轴流式气机转子串列叶栅的最佳设计

[西德]K·莫伯特，R·史道得

[提要] 本文所研究的串列叶栅系由前后布置紧密的两列减速叶栅所组成。文中讨论了气流相互干扰对叶型压力分布、损失和出气角的影响。对多种结构的叶栅进行了理论与试验研究，以便找出最佳轴向间距和最佳轴向偏移的范围。用实例说明了使转子串列叶栅叶型损失最小的优化方法。目的在于确定转子叶片各设计截面的最佳结构。

主题词：轴流式压气机　叶栅设计

引　　言

串列叶栅由前后排列紧密的两列减速叶栅所组成（图１）。

本叶栅结构主要由两叶栅的周向偏移h和轴向间距a所决定。如a无限大，这两列叶栅的作用跟两个单列叶栅一样。而如两列叶栅安排得紧密，气流就会受这两列叶栅的相互影响。减小间距和增大偏移，均可使气流干扰作用加强。

反动度较大时，（80～100%）串列叶栅有利。串列动叶栅加一列静叶栅的结构可大大提高能量的转换。与常规单列叶栅结构的轴流式压气机相比，在单个动叶叶型的气动负荷大致一样时，串列叶栅结构的叶片数且可减少40%左右。其叶片部分的轴向长度可减少约30%（图２）。长度短与叶片数少的主要原因是，与常规的单列叶栅结构相比，每两级可节省一

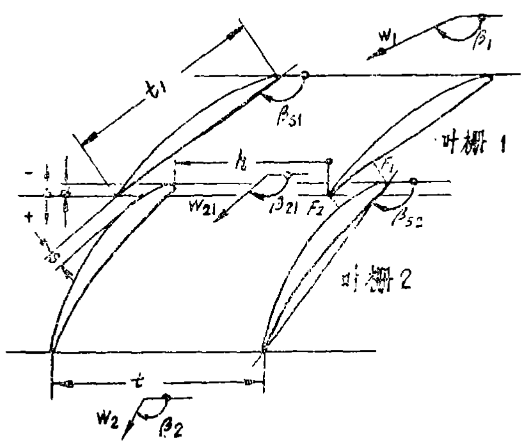

图1　串列叶栅参考符号：t节距，l_1弦长，a叶栅间距，h叶栅偏移，s缝隙宽度，β_{s1}叶栅1安装角，β_{s2}叶栅，2安装角，β_1进气角，β_{21}叶栅1出气角，叶栅2进气角，β_2出气角，$W1$进口速度，W_{21}叶栅出口速度和叶栅2进口速度，W_2出口速度，F_1进口流道截面，F_2出口流道截面。

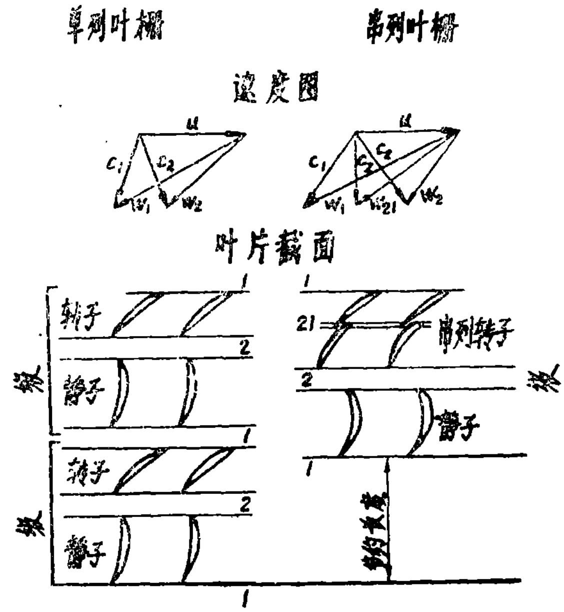

图2　单列叶栅结构与串列叶栅结构比较

列静子叶片。静子叶片的节距比小于转子叶片的节距比。

转子串列叶栅应在其高度内于所有的截面上差不多都具有最佳叶栅结构。叶型损失最小的串列结构由一定的相对叶栅间距a/l_1和一定的相对叶栅偏移h/t所规定。本文目的是利用计算法，确定任一串列叶栅的最佳结构。说明如何使多级试验压气机转子串列叶栅的最小叶型损失在整个叶片高度上均处于最佳状况。

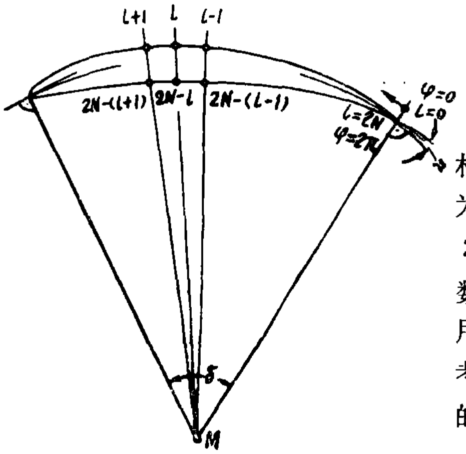

图3　固定点的确定

最佳設計法

已发表的研究报告，一般都不能给出最佳叶栅结构的相对叶栅间距a/l_1和相对叶栅偏移h/t的确切数值。这是因为由缝隙几何尺寸所确定的最佳叶栅结构取决于叶栅1、2的叶型形状及其安装角β_{s1}和β_{s2}。安装角β_s受流量系数、反动度和设计叶片时选取的涡分布的影响。计算中选用了任一串列叶栅不可压流静压分布的位流计算法，以便考虑这些影响。对各种叶栅间距和偏移也考虑了气流干扰的影响。确定压力分布后，进行附面层计算，确定叶型损失。

压　力　分　布

本计算法以叶型上的涡连续分布为根据。涡强在叶型的各点相应于一定的速度。这些速度取决于特定作用点及其与所考虑的定点的距离。叶型型线（图3）由式

$$\begin{aligned} x &= x(\varphi) \\ y &= y(\varphi) \end{aligned} \tag{1}$$

给出。假定具有尖形后缘的叶型的式$x(\varphi)$与$y(\varphi)$在$0<\varphi<2\pi$开区间必定有解。除后缘点外，导数$\dot{x}(\varphi)$与$\dot{y}(\varphi)$在任一点上不可能同时等于零。变换后的涡强$r(\varphi)$由式

$$r(\varphi) = W(\varphi)\sqrt{\dot{x}^2(\varphi)+\dot{y}^2(\varphi)} \tag{2}$$

确定，其与型线上的涡分布相对应。$W(\varphi)$是被确定的速度分布。[4]对所求函数$r(\varphi)$给出下列方程组

$$\left.\begin{aligned} & r(l)-\frac{1}{2N}\sum_{k=1}^{2N-1}\left[K(1,\ l,k)+\frac{2\pi}{t}\dot{y}(1,\ l)\right]r(k) \\ & -\frac{1}{2N}\sum_{k=2N}^{4N-2}\left[K(2,\ l,\ k)+\frac{2\pi}{t}\dot{y}(2,\ l)\right]r(k) \\ & =2W_1[x(1,\ l)\sin\beta_1+y(1,\ l)\cos\beta_1] \quad l=1,\ 2,\cdots 2N-1 \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

$$\left.\begin{aligned} & r(l)-\frac{1}{2N}\sum_{k=1}^{2N-1}\left[K(4,\ l,\ k)+\frac{2\pi}{t}\dot{y}(1,\ l)\right]r(k) \\ & -\frac{1}{2N}\sum_{k=2N}^{4N-2}\left[K(3,\ l,\ k)+\frac{2\pi}{t}\dot{y}(2,\ l)\right]r(k) \\ & =2W_1[\dot{x}(2,\ l)\sin\beta_1-\dot{y}(2,\ l)\cos\beta_1] \quad l=2N,\cdots 4N-2 \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

1至$2N-1$区间表示叶栅1的各点；$2N$至$4N-2$区间属于叶栅2的点（图3）。对于函数$K(2, l, k)$和$K(4, l, k)$，固定点和作用点分别处于不同的叶栅上。x和y求导中的下标1和2代表叶栅1和叶栅2。后缘滞流点的涡强定为零。如在方程组（3）与（4）中以

$$r(2N-1)=-r(1) \tag{5}$$

$$r(4N-2)=-r(2N) \tag{6}$$

取代$l=2N-1$和$l=4N-2$的方程，则可得一未知涡强$r(l)$的独立的线性方程组。此时可根据方程（2）按无因次压力系数C_P的方程

$$C_P(l)=1-\left(\frac{IV(l)}{W_1}\right)^2 \tag{7}$$

得出串列叶栅的叶型压力分布。

在叶栅1、2的环量分别为

$$\Gamma_1=\frac{\pi}{2}\sum_{l=1}^{2N-1}r(l), \qquad \Gamma_2=\frac{\pi}{N}\sum_{l=2N}^{4N-2}r(l) \tag{8),(9}$$

的情况下，确定两叶栅下游的平均气流出口角。对于叶栅1下游的出口角β_{21}来说，按图1的符号得

$$\operatorname{ctg}\beta_{21}=\frac{\Gamma_1}{tW_1\sin\beta_1}+\operatorname{ctg}\beta_1 \tag{10}$$

因此，串列叶栅的出口角β_{12}为

$$\operatorname{ctg}\beta_2=\frac{\Gamma_1+\Gamma_2}{tW_1\sin\beta_1}+\operatorname{ctg}\beta_1 \tag{11}$$

叶　型　损　失

按初肯布劳德的附面层算法确定叶型损失。对串列叶栅中的单列叶栅作计算。此法以位流理论确定的压力分布为根据。先求出叶片后缘（下标HK）的位移厚度δ_{1KH}和动量厚度ξ_{HK}。后缘的无因次位移厚度$\triangle^*$和无因次动量厚度按（6）采用下面缩写式：

$$\triangle^*=\frac{\xi_{1KH,S}+\xi_{1KH,D}}{t\cdot\sin\beta_2'} \tag{12}$$

$$\theta=\frac{\delta_{KH,S}+\delta_{KH,D}}{t\cdot\sin\beta_2'} \tag{13}$$

$$x=\frac{1-\theta-\triangle^*}{(1-\triangle^*)^2} \tag{14}$$

式中下标S和D指叶型的吸力面和压力面。β_2'是后缘平面上的出口角。按施利希丁与硕尔次的观点[6]，β_2'平均值可与位流出口角β_{2id}相等。β_{2id}用计算的压力分布来决定。对上游气流用冲量定理计算叶型损失。损失系数为

$$\zeta' = \frac{2\Delta^* - \Delta^*}{(1-\Delta^*)^2} - 2(x-1)\sin^2\beta_{2id} - (x^2-1)\cos^2\beta_{2id} \tag{15}$$

确定损失系数时，应将式(12)中后缘的厚度加到后缘的位移厚度上来考虑后缘损失。此时以式

$$\Delta^* = \frac{\delta_{1KH,S} + \delta_{KH,D} + S_{KH}}{t \cdot \sin\beta_2'} \tag{16}$$

代替式(12)。

串列叶栅中单列叶栅1、2的损失系数ζ_1'和ζ_2'按式(15)确定。这些损失系数定义为

$$\zeta'_{1,2} = \frac{\Delta g_{1,2}}{q_{21,2id}} \tag{17}$$

Δg_1、Δg_2为叶栅1、2的总压差。q_{21id}和q_{2id}表示该两叶栅的出口非粘性气流的动压。然而对减速叶栅来说，损失系数通常是相对于进口气流动压而言的。因此应按下列关系式来变换损失系数ζ_1'和ζ_2'。

$$\zeta_1 = \zeta_1'\left(\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_{21}}\right)^2 \tag{18}$$

$$\zeta_2 = \zeta_2'\left(\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}\right)^2 \tag{19}$$

所以损失系数系ζ_1、ζ_2相当于定义

$$\zeta_{1,2} = \frac{\Delta g_{1,2}}{q_1} \tag{20}$$

于是可按式

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 \tag{21}$$

确定串列叶栅损失系数。

当考虑摩擦时，修改按位流算法确定的出口角β_{2id}。用式(14)与下式

$$\operatorname{ctg}\beta_{21,2} = \operatorname{ctg}\beta_{21,2id}\, x \tag{22}$$

计算串列叶栅中叶栅1、2的实际出口角。β_{21id}和β_{2id}为位流时两叶栅的出口角。

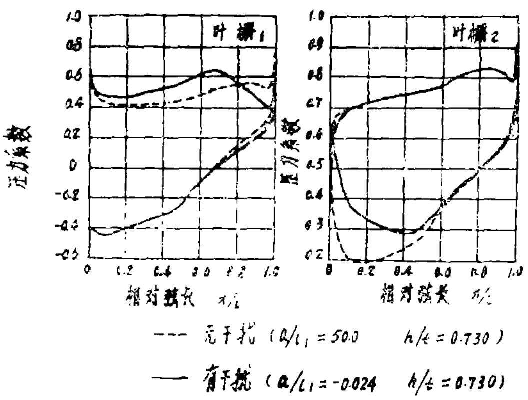

图4　串列叶栅的压力分布

結　　果

用计算机程序对不可压流进行最佳计算。只要叶型上附面层很薄，气流不分离，允许不考虑附面层对压力分布的影响。图4串列叶栅的压力分布，是分别按有气流相互干扰和无干扰时计算的。计算时在叶型上取20个定点。按$a/l_1=50.0$确定无干扰下的压力分布。据计算，仅当$a/l_1<0.8$时才出现干扰影响。结构紧凑的串列叶栅的静压分布与间距大时的不同。干扰作用不可忽视。

图5为不同结构下的串列叶栅压力分布与附面层计算结果所提供的出口角β_2、转角$\triangle\beta$和损失系数ζ。计算时进口雷诺数为$3.5\times10_5$。曲线给出随h/t和a/l两参数而变的相对转角$\triangle\beta/\triangle\beta_\infty$和相对损失系数$\zeta/\zeta_\infty$。这样，可按无限大间距下叶栅1、2的转角$\triangle\beta_1$、$\triangle\beta_2$的总和式

$$\triangle\beta_\infty=\triangle\beta_1+\triangle\beta_2 \tag{23}$$

求转角$\triangle\beta_\infty$。ζ_∞为两互不影响的叶栅1、2的损失系数的和

$$\zeta_\infty=\zeta_1+\zeta_2 \tag{24}$$

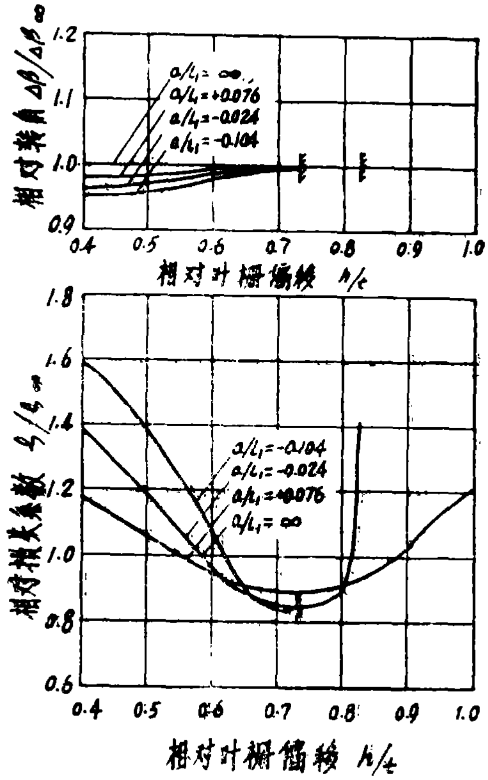

图5 串列叶栅随叶栅相对位移而变的转角和损失系数，$R_{e1}-3.5\times10^5$

图5曲线表明，在最佳相对叶栅偏移范围内串列叶栅结构对转角$\triangle\beta$影响较小，还表明可在不同h/t范围内使叶型损失减至最小。串列叶栅结构最佳时的叶型损失约低于相应无干扰影响的单列叶栅数值的10%至18%。在最佳区外，尤其在沿较小h/t方向，串列叶栅损失增加很快、一般地都超过了相应的单列叶栅（$a/l=\infty$）的损失。损失大小取决于叶栅的间距和偏移，可达到100%。可预料，当间距更小，偏移更大时，干扰影响将更强。

最佳叶栅结构

最佳化的目的在于为沿径向的1至5截面确定间距a/l_1和偏移h/t，以使串列叶栅叶型损失尽可能最小。叶栅沿径向任一截面的叶型重心须位于同一径向，以避免离心力引起附加叶片弯曲应力。

转子串列叶栅的优化从叶片的最低截面（截面1）开始。用计算法定出截面1的最佳结构。用相应的叶型和叶栅数据画出转子串列叶栅的截面1。对叶片2和5的优化，应考虑由于叶型重心沿径向的排列以及叶片沿叶高的扭曲等原因，修正叶栅1、2沿周向的偏移h。建议先对叶尖截面（截面5）确定最佳串列结构。由于安装角β_s已由叶型布局决定，如选取与叶根截面相比为较大的弦长时，只能对截面5达到最佳叶栅偏移h/t_{opt}。两叶栅的弦长从叶根到叶尖截面呈线性增大。各叶栅间距a值可由2至4截面的画图中看出。定出a/l_1后，用上法对各截面进行压力分布和附面层计算。于是，所有径向截面都可给出损失为最小的最佳叶栅结构。如与单列叶栅相比，叶型损失于截面1减少24%，于截面5减少12%。

在对叶根和叶尖截面选定最佳串列结构后，其间所有其它截面也可处于最佳结构，可以实现所有叶型重心都位于径向的条件。因此转子串列叶栅可在较高的圆周速度下运转。上述方法除能使叶型损失减至最小外，还可减小机匣壁面与轮毂附近的二次流损失。

参 考 文 献 略

刘占民节译自ASME Journal of Engineering for Power Vol.102 No.2 April 1980