

# 船用燃气涡轮台架运转经验

吕建成

〔提要〕 本文通过典型示例对我国自行设计的舰用燃气轮机在台架试车中, 涡轮出现的部分故障: 叶片过热与烧伤, 叶冠搭接、气封碰擦等进行了分析, 并介绍了排除故障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

某舰用燃气轮机机组的涡轮具有温度高、功率大、寿命长的特点。我们从涡轮高温零件的选材和应用冷却技术两方面满足工作温度及寿命的要求。如第一级导叶和动叶原分别采用 $K_3$ 和 $M17G$ 高温合金, 因其抗热腐蚀性能不理想, 改用了 $M38$ 高温合金, 并采用来自压气机末级出口的空气来冷却I级动叶和导叶、各级轮盘和机匣。导叶在机匣上采用悬挂式联结, 并与机匣外环形成双层壁结构。引入高压冷却空气, 以降低机匣温度能适应快速起动、停机和变化的要求。

尽管设计者作了周密的考虑, 许多问题还是要在台架试车中暴露出来并需要解决的。本文仅对叶片的过热与烧伤、叶冠搭接、气封碰擦等故障进行分析, 并概述了解决的措施和在试车过程中的实际效果。

## 二、叶片过热与烧伤

### 1. 涡轮叶片

该舰用全工况燃气轮机在完成性能试车累计运行达到108小时后, 分解检查发现I级、II级、III级动叶、I级导叶有过热现象。

(1) I级导叶: 涡轮I级导叶为具有内芯的空气对流冷却叶片。平均冷却效果达到 $150^{\circ}\text{C}$ 〔1〕, 材料是 $K_3$ 高温合金, 允许在 $1000^{\circ}\text{C}$ 下工作。导叶本身工作应力较低, 所以尽管入口燃气温度局部高达 $1200^{\circ}\text{C}$ 左右, I级导叶并没有产生热塑性变形或裂纹。

(2) I级动叶: 涡轮I级动叶是叶身上具有八个径向小孔的空气对流冷却叶片。平均冷却效果为 $143.9^{\circ}\text{C}$ , 叶片前缘冷却效果比平均冷却效果差 $40^{\circ}\text{C}$ 左右(燃气温度为 $936.5^{\circ}\text{C}$ 时)。叶片尾缘冷却效果最差, 比叶型平均冷却效果差 $103.1^{\circ}\text{C}$ 左右〔2〕。叶片材料为 $M17G$ 高温合金, 叶片毛坯由精密铸造而成。性能试车后经着色检查, 发现94片I级动叶中在16片叶身上已有横向裂纹〔3〕, 详见图1。

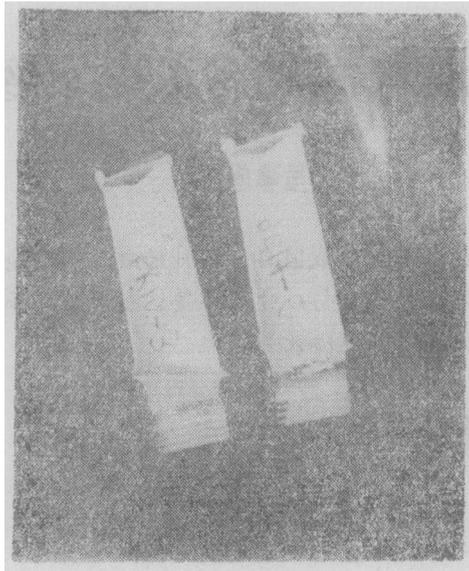


图1 该机组涡轮第Ⅰ级动叶叶身上的裂纹

在进气排气边上或附近产生横向裂纹的原因，主要是燃烧室火焰后移，燃气温度场不均匀度过大。Ⅰ级动叶叶冠以下三分之二叶高范围内燃气温度在 $1100^{\circ}\text{C}$ 以上，叶片前缘温度约在 $1000^{\circ}\text{C}$ 以上，叶片后缘温度约在 $1060^{\circ}\text{C}$ 以上，在这样高的温度下，叶片材料M17G的高温持久强度极限已低于叶片前后缘侧的总应力。所以随着高工况试车次数的增加，试车时间的增长，叶片前后缘区的横向裂纹会逐渐增多，甚至会产生叶片断裂故障。

在Ⅰ级动叶上叶身、叶冠、榫头等部位作硬度检查，表明各部硬度均无明显的变化。

对于这种已产生裂纹的叶片，必须全部换上合格叶片，否则是不允许再进行试车的。

## (2) Ⅰ级导叶叶身烧熔变形和裂纹

机组分解中发现，涡轮Ⅱ级导叶中七片叶身上有烧熔变形和裂纹（见图2），三片叶身上有微裂纹。叶身上的烧熔变形和裂纹、微裂纹主要发生在前缘上或近前缘的内、背弧面上，离上缘板的距离在 $35\text{mm}$ 至 $50\text{mm}$ 之间，即在叶身中部的前缘区。叶身下凹变形最大达 $3\text{mm}$ 左右，叶身排气边中间部分也有轻微的弯曲变形。

Ⅰ级导叶的故障明显地说明，试车中燃烧室的火焰伸入到涡轮中，燃气温度场也极不均匀，因为Ⅰ级导叶材料是 $K_3$ 高温合金，它允许在燃气温度 $1000^{\circ}\text{C}$ 下作涡轮导向叶片而正常工作。它作导叶的毛坯热处理温度为 $1210 \pm 10^{\circ}\text{C}$ ，因此造成导叶叶身烧熔的燃气温度必须大大超过 $1000^{\circ}\text{C}$ ，Ⅰ级导叶处的设计燃气滞止温度是 $820^{\circ}\text{C}$ 。这样性能试车时，Ⅰ级导叶处燃气温度局部值比设计值至少超过了 $200^{\circ}\text{C}$ 以上。由于Ⅰ级导叶承受的温度超过 $1000^{\circ}\text{C}$ ，它的持久强度约为 $800^{\circ}\text{C}$ 时值的 $1/2$ 左右（ $K_3$ 合金100小时持久强度极限在 $800^{\circ}\text{C}$ 时 $\sigma_{100} = 51 \sim 53$ 公斤/毫米<sup>2</sup>，而在 $1070^{\circ}\text{C}$ 时 $\sigma_{100} = 12$ 公斤/毫米<sup>2</sup>）它承受不住燃气高温、气动力、热冲击等的综合作用，造成了叶身的烧熔变形和裂纹。

经初步分析后采取了以下措施：

在单管试验台上将燃烧室火焰长度调整至设计要求范围之内，燃气温度场不均匀度、总压损失系数也调整至设计规定值，并用合格叶片替换了损坏最严重的Ⅰ级导叶，使其至少能满足短期高工况试车。

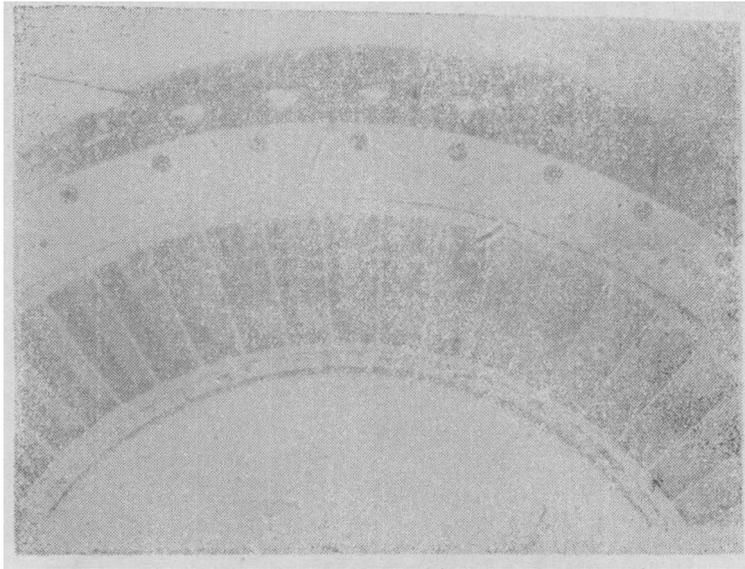


图2 该机组涡轮第Ⅱ级导叶叶身烧熔、变形和裂纹

### (3) I、Ⅲ级动叶叶身塑性变形

机组分解后看到全部Ⅱ、Ⅲ级动叶的叶身有塑性变形，变形的型式都很相似。Ⅰ级动叶的叶冠及其以下44mm左右的叶身段内存在着塑性变形，而以排气边最明显，由原来的直线变为向背弧侧弯曲的曲线，挠度在0.6mm左右，叶冠倾斜了，叶冠背弧侧端部向下倾0.6mm左右，叶冠内弧侧端部上倾0.4mm左右。于是，各叶片顶部气封齿构成了整圆周的锯齿状，见图3。

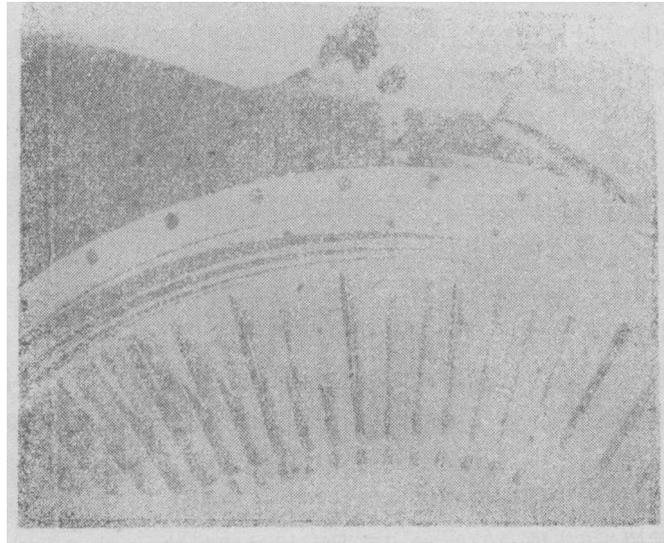


图3 该机组涡轮第Ⅱ级动叶叶身塑性变形

Ⅲ级动叶叶冠及其以下50mm左右的叶身段内存在着塑性变形，同样、排气边最明显，挠度1mm左右。叶冠相对于原来的位置有程度不同的倾斜。叶冠背弧侧端部下倾0.3~1mm，叶冠内弧侧端部上倾0.3~1mm，个别叶冠已出现搭接现象。搭接的塑性变形大的叶片、叶

冠上的气封齿端部（背弧侧）被挤去一角。各叶片顶部气封齿也构成一整圆周的锯齿形，见图4。

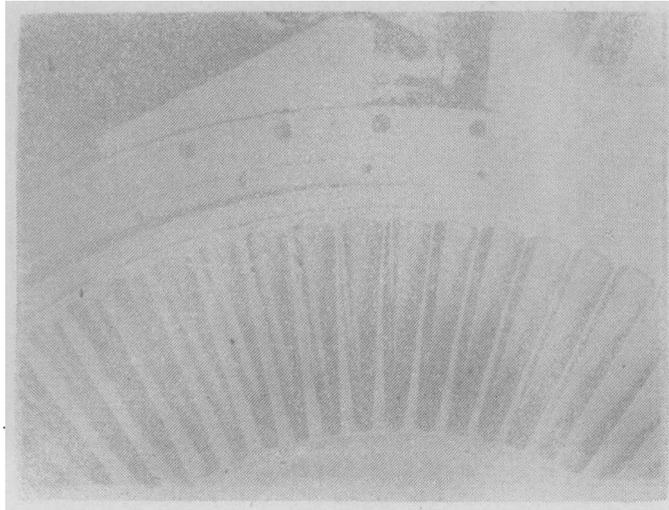


图4 该机组涡轮第Ⅲ级动叶叶身塑性变形

叶身塑性变形原因也是由燃烧室火焰伸入涡轮，燃气温度场极不均匀，燃气温度局部过高引起的。在分析Ⅱ级导叶烧熔变形和裂纹故障时，已明了，这里的局部燃气温度大大超过 $1000^{\circ}\text{C}$ ，比设计值至少超过 $200^{\circ}\text{C}$ 以上。因此，紧接在Ⅱ级导叶后面的Ⅱ级动叶及更后些的Ⅲ级动叶处局部燃气温度也大大超过设计值。由于燃气温度局部而大幅升高，Ⅱ、Ⅲ级动叶相应部位的材料持久强度也就急剧下降，不能长期承受总应力的作用，从而产生了塑性变形。例如，Ⅱ级动叶离叶冠三分之一叶高范围内的总应力不大于 $17$ 公斤/毫米<sup>2</sup>，而作为Ⅱ级动叶材料的GH49高温合金，在原设计叶身温度 $700^{\circ}\text{C}$ 下的持久强度极限为 $\sigma_{0.1\text{小时}} = 80 \sim 82$ 公斤/毫米<sup>2</sup>，此时叶片不产生塑性变形，但当温度升到 $1000^{\circ}\text{C}$ 时，GH49的持久强度极限降至 $\sigma_{0.1\text{小时}} = 15$ 公斤/毫米<sup>2</sup>，已小于叶身总应力 $17$ 公斤/毫米<sup>2</sup>。因此，随着试车时间的增加，必定会产生和发展塑性变形，甚至会产生裂纹和断裂。Ⅱ、Ⅲ级动叶排气边弯曲的方向和叶冠倾斜的方向正好与叶身各截面上承受的总弯矩方向一致。

涡轮分解后，对Ⅱ、Ⅲ级动叶进行了叶身硬度和表面晶粒度检查。表明在上述高温下运行后，Ⅱ、Ⅲ级动叶的叶身硬度和表面晶粒度与装机前无明显差别。

对于叶身已产生塑性变形的动叶，最好全部更换。但鉴于当时叶片备件缺乏，我们建议Ⅱ、Ⅲ级动叶继续装机使用。Ⅲ级动叶由于叶身弯曲塑性变形较大，使叶冠上的气封齿顶半径值增大 $1\text{mm}$ ，在性能试车中与Ⅳ级机匣前外环内圆面略有碰擦。为了保证试车安全，已将Ⅲ级动叶叶冠上的气封齿半径修磨到比原设计值低 $0.265\text{mm}$ 。Ⅱ、Ⅲ级动叶在下一阶段试车中先规定 $1.0$ 工况不超过 $5$ 分钟， $0.8$ 、 $0.9$ 工况不超过 $10$ 分钟， $0.7$ 工况以下不超过 $9$ 小时 $35$ 分钟。短期试车后机组分解。在全面检查的基础上逐步确定故障叶片的允许使用时间。

### 三、少数动叶叶冠搭接损坏

该机组的涡轮在 $0.5$ 以下工况试车后，经分解检查发现第Ⅲ、Ⅳ级动叶中各有三片在叶

冠上的气封齿端部（背弧侧）被挤去一角。叶冠内弧端（内通道侧）有二个与气封齿位置相对应的压痕。压痕面积约 $4 \times 3\text{mm}$ ，深约 $0.2\text{mm}$ ，且整个叶冠及其下方的叶身（叶冠下约 $30\text{mm}$ 范围内）段存在着塑性变形，而以排气边最明显。它由原来的直线变为向背弧侧弯曲，且挠度达 $0.6 \sim 1.5\text{mm}$ 的曲线。叶冠倾斜了。叶冠背弧侧端部向下最大的达 $2\text{mm}$ 左右。叶冠内弧侧端部向上最大达 $2.4\text{mm}$ 。（见图5、图6）上述叶片的变形状况说明这些动叶在运转中曾产生过叶冠搭接现象。Ⅲ、Ⅳ级动叶中产生搭接的叶片相对位置很接近，三个Ⅲ级搭接的叶片互相紧接。它的最后一个叶片与三个紧接的Ⅳ级搭接叶片中的第一个叶片相差约 $21^\circ$ 左右。叶冠及其附近的叶身塑性变形就是在叶冠搭接后继续运转而造成的。叶冠搭接现象在其它机组上也发生过。

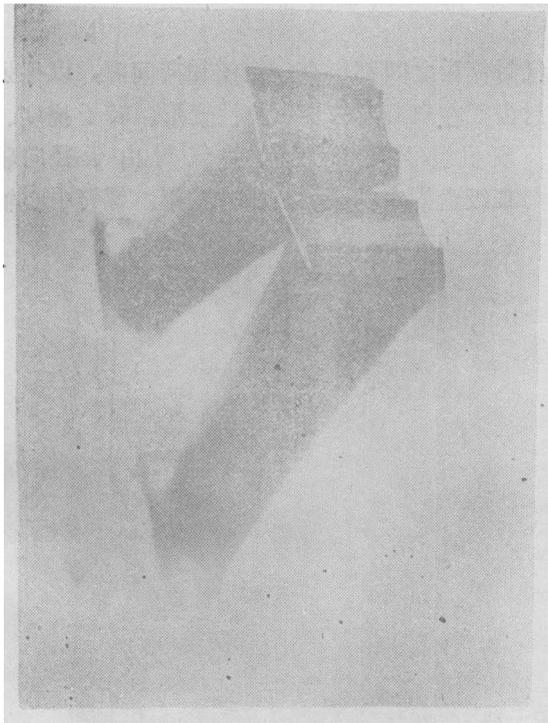


图5 叶冠搭接的第三级动叶

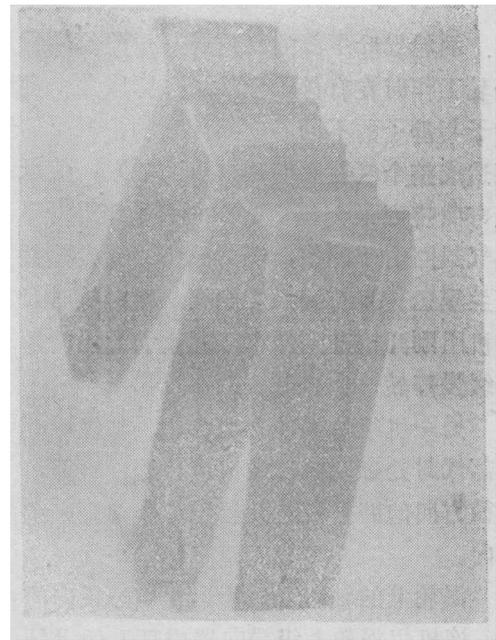


图6 叶冠搭接的第四级动叶

造成叶冠搭接的因素有：

①该机组调试阶段燃气温度有时急剧升高。该机组试车曾出现过因压气机可转导叶预旋角度不合适而使排气温度陡升到 $580^\circ\text{C}$ 的现象。由于燃烧室出口温度场的不均匀度，叶冠区的燃气温度可能更高。

②该机组启动时沿叶型温度差大

在机组启动时，由于叶片排气边较薄，温度升高得快，于是进排气边有较大的温差。叶片排气边侧的伸长量就比进气边侧大，造成叶冠倾斜，成为叶冠搭接的因素之一。

③ 叶身各截面上总弯矩的作用

从涡轮Ⅲ、Ⅳ级动叶强度计算书上查得，这两级动叶叶身各截面上承受的总弯矩方向正好与它们叶冠搭接倾斜的方向及排气边弯曲的方向相一致。叶身上的总弯矩是可以使叶身产

生弹性弯曲的，由于叶身的弹性弯曲，又可使叶冠倾斜，从而成为造成叶冠搭接的因素之一。叶身上各截面的总弯矩值近似地与转速的平方成正比，转速越高，总弯矩值也越大。

在上述这些影响因素中，最主要的因素是燃气温度的急剧升高。一旦少数动叶的叶冠出现搭接后，叶冠周向热膨胀相对过大的矛盾立刻缓和，其它动叶不再搭接。针对这一主要因素，在后来的试车中尽量使机组升速不要太快，避免燃气温度急剧升高。暖机工况停留时间必须符合规定的时间。在采取这些措施后，涡轮动叶不再出现少数叶冠搭接现象。

#### 四、气封圈与气封篦齿径向碰擦

涡轮导叶下部的气封圈与相配的转子上的气封篦齿之间都留有一定的径向间隙，以保证涡轮工作时在有静子和转子热膨胀差、盘和气封齿圈在离心力作用下弹性变形、转子挠度、转子与静子的不同心度等因素的情况下的安全。该机组涡轮Ⅲ级盘前气封由于径向碰擦造成整个气封圈变形（见图7），使气封圈与Ⅲ级盘固定的螺钉也受力变形。螺钉中心轴线弯曲挠度最大值为0.1mm。Ⅲ级导叶下部气封圈由于碰擦，气封圈内表面发热并呈兰黑色。且有轻微的磨损。在碰擦时，因机组刚开始升到慢车工况，动力涡轮转子缓慢停转一次。

另一机组的涡轮、Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ级导叶下部气封处也发生过类似的碰擦、磨损，半径方向的磨损量在几丝至一个多毫米范围内。

涡轮上的轴向气封齿也发生过径向碰擦。该机组涡轮Ⅰ级导向器内环上的下轴向气封齿在四分之一圆周范围内被Ⅰ级盘前轴向气封齿碰擦。静子、转子上的轴向气封齿变形都达到1mm左右（见图8、图9、图10）。

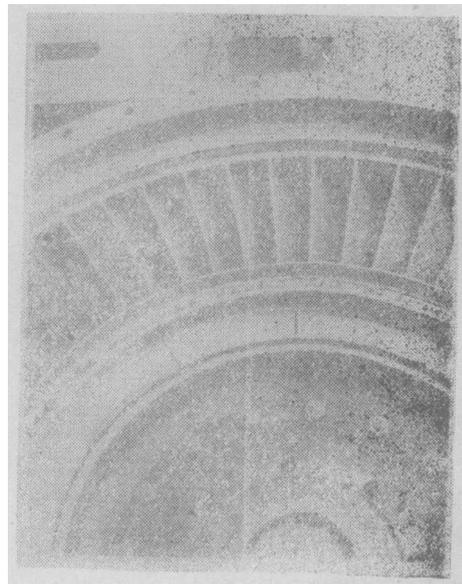


图7 该机组涡轮第Ⅲ级盘前气封齿圈径向磨损

上述两型涡轮的径向、轴向气封处的径向碰擦的原因都是因为设计时径向间隙取得太小。在径向间隙放大后都排除了。从这类故障的多次出现与最后排除中，我们有如下的体会：

1. 新研制的涡轮各处气封的径向间隙应按照结构类似的，已试验成功的涡轮径向间隙范围来选取。考虑转子和静子热胀冷缩相对差、盘和叶片的弹性变形等因素的冷热态计算的气封径向间隙值，也应尽可能参考已成功的经验使用。

2. 静子的气封圈上装设软性保护层。例如由耐热钢薄片作成的蜂窝圈，镍——石墨层有利于缩小气封径向间隙，保证安全运行。

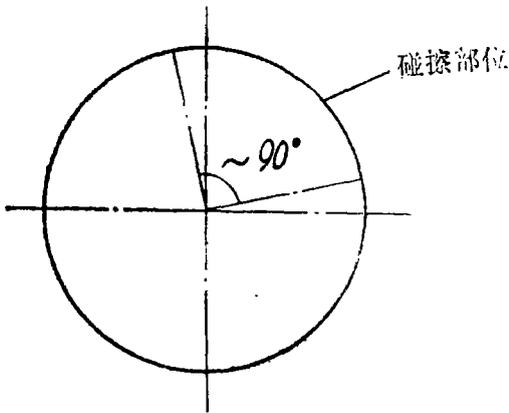


图8 I级导向器内环下轴向气封齿周向碰擦部位(后视图)

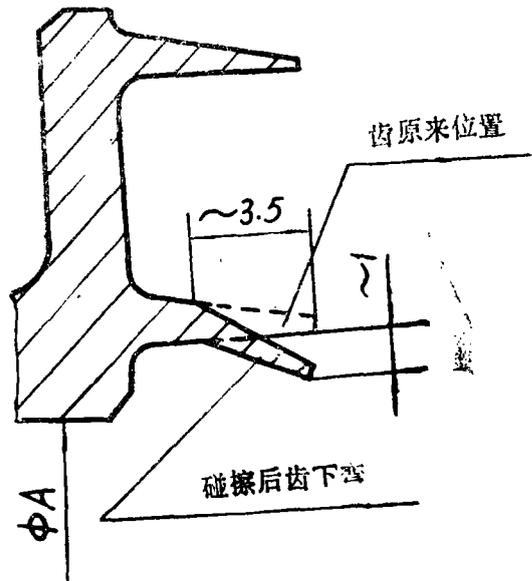


图9 内环气封齿变形(M5:1)

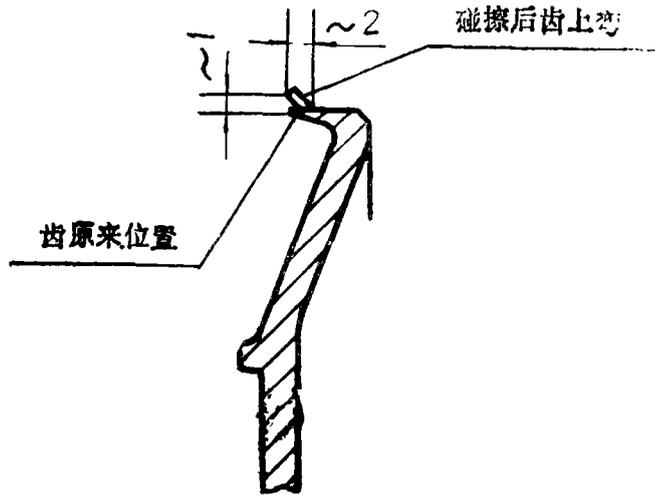


图10 I级盘前气封齿变形

3. 在新设计研制的涡轮上尽量采用静子与转子热胀冷缩方向一致的结构。这样有利于缩小气封径向间隙, 减少漏气损失, 提高涡轮效率。

参 考 文 献 (略)

# JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

No. 1 1987

## CONTENTS

### GAS TURBINES

1. Operation experience of a marine gas turbine on a testrig  
.....Lu Jiancheng ( 1 )

#### Synopsis

This paper analyzes some defects and operating troubles of a home-designed naval gas turbine which may arise during its rig testing, such as blade overheating and burnout, tip shroud overlapping, and seal rubbing, etc. In addition, the author gives a description of the measures being taken to cope with these problems and also the practical results thus obtained during the rig testing.

2. A simple method for evaluating thermal stability of labyrinth seals  
.....Translated by Tan Zhenxiang ( 8 )
3. Combined diesel-electric and gas turbine propulsion plant  
.....Translated and edited by Luo Fengbiao (15)

### STEAM TURBINES

4. Experimental study of a rubber expansion joint for a Qinshan Nuclear Power Plant condenser  
.....Zhu Zuhong, Mei Taikang, Wang Shuxia (17)

#### Synopsis

In this paper a discussion has been given of the compensation capacity, seal performance, design, installation technology, and safety and reliability of a condenser throat expansion joint on the basis of the experimental study of a chloroprene rubber expansion joint with a dumbbell-shaped section.

### BOILERS

5. Aqueous corrosion in boilers: analysis and mitigation  
.....Translated by Wei Linjian ( 25 )
6. Refuse and garbage-firing boilers-II, the latest examples  
.....Translated by Li Junshao ( 29 )