

压气机可转导叶环的运动、偏心 和变形对导叶安装角的影响

张春霖

[提要] 本文针对可转导叶的安装角偏差问题进行了理论分析。讨论了安装角偏差与可转导叶系统的结构尺寸以及部件刚度之间的关系。导出了安装角偏差的计算公式，并将计算结果与实测值进行了比较。

关键词：压气机 可转导叶

问题的提出

燃气轮机的发展愈来愈要求压气机具有更高的压比。获得高压比的途径，除了航空发动机较普遍地采用双转子结构外，多采用可转导叶机构。我们在试验中发现，可能导叶的某些结构因素，能使安装角偏离名义值。试验表明这种偏差会给压气机的性能带来明显的变

分，表示将来研究出更高效率的部件和更小温度限制的热交换器设计时所可能实现的范

围。图5b左面的纵座标相应于循环用碳氢气体燃料，右面的纵座标用于煤油。

图6表示蒸汽/空气比值的范围，表示有合理部件效率的程氏循环发动机循环参数的一个相容组。 $E-E$ 是最大效率线，接近于下边界。高比功 $P-P$ 线大致是上边界，超过 $E-E$ 和 $P-P$ 的区域则是予见到将来发动机部件效率的改进。

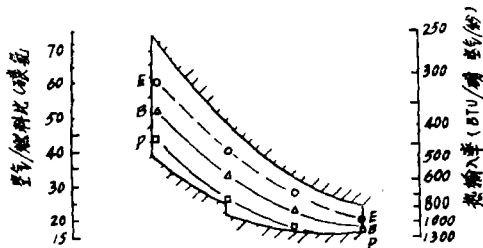


图 5a

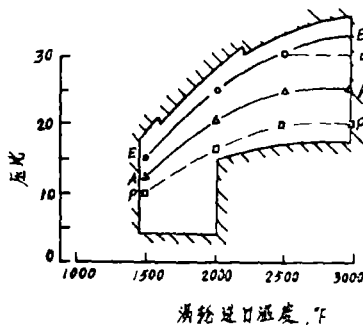


图 5b

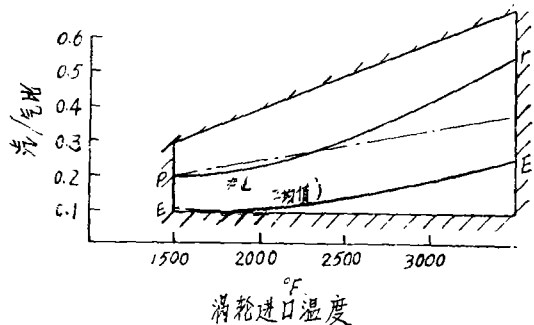


图 6

(未完待续。下期内容：循环简要分析；循环综合比较；应用实例。

化^[1]。此外,这种偏差对失速的产生和传播都会有影响。由于气动力的作用,安装角可能会伴随失速而周期性变化,这将使压气机的不稳定流动变得更加复杂。会使喘振提前发生。

因此,有必要对可转导叶的运动规律和可能造成安装角偏差的各种因素进行研究。本文从可转导叶的运动规律入手,讨论了叶片摇臂和可转导叶环之间的间隙和摇臂的刚性等对导叶安装角的影响。对“偏心”、“椭圆”等典型情况,推出了导叶安装角变化规律的数学表达式,并与实测结果进行了比较。

叶片摇臂与联动环的运动

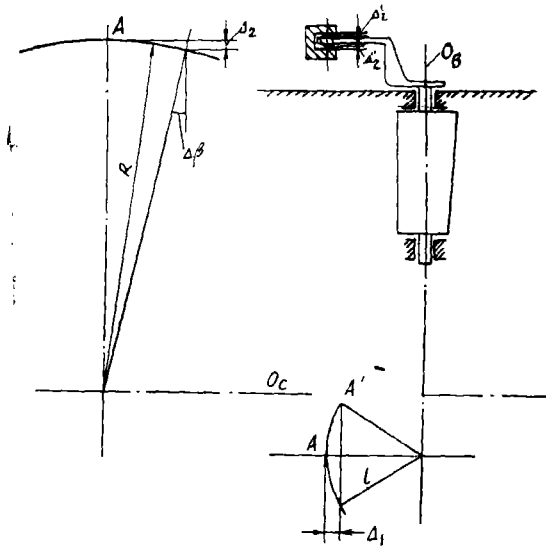


图1 叶片摇臂和联动环运动的剖析

1. 运动的剖析 如图1所示,压气机叶片围绕其轴转动。 A 点的运动轨迹是在垂直于叶片轴线 O_B 的平面内。纵观全级的各个“ A ”点的运动有三个特点。

①它们所在的平面垂直于压气机轴线,该平面在运动时有一个平行于自身的轴向位移 Δ_1 。

②它们所在的半径 R ,在运动中有改变,即有一个变化量 Δ_2 。

③摇臂在 A 点处与联动环间有一个相对角位移 $\Delta\beta$ 。

轴向位移由浮动结构自身来保证。 $\Delta\beta$ 和 Δ_2 则必须在结构设计时予以考虑。角位移可用关节轴承来满足。 Δ_2 的补偿可用予

留间隙的办法,也可用摇臂的弹性变形来满足。但是,予留多大的间隙或在这个方向上摇臂的刚性选多大为宜,是值得注意的。如处理不当会造成导叶安装角的偏差。

2. 无变形的偏心运动

不难看出,当采用关节轴承并径向有予留间隙时,在导叶环所在的平面内,它实际上具备全部三个自由度:它可以在间隙允许的范围内向任意方向平移(即 x 、 y 方向有自由度),旋转运动带动所有摇臂。后者是我们所需要的,前者则是造成叶片安装角偏差的原因。现在让我们首先来观察这具有三个自由度的运动,然后再看轴向是否会发生干涉。

①联动环周向一点固定时,任意一点的周向位移。假定联动环某一点固定,这相当于沿圆周只有一个角度指示,两侧调节不协调时的情形。

如图2所示,任意点的径向位移可表示如下:

$$\delta = \Delta_2 \sin\varphi$$

式中 Δ_2 为可转导叶环的偏心量,

φ 为从固定点算起的周向位置角。

由于摇臂端点与联动环相联接的小轴是径向的,故当径向位移时,两相邻的摇臂端点的距离将发生变化(见图2)。它将从 ds_0 变成 ds_1 :

$$ds = \frac{R + \Delta_2 \sin \varphi}{R} ds_0 \quad (1)$$

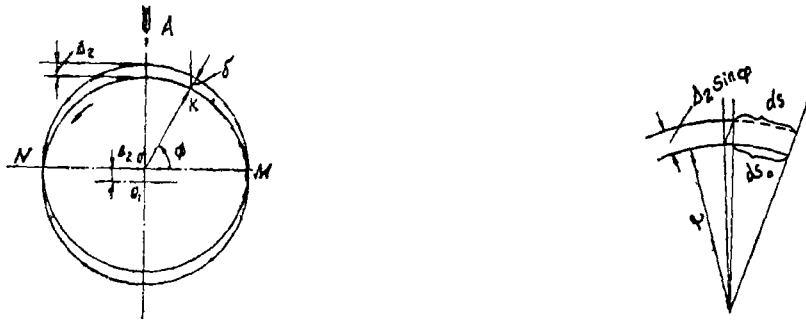


图2 圆周一点固定的偏心情形

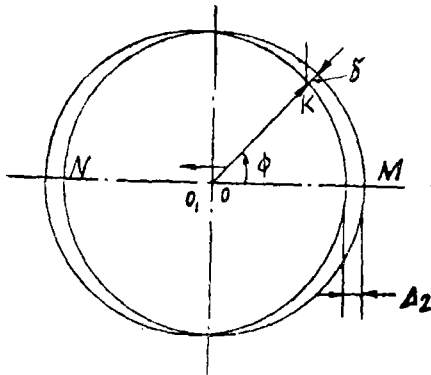


图3 相隔两点周向固定时任意点的周向位移

对(1)积分, 减去初始值, 可得摇臂端点在任意角度 φ 位置上的周向位移:

$$\begin{aligned} \Delta s = s - s_0 &= R \int_0^\varphi \left(1 + \frac{\Delta_2}{R} \sin \varphi \right) d\varphi - \\ &- R \int_0^\varphi d\varphi = \Delta_2 (1 - \cos \varphi) \end{aligned} \quad (2)$$

②相隔 180° 的两点固定时任意点的周向位移。

如图3所示, 当 M 、 N 两点有周向固定时, 可产生沿 MN 方向的偏心。

$$\Delta s = R \int_0^\varphi \left(1 + \frac{\Delta_2}{R} \cos \varphi \right) d\varphi - R \int_0^\varphi d\varphi = \Delta_2 \sin \varphi \quad (3)$$

③最大位移量

周向一点固定时的最大周向位移量发生在 $\varphi = \pi$ 处, 这时 $\Delta s_{max} = 2\Delta_2$ 。

周向两点固定时, 最大周向位移在 $\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$ 处。

$$\Delta s_{max} = \pm \Delta_2$$

3. 偏心较大, 摇臂有径向弯曲的情况

①不变形区和变形区。让我们讨论, 在外力作用下, 联动环发生更大偏心时的情形。如图4所示, 若径向最大总位移为 Δ , 而间隙所允许的径向位移为 Δ_2 , 则在周向某个位置

$$\varphi^* = \arcsin \frac{\Delta_2}{\Delta}$$

出现一个分界点, 当 $\varphi < \varphi^*$ 时摇臂没有变形, 而当 $\varphi > \varphi^*$ 时, 摇臂开始变形。这时积分将写成两项, 第一项表达式与上述相同, 积分取到 φ^* 。第二项的被积函数应有所区别。前者的物理意义是, 当环的“节园”向里移动时, 意味着相应较大半径处的环与摇臂匹配, 故节距

成比例增加。第二项被积函数的分子代表匹配处环的直径，这时摇臂端点所在的直径也不再是“节圆”，比节圆半径小一个摇臂的变形量： $\Delta \sin \varphi - \Delta_2$ 因此，这时可写成：

$$\Delta S = R \left[\int_0^{\arcsin \frac{\Delta_2}{R}} \frac{R + \Delta \sin \varphi}{R} d\varphi + \int_{\arcsin \frac{\Delta_2}{R}}^{\phi} \frac{R + \Delta_2}{R - (\sin \varphi - \Delta_2)} d\varphi \right] - R \phi \quad (4)$$

②总周向位移

很显然，当 $\Delta_2 \ll R$ ， $\Delta \cdot \sin \varphi - \Delta_2 \ll R$ 时

$$\frac{R + \Delta_2}{R - (\Delta \cdot \sin \varphi - \Delta_2)} \cong \frac{R + \Delta \cdot \sin \varphi}{R} \quad (5)$$

如果注意到，摇臂的弯曲是在自身的子午面内发生，就会发现摇臂端点的距离在发生变化。

把关系式(5)代入(4)得到

$$\Delta S = R \left[\int_0^{\phi} \frac{R + \Delta \sin \varphi}{R} d\varphi - \phi \right] = \Delta (1 - \cos \phi) \quad (6)$$

将(6)与(2)式比较，可以发现，当偏心量包含摇臂变形因素时，表达式与没变形时相同，只是 Δ_2 换成了 Δ 。同理，也可导出与(3)式相似的关系式 $\Delta S = \Delta \cdot \sin \phi$ (6a)

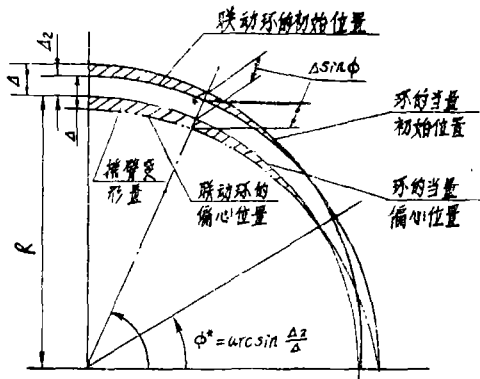


图4 摇臂有变形时的径向位移

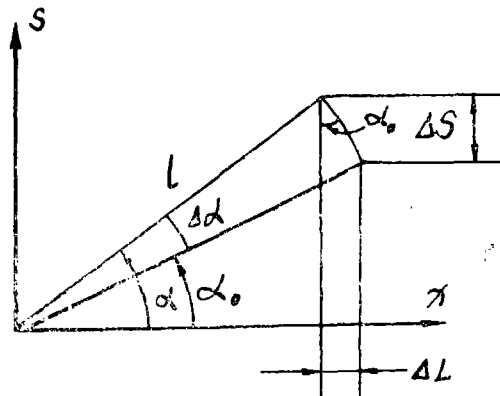


图5 叶片安装角变化

4. 安装角偏差

安装角偏差公式，有了周向位移量，叶片安装角的变化量可很容易地写出来(图5)。

$$\Delta \alpha = + \arcsin \left(\frac{l \cdot \sin \alpha_0 + \Delta S}{l} \right) - \alpha_0 \quad (7)$$

把(6)式的关系式代进去，得到

$$\Delta \alpha = \arcsin \left[\sin \alpha_0 - \frac{\Delta (1 - \cos \phi)}{l} \right] - \alpha_0 \quad (7a)$$

用(7a)计算的与实测的安装角比较见图6。摇臂的关节轴承与可转导叶联动环的(设计)间隙为2.9mm，取其1/2为 Δ_2 ，最大角度自由偏差为3.6°。正弦曲线是计算值，实测的安装角都分布在其附近。这种分布在环转动以后，很难再得到重复性。这是因为，环实际上是浮动的，真正的没有径向位移的点是变的。即周向定位的点，实际上允许径向串动。联

动环的位置用四个圆柱体定位，消除偏心后，角度的偏差只有1°左右。

5. 联动环的倾斜

现在让我们来观察摇臂端点的轴向运动规律。如图5所示，当叶片安装角发生变化时，有一个轴向位移

$$\Delta L = \Delta S \operatorname{tg} \alpha \quad (8)$$

当联动环产生偏心时，环是否能满足所有摇臂的轴向运动呢？为此，要考察摇臂端点所在的平面将发生什么样的变化。如图2（或图3）所示，设M点周向位移为零。取任意点K在以偏心量OO'为法线的子午面上的投影。如图7所示，角位移 γ 对两种偏心情况分别以下式确定：

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta L}{R(1 - \cos \phi)} \quad (9)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta L}{R \cdot \sin \phi} \quad (9a)$$

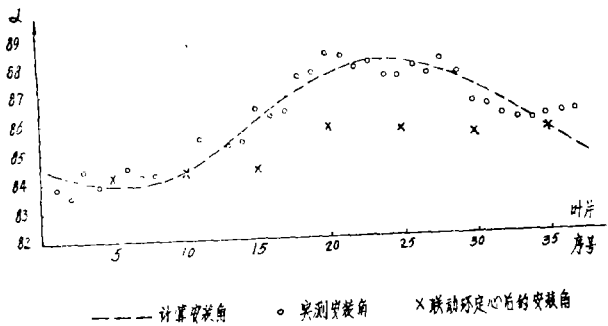


图6 叶片安装角的理论规律与实测值比较

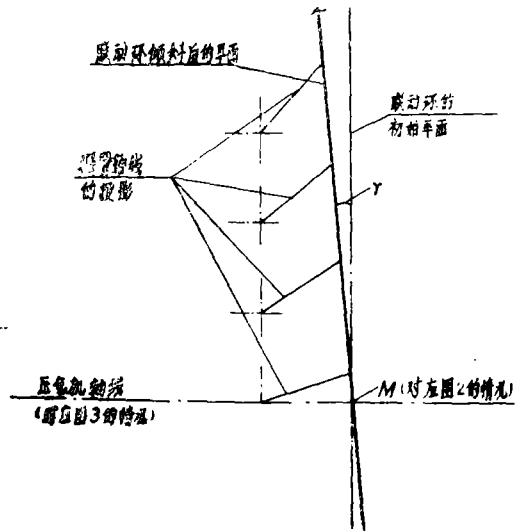


图7 联动环的倾斜（图2或图3的A向视图）

依次将(8)和(6)（或6a）代入(9)（或9a），可得

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta \cdot \operatorname{tg} \alpha_0}{R} \quad (10)$$

我们看到角度 γ 对所有的摇臂端点都是同一个值（即与 ϕ 无关）。这就是说，当联动环产生偏心时，同时产生一个角位移。换句话说，只要有 Δ_2 存在，环永远占据任意偏心位置。即使是绝对刚性的环，也不会发生“干涉”。

6. 环的变形和翘曲

与偏心的情况一样，不管摇臂是否有变形，周向位移方程都可写成相同的形式。现在让我们看环变成椭圆时，各摇臂端点的轴向运动规律。

与上述情形相似

$$ds = \frac{R + \Delta \cos 2\varphi}{R} ds_0$$

积分

$$\Delta S = R \left[\int_0^\phi \frac{R - \Delta \cos 2\varphi}{R} d\varphi - \phi \right] = \frac{\Delta}{2} \sin 2\phi \quad (11)$$

安装角的变化可写成

$$\Delta \alpha = \arcsin \left(\sin \alpha_0 - \frac{\Delta}{2l} \sin 2\phi \right) - \alpha_0$$

显然 $\phi = \frac{\pi}{4}$, 时 $\Delta S_{max} = \frac{\Delta}{2}$, 而轴向位移

$$\Delta L = \Delta S \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\Delta L}{2} \sin 2\phi \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (12)$$

由(12)可看出, 环产生了翘曲。 $\phi = 0, \frac{\pi}{2}, \pi, \frac{3}{2}\pi$ 时为节点。 $\phi = \frac{\pi}{4}, \frac{5}{4}\pi$ 时 $\Delta L_{max} = \frac{\Delta}{2} \operatorname{tg} \alpha_0$ 。 $\phi = \frac{3}{4}\pi, \frac{7}{4}\pi$ 时 $\Delta L_{min} = -\frac{\Delta}{2} \operatorname{tg} \alpha_0$ 。

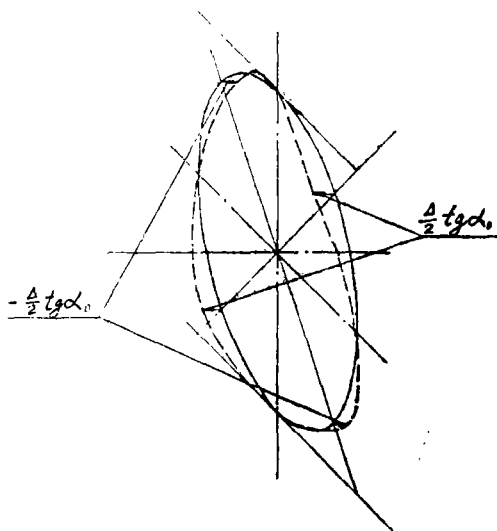


图8 联动环的翘曲

几点结论

1. 叶片摇臂与联动环间的径向间隙, 是必须的, 然而在有预留间隙的情况下, 如没有定心措施, 环可在间隙允许的范围內占据任意偏心位置, 且绝对刚性的环也不会给予任何“干涉”。

2. 偏心给安装角带来的偏差很大, 当环的微元最大径向位移相同、周向一点固定时, 最大安装角偏差为椭圆变形的四倍。周向两点固定时为椭圆的二倍。安装角偏差沿圆周呈正弦曲线分布。

3. 联动环的变形给安装角带来偏差较小。当抗翘曲的刚性较大时, 通过与摇臂的相互作用, 可阻止椭圆变形的发生。

4. 联动环的位置采用正确的定位措施, 消除偏心后, 角度偏差大为减少。

参考文献

- [1] 张春霖、郭景华、沙守礼、带五列可转导叶轴流式压气机的试验分析, 中国造船学会论文集, 1980。

JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

No. 4 1986

CONTENTS

1. Li Genshen took part in an oral examination session prior to conferring a master's degree on postgraduates *editorial department* (1)

GAS UTRBINE

2. Dual working fluid parallel-compound cycle engine(Chen's cycle)
..... *Wen Wueyou* (2)

Synopsis

Dual working fluid parallel-compound cycle engine is a relatively new type of thermal engine which is characterized by a high efficiency and enhanced specific power. This paper gives a general review of this cycle, covering such aspects as cycle principle, features and analysis, comparison between cycles, and their application examples.

2. The effect of the movement, eccentricity and deformation of compressor adjustable guide vanes on guide vane setting angles
..... *Zhang Chunlin* (7)

Synopsis

This paper presents a theoretical analysis of the setting angle deviation of adjustable guide vanes. The relationship between the setting angle deviation on the one hand and the adjustable guide vane systems structural dimension and component rigidity on the other hand has been discussed. An equation for calculating setting angle deviation is deduced, and the calculated results are compared with measured ones.

4. Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors
..... (13)
5. Selection of startors for marine gas turbines..... *Zhou Zhihao* (18)

Synopsis

Taking the selection of a startor for a certain type of naval gas turbine as an example, this paper focuses on a method for evaluating the required engine start power by using uniform acceleration principle with the dynamic balance condition during engine start-up serving as a calculation basis. The selection of startors which can meet marine use requirements and also