

轴流式压气机级变几何叶栅的设计研究

〔美〕 G. K. 赛罗维, P. 开瓦纳夫

〔提要〕先进的轴流式压气机在非设计状态下工作时,常利用某种变几何气流调节来适应速度图的需要。变几何调节可应用进口导叶、转子叶栅及单列和串列静子叶栅。通过典型的叶片基元性能曲线研究,说明现代设计中越来越愿采用变几何叶栅的理由;利用已发表的结果和简单分析指出绕固定轴旋转叶片作调节时出现的一些缺点。最后对应用气动与几何联合调节改变压气机特性提出建议。

主题词 轴流式压气机 压气机叶栅 变几何形状结构

符号

D	扩压参数	β	气流速度与轴向的夹角
Dref	扩压参数	δ	叶栅稠度,弦长/出口栅距
$D^*_{0.9}$	当量扩压参数	$\overline{\omega}$	全压损失系数
i_{p_s}	正失速冲角(二倍于最小损失系数)	下标:	
i_{Ns}	负失速冲角(二倍于最小损失系数)	INLET	进口位置
M	马赫数	LS	低速
Z	半径比,半径/叶尖半径	Z	轴向
$\alpha_{s,t}$	正失速攻角	上标:	
α^*	对应于基准状态的攻角	'	对应于转子

在改善航空燃气涡轮发动机的轴流式压气机非设计特性中,二十年来采用方法中有一种是机械调节一列或多列叶栅的叶片安装角。本文称这种方法为变几何特性调节法,这是本文研究的主题。另一种改善轴流式压气机非设计特性的技术以气动方式(如机匣放气、缝隙叶片和有吸气或吹气构造的叶片等方式)为基础。这种方法叫气动特性调节法。本讨论主要限于用变几何法与气动法共同改变压气机级工作特性的性能调节。

目前变几何法与气动法主要用于发动机工作中出现压气机喘振或其它不稳定性问题

※ 刘占民 译自 AGARD Cp No.34 敬海燕校

的压气机中。目的在于调整压气机的特性线,使工作线不通过压气机特性不稳定区。另一目的则是压气机在非设计转速下的性能最佳。结果我们发现,为在发动机设计点产生高增压比而要求在单轴上设有很多级的装置中都存在变几何问题。

作者认为,压气机气动技术现在已经提高,因此,在利用变几何法来继续优化仅由一级或几级组成的压气机和风扇的特性,提高发动机性能中,应采取更为认真的态度。由下面各节明显可见,这种意见会带来一些设计问题,需要新的研究资料。

变几何叶栅应用概况

原参考文献报导了导叶调节对多级压气机特性的作用。导叶调节对导叶下游单级中速度和气流特性径向分布的详细影响,现有的已发表的资料不多。一些资料研究了在转子转速不变时,用导叶来控制特性的一些重要因素。实现了用按计划改变静叶安装角的办法,来调节多级压气机的特性。该系统工业应用报导很多。很多民用与军用航空燃气涡轮已经采用静叶调节来控制特性。

虽然一段时间内工业用轴流压气机和风机曾装备了可变角度的工作轮叶栅,却没有材料公布航空推进系统中有使用这种叶栅的结果。最近有一些可调栅距风扇转子的新提案,但对其气动可行性尚未进行认真分析。

将变几何用于大转角下采用的串列叶栅,也是可能的。这时可采取更换一排或两排叶片安装角的方式,也可采取沿周向调整前后排叶片相对位置的方式。

应该提到,现应用的变几何叶栅,采用的全是绕安装轴旋转叶片的方式。这表明在任一调节下,指定叶排所有叶片基元的安装角都得按同一大小改变。可这种方式并不能代表导叶新位置的最佳方案。NASA对被称作可改变形状的叶栅作过初步试验研究,但目前结果不够完全,希望不大。

速度图要求

前几年在美国设计、制造并作过详细试验的高性能五级轴流式压气机的第一列转子叶栅的数据,可用来说明在发动机加速期间工作范围的要求。选用该机,是因其在采用相对跨音速度和相当大的叶片负荷基础上,能体现出高的级增压比。该机无进口导叶,但为了在下级进口获得轴向流动,设置了整流叶栅。表1示出了该压气机第一级转子和静子叶栅设计点的一些数据。特别应注意到,该级转子叶尖和静子轮毂处的高马赫数,高负荷和较大进气角。

表1 NACA 五级跨音轴流压气机第一级设计点数据

转 子					静 子				
Z	β'_{INLET}	M'_{INLET}	$\Delta\beta'$	D	Z	β_{INLET}	M_{INLET}	$\Delta\beta$	D
0.500	40.3deg	0.787	33.9deg	0.4714	0.570	43.1deg	0.730	43.1deg	0.4321
0.500	45.5	0.857	23.9	—	0.656	39.1	—	39.1	—
0.700	49.9	0.932	16.9	—	0.742	35.7	—	35.7	—
0.800	53.6	1.012	12.1	—	0.828	32.7	—	32.7	—
0.900	56.8	1.096	8.9	—	0.914	30.2	—	30.2	—
1.000	59.5	1.183	6.7	0.3557	1.000	28.0	0.592	28.0	0.3023

该压气机没用可变几何的元件设计或试验。但回顾这项工作,对本文提出的某些问题的试验研究可能有良好启示。

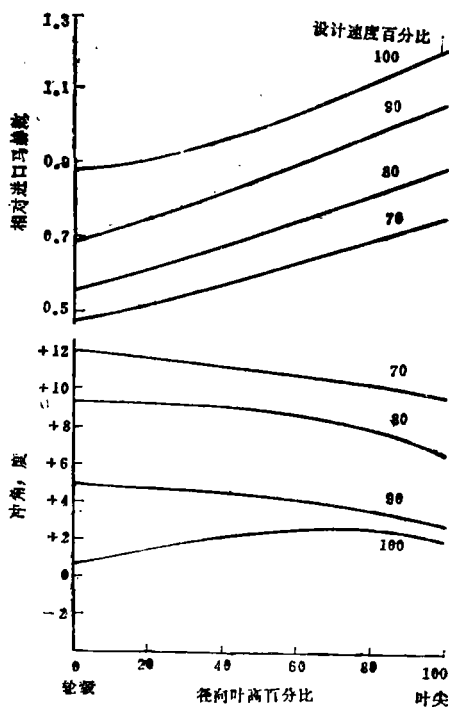


图1 NACA 五级跨音轴流压气机在70%、80%、90%、和100%设计转速下在接近最大效率工作点测出的第一级转子冲角和相对马赫数沿径向的变化

图1表示在四种压气机转速下,五级压气机第一转子效率最高时测出的叶片基元冲角和相对马赫数的径向变化。所有叶片基元的冲角变化范围都很大。这是发动机加速时要求的典型范围。

第二种非设计特性要求一定压气机在一定转速下的气流工作范围要宽。这是要求大冲角范围的另一种情况。

下面我们来探讨很高压比的轴流跨音速转子的设计速度图。克来普罗士等提出的转子设计,过去和现在一直引起很大注意。这个设计有代表性。该设计中转子进口相对马赫数高,转子出口绝对马赫数高,转子及其后面静子(按轴向测定)的相对进气角大,如表2所示。转子在设计转速下试验时,在最大测试效率下测定的流量为12.9kg/(28.4lb/s)。喘振点的流量约为该值的97%。在转子叶尖测量点,与这种气流变化相应的冲角变化小于1°。这种很有限的有效范围很重要。因发动机在一定情况下,可能会希望或要求转子在特定转速下能大幅度地减少流量,而同时又保持合理的压比和效率。

表2 在设计叶尖速度最大效率附近工作点轴流压气机转子
叶栅叶尖速度为426.72m/S时的测量数据

转 子 入 口			出 口 转 子		
半 径 位 置	β'	M'	半 径 位 置	β	M
Hub	~61deg	~1.05	Hub	~45deg	~0.83
Tip	~65	~1.45	Tip	~60	~0.75

叶片基元无失速冲角 对五级轴流式压气机试验数据的分析表明，第一级转子的冲角范围不仅大，而且大到在整个特性线图的很有限的范围内，转子不能在低损失下有效工作。当然，该机设计者完全了解这个问题。考虑叶栅叶型性能，可易于预见冲角范围大小。图2和图3有助于了解跨音速进口级冲角的严格界限。两图表明：叶片负荷增大时，相应的进气角增大；稠度减小时，低损失范围减小。从典型压气机转子的轮毂到叶尖，所有这些参数项全沿不利方向变化。在高马赫数下，对一定几何参数的二元叶栅性能预计的范围比转子用同一几何参数时实现的范围稍大。当然，曲线不是完全结果，利布来因曲线只表示从最佳冲角到正失速的“半范围”。赛罗维和安得松曲线以在最小损失冲角范围内损失系数随冲角的对称性变化为依据。两曲线仅以10%厚的NACA 65系列叶片的数据为根据。但所表示的趋势都是正确的。说明在某些情况下，可导致范围急剧减小。

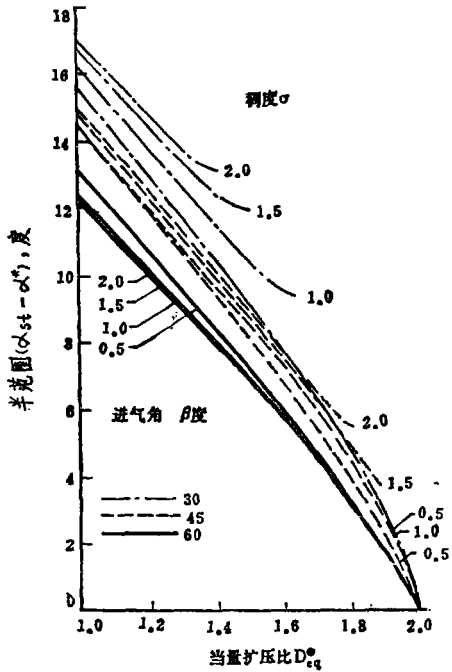


图2 算出的最大厚度比为0.10的常规叶片最小损失至正失速的半范围随最小损失当量扩压比的变化

观察这些结果可提出如下问题，即是否有一种能用来减小叶栅冲角变化的方法，以便使叶栅大部分工作状态都能处于低损失之下。问题答案：有几种方法。方法之一是通过可调上游叶片，控制叶排的进气方向。这种可能性将在下面几节同其它问题一起研究。

某些变几何结构

研究变几何结构时，有一跟个别叶排的速度图变化有关的重要问题，须得到满意回答。它不仅与从级到级产生的速度三角形变化有关，也与具体叶栅速度分布的径向变化有关。换句话说，设计者必须按照叶片基元的级匹配和径向匹配，来照顾变几何的关系。作者基于确信第二个关系，即叶型的径向匹配，在可变几何应用中被忽略了，愿提出有关问题供考虑。

本问题性质可用实例来说明。图4表示在轮毂叶尖比为0.4的轴流式压气机级的典型跨

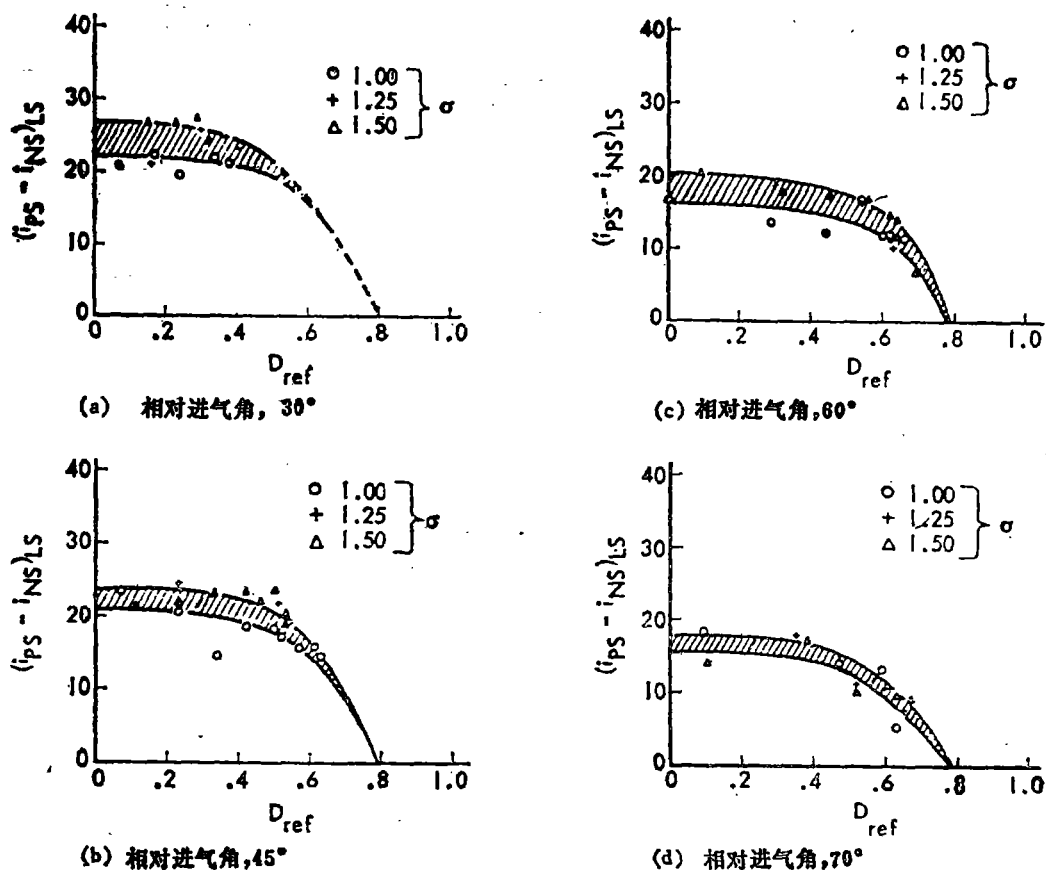


图3 NACA 65—(A₁₀)叶栅稠度为1.00、1.25和1.50时二元叶栅工作范围与基准条件下扩压参数的关系

音转子进口,在设计条件下确定的轴向马赫数与相对进气角的径向分布。假定该级为进口级。为简化分析,假定有变几何结构特点的不弯曲导叶位于等面积环体的上游。让导向叶栅在设计状态下处于零冲角,因此转子进口气流在任一半径都没有切向分速度。假定导叶不产生全压损失。期望只要不超过常用叶片负荷界限,这种转子就能很有效地工作。转子工作点的变化结果对我们很重要。变化结果体现在沿转子叶片叶展的冲角变化上(用相对气流角变化表示)。冲角在叶尖增大6.4°,在轮毂处改变8.3°。正如上节所见,这些变化可能引起不可接受的损失,因为该条件下叶片截面的低损失冲角范围很有限。

在跨音速转子试验中,叶尖截面几乎总是低损失冲角范围的最不利截面。因我们已把用调整进口导叶来控制速度图的可能列入实例,下面对这种变几何方式的可行性进行验证。为了简化分析,对导叶工作做一些假设。然后,取消一部分假定,以便看清不正确的假定对得出的结论可能产生的主要影响。首先假定导叶使气流沿转子进口一切半径位置的绝对角度都一致。这对于等弦长的不弯曲的导叶来说,可能接近实际情况。此

外，假定通过导叶各个半径的全压损失为零。流面斜率和曲率可略去不计。这一假定不如前一个假定可靠，但能允许在设计转子进口速度分布时，利用最简形式的径向平衡条件。调整导叶使气流转向，通过绝对气流角（ 35° ），于流量减小条件下在叶尖保持设计点的相对进气角（和冲角）。图4对这种导叶还示出了计算的转子进口气流状态的径向分布。虽然保持了叶尖冲角，转子轮毂的冲角却要在偏离设计值 32.5° 下工作。

现说明在转子进口径向平衡计算中含有熵梯度的意义。我们认为对于为流量减小的工作点而设的不弯曲叶片结构来说，含有熵梯度可能是典型情况。同上述无熵梯情况用的角度相比，绝对气流角不变。有如图5所示的损失时，相对进气角的分布的变化如图所示。

介绍此例是为了表明下述两主要论点。第一，维持压气机有效性能的任何有实际价值的变几何方案都是很复杂的，简单的可转导叶是不妥当的。第二，可以肯定，可变几何系统的气动设计必须以叶片截面的转折角与损失特性的详尽知识为基础。

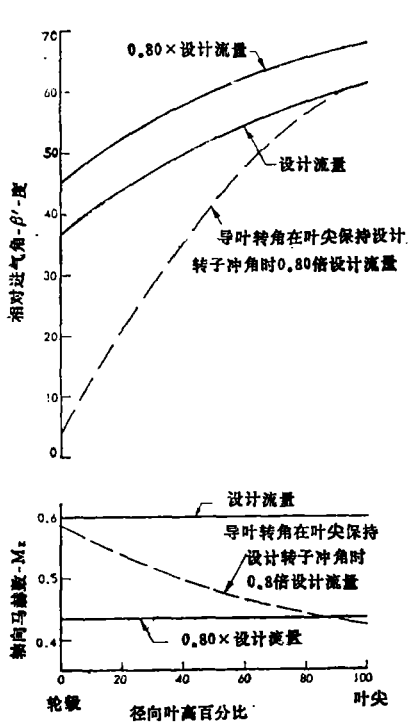


图4 典型跨音轴流压气机转子设计在轮毂—叶尖比为0.4与当量叶尖速度为3.66m/s时算出的轴向M数和相对进气角的沿径向的分布

对于串列静子叶栅，变几何方式有两种。调整一排或两排叶片安装角应该同重新调整该两排叶片的周向位置一起考虑。

再看图4，它表示当转速不变流量减小时转子冲角的径向变化。看来，调整转子叶片的建议有优点。在减少流量时如果以旋转转子叶片来保持设计值下的叶尖冲角，则轮

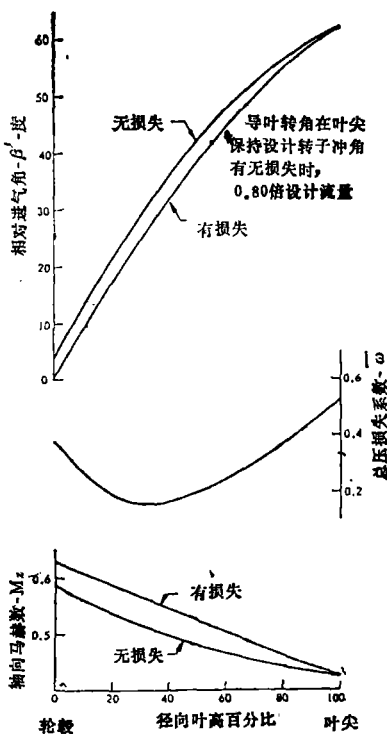


图5 典型跨音轴流压气机转子设计在轮毂—叶尖比为0.4时算出的，示有导叶损失影响的轴向马赫数与相对进气角沿径向的分布

毂冲角仅与设计值相差 1.9° 。这是可接受的。而且,如采用“可变栅距”的转子叶栅,至少在进口级不需要导向叶栅。从噪声和效率方面考虑,都希望如此。文献提出应考虑变几何风扇级。作者完全同意这种建议,尽管它增加了机构的复杂性。

扩大范围时气动体系的方案比较

控制气动性能的方法在很大程度上仍处于研究阶段。美国 NASA 支持制造和研究缝隙叶片试验计划。但根据试验结果,此法尚不宜推荐。其它研究如机匣放气等方案都没得出定量数据。

不久前,研究过用叶面抽气扩大工作范围的设想,但结果不理想^[27,28]。

作者不同意气动控制无优点的论断。愿意强调,到目前为止经验有限,要取得良好结果也许有困难,需花代价,但应支持继续对这些方法进行研究。

结 论

本文篇幅有限,除最基本的考虑和实例外,不可能介绍更多。作者试图指出目前为轴流压气机设计变几何性能控制系统未解决的一些问题。许多未解决的领域,也正是使固定几何机构的设计者陷入困境的领域。这些领域包括缺少能普遍适用的压气机叶栅负荷标准,缺少能预计叶片基元偏角和损失系数的通用关系式。

作者认为,几年内,经过轴流压气机变几何性能的新发展,在燃气涡轮发动机效率方面,将能取得重要进展。我们还建议考虑利用设计良好的襟翼和前后缘缝隙以及可相互变动的串列叶栅,把变几何性能调节与气动性能调节结合到一起。

(参 考 文 献 略)

简 讯

大庆油田燃气轮机发电机组振动故障诊断取得成功

大庆油田萨中油气处理厂从英国引进的燃气轮机发电机组在运行中,突然出现振动超限故障,机组只能在低负荷下运行。厂方多次派人排故,均未解决。由于机组不能正常运行而造成的经济损失每日约2万元。今年6月,中船总公司哈尔滨船舶锅炉轮机研究所派出振动排故小组前往现场,在短短的几天时间里,利用先进的测试手段及分析技术,对机组的振动信号进行了频谱分析,并综合分析了机组的结构及运行时所出现的异常现象,得出该机振动超限的主要原因是由于动力涡轮处的轴系不对中所致。经与厂方及英方代表商量决定从联轴节下手。将动力涡轮输出轴与减速器断开后,发现两者之间的不对中量达2mm以上,大大超过允许范围,由于不对中量过大,膜片联轴节也已损坏。船舶锅炉轮机研究所在短期内重新加工的联轴节装配到原机组上之后,机组重新运行至满负荷,振动指示值下降到规定的范围内。至此,由于机组振动超限而不能正常发电的问题得到了圆满解决。由于对故障进行了正确分析判断,在短期内就排除了故障,减少了经济损失。此项故障诊断技术和联轴节的替代成功受到厂方和英方的好评。

(曹阳)