser casing load-bearing part failure and the increase in relative eccentricity of the bearing housing with respect to forward stop notch of the diffuser casing. Also given are the measures used to eliminate the malfunctions and their effectiveness in the test running.

Key words: gas turbine, rig testing.