

北航四系图书馆
PD00810-3

航空轴流叶片机气动设计

朱方元 编

航空专业教材编审室

E-0180009

内 容 简 介

本书详细地阐述了轴流叶片机二元气动设计原理与计算方法;在此基础上对跨音速压气机级的气动设计特点及其所用的准三元气动设计方法也作了适当的论述。同时还叙述利用综合参数进行压气机和涡轮的参数配合的原理及计算方法。

本书可作为航空发动机专业的教学用书, 亦可供有关工程技术人员及设计工作者参考。

主审稿人 李超俊

责任编辑 苏士学

航空轴流叶片机气动设计

朱方元 编

航空专业教材编审室

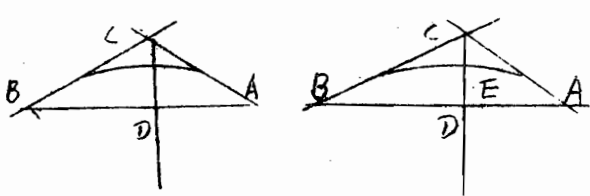
西北工业大学印刷厂印装 内部发行

787×1092 1/16 印张 13.125 千字 322

1984年7月第一版 1984年7月第一次印刷 印数 001—600册

统一书号: 33187j 定价 1.36元

机
《航空轴流叶片气动设计》教材勘误表

页	行或公式或图	误	正
1 1	1 1 行	示	标
1 2	5 行	和等	相等
1 8	3 行	假	例
1 9	1 7 行	速速	速度
2 1	7 行	利利	利用
3 4	倒 5 行	他	也
3 6	倒 7 行	C D	E D
图 1-3-21			
5 4	5 行	由	用
135	1 行	利	接
137	6 行	喘的	喘
138	图 1-7-5 下 1 行	沿	给
140	倒 4 行	c_a	G_a
3 2	1 8 行	基元机	机基元
159	1 2 行	$\varepsilon =$	ε
	倒 5	3	2
160	2 1 行	α_{10}	α_{10}
160	2 1 行	α_1	α_1
	2 3 行	α_2	α_2
161	公式 (2-3-3)	c	c(

页	行或公式或图	误	正
163	图 2-3-8	δ°	δ_e
164	图 2-3-9	β_e	β_{2e}
	17 行	β_1	β_2
	倒 1 行	α_2	α_2
		α_{2c}	α_{2c}
	倒 8 行	α_{1c}	α_1
165	图 2-3-10	1.6	1.4
	式 (2-3-16)	d_2	$\bar{d}_2$
166	式 (2-3-20)	$b\delta$	$b\delta \cdot \delta$
	倒 11 行	验经	经验
168	式 (2-3-21)	$\cos$	$\cos$
169	倒 2 行	动	动叶
	倒 13 行	发动	发动机
170	15 行	政	度
171	倒 4 行	后	后级
176	式 (2-6-2)	$u_1 c_{2u}$	$u_2 c_{2u}$
192	6 行	所所	所以

前 言

本书阐述近代航空涡轮发动机上广泛采用的轴流式叶片机（压气机和涡轮）的气动设计问题。着重从设计要求，基元级气流速度三角形到叶栅叶型几何参数的联系上阐明轴流式压气机和涡轮的沿用已久的二元气动设计原理和计算方法。

同时考虑到，由于要减轻发动机的重量和尺寸，适应高负荷和高流通能力的跨音速、超音速级气动设计的要求，六十年代中、后期，在二元气动设计方法的基础上逐渐形成了叶片机的准三元气动设计方法，现在这种方法已逐渐完善并得到较广泛的应用。本书对叶片机的准三元气动设计方法（特别是其中的子午流场计算）和超、跨音速压气机级的气动设计特点也作了适当的论述。

另外，在航空涡轮发动机上，压气机和涡轮的工作情况及其设计参数的选择，受共同工作条件的约束，必须从它们相互制约的联系上考虑问题，才能比较全面和正确地选择它们的设计参数。因此，本书还叙述了利用综合参数进行压气机和涡轮的设计参数配合的原理与计算方法。

叶片机气动设计应当包括特性的计算，由于篇幅所限及其它原因，本书未述及这方面的内容。

在阅读本书时，除了要具有一定的气体动力学基础知识之外，还要求熟练地掌握叶片机的能量转换过程，描写能量转换过程的基本参数，流动损失，非设计工况的性能变化（特性）及其有关问题。

本书初稿经北京航空学院周盛和南京航空学院庄表南两同志审阅过，对本书的写法崔济亚先生也曾提出了有益的建议，在初稿形成的过程中周新海同志审校了编者的手稿。最后由西安交通大学李超俊同志审稿。

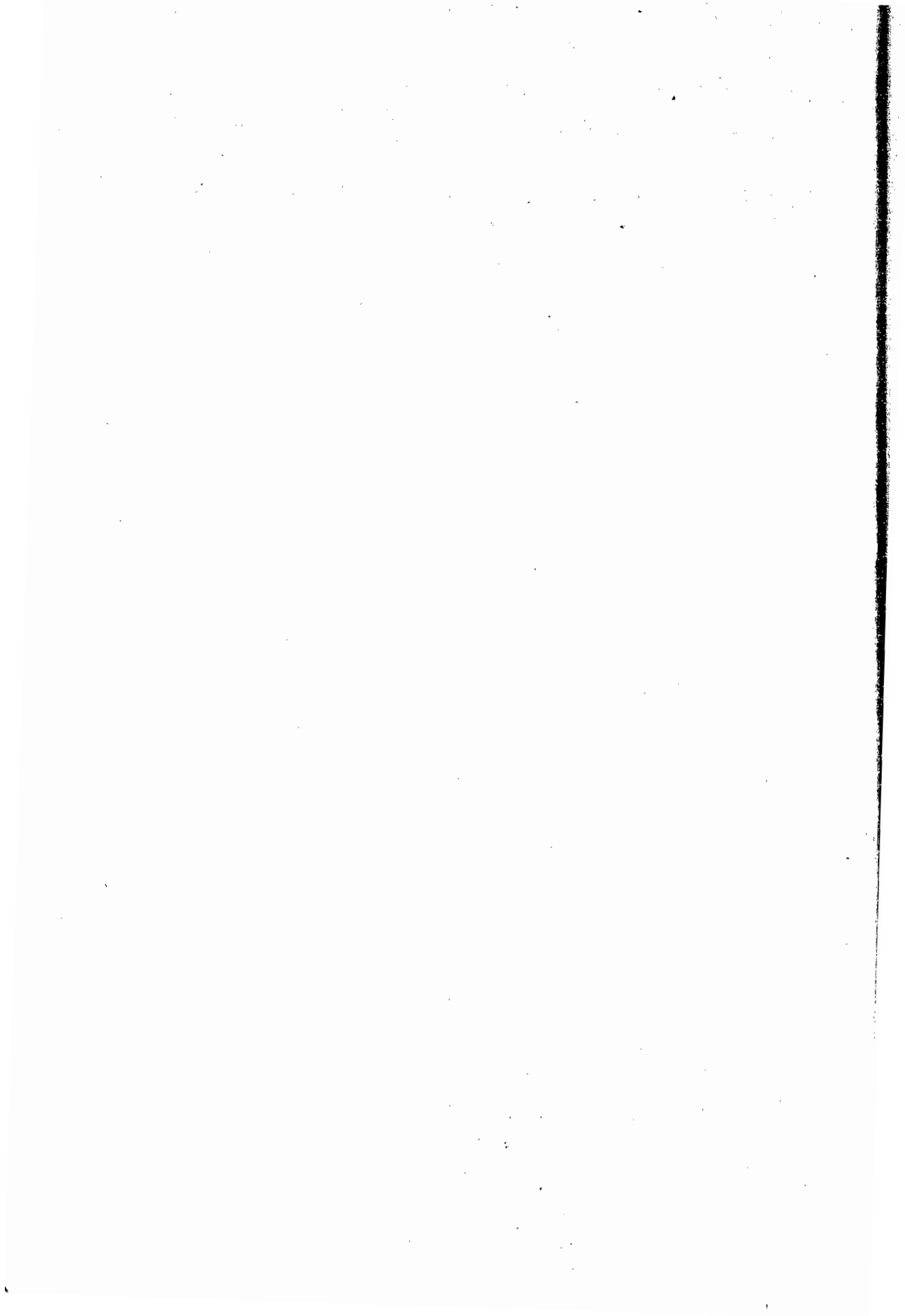
由于编者的水平和时间所限，难免有欠妥或错误之处，热诚欢迎批评指正。

目 录

绪论	1
第一章 轴流压气机气动设计	5
第一节 概述	5
第二节 对压气机设计要求的分析	7
§ 1 影响压气机增压比的主要因素的分析	7
§ 2 影响压气机径向尺寸的主要因素的分析	9
§ 3 影响压气机重量的主要因素的分析	11
§ 4 影响压气机效率的因素的分析	11
§ 5 多级轴流压气机气动设计的主要要求及其和基元级气流速度三角形参数的联系	14
第三节 轴流压气机亚首速级基元级气动设计	16
§ 1 关于基元级气流速度三角形的进一步说明	16
§ 2 叶栅几何参数及说明气流和叶栅相对位置的参数	19
§ 3 平面叶栅额定状态下的实验数据综合结果	21
§ 4 基元级叶片造型原理	33
§ 5 最小损失状态整理的低速二元叶栅数据及其三元修正	45
§ 6 双圆弧叶型的计算	62
第四节 压气机跨音速级基元级气动设计	64
§ 1 概述	64
§ 2 超音速叶栅中气流流动的特点	68
§ 3 跨音速级气动设计特点	76
§ 4 跨音速压气机基元级叶片的损失、冲角、落后角以及通道截面积的计算或选择	79
第五节 轴流压气机级叶片的扭向设计	90
§ 1 轴流压气机叶片为什么要扭转	90
§ 2 简化径向平衡方程	91
§ 3 简化径向平衡方程的计算应用	93
§ 4 简化径向平衡方程在沿径向变动变熵情况下的计算	104
§ 5 级及其叶片排质量平均参数的计算式	106
§ 6 一般形式的径向平衡方程	107
§ 7 一般径向平衡方程在定常、轴对称条件下的求解	108

§ 8	压气机叶片的叶身设计	117
第六节	多级轴流压气机的气动计算	121
§ 1	多级轴流压气机中各级的特点	122
§ 2	多级轴流压气机的流程形式	124
§ 3	多级轴流压气机功沿各级的分配和其它参数沿级的变化	124
§ 4	多级轴流压气机的气动计算	127
第七节	改善压气机非设计工况性能及防止喘振发生的设计措施	134
§ 1	喘振裕度及其影响因素	134
§ 2	按非设计工作情况的特点来选定各级的设计工作点	135
§ 3	合理地选择整台压气机的设计工作点	136
§ 4	采用专门的设计技术	137
§ 5	采用专门的调节机构	139
第二章	轴流涡轮气动设计	146
第一节	概述	146
第二节	气动设计的主要要求与基元级气流速度三角形参数间的联系	147
§ 1	影响涡轮级焓降的因素的分析	147
§ 2	影响涡轮级效率因素的分析	148
§ 3	影响涡轮流通能力的因素	154
§ 4	多级涡轮中各级的不同特点所带来的速度三角形参数的变化	156
第三节	基元级气流速度三角形参数和叶栅几何参数间的联系	158
§ 1	最佳叶栅稠度的确定	159
§ 2	气流冲角的选择	160
§ 3	涡轮叶栅落后角的计算	162
§ 4	叶栅损失系数同叶栅基本参数间的关系	164
第四节	涡轮级的计算参数系统	169
第五节	多级涡轮气动设计(流程的设计)	170
第六节	轴流涡轮级叶片的扭向设计	175
§ 1	涡轮叶片扭向设计的特点	175
§ 2	简化径向平衡方程的计算应用	177
第七节	涡轮叶片造型	181
§ 1	叶型中弧线及有关参数的确定	181
§ 2	叶片型面及有关参数的确定	182
第八节	燃气涡轮叶片的冷却	185
§ 1	内对流冷却法	185
§ 2	气膜冷却	186
§ 3	发散冷却	186
§ 4	压气机增压比和飞行速度对冷却效果的影响	186
§ 5	冷却叶片温度与涡轮级载荷系数的关系	188

第三章 轴流压气机和涡轮参数的配合	190
第一节 压气机和涡轮的综合参数	190
§ 1 压气机和涡轮共同工作的约束条件及综合参数计算式.....	190
§ 2 综合参数同其它参数相互关联的讨论.....	192
第二节 压气机和涡轮参数配合的计算方法	194
参考文献	198
附录 主要符号及注解	199



绪 论

叶片机是下述两类机器的统称：一类是给工质加入能量（功），使工质的压力升高或使工质流动而产生推动力的机器。属于这一类机器的有压气机，风扇，泵，空气螺旋桨与船舶螺旋桨等；另一类则是从工质中获取能量而得到有用的轴上功的机器。属于这一类机器的有涡轮机（蒸气涡轮、燃气涡轮、水力涡轮）和风车。而且这两类机器中能量的转换都是通过工质中旋转一定形状和一定数量的叶片来实现的。或者说，在工质中旋转一定形状和一定数量的叶片，通过叶片和工质的相互作用，给工质加入或自工质取得能量的机器统称为叶片机。

叶片机按其工质通流的方向可以划分为轴流式、径流式、斜流式和混合式四种。

轴流式是指通流的方向完全或主要地平行于旋转轴的一种机器。轴流式涡轮、压气机和风扇的简图如图 0-5 到图 0-9 所示。

径流式是指通流方向完全或主要地在垂直于旋转轴的平面内的一种机器。如图 0-1 和图 0-2 所示。

斜流式是指通流方向和旋转轴构成一倾斜角，且具有大致相同的径向和轴向分速的一种机器，如图 0-3 所示。

那些具有不同型形的级，例如一部分为轴流式，而另一部分为径流式（或斜流式）的机器称为混合式（图 0-4）。

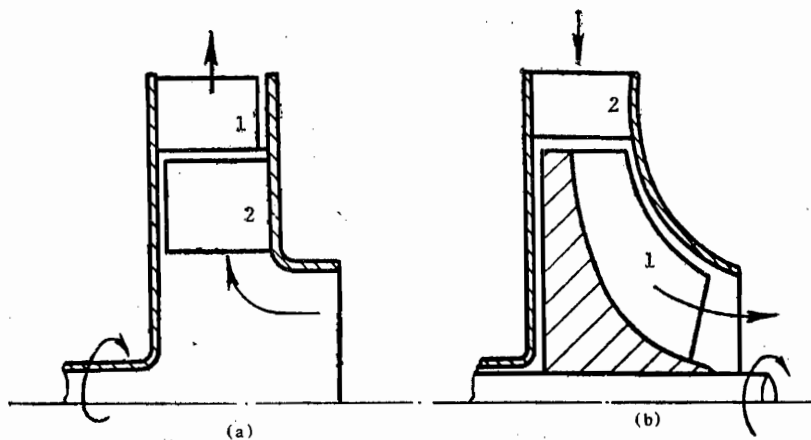


图 0-1 径流式涡轮原理简图

(a) 离心式涡轮。1. 动叶，2. 静叶。

(b) 向心式涡轮。1. 动叶轮，2. 静叶。

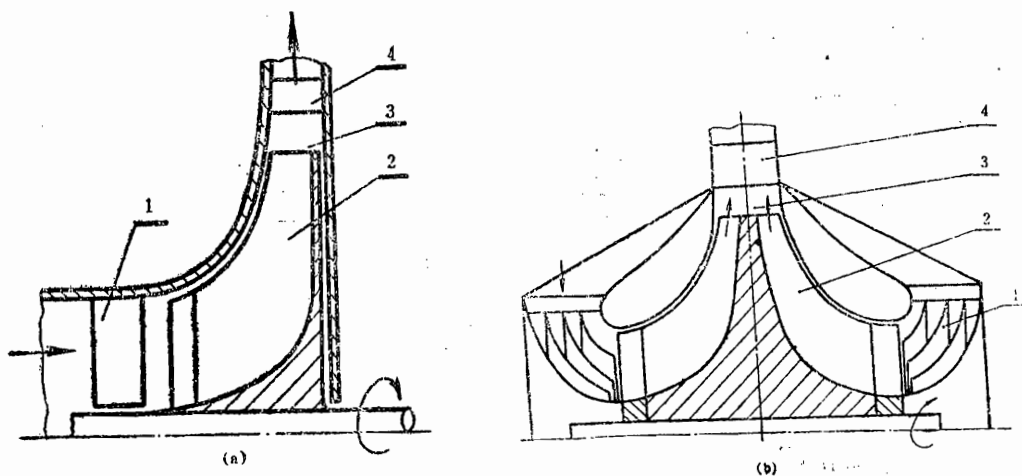


图 0-2 径流式压气机原理简图

- (a) 单面离心式压气机。1. 进口导流叶片, 2. 动叶轮, 3. 无叶扩压器, 4. 叶片式扩压器。
 (b) 双面离心式压气机。1. 进口导流片, 2. 动叶轮, 3. 无叶扩压器, 4. 叶片式扩压器。

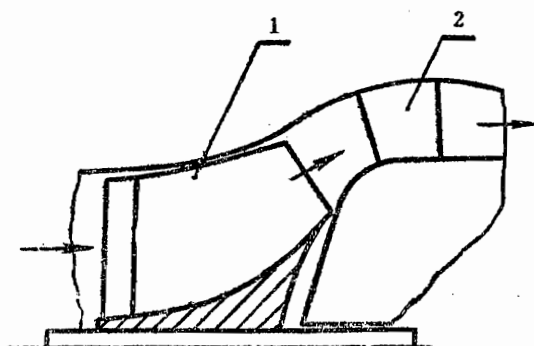


图 0-3 斜流式压气机原理简图

1. 动叶轮, 2. 静叶。

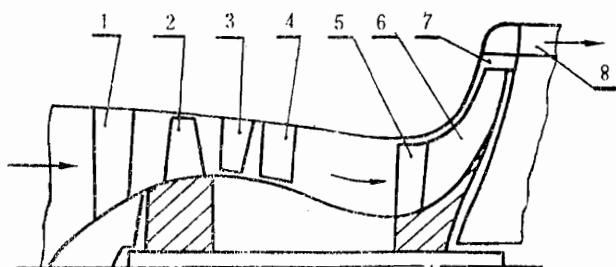


图 0-4 混合式压气机原理简图

1. 进口导流叶片, 2. 动叶, 3、4. 双排静片, 5. 导流片, 6. 动叶片, 7. 径流扩压器, 8. 轴流扩压器。

叶片机级按其动叶进口相对气流 M 数来说, 可以有亚音速、跨音速和超音速之分。若动叶进口相对气流 M 数沿叶高均小于 (或大于) 1.0, 则为亚音速 (或超音速) 级,

若动叶进口相对气流 M 数沿叶高有一部分大于1.0，而外一部分小于1.0，称为跨音速级。

轴流式压气机或风扇的跨音速级，在航空发动机上目前已有较广泛的应用。叶片机作为能量转换的机器广泛地用于航空和其它工业的各个领域。在近代航空涡轮发动机上几乎都采用轴流式叶片机：压气机（风扇）和涡轮。图0-5到图0-9是轴流压气机（风扇）和涡轮机在各种涡轮发动机上装用的原理简图。

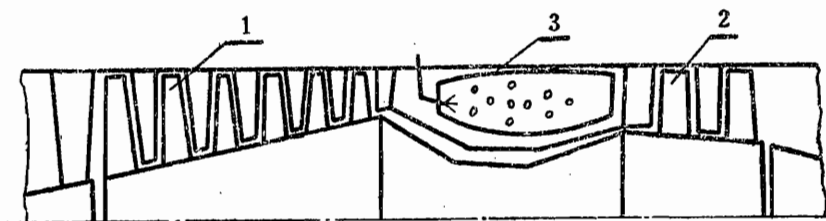


图 0-5 涡轮喷气发动机原理简图

1. 多级轴流压气机，2. 轴流涡轮，3. 燃烧室。

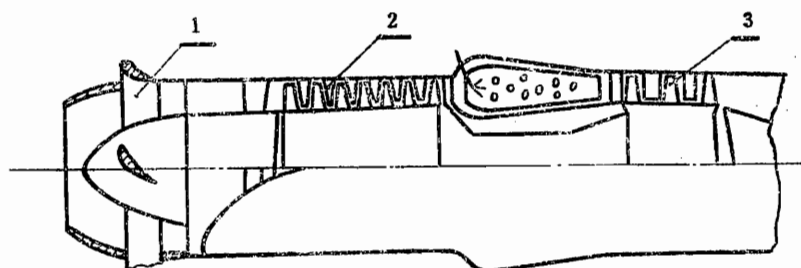


图 0-6 涡轮螺旋桨发动机原理简图

1. 螺旋桨，2. 轴流式压气机，3. 轴流涡轮。

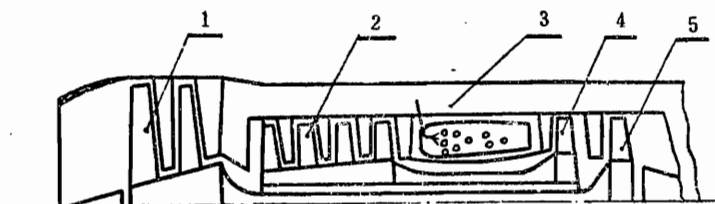


图 0-7 涡轮风扇（前）发动机原理简图

1. 前风扇（低压压气机），2. 高压压气机，3. 外涵道，4. 高压涡轮，5. 低压涡轮。

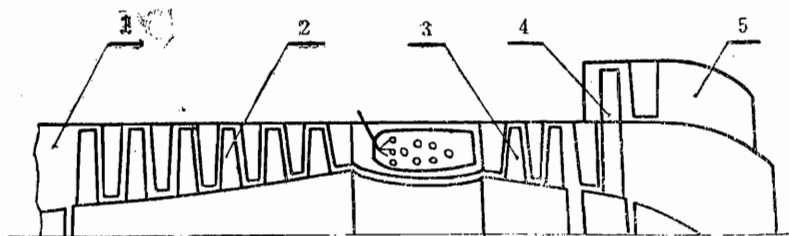


图 0-8 涡轮风扇（后）发动机原理简图

1. 内涵道，2. 轴流压气机，3. 轴流涡轮，4. 自由涡轮带动后风扇，5. 外涵道。

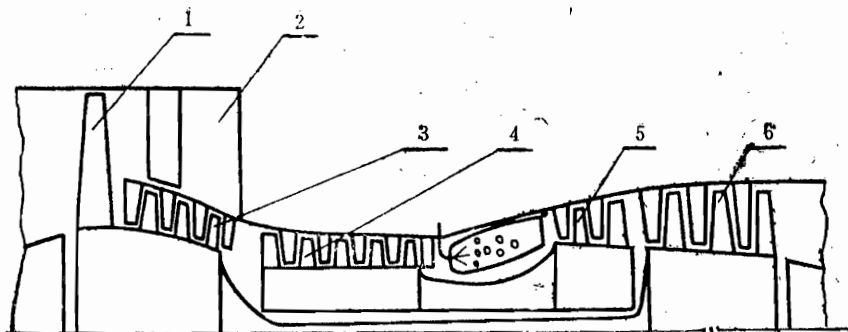


图 0-9 高涵道比涡轮风扇（前）发动机原理简图

1. 前风扇, 2. 外涵道, 3. 低压压气机, 4. 高压压气机, 5. 高压涡轮, 6. 低压涡轮。

图 0-5 是涡轮喷气发动机, 来流经过压气机的压缩, 压力升高, 在燃室中喷油点火燃烧获得能量, 然后高温高压燃气在涡轮中膨胀将热能转变为带动压气机和附件旋转的轴上功。涡轮后的仍为高温高压的燃气在尾喷管中继续膨胀, 以比进口来流高得多的速度喷出, 从而产生反作用力 (推力)。

图 0-6 为涡轮螺旋桨发动机, 和图 0-5 不同的是多了个螺旋桨, 它是这种发动机推力的主要提供者。显然, 这时, 涡轮除了带动压气机和附件外, 还带动螺旋桨。

图 0-7 到 0-9 为涡轮风扇发动机, 均为双轴双涵道。图 0-7 为前风扇, 低压压气机和风扇成一体, 由低压涡轮带动。高压压气机由高压涡轮带动。图 0-8 为后风扇发动机, 后风扇由自由涡轮带动。图 0-9 为高涵道比 (高的外涵道空气流量和内涵道空气流量的比值) 前风扇发动机, 风扇和低压压气机由低压涡轮带动。

此外还有一种直升飞机上装用的涡轮轴发动机, 这种发动机可以是图 0-8 中去掉后风扇而用自由涡轮去带动直升飞机的旋翼 (也是空气螺旋桨); 也可以在图 0-6 中将产生拉力的螺旋桨去掉而另装上旋翼。

在本书中, 只阐述近代航空涡轮发动机上广泛采用的轴流式压气机和涡轮的气动设计问题。

第一章 轴流压气机气动设计

第一节 概 述

作为能量转换的一种机械—轴流压气机，对其工作原理的认识，可在学习涡轮喷气发动机原理或一般叶片机原理之后建立起来。如果我们认识轴流压气机工作原理的目的是在于改进现有压气机和设计新的压气机，那么，我们的知识就不能只限于对压气机工作原理的一般认识上，而必须进一步研究和掌握多级轴流压气机气动设计的有关问题。

怎样着手去研究呢？大家知道，不论做什么事，不懂得那件事的情形，它的性质，它和它以外事情的关联，就是说不了解那件事的规律，就不能做好那件事。因此在这里首先说一说多级轴流压气机设计的一般过程，多级轴流压气机气动设计的内容，以及它和其它方面的一些关联（设计的原始条件，设计同实践的关系等）。以便我们更好地掌握压气机的设计的规律。

多级轴流压气机的整个设计过程，是个反复的过程，它包括三方面的工作，就是气动设计，结构强度设计和试验调整（包括气动试验和结构强度方面的试验）。根据给定的原始条件，在已有的试验数据和设计使用经验的基础上，进行压气机的气动设计和结构强度设计。设计性能是否达到，结构强度是否可靠，由试验来检验，这几方面的工作虽有分工，但彼此是有有机地联系在一起的。例如，在气动设计中就要考虑结构工艺的可能性，和对强度的影响，还要考虑试验，等等。在这一章里，只叙述多级轴流压气机气动设计的有关问题。

多级轴流压气机的气动设计，主要是指压气机流程形式和叶片数目及形状的某种安排，去满足给定的原始条件的要求。具体地说包括以下几方面的内容：

1. 选择压气机的基本参数，初步确定各级进出口的气流参数（ P , ρ , T 等）和流程的几何尺寸。根据已有的试验数据和经验，以及和涡轮参数的匹配，初步选定下列基本参数的值：压气机的级数 Z_K ；圆周速度 u ；工作轮的外径 D_T ；第一级的轮毂比 $\bar{d}_1$ ；沿压气机级的气流轴向速度的变化和压气机气流通道沿轴向的变化（即流程的变化）；以及功和效率沿级的分配和变化；等等。然后由给定的原始条件，初步计算确定各个级平均半径上气流的速度三角形和气流参数。确定各个级进口的几何尺寸。

这一步通常叫做初算阶段。

2. 在上述计算的基础上，对压气机的各个级，依据平均半径上气流速度三角形和气流参数，计算不同半径上气流速度三角形和气流参数（一般称为叶片的扭角设计）。

3. 将各半径上的气流速度三角形配上相适应的叶栅叶型，并将各半径上的叶型按一定要求堆积成叶片。

4. 压气机特性预先估算，决定喘振边界和选定压气机采用的调节方法。

第2到第4点的内容通常叫细算阶段。

应该指出,即使对于有经验的设计人员,要在初算阶段马上就能最终定下所选取的参数值,也是困难的。因为,虽然在选择某些参数时不凭空臆想,而是依据一定的试验数据和经验,但由于事物范围的广大,事物发展的无限性,在某一场合为普遍性的东西,而在另一场合则变为特殊性,因而所选取的参数值在原来的条件下是可用的,但在我们所要求的新设计的情况下不一定合用,这就有待于在细算阶段调整确定。

还应该指出,细算阶段整调确定的参数值,也还可能不是最终的确定,因为还属于设想,是否正确还有待于试验去检验。当试验证实计算的方案达到了给定的原始条件的要求,则设计的所有参数才可确定下来。

所谓给定的原始条件,是指在多级压气机的设计中事先规定的一些设计要求和参数值,它包括两方面的内容:

根据发动机总体要求提出的对压气机的设计要求。一般来说这些要求可以是:压气机要达到一定的增压比,并在工作可靠的前提下力求效率高、尺寸小、重量轻,以及有适当的喘振裕度,在当前发动机的涡轮前燃气温度不断提高的情况下,希望压气机能提供较高的增压比。对于机动性较大,工况变化范围较宽的发动机,要求它的压气机要具有较大的喘振裕度。其它的要求则是容易解理的,例如压气机的效率高,意味着压气机在能量转换过程中损失小,对发动机加入相同的能量所产生的推力就会大些。压气机的尺寸小,可以减小飞机的迎风面积,从而减小飞机的飞行阻力。压气机的重量减轻将使发动机的重量减小,使飞机能带更多的燃油或武器弹药,对增大飞机的航程和提高飞机的战斗力是利有的。所以,在压气机设计时对于这些要求必须认真分析和对待。

2. 根据发动机总体要求确定的原始参数,它们是:

飞行速度 C_0 和飞行高度 H ;

通过压气机的空气流量 G_a (公斤/秒);

压气机的增压比 π_K^* ;

压气机的效率 η_K^* ;

进气道的总压恢复系数 $\sigma_{t,n}^*$;

压气机的出口的气流的最大速度 (或 λ 数)。

对压气机的设计要求和原始参数,都是据发动机的总体要求提出的,而发动机的总体要求,是由飞机所要完成的飞行任务来决定的。所以,设计要求和原始参数把压气机的设计和飞机的飞行任务联系了起来。可以想见,为完成不同任务的飞机 (如歼击机,轰炸机和运输机等) 使用的发动机而设计的压气机,上述要求的各点不会是同等重要的。另外,从这些要求本身来看,要求中各点之间在某些情况下也是彼此矛盾的。例如,压气机的增压比高,一般会增加压气机的重量,压气机的稳定工作范围会变窄,效率也可能降低。又如,追求尺寸小,压气机的效率就会受到影响,等等。所以,也不允许我们将这些要求同等看待,而必须在实际工作中根据具体情况进行具体分析,有所侧重地适当的选取。

由此可以看出,多级轴流压气机的气动设计,是件比较复杂的工作,需要考虑飞机的飞行任务及发动机的总体要求,要考虑已有的试验数据和设计使用经验;要考虑结构工艺的可能性;还需要在各种相互矛盾的影响因素中找出主要的因素,提出解决的办法。而且常常还有这样的情况,即同一原始数据和设计要求,可以由多种方案来达到。在这种情况下,怎样根据具体情况,寻找一种最符合要求的设计方案来,这就不仅仅须要一定的技术理论的指

导, 而且还要有实际工作经验以及实验数据的积累。此外, 在设计工作中还要明确认识到,

(1) 实践是设计思想和设计方案的源泉。应重视科学实验和人们已经取得的经验, 并要善于向生产实际和使用实际学习。

(2) 实践是设计工作不断向前发展的动力。人们的社会需要, 生产和科学实验的不断向前发展。促使人们不断突破设计工作中的各种限制和科学技术领域里的旧观念, 产生新的设计思想和设计方案, 从而促使设计工作不断向前发展。

(3) 实践是检验设计思想和设计方案是否正确的唯一标准。因此在设计中要勇于实践, 善于从实践中总结规律, 不要被某些资料和数据所限制, 阻碍设计工作的进展。

以上所述, 只是从总体上介绍了多级轴流压气机气动设计的大致内容, 基本要求和原始数据, 以及它与实践的关系。这些只是概略地介绍了多级轴流压气机的设计, 它的性质, 它和它以外的事物的关系。但是究竟怎样进行多级轴流压气机的气动设计, 还有待于进一步的讨论。从上面的叙述可以想见, 这些问题的解决就是要求我们弄清楚: 根据压气机设计的一般要求怎样进行分析, 以找出压气机气动设计中的主要要求, 这些主要要求和气流流过叶片叶栅的速度三角形是怎样联系起来的? 而速度三角形和叶栅叶型的几何参数又是怎样联系起来的? 叶片不同半径上的气流速度三角形又有怎样的联系? 怎样将叶栅叶型沿径向堆积成叶片? 等等。在下面的叙述中这些问题将会得到回答。

第二节 对压气机设计要求的分析

在这节里我们要对多级轴流压气机级的设计要求进行初步的分析, 通过这个分析希望找出多级轴流压气机的气动设计的主要要求, 以及这些主要要求和基元级气流速度三角形参数的联系。

§ 1 影响压气机增压比的主要因素的分析

在一定的进口条件下, 压气机的增加比取决于两个因素: 级的加功量 L_{KST} 和级的绝热效率 η_{KST}^* 。

$$\pi_{KST}^* = [\eta_{KST}^* L_{KST} / 1005 T_1^* + 1]^{\frac{K}{K-1}} \quad (1-2-1)$$

显然, 如果效率一定, 级的加功量越大, 级的增压比就越高; 如果加功量一定, 级效率高, 级增压比也会提高。

影响增压比的两个因素中, 级的加功量 L_{KST} 是主要的。这是因为在设计中可以采取措施使级的加功量有较大的增长, 而使效率大幅度提高则较困难。目前亚音速级的绝热效率 η_{KST}^* 已达 0.88~0.90。所以从设计角度来说, 加大级的加功量是提高级增压比的主要途径。那么 L_{KST} 又由什么决定呢? 已经知道, 级的加功量是由基元叶片的圆周速度 u 和气流在基元级工作轮叶片进出口相对速度切向分量的变化量 ΔW_u (扭速) 决定的, 即

$$L_{KST} = U \Delta W_u = \bar{H}_K u^2 \quad (1-2-2)$$

可见, 加大基元叶片的圆周速度 U 和扭速 ΔW_u (或 $\bar{H}_K$) 可以加大级的加功量。

加大 U 有两个办法, 一是在径向尺寸不变的情况下增加压气机的转速 U_K , 二是在一定

转速下, 加大轮毂内径使基元叶片所在半径 r 加大, 因为

$$U = (\pi n_K / 30) r$$

如果叶片的长度不变的话, 则外径也相应加大, 这和减小径向尺寸矛盾。但不管那种情况, 当 u 增加时要受到两个因素的限制, 这就是叶片的强度和叶尖处气流的相对速度 W_{1T} (或相对气流 M 数 $M_{W_{1T}}$)。

工作轮叶片根部由离心力引起的拉伸应力 σ_P 的计算式为

$$\sigma_P = \frac{\gamma_B}{2} U_T^2 (1 - \bar{d}_1^2)$$

式中 γ_B 是叶片材料密度, U_T 是叶片尖部的圆周速度, $\bar{d}_1$ 为第一级叶片的轮毂比 ($\bar{d}_1 = D_{1K}/D_{1T}$)。可见在尺寸不变时, 该应力和叶尖处圆周速度的平方成正比。 U_T 加大时 σ_P 很快地上升, 这就要受到材料许用应力的限制。现在由于有比重小、许用强度更高的新材料出现 (如钛合金的使用), 对强度的限制有了一定突破, 但对亚音速压气机来说, 还受到叶尖相对气流速度不能超过一定值的限制, 因为 $W_{1T} = \sqrt{U_T^2 + C_{1a}^2}$ (设 $C_1 = C_{1a}$)。由于受到相对速度 W_{1T} 的限制, 目前亚音速级的 U_T 达到 340~360 米/秒。

加大级的加功量 L_{KST} 的第二个办法是加大工作轮叶片的转速 ΔW_u , 怎样增加 ΔW_u 呢? 试验已经得出 (详见第三节); 在 $1.2/(1+1.5t/b) < \Omega'_K/\bar{C}_a < 1.2$ 的条件下,

$$\Delta W_u = C_a [1.55/(1+1.5t/b)] \quad (1-2-3)$$

式中 t 是叶栅两叶型间的间距, b 是叶型的弦长。 t/b 是相对间距 (它的倒数 b/t 叫叶栅稠度)。由 (1-2-3) 式可以看出, 加大叶栅稠度 b/t 和轴向速度 C_a 可以加大转速 ΔW_u 。但是, 在一定的 U 下, 增加轴向速度 C_a , 会使 W_1 增加, 所以受到 W_1 的限制。加大 b/t , 在一定的弦长 b 下, 就是减小叶片间距 t , 也就是将叶片加稠, 这会使叶片在轮毂上安装困难, 同时受榫头强度的限制。

另外, 加大 C_a 还可能受到扩压负荷 (D 因子) 的限制。比如对动叶, 根据

$$D = 1 - W_2/W_1 + \Delta W_u / 2 \frac{b}{t} W_1$$

可以导出 ($\bar{C}_a = C_a/U$):

$$D = 1 - \left[\frac{(\Omega'_K/\bar{C}_a - 0.775/(1+1.5t/b))^2 + 1}{(\Omega'_K/\bar{C}_a + 0.775/(1+1.5t/b))^2 + 1} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1.55/(1+1.5t/b)}{2b/t[(\Omega'_K/\bar{C}_a + 0.775/(1+1.5t/b))^2 + 1]^{\frac{1}{2}}} \quad (1-2-3a)$$

对于 $\Omega'_K = 0.5$, $b/t = 1.0$ 和 2.0 及 $\Omega'_K = 0.7$, $b/t = 1.0$ 和 2.0 , $\bar{C}_a$ 对 D 的影响应用 (1-2-3a) 式计算数据列于表 1-1 和表 1-2 上。

表 1-1 $\Omega'_K = 0.5$

$\bar{C}_a$		0.5	0.7	0.9
D	$b/t = 1.0$	0.451	0.462	0.464
	$b/t = 2.0$	0.474	0.4668	/

表 1-2 $\Omega'_K = 0.7$

$\bar{C}_a$		0.6	0.7	0.9
D	$b/t = 1.0$	0.436	0.451	0.463
	$b/t = 2.0$	0.4653	0.474	0.472

由表可见, 取决于 Ω'_K 和 b/t 的值, $\bar{C}_a$ 加大, D 可能加大。同时也明显看出, 在 Ω'_K 和 $\bar{C}_a$ 一定下, b/t 加大时, D 因子增加。所以 ΔW_u 的加大也受到限制, 对于亚音速级 $\bar{H}_K = \Delta W_u / U$ 约为 0.25~0.40。

总之, 压气机级的一定增压比值, 要用一定的 b/t , U , ΔW_u 和 $\bar{C}_a$ 来实现。就是说, 公式 (1-2-1), (1-2-2), (1-2-3) 和 (1-2-3a), 将压气机级增压比的设计要求和基元级气流速度三角形上的参数 U , ΔW_u , $\bar{C}_a$, Ω'_K 以及几何参数 b/t 联系起来。而且可以看出, 用加大级的加功量来提高级的增压比和叶片强度以及降低流动损失之间有一定的矛盾。

§ 2 影响压气机径向尺寸的主要因素的分析

容易想到的是, 通过压气机的空气流量 G_a 越大, 压气机的径向尺寸就越大。通过压气机的空气流量, 是给定的原始参数之一, 因此, 我们这里要分析的问题, 是在给定的流量下怎样尽量减小压气机的径向尺寸。另外, 还可想见, 多级轴流压气机的径向尺寸的最大值是由第一级决定的。因为和其他级相比, 第一级进口空气的密度最小, 因而流通面积最大。所以, 我们的分析将着重于第一级。

流量和径向尺寸通过连续方程联系。如果级进口是轴向均匀进气的话 (无进口导流叶片情况), 动叶进口的 $C_1 = C_{1a}$, 压气机级动叶进口的空气流量 G_a 为:

$$G_a = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} F_1 q(\lambda_{c1a})$$

对于空气, $m = 0.04046 \sqrt{\text{kg} \cdot \text{deg} / \text{J}}$ 式中 F_1 是垂直于来流 C_{1a} 方向的级进口的环形面积, 由图 1-2-1 可知, $F_1 = \pi D_T^2 (1 - d_1^2) / 4$ 。这样

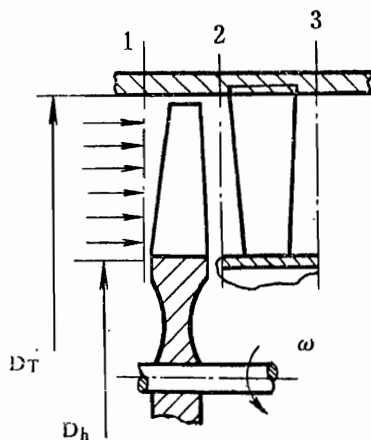


图 1-2-1

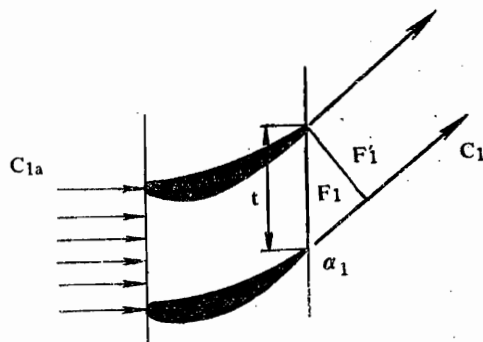


图 1-2-2

$$G_a = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \frac{\pi}{4} D_T^2 (1 - \bar{d}_1^2) q(\lambda_{C1a})$$

如果级的进口有导流叶片, 则工作轮叶片进口的绝对速度 C_1^* 便不是轴向, 而是如图 1-2-2 所示, C_1 和切向的夹角为 α_1 , 则

$$G_a = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} F'_1 q(\lambda_{C1}) = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} F_1 \sin \alpha_1 q(\lambda_{C1})$$

式中 F'_1 是垂直于绝对速度 C_1 方向的环形面积。由图 1-2-2 可知, $F'_1 = F_1 \sin \alpha_1$ 。所以有

$$G_a = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \frac{\pi}{4} D_T^2 (1 - \bar{d}_1^2) \sin \alpha_1 q(\lambda_{C1})$$

为了进行比较, 引进单位迎风面积流量 $\varphi_K = 4G_a / \pi D_T^2$ 。 φ_K 大, 就是单位迎风面积通过的空气流量多, 或叫流通能力大, 在一定空气流量下压气机的迎风面积就小, 即径向尺寸小; 反之, φ_K 小就是流通能力小, 在一定空气流量下压气机的径向尺寸就大。所以要求压气机级的径向尺寸小, 就是要求压气机有大的 φ_K 值, 即有大的流通能力。于是

对于轴向进气:

$$\varphi_K = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} (1 - \bar{d}_1^2) q(\lambda_{C1a}) \quad (1-2-4)$$

对于非轴向进气:

$$\varphi_K = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} (1 - \bar{d}_1^2) \sin \alpha_1 q(\lambda_{C1}) \quad (1-2-5)$$

在一定的飞行条件下, $P_1^* = \sigma_{t_n}^* P_H^*$, $T_1^* = T_H^*$ 是常数, m 是常数, 所以压气机的流通能力是轮毂比 $\bar{d}_1$, 绝对进口气流角 α_1 和进口轴向速度 C_{1a} 的函数。所以明显看出, 在一定的 α_1 和 $\bar{d}_1$ 下, C_{1a} 加大, φ_K 增加, 即流通能力加大, 压气机的径向尺寸减小; 如果 α_1 和 C_{1a} 一定, $\bar{d}_1$ 减小, φ_K 增加, 径向尺寸减小。对于 $\alpha_1 = 90^\circ$, 不同 $\bar{d}_1$ 值下, φ_K 和 C_{1a} 的关系曲线示于图 1-2-3 上。

图 1-2-3 上的曲线为计算曲线, 计算时取 $T_1^* = 288K$, $P_0^* = 101337.3N/M^2$, $\sigma_{t_n}^* = 0.89$ 。

$\bar{d}_1$ 不能太小, 如果太小, 叶片在轮毂上安装的榫头强度和轴承的安装 (若压气机第一级放有轴承的话) 无法保证; 另外, 从前面列出的叶片根部拉伸应力 σ_F 的计算式可以看出, $\bar{d}_1$ 小对叶片强度也不利。所以, 一般将 $\bar{d}_1$ 限制在以下范围;

$$\begin{aligned} \uparrow \text{等外径 } \bar{d}_1 &= 0.35 \sim 0.45, \\ \text{等内径 } \bar{d}_1 &= 0.55 \sim 0.60. \end{aligned}$$

前面已经说过, C_{1a} 的加大, 受到 W_1 (或 M_{w1}) 大小的限制和可能受到 D 因子的限制。另外, 从图 1-2-3 也可看出, 当 C_{1a} 超过 200~210 米/秒以后再加 C_{1a} , φ_K 的增加就不显

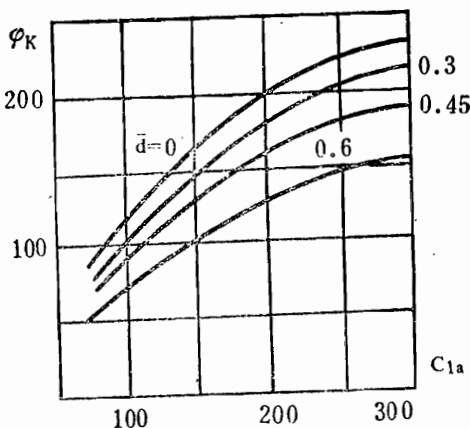


图 1-2-3

著了。所以目前亚音速压气机第一级进口处的轴向分速 C_{1a} 大约在 160~210 米/秒的范围内。在压气机的设计中, 经常用比值 $C_{1a}/U = \bar{C}_{1a}$ (称为流量系数) 来表示轴向速度的无因次量。

这样, 我们可以用加大轴向速度 C_a (或 $\bar{C}_a$) 和减小轮毂比 $\bar{d}$ 的办法来提高级的流通能力, 减小径向尺寸。在第一级前面有导流叶片使动叶进口气流非轴向进气的情况, 还可以利用加大 α_1 的办法来提高流通能力。但加大 C_{1a} 和 α_1 都和减小损失发生矛盾, 受到 W_1 (或 M_{w1}) 值的限制。减小 $\bar{d}_1$ 则与强度和结构发生矛盾。然而从公式 (1-2-3) 来看, 用 C_{1a} 提高流通能力和加大级的加功量是一致的。 $\bar{d}$ 是几何参数, C_a , α_1 (或 C_u) 是基元级气流速度三角形上的参数。因此减小压气机径向尺寸的要求, 由方程 (1-2-5) 和级的几何参数 $\bar{d}$ 以及基元级气流速度三角形上的参数 C_{1a} (或 $\bar{C}_a$) 和 C_{1u} (或 α_1) 联系起来。

§ 3 影响压气机重量的主要因素的分析

压气机的重量指示, 可以通过压气机单位空气流量提高单位增压比所需压气机部件重量来表示, 即

$$W_{K.S} = W_K / (G_a \cdot \pi_K^*)$$

式中 W_K 为压气机的重量。 $W_{K.S}$ 小, 说明对于给定的增压比和流量, 压气机的重量就比较轻。它的大小由多方面的因素决定, 与采用的结构形式有关, 与所选用的材料有关, 与压气机的径向尺寸和轴向尺寸有关, 等等。和气动设计直接相关的是径向尺寸和轴向尺寸。前者上面刚讨论过, 后者主要地将由压气机的级数决定。在一定增压比下, 减小压气机的级数, 很显然就是要尽可能地提高每一级的增压比。对整台压气机来说, 就是尽可能地提高压气机平均级增压比 π_{Kav}^* 。所谓多级压气机的平均级增压比 π_{Kav}^* , 就是假设压气机各级增压比相同时的级增压比, 用式子表示就是

$$\pi_{Kav}^* = (\pi_K^*)^{1/Z}$$

或

$$Z = \ln \pi_K^* / \ln \pi_{Kav}^* \quad (1-2-6)$$

其中 Z 是压气机的级数。

可见, 在一定的 π_K^* 下, 平均级增压比 π_{Kav}^* 越高, 级数就越少。如果压气机各级的增压比高, 相应的平均级增压比也就越高。而提高级增压比的主要途径, 前面已经说过是加大级的加功量。这样一来, 单就多级轴流压气机气动设计角度来说, 减轻压气机的重量要求, 主要地归结为加大级的加功量和流通能力。

因此, 减轻压气机重量的设计要求, 通过 (1-2-1), (1-2-2), (1-2-3), (1-2-3a) 和 (1-2-5) 同基元级气流速度三角形参数 U , ΔW_u (或 $\bar{H}_K$), $\bar{C}_a$ (或 C_a), Ω_K' , C_{1u} (或 α_1) 和几何参数 b/t , $\bar{d}$ 联系起来。因而从气动设计上来说, 减轻重量和减小流动损失、保证强度也是有一定矛盾的。

§ 4 影响压气机效率的因素的分析

要使一台压气机的效率高, 必须使各个级具有高的效率。影响压气机效率的因素是很多的, 由式子

$$\eta_{KST}^* = L_{addST}^* / L_{KST} = 1 - \text{损失的功} / L_{KST}$$

可知, 凡影响级中流动损失和级的加功量的因素都影响效率。这些因素归结起来可以分为两类, 一类是几何参数, 比如级的轮毂比 $\bar{d}$, 叶栅稠度 b/t , 叶型的形状, 工作轮叶片的尖部

间隙, 叶片排之间的轴向间隙, 叶片表面的光洁度, 等等。一类是气流参数, 比如基元级气流速度三角形参数 U , ΔW_u (或 $\bar{H}_K$), $\bar{C}_a$ (或 C_a), Ω'_K (或 C_{1u} , α_1), 以及这些参数沿径向的变化。

基元级气流速度三角形参数 $\bar{H}_K$, $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K , 对级效率 (基元级) 的影响可分析如下。在下面的分析中近似认为基元级的多变效率和绝热效率和等。

动叶栅和静叶栅的多变效率为 η_{PR} 和 η_{PS} , 我们可以写

$$\eta_{ST}^* \cdot L_{KET} = \eta_{PR} L_{eR} + \eta_{PS} L_{eS} + \frac{C_3^2 - C_1^2}{2}.$$

式中 L_{eR} 为工作轮叶栅中实际静焓升 $C_P(T_2 - T_1)$ 所对应的功, L_{eS} 为静叶栅中实际焓升 $C_P(T_3 - T_2)$ 所对应的功。设 $C_3 = C_1$, 于是有 (轴向速度 $C_{1a} = C_{2a}$)

$$\eta_{ST}^* = \eta_{PR} \Omega'_K + \eta_{PS} (1 - \Omega'_K) \quad (1-2-7)$$

下面看一下 η_{PR} 和 η_{PS} 。

1. 工作轮叶栅的效率 $\eta_{PR} = 1 - L_D / L_{eR}$,

工作轮叶栅中的流动损失功 L_D 为

$$L_D = P_X \cdot W_m / \Delta G = \mu_R C_Y \frac{b}{t} \frac{W_m^2}{2} \frac{1}{\sin \beta_m},$$

将 C_Y 计算式

$$C_Y = \frac{2}{1 + \mu_R \cot \beta_m} \cdot \frac{\Delta W_u}{W_m b / t}$$

代入得

$$L_D = \frac{2\mu_R}{1 + \mu_R \cot \beta_m} \cdot \frac{W_m^2}{2} \cdot \frac{1}{\sin \beta_m} \cdot \frac{\Delta W_u}{W_m}.$$

而 $L_{eR} = (W_1^2 - W_2^2) / 2 = \Delta W_u (W_{1u} + W_{2u}) / 2 = \Delta W_u W_m \cos \beta_m$,

于是

$$\frac{L_D}{L_{eR}} = \frac{\mu_R}{\sin \beta_m \cos \beta_m} \cdot \frac{1}{1 + \mu_R \cot \beta_m}.$$

将其代入 μ_{PR} 计算式, 得到

$$\eta_{PR} = \frac{1 - \mu_R \tan \beta_m}{1 + \mu_R \cot \beta_m}.$$

注意到

$$\Omega'_K = (W_{1u} + W_{2u}) / 2U = W_{mu} / U,$$

$$\tan \beta_m = C_a / W_{mu} = \bar{C}_a / \Omega'_K.$$

所以最后得到

$$\eta_{PR} = \frac{1 - \mu_R \bar{C}_a / \Omega'_K}{1 + \mu_R \Omega'_K / \bar{C}_a}. \quad (1-2-8)$$

2. 静子叶栅的效率 η_{PS} 。同样方法可以得到

$$\eta_{PS} = \frac{1 + \mu_S \tan \alpha_m}{1 + \mu_S \cot \alpha_m}.$$

因为

$$\tan \alpha_m = C_a / C_{mu} = C_a / (U - W_{mu}) = \bar{C}_a / (1 - \Omega'_K),$$

所以有

$$\mu_{PS} = \frac{1 - \mu_s \bar{C}_a / (1 - \Omega'_K)}{1 + \mu_s (1 - \Omega'_K) / \bar{C}_a} \quad (1-2-9)$$

将(1-2-8)和(1-2-9)代入(1-2-7)式得到基元级效率计算式

$$\eta_{st}^* = \frac{\Omega'_K - \mu_R \bar{C}_a}{1 + \mu_R \Omega'_K / \bar{C}_a} + \frac{(1 - \Omega'_K) - \mu_s \bar{C}_a}{1 + \mu_s (1 - \Omega'_K) / \bar{C}_a} \quad (1-2-10)$$

可见,基元级的效率是动叶阻升比 μ_R ,静叶阻升比 μ_s 以及 Ω'_K , $\bar{C}_a$ 的函数。由第三节之§3的讨论将会知道

$$\mu_R = (C_X/C_Y)_R = f((b/t)_R, \Omega'_K/\bar{C}_{aR}),$$

$$\mu_s = (C_X/C_Y)_S = f((b/t)_S, (1 - \Omega'_K)/\bar{C}_{aS}).$$

所以,基元级的效率 η_{st}^* 最终是(就叶栅额定工作状态而言) b/t , Ω'_K 和 $\bar{C}_a$ 的函数。

假定 μ_R 和 μ_s 不变化,则在 $\bar{C}_a$ 一定下,将(1-2-10)式对 Ω'_K 求导并令其为零,可以得到最大效率时的 Ω'_{Kopt} ,

$$\Omega'_{Kopt} = \frac{[1 - \sqrt{(1 + \mu_s^2)/(1 + \mu_R^2)}] + \mu_s}{\mu_R \sqrt{(1 + \mu_s^2)/(1 + \mu_R^2)} + \mu_s} \quad (1-2-11)$$

当 $\mu_R = \mu_s$ 时,则有 $\Omega'_{Kopt} = 0.5$ 。

总之,级的绝热效率由 C_{1u} , C_a , ΔW_u , U 和基元级气流速度三角形联系起来。在亚音速级中, C_u , C_a , ΔW_u 和 U 诸量使 $\Omega'_K = 0.5$ 附近,效率最高。而且计算和实验均可得出,在 $\Omega'_K = 0.5$ 附近, $\bar{C}_a$ 在0.45~0.75范围,效率变化不大。

但是当设计跨音速或超音速级时,其效率一般来说比亚音速要低一些,因为有激波和附面层与激波干扰的损失。表1-3的数据可以说明这个问题。当然,这是六十年代初以前的情况,随着超跨音速级研究的不断进展,到七十年代初及其以后,由于采用适合于超跨音速流动的叶型,由于实验的技术的进步,也由于设计方法和技术的提高,流场计算模型更接近于实际,在超跨音速压气机级的增压比得到了进一步提高的同时,级效率也有很大的增长,比如单级跨音速级的效率已经达到0.84~0.86以上(见第四节之§1)。

表 1-3

发动机型号	级的类型	π_{Kst}^*	$L_{Kst}(\text{J/kg})$	η_{Kst}^*
J-57-F13	亚音速级	1.169	15597.3	0.85
D	亚音速级	1.180	16775.1	0.84
C	亚音速级	1.266	23298.8	0.87
斯贝511-5W	亚音速级	1.3116	27468.0	0.85
B	跨音速级	1.238	23053.5	0.79
A	跨音速级	1.490	40809.6	0.80

对于亚音速级,由于采用通常的亚音速叶型,所以叶栅进口气流 M 数受临界 M_{cr} 数的限制,因为亚音速叶型当进口气流 M 数超过 M_{cr} 后,损失显著加大。而当叶栅进口气流 M 数接近最大 M 数 M_{max} 时,由于附面层严重分离损失剧增,以致叶栅中气流压力的增加量几乎变为零,使叶栅不能正常工作。亚音速级进口气流 M 数的限制,就是在设计中希望使叶栅进口

气流 M 数控制在临界值以下, 以获得高的效率, 并且保证级中所有基元叶片都处在进口 M 数小于 $M_{\max}$ 数下工作。

图 1-2-4 给出了叶栅临界入数 λ_{cr} 同叶型最大相对厚度 $\bar{C}$ ($\bar{C} = C_{\max}/b$, $C_{\max}$ 为叶型最大厚度) 的关系 (对于稠度 $b/t = 1.05 \sim 1.60$; 叶弦和额线的夹角即安装角 $\gamma = 43^\circ \sim 65^\circ$; 叶型弯度 $\theta = 13.5^\circ \sim 34^\circ$)。在设计中, 工作轮叶片尖部的 λ_{w_1} 值可选得比相应叶型的 λ_{cr} 小 $0.01 \sim 0.02$; 在叶根处允许稍稍超过 λ_{cr} 的值。

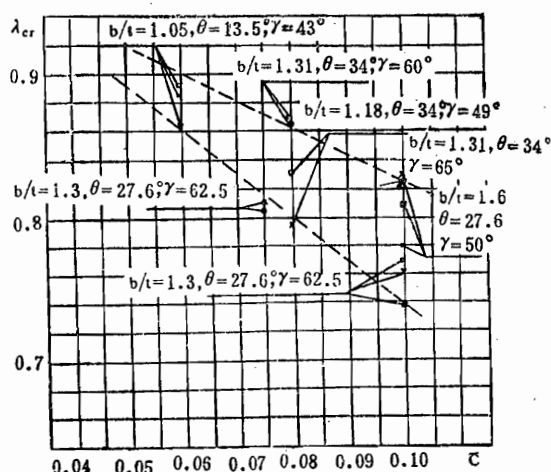


图 1-2-4

由于第一级的进口空气的温度最低, 相应的音速 a 最小, 所以允许的 W_1 值也就较小。这样, 在第一级中加大级的加功量和流通能力同获得最高效率之间的矛盾将加剧。通常在第一级工作轮叶片前面装一排导流叶片, 将 C_1 的方向沿工作轮旋转方向扭转一角度来推迟这个矛盾的激化。因为这样做以后, 在 U 和 C_a 相同的条件下, 可以减小 W_1 , 如图 1-2-5 所示。换句话说, 在一定 W_1 的限制值下, 可以允许有较大的 U 或 C_{1a} 。所以予旋 C_{1u} 起调整加功量、流通能力和效率之间的矛盾使其推迟激化的作用。但是事物总是一分为二的。由于 α_1 从 90° 减小时, W_1 虽减小, 而 C_2 却加大 (设 U 和 C_a 不变), 使静叶片中的损失可能增大甚至使 M_{c_2} 达到限制值; 同时由于 α_1 减小, 流通能力也要降低 (见 1-2-5 式)。因此, C_{1u} 的调整作用也是有限的。

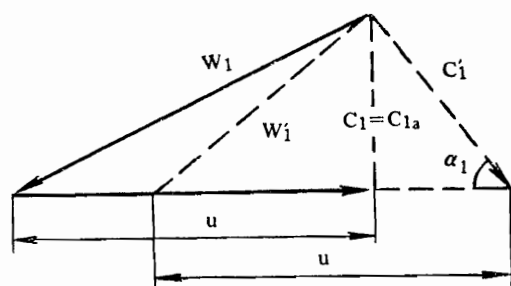


图 1-2-5

对于压气机的第一级, 由于相对 M_{w_1} 数较高, 故效率一般来说是偏低的, 大约在 $0.84 \sim 0.87$ 范围 (亚音速级)。

对于高压比多级轴流压气机的后面级, 特别是双涵道涡轮发动机中内涵道高压压气机的后面级, 由于叶片很短 (可以小于 20 毫米), 叶尖间隙损失将占据重要的比例。为了保证这种压气机的后面级效率能达到适当的数值, 在现代先进压气机设计上采用主动间隙控制技术。即通过适当地选择动叶和机匣的材料, 以及通过调节活门控制冷却空气来改变机匣的温度调整动叶和机匣间的间隙大小, 以达到发动机不同工况时具有尽量小的叶尖间隙, 以提高级性能。

§ 5 多级轴流压气机气动设计的主要要求及其和基元级气流速度三角形参数的联系

上面的分析清楚地表明:

1. 提高级的增压比主要靠加大级的加功量, 要减小压气机的径向尺寸, 就要加大级的流通能力。减轻压气机重量的途径, 从气动设计角度考虑, 主要就是减小压气机的级数和加大流通能力, 也就是加大级的加功量和流通能力。因此对多级压气机提出的增加比, 效率, 重量和尺寸等方面的要求, 在气动设计中可以归结为在保证压气机可靠工作的前提下, 使压气机具有高的加功量, 高的流通能力和效率。这就是多级压气机气动设计中的主要要求, 这种高的级的加功量, 高效率和高流通能力的要求, 同实现这些要求的可能性之间的矛盾, 是多级压气机设计和研究过程中基本矛盾。

如前所述, 加大级的加功量和流通能力同减小损失提高效率以及强度之间存在着矛盾。所以, 上述基本矛盾的各个方面还存在矛盾。另外, 还可以想到, 也不是在所有情况下级的加功量, 效率和流通能力都是同等重要的。如多级压气机后面各级的流通能力对压气机就不象第一级那样重要(因为气流密度由前往后逐级加大了)。所以可能也必须从具体情况出发进行具体分析, 找出在设计中要解决的主要矛盾的侧重方面。

例如, 用在轻型高速歼击机上的发动机的压气机, 则可侧重于减轻重量和径向尺寸, 即级的加功量和流通能力要大, 而在压气机的效率方面可作些让步。对于远程轰炸机和运输机用的压气机则是相反。为了说明这个问题, 我们将两种不同用途飞机装用的发动机的压气机的某些数据列表, 见表 1-4、表 1-5 和表 1-6。

(1) 从第一级的增压比, 加功量和效率来看

表 1-4

发 动 机 型 号	装 用 机 种	$\pi_{k_{st}}^*$	$L_{k_{st}}(\text{J/kg})$	$\eta_{k_{st}}^*$
A	高 速 歼 击 机	1.490	40809.6	0.80
C	中 型 轰 炸 机	1.266	23298.8	0.87

(2) 从总的增压比, 平均级增压比和级数来看

表 1-5

发 动 机 型 号	π_k^*	$\pi_{k_{av}}^*$	Z
A	8.85	1.438	6
C	6.78	1.220	8

值得注意的是, A 型发动机的压气机总增压比高于 C 型的, 尽管级数还少两级。

(3) 最后反映在整个压气机的 $W_{k.s}$, φ_k 和 η_k^* 上则如表 1-6 所示。

表 1-6

发 动 机 型 号	$W_{k.s}(\text{kg/kg}\cdot\text{S})$	$\varphi_k(\text{kg/M}^2\cdot\text{S})$	η_k^*
A	0.469	176.5	0.775
C	1.21	118.0	0.842

可以看出, 这种抓主要矛盾侧重面的考虑是比较明显的。

2. 前面分析中所说到的, 影响级的加功量、流通能力和效率的基元级气流速度三角形

上的参数是 $\Delta W_u(\bar{H}_K)$, $C_{1a}(\bar{C}_a)$, $C_{1u}(\Omega_K'$ 或 $\alpha_1)$, 和 U 。在基元级工作轮叶片进口和出口的圆周速度、轴向速度相等的情况下, 则它们完全确定了基元级气流速度三角形。这就是多级轴流压气机气动设计的主要要求和基元级气流速度三角形之间的内在联系。

影响级加功量, 流通能力和效率的因素还有几何参数。前面提到的这些几何参数是: 叶栅稠度 b/t 、轮毂比 d 、叶片的形状、叶尖间隙和轴向间隙等。 d 和叶片强度及结构有关, 和流通能力有关, 要综合考虑这两方面的因素来选取。而稠度 b/t 和叶型的形状, 在下一节中我们将会看到, 它们同气流速度三角形也有一定的联系。

这样一来, 如果我们根据给定的原始条件(设计要求和原始参数), 确定了基元级气流速度三角形的上述参数, 再根据叶栅几何参数和速度三角形之间的联系(下一节叙述), 设计出和所确定的速度三角形相适应的基元级叶栅叶型, 那么, 我们就把给定的原始条件落实到了基元级叶片上。这就是基元级的气动设计。

第三节 轴流压气机亚音速级基元级气动设计

轴流压气机基元级气动设计, 就是根据给定的原始条件所确定的基元级气流速度三角形, 配上相应的叶栅叶型。根据什么来做这一工作呢? 是不是任意设计出一个叶栅和叶型就能得到合乎要求的预想结果呢? 不是的。如果我们没有按照气流流过叶栅叶型的客观规律, 而是任意地给基元级气流速度三角形配上叶栅和叶型, 那么在实践中我们就会失败, 就会得不到预先确定的基元级气流速度三角形, 就会得不到合乎原始条件要求的结果。这就是说, 为了按照原始条件要求给基元级气流速度三角形配上相应的叶栅和叶型, 就必须找到气流流过叶栅叶型的规律性, 也就是必须找到基元级气流速度三角形和叶栅几何参数间的内在联系。本节主要的将叙述这种联系。

同时, 我们可以看出, 设计要求和原始参数落实到叶栅和叶型, 基元级气流速度三角形起了重要的桥梁作用。所以本节对于设计的原始条件和叶栅几何参数之间的联系的桥梁—基元级气流速度三角形, 还要作一些讨论。接着还要说清楚叶栅几何参数以及叶栅与气流相对位置参数的确切含义, 然后再叙述气流速度三角形和叶栅几何参数间的联系。

§ 1 关于基元级气流速度三角形的进一步说明

已经知道, 基元级的气流速度三角形是由工作轮基元叶片进出口的两个气流速度三角形叠合在一起而构成的。图 1-3-1 中表示了压气机基元级最一般情况下的气流速度三角形, 图中 C_3 表示级出口即静子基元叶片出口的气流的绝对速度, 对于多级来说, 它是下一级的进口气流的绝对速度。此时 $C_{2a} \approx C_{1a}$, $C_{3a} \approx C_{2a}$, $U_2 \approx U_1$ 。因此要完全确定工作轮基元叶片进口和出口的气流速度三角形需要六个参数。这六个参数可以是: U_1 , C_{1a} , C_{1u} , U_2 , C_{2a} ,

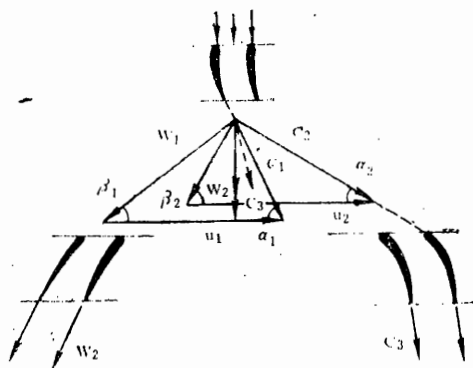


图 1-3-1

C_{2u} 。因为它们确定后，速度三角形上所有其它的量（速度和角度）都可计算出来。

但是，在亚音速级中，由于级增压比不大（1.10~1.35），级前后气流的比重变化较小，轴向速度的差别（ $C_{1u} - C_{2u}$ ）一般不超过 C_{1u} 的 5~10%。故在一个级中可近似地认为 $C_{1u} \approx C_{2u}$ ；又由于基元级前后所在半径位置变化也不太大，就近似地取 $U_1 = U_2$ 。在这种情况下，基元级气流速度三角形只要四个参数就可决定。参看图 1-3-2，这四个参数可以是 U ， C_{1a} ， C_{1u} 和 ΔW_u （或 ΔC_u ）。因为它们已知时，速度三角形上其它的量都可求出，比如

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + (U - C_{1u})^2}, \quad \beta_1 = \sin^{-1}(C_{1a}/W_1),$$

$$C_2 = \sqrt{C_{1a}^2 + (C_{1u} + \Delta C_u)^2}, \quad \text{等等。}$$

这四个参数还可以是 U ， $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K 。

因为根据 $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K 的意义可知，给定 U ， $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K ，就是给定了 U ， ΔW_u ， C_{1u} 和 C_{1a} 。所以，有的计算中就采用这四个参数作为决定基元级气流速度三角形的基本参数。

还可指出，给定系数 $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K ，基元级气流速度三角形的形状就确定了。因为这时组成基元级气流速度三角形的两个三角形的各角度的大小已被确定。由图 1-3-2 可知

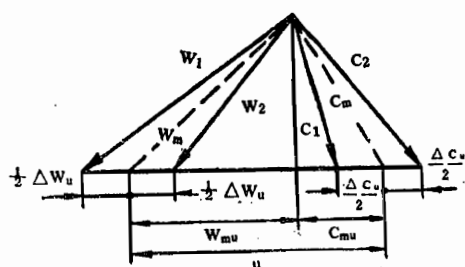


图 1-3-2

$$\beta_1 = \text{tg}^{-1}(C_{1a}/W_{1u}) = \text{tg}^{-1}(\bar{C}_a/(W_{1u}/U)), \quad (1-3-1)$$

$$W_{1u}/U = 1 - C_u/u = \Omega'_K + \frac{1}{2} \bar{H}_K \quad (1-3-2)$$

$$\beta_2 = \text{tg}^{-1}(C_{2a}/W_{2u}) = \text{tg}^{-1}(\bar{C}_a/(W_{2u}/U)), \quad (1-3-3)$$

$$W_{2u}/U = \Omega'_K - \frac{1}{2} \bar{H}_K, \quad (1-3-4)$$

$$\alpha_1 = \text{tg}^{-1}(\bar{C}_a/(C_{1u}/U)), \quad (1-3-5)$$

$$\alpha_2 = \text{tg}^{-1}(\bar{C}_a/(C_{2u}/U)), \quad (1-3-6)$$

$$C_{2u}/U = 1 - \Omega'_K + \frac{1}{2} \bar{H}_K. \quad (1-3-7)$$

就是说，系数 $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K 决定了两个速度三角形的全部角度，从而决定了基元级气流速度三角形的形状。给定一组 $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K 的数值，可以画出一系列形状相似而大小不同的相似的基元级气流速度三角形。只有再给出 U ， C_{1u} ， C_{1a} ， W_{2u} ， W_{1u} 当中任何一个的大小后，基元级气流速度三角形才唯一确定。所以我们说系数 $\bar{H}_K$ ， $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K 是决定基元级气流速度三角形形状的参数。

下面来看一下 Ω'_K 变化时，基元级气流速度三角形的变化。为了更易于分析 Ω'_K 变化引起基元级气流速度三角形形状的变化，引进基元级气流速度三角形的基形概念。

基元级气流速度三角形的基形，就是图 1-3-2 中的由 W_m ， C_m 和 $W_{mu} + C_{mu} = U$ 所构成的三角形。 W_m 是 W_1 和 W_2 的几何平均速度， C_m 是 C_1 和 C_2 的几何平均速度。

$$W_{mu} = \frac{1}{2}(W_{1u} + W_{2u}), \quad (1-3-8)$$

$$C_{mu} = \frac{1}{2}(C_{1u} + C_{2u}), \quad (1-3-9)$$

抓住了基形，就是抓住了基元级气流速度三角形的骨架子，从而便于分析基元级气流速度三角形的变化。假如，由 $\Omega'_K = (W_{1u} + W_{2u})/2U$ 和关系 (1-3-8)，(1-3-9) 可得到

$$W_{mu}/U = \Omega'_K, \quad (1-3-10)$$

$$C_{mu}/U = 1 - \Omega'_K. \quad (1-3-11)$$

给定 Ω'_K ， ΔW_u ， C_{1a} 和 U ，由 (1-3-10) 和 (1-3-11) 求出 W_{mu} 和 C_{mu} ，就可画出基元级气流速度三角形的基形。然后在 W_{mu} 上加上和减去 $\Delta W_u/2$ ，就可得到 W_{1u} 和 W_{2u} ，从而画出 W_1 和 W_2 ；再在 C_{mu} 上加上和减去 $\Delta C_u/2$ ，就可得到 C_{2u} 和 C_{1u} ，从而画出 C_1 和 C_2 ；这就确定了基元级的气流速度三角形。

对于相同的 C_{1a} ， ΔW_u 和 U ，给定不同的 Ω'_K ，按上述方法就可很快地画出不同的基元级气流速度三角形从而可看出 Ω'_K 对速度三角形的影响。

1. $\Omega'_K = 0$

由 (1-3-10) 和 (1-3-11) 式知道， $W_{mu} = 0$ ， $C_{mu} = U$ 。则基形是 C_m 为斜边、以 C_{1a} 和 $C_{mu} = U$ 为直角边的直角三角形。如图 1-3-3a 的左图所示。此时，因为

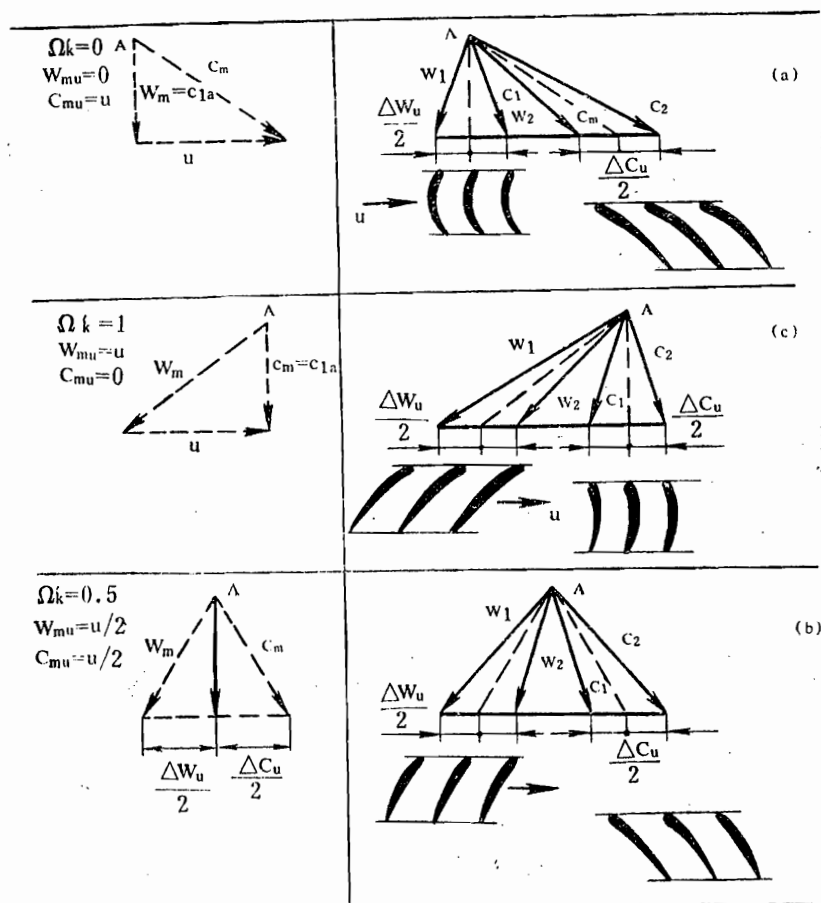


图 1-3-3

$$W_{mu} + \Delta W_u/2 = \Delta W_u/2, W_{mu} - \Delta W_u/2 = -\Delta W_u/2,$$

$$C_{mu} + \Delta C_u/2 = U + \Delta C_u/2, C_{mu} - \Delta C_u/2 = U - \Delta C_u/2.$$

所以对应的基元级气流速度三角形如图 1-3-3a 右图所示。气流在工作轮基元叶片中只改变相对速度的方向，而大小不变（这称为冲击式工作轮叶片）。气流在静叶中绝对速度的大小和方向均改变。基元级压力的增加完全靠静子叶片。

2. $\Omega_K' = 0.5$

此时 $W_{mu} = \frac{1}{2}U$, $C_{mu} = \frac{1}{2}U$ 。基形是以 C_m 和 W_m 为两等边的等腰三角形，如图 1-3-3b 的左图所示。对应的基元级气流速度三角形如图 1-3-3b 右图所示。气流在工作轮基元叶片中相对速度的大小和方向均变化（这称为反力式工作轮叶片），气流在静叶中绝对速度大小和方向的改变同工作轮基元叶片里相对速度的变化完全相同（对称速度三角形）。基元级压力的增加依靠动叶和静叶两者。

3. $\Omega_K' = 1.0$

此时 $W_{mu} = U$, $C_{mu} = 0$ 。基形是以 W_m 为斜边的直角三角形，见图 1-3-3c 左。相应的基元级速度三角形如图 1-3-3c 的右图所示。气流在工作轮基元叶片中相对速度的大小和方向都变化，而气流在静叶中绝对速度的大小不变，只改变方向。基元级的压力增加完全依靠动叶。

可以看出，在相同的其他条件下， Ω_K' 从 0 加大到 1 时，基形的顶点（也就是基元级气流速度三角形的顶点 A），从组成基形的 U 向量始端的垂线上，移到 U 向量末端的垂直线上。在此过程中，相对速度 W_1 逐渐加大， W_2 则先减小后增加，差值 $(W_1^2 - W_2^2)$ 加大； C_2 逐渐减小， C_1 则先减小后又增加，差值 $(C_2^2 - C_1^2)$ 减小。在 $\Omega_K' = 0.5$ 时，基形顶点在组成基形的 U 向量的中点的垂直线上。基元级气流速度三角形成为对称形状。

Ω_K' 变化时，基元级气流速度三角形的这样变化，必然引起基元级效率的变化。因此在设计中要根据具体情况选定适当的 Ω_K' 值，以使基元级有效功在提高气流的压力上得到合适的分配，来获得高的基元级的效率。根据分析，对于亚音速级， $\Omega_K' = 0.5$ 时能获得基元级比较高的效率。当然 Ω_K' 的选取，不能只考虑效率一个方面，还必须考虑气流参数沿径向的变化，以及对级加功量和流通能力的影响等，要全面衡量加以确定。这个问题在后面还将讨论。

§ 2 叶栅几何参数及说明气流和叶栅相对位置的参数

我们要找的是气流速度三角形和叶栅几何参数的联系，所以要首先说一说叶栅几何参数的含义，并在此基础上明确叶栅进口和出口气流角和叶型构造角之间的关系。

(一) 叶栅几何参数以及进口气流角和叶型构造角间的关系。

叶栅几何参数包括叶栅中的叶型几何参数和叶型之间的相互位置的参数。

1. 叶型几何参数(图1-3-4)

(1) 叶型的中弧线即中线。是叶型内切圆中心的连线。

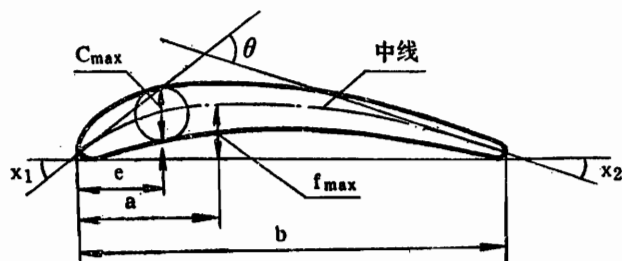


图 1-3-4

(2) 弦长 b ，一般指的是气动弦长，它是中线两端点间的距离。

(3) 叶型的最大厚度 $C_{\max}$ 及其到前缘的距离 e 。 $C_{\max}$ 是叶型最大内切圆的直径。 e 是最大厚度位置到叶弦前端点的距离。通常用相对值表示它们，即

$$\bar{C} = C_{\max}/b, \quad \bar{e} = e/b。$$

(4) 叶型的最大挠度 $f_{\max}$ 及其到前缘的距离 a 。 $f_{\max}$ 是中线到叶弦的最大距离。 a 是 $f_{\max}$ 位置到叶弦前端点的距离，对应的相对值为

$$\bar{f} = f_{\max}/b, \quad \bar{a} = a/b。$$

(5) 叶型的弯曲角 θ (弯度) 及中线的前缘角 x_1 和后缘角 x_2 。 θ 是叶型中线前缘切线和后缘切线间的夹角，它表示叶型的弯曲程度。 x_1 是中线前缘切线和叶弦的夹角， x_2 是中线后缘切线和叶弦的夹角。显然

$$\theta = x_1 + x_2 \quad (1-3-12)$$

(6) 叶型凸面 (吸力表面) 和凹面 (压力表面) 的型面。通常用坐标表示。在一定的中线形状下，它们取决于原始叶型 (中线为直线的对称叶型) 的型面坐标 (详见后述)，因为图 1-3-4 的叶型是由某一原始叶型弯曲而成的。

2. 叶栅中决定叶型相对位置的几何参数

把叶型排成叶栅，也有一定的要求，就是说叶栅中的叶型必须有确定的位置，如图 1-3-5 所示。

(1) 间距 t (相对间距 t/b) 或稠度 b/t

t 是两相邻叶型对应点沿额线的距离，所谓额线是指叶栅中各叶型前缘或后缘垂直于叶栅轴向线的连线。

(2) 叶型安装角 γ 和叶型前缘或后缘构造角 β_{1c} 和 β_{2c} 。

叶弦和额线的夹角为安装角 γ 。叶型中线前缘切线和额线的夹角为叶型前缘构造角 β_{1c} ；叶型中线后缘切线和额线的夹角为叶型后缘构造角 β_{2c} 。

值得指出的是，这里的 γ ， β_{1c} 和 β_{2c} 都是按额线定义的。它们也可以按叶栅轴线定义。按叶栅轴线定义 γ ， β_{1c} 和 β_{2c} (相应的气流角也按轴线定义) 有它的优点，很多著作中都采用这一种定义。

一个叶栅完全由叶型形状 (中线及型面坐标决定)，稠度 b/t 和安装角 γ 三者决定。

3. 进口、出口气流角和叶型构造角间的关系 (图 1-3-5)

(1) 气流的进口角 β_1 ，冲角 i 和 β_{1c} 的关系。 i 是相对于叶型的来流方向和叶型中线切线 (前缘点) 的夹角。所以有

$$i = \beta_{1c} - \beta_1。 \quad (1-3-13)$$

(2) 气流的出口角 β_2 ，落后角 δ 和 β_{2c} 的关系。 δ 是叶型出口气流方向和叶型中线后缘切线的夹角。所以有

$$\delta = \beta_{2c} - \beta_2。 \quad (1-3-14)$$

(3) 气流的转折角 $\angle\beta$ ，落后角 δ ，冲角 i 和叶型弯曲角 θ 的关系。 $\angle\beta$ 是通过叶栅的气

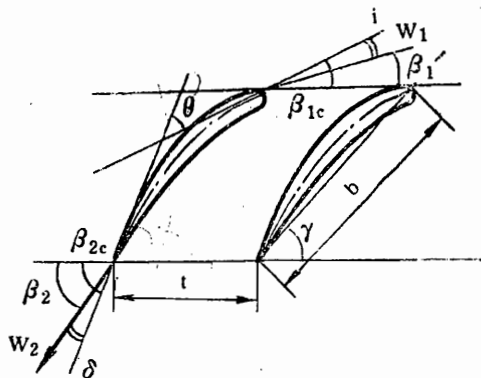


图 1-3-5

流的出口相对气流角 β_2 和进口相对气流角 β_1 的差值, 即 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ 。由图 1-3-5 和式 (1-3-13) 和 (1-3-14) 知

$$\theta = \beta_{2c} - \beta_{1c} = \Delta\beta + \delta - i. \quad (1-3-15)$$

§ 3 平面叶栅额定状态下的实验数据综合结果^[1,2]

原则上讲, 基元级速度三角形和叶栅几何参数间的联系, 可以由实验和理论分析两种途径来获得。目前设计和研究中广泛使用的还是直接利用实验的方法。而在实验方法中用平面叶栅进行系统的吹风来得到这种关系, 则是既简单又经济的方法。现在利用这样方法已经积累了大量的数据, 它们以图线的形式将基元级气流速度三角形参数和叶栅几何参数联系起来, 可供设计和研究中使用。下面叙述的是叶栅额定状态下的实验数据的综合结果。

一、实验装置介绍和实验数据的整理

图 1-3-6 为平面叶栅风洞的简示图。图中 1 是装置基础; 2 是可移动的侧壁; 3 是实验的叶栅; 4 是测量叶栅前静压和总压的装置;

5 是测量叶栅后静压和总压的装置; 6 是改变气流冲角的旋转圆盘; 7 是气流通道; 8 是吸去侧壁附面层的装置。

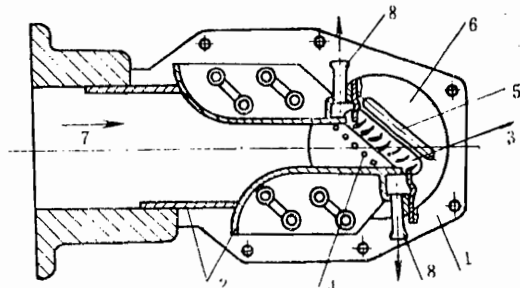


图 1-3-6

被试验的叶型应满足一定的要求。因为我们所试验的是环形叶栅展成平面叶栅, 栅前来流应该均匀, 因此理论上说平面叶栅应有无限宽, 否则受到两边影响, 达不到均匀来流的要求。实际情况下, 所

试验的叶栅叶片数一般不应少于九片。叶栅的高度也不应太小, 否则由于端面影响太大, 参数沿高度变化厉害, 得不到二元流。一般取 $h/b > 2.5 \sim 4.0$ 。保证这两条一般可以大大减小风洞上下端面和左右两侧附面层的影响。为了使附面层的影响减小到最低的限度, 装置中还可采用吸除附层的装置, 即在风洞两侧壁和上下两端面开一些小的隙缝通到抽气的低压地方去, 使附面层中速度较低的空气从隙缝中被吸除掉。

在试验时, 试验叶栅的几何参数 (b/t , θ , β_{1c} , β_{2c} 等) 是已知的, 借转盘 6 改变气流对叶栅的流角 β_1 , 也就是改变冲角 i 。

实验时要测量那些数据? 这要看需要作出什么样的曲线。自变量当然是冲角 i , 因变量可以是 $\Delta\beta$ ($\Delta\alpha$) 和 ω , 也可以是 C_Y 和 C_X 。反正要有一个说明叶栅扩压负荷的参数, 有一个说明损失大小的参数。就是说, 叶栅吹风实验就是要找叶栅扩压负荷大小及损失大小同冲角 i 的关系。

根据扩散因子的计算式, 比如对动叶, 可以得到 D 和气流角间的关系:

$$D = 1 - \frac{\sin(\beta_2 - \Delta\beta)}{\sin\beta_2} + \frac{\cos(\beta_2 - \Delta\beta)}{2b/t} \left[1 - \frac{\tan(\beta_2 - \Delta\beta)}{\tan\beta_2} \right] \quad (1-3-16)$$

可见, 在一定的 b/t 和 β_2 下, $\Delta\beta$ 和 D 因子一一对应, 而且 $\Delta\beta$ 大, D 因子大, 所以在 b/t 和 β_2 一定下, $\Delta\beta$ 表示叶栅扩压负荷特性是合适且简便的参数。

根据叶型升力系数 C_Y 的计算式 (对动叶) 可得

$$C_Y = \frac{2}{b/t} [\cot(\beta_2 - \Delta\beta) - \cot\beta_2] \sin\beta_m - C_X \cot\beta_m,$$

而

$$\cot\beta_m = [\cot(\beta_2 - \Delta\beta) + \cot\beta_2]/2,$$

$$\sin\beta_m = 1/[1 + (\cot(\beta_2 - \Delta\beta) + \cot\beta_2)^2/4]^{1/2}.$$

所以,

$$C_Y = \frac{2}{b/t} [\cot(\beta_2 - \Delta\beta) - \cot\beta_2] / [1 + (\cot(\beta_2 - \Delta\beta) + \cot\beta_2)^2/4]^{1/2} - C_X [\cot(\beta_2 - \Delta\beta) + \cot\beta_2]/2. \quad (1-3-17)$$

在 b/t 和 β_2 一定下, C_Y 和 $\Delta\beta$ 、 C_X 有关。在做实验时, C_X 同时测出, 而且 $\Delta\beta$ 大, C_Y 大。因此 C_Y 作为叶栅扩压负荷性能也是可以的。

平面叶栅系统吹风实验是在低 M 数 ($M \leq 0.4$) 下进行的, 故可用不可压流的关系来计算总压损失系数 $\bar{\omega}$, 即用式

$$\bar{\omega} = 2(P_{w1}^* - P_{w2}^*)/\rho_1 W_1^2.$$

这时 $\bar{\omega}$ 与 C_X 有直接关系。根据动叶栅的能量方程:

$$(W_1^2 - W_2^2)/2 = L_P + L_D = \int_1^2 \frac{dP}{\rho} + L_D = (P_2 - P_1)/\rho + L_D,$$

可以得到

$$C_X \frac{b}{t} \frac{W_m^2}{2} \frac{1}{\sin\beta_m} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} - \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{P_{w1}^* - P_{w2}^*}{\rho} = \bar{\omega} \frac{W_1^2}{2},$$

即

$$C_X \frac{b}{t} \frac{W_{ma}^2 + W_{mu}^2}{2} \frac{1}{\sin\beta_m} = \bar{\omega} \frac{W_{1a}^2 + W_{1u}^2}{2}.$$

所以,

$$C_X = \frac{1 + \cot^2(\beta_2 - \Delta\beta)}{b/t} \frac{\bar{\omega}}{[1 + (\cot(\beta_2 - \Delta\beta) + \cot\beta_2)^2/4]^{3/2}}. \quad (1-3-18)$$

可以明显地看出, 不管用 $\Delta\beta$, $\bar{\omega}$, 还是用 C_Y , C_X 作为性能参数, 平面叶栅吹风实验时只需测量

栅前: P_1 , P_{w1}^* , T_1^* , β_1 ;

栅后: P_{w2}^* , β_2 。

现在假定对于每一 β_1 角已测得了上面一组数据, 则按照下列步骤可算出一组 $\Delta\beta$ 和 $\bar{\omega}$ 值。

(1) 由已知叶栅的 β_{1c} 和冲角 i , 用式 (1-3-13) 求出流入角 β_1 。

(2) 由测量的 β_2 和已知的 β_{2c} 用 (1-3-14) 式求出落后角 δ 。

(3) 由测量的 β_2 和 β_1 求气流的转折角 $\Delta\beta$ 。

(4) 由测量的 T_1^* 求出叶栅前的临界音速,

$$a_{cr1} = \sqrt{\frac{2}{K+1} KRT^*}.$$

(5) 由测量的 P_1 和 P_1^* 求 $\pi(\lambda_{w1})$, λ_{w1} 和 $\tau(\lambda_{w1})$ 。

(6) 算出叶栅前的相对速度 $W_1 = \lambda_{w_1} \cdot a_{cr_1}$ 。

(7) 算出进口气流的静温 $T_1 = T_1^* \tau(\lambda_{w_1})$ 。

(8) 由 P_1 和 T_1 算出叶栅前气流的密度 $\rho_1 = P_1 / RT_1$ 。

(9) 算出叶栅的总压损失系数 $\bar{\omega}$

$$\bar{\omega} = 2(P_{w_1}^* - P_{w_2}^*) / \rho_1 W_1^2。$$

式中 $P_{w_1}^*$ 和 $P_{w_2}^*$ 为叶栅前和后面的相对总压。由于平面叶栅是固定不动的，故在此条件下即为叶栅前后的绝对总压。

如果叶栅前动压头 $\rho_1 W_1^2 / 2$ 用 $P_{w_1}^* - P_1$ 代替，则(7)到(9)步不必计算，而用

$$\bar{\omega} = (P_{w_1}^* - P_{w_2}^*) / (P_{w_1}^* - P_1)$$

计算 $\bar{\omega}$ 。

这样，就可得到：在一定叶栅几何参数下， β_1 、 β_2 、 W_1 、 $\bar{\omega}$ 同冲角 i 的关系。 β_1 、 β_2 (或 $\Delta\beta$) 和 W_1 决定了基元级速度三角形的相对速度部分， $\bar{\omega}$ 决定了工作轮叶栅的损失。可以设想，将静子叶栅也作同样的实验，同样可以得到在一定几何参数下， α_2 、 α_3 (或 $\Delta\alpha$)、 C_2 、 $\bar{\omega}$ 同冲角 i 的关系，就是说，可以得到基元级速度三角形的绝对速度部分和静子叶栅中的损失。因此，在一定的条件下，不同的平面叶栅的吹风实验，确实能建立起叶栅几何参数同速度三角形参数以及损失之间的联系。

通常我们把 $\Delta\beta$ (或 $\Delta\alpha$) = $f(i)$ 和 $\bar{\omega} = f(i)$ 的关系曲线叫平面叶栅的正常特性。

二、正常特性的变化规律和叶栅的额定工作点

作点

在一定的叶栅几何参数下，正常特性线的典型实验结果示于图 1-3-7 上。

由图可以看出，对于一定的叶栅，当冲角从负值(图中左边较大的负值除外)向正值增加时，气流的转折角 $\Delta\beta$ 随冲角几乎成正比的加大，总压损失系数略有增加；当 i 达到某一数值 i_{H0} 之后， $\Delta\beta$ 随着 i 的加大而增加的速度减慢， $\bar{\omega}$ 的增加却显著了，直到 $\Delta\beta$ 达到最大值 $\Delta\beta_{max}$ 为止。当 $\Delta\beta = \Delta\beta_{max}$ 时的冲角，一般叫临界冲角，用 i_{cr} 表示。另外当 i 负值较大时， $\bar{\omega}$ 也显著加大。

正常特性的这样变化，乃是由于冲角的正负数值都不太大时，气流在叶型上没有分离，落后角 δ 几乎不变，即 β_2 几乎不变，由(1-3-15)式知 $\Delta\beta = \text{常数} + i$ ，所以 $\Delta\beta$ 随 i 几乎成正比的加大。此时叶型对气流的阻力基本上就是附面层的粘性摩擦所引起，故 $\bar{\omega}$ 只稍有增加，当达到 i_{H0} 时，气流在叶型背面靠近后缘处发生分离，随着 i 的增加，分离点向前缘移动，分离区扩大，所以损失增加显著起来，同时由于落后角逐渐加大， β_2 逐渐减小，使 $\Delta\beta$ 随 i 的增加而增大的速度减慢。当气流冲角加大到 i_{cr} 时，由于气流分离引起的落后角的加大，完全抵消了冲角 i 的增加，故 $\Delta\beta$ 达到最大值。当冲角超过 i_{cr} 后，气流发生严重分离，落后角大大增加， $\Delta\beta$ 开始下降，流动损

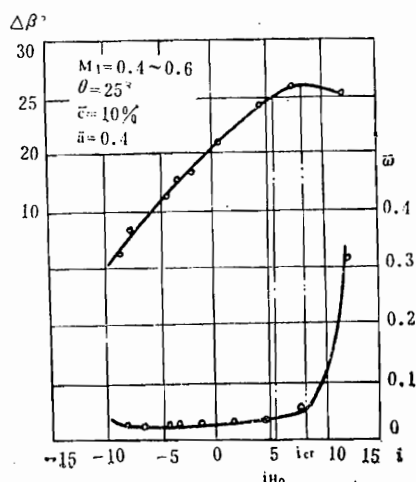


图 1-3-7

失剧烈加大。另外，当冲角负值太大时，由于叶型凹面出现分离，故损失也显著加大，如图 1-3-8 所示。

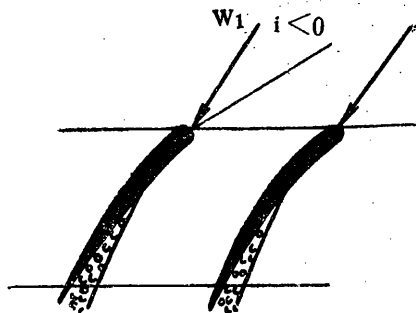


图 1-3-8

平面叶栅实验特性的上述规律，对于压气机的气动设计实践能得出什么样的指导性的结果呢？我们说由它可以得到叶栅的设计工作点。根据压气机气动设计的要求，为了在一级内得到尽可能大的加功量和较高的效率，基元级叶栅的设计工作点就必须选在气流转折角尽可能大而对应的总压损失又不要太大的那一点上。这个点如果选在 i_{cr} 处就不太合适，因为此时 $\Delta\beta$ 虽然最大，但是总压损失也较大。而且更重要的是没有余地，当冲角稍一增加，叶栅就进入严重的失速（气流严重的分离所引起），所以一般把叶栅的设计工作点选在 $0.8\Delta\beta_{max}$ 那一点附近（注意叶栅设计工作点的选定不是唯一的）。这样既照顾了大的加功量又照顾了适当的效率要求，同时，叶栅工作又留有一定的余地。这个点一般叫做叶栅的额定工作点。为了区别，叶栅额定工作点的参数在右上角加个星号，如 $\Delta\beta^*$, β_2^* , i^* , δ^* 等。

正如上面提到的，叶栅设计工作点的选择不是唯一的。在某个具体情况下，可在正常特性图上取另一点作为叶栅的设计工作点，比如取最小损失点。

叶栅设计好后，实验得到的正常特性线，是反映该叶栅在非设计工况时的工作情况，即冲角偏离设计冲角时，叶栅性能的变化。每个叶栅都有它自己的特性线。

已经说到，在 $i \leq i^*$ 范围内， $\Delta\beta$ 与 i 几乎成直线关系，即

$$\Delta\beta = i + C, \text{ 其中 } C \text{ 为常数。}$$

对于额定工作点，当然也有

$$\Delta\beta^* = i^* + C。$$

消去常数 C ，得 $\Delta\beta = \Delta\beta^* + i - i^*$ ，或者

$$\Delta\beta / \Delta\beta^* = (i - i^*) / \Delta\beta^* + 1。 \quad (1-3-19)$$

若以 $\Delta\beta / \Delta\beta^*$ 为纵坐标，以 $(i - i^*) / \Delta\beta^*$ 为横坐标，则所有叶栅特性线的直线段均可用一条共同的直线表示之，如图 1-3-7a 所示。该图称为叶栅综合特性线。

三、平面叶栅的额定特性及其变化规律

对于几何参数一定的叶栅进行实验，只能得出一个额定工作点，即只能找到和给定叶栅相适应的一个 β_2^* , $\Delta\beta^*$, W_1^* , i^* , ω^* 等的值就是说只能找到叶栅几何参数和设计的基元级速度三角形间关系的一个点。显然，为了得到这种关系的曲线，即不同参数的叶栅和不同的设计速度三角形参数间的对应关系，就必须对各种叶栅，重复进行正常特性的试验，找到

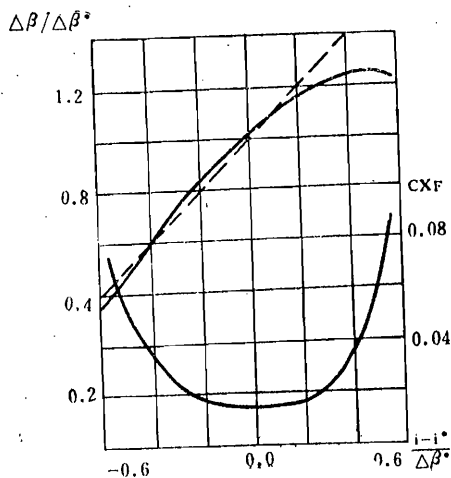


图 1-3-7a

所有叶栅的额定工作点。

现在, 在这方面已经进行了大量的实验, 并对实验数据进行了大量的综合分析。所得的结果指出, 在

$$b/t = 0.5 \sim 2.5, \theta = 0^\circ \sim 40^\circ, a = 0.4 \sim 0.45,$$

$$\bar{C} = 0.05 \sim 0.12, i = \pm 5^\circ$$

的范围内, 对于一般压气机中采用的叶栅, 气流转折角的额定值 $\Delta\beta^*$, 主要地随叶栅稠度 b/t 和叶栅的叶型安装角 γ 而变化, 和叶型的其它参数 ($\bar{C}$, θ , f , a , e , 原始叶型等) 关系不大。这样, 就可以把已有的试验数据加以综合, 并表示成 $\Delta\beta^* = f(b/t, \gamma)$ 形式的关系。实用中常把 γ 换成 β_2 (因为对于一定的叶型来说, γ 取决于 β_{2c} , 而 $\beta_2 = \beta_{2c} - \delta$)。于是得到图 1-3-9 所示的曲线, $\Delta\beta^* = f(b/t, \beta_2^*)$ 。由于该曲线是由叶栅额定工作点所构成, 故把它叫做额定特性线。又因为它是叶栅额定工作情况下的主要特性线, 故又叫主特性。

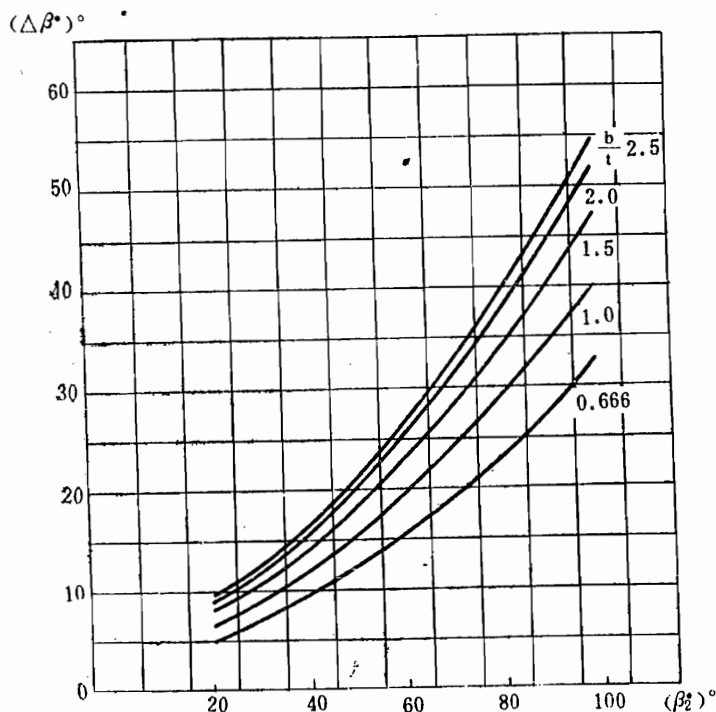


图 1-3-9

再次强调, 必须注意叶栅主特性和正常特性的区别。正常特性线是表示同一几何参数的叶栅在气流冲角发生变化时叶栅性能的变化, 就是同一几何参数的叶栅, 工作于不同速度三角形时的情形。比如已经制成的压气机在不同工况下(比如转速发生变化)工作时, 叶栅中的流动近似属于这种情况。而主特性则是不同几何参数叶栅和其额定工作点气流速度三角形的对应关系, 它上面的每一点, 对应着不同的叶栅, 对应着不同的设计速度三角形。

主特性为什么有这样的变化规律? 也就是为什么(1)稠度 b/t 加大, 额定气流转折角 $\Delta\beta^*$ 加大? (2)叶栅的气流额定出口角 β_2^* 增加, 气流额定的转折角 $\Delta\beta^*$ 也加大?

因为气流流过叶栅时, 由于弯曲的叶栅通道的作用, 迫使气流方向发生转折, 气流发生转折后运动轨迹变成曲线, 因而在离心力的作用下总有自叶型凸表面分离的趋势; 又由于弯

曲通道是扩张形的,故气流在通道中压力升高,气流沿压力加大的方向流动,这将促使气流自叶型凸表面分离。因此,在弯曲的扩压通道中气流是否分离,和直的扩压通道相类似,取决于扩压的大小和完成此扩压时气流流经叶片弯曲通道的长度。扩压大容易分离。流经弯曲通道的长度小容易分离。如果在一定的 β_2 下,将叶栅的 b/t 加大(比如 b 不变将 t 减小),则如图 1-3-10 所示,由于弯曲通道对气流的作用长度加大,它允许气流有更大的扩压,即更大的转折才会发生分离,故 b/t 加大,许用的额定转折角 $\angle\beta^*$ 增加。当叶栅稠度 b/t 一定时,额定的出口角 β_2^* 设计得大,叶型的安装角就要加大。假设 b 不变,则如图 1-3-11 所示,弯曲通道对气流的作用长度也加大,许用的额定转折角增加。故 β_2^* 加大时, $\angle\beta^*$ 也增加。

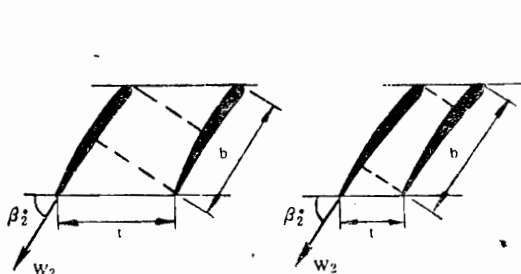


图 1-3-10

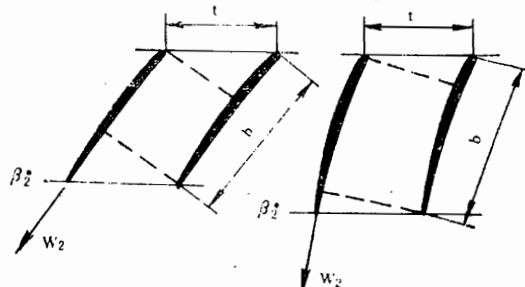


图 1-3-11

四、叶栅出口气流落后角的半径经验公式

平面叶栅吹风实验的另一重要结果,是根据实验数据综合得出的额定落后角的半径经验公式如下(毫威尔公式):

$$\delta^* = m\theta / \left(\frac{b}{t}\right)^n \quad (1-3-20)$$

$$m = 0.18 + 0.23(2\bar{a})^2 - 0.002\beta_2^* \quad (1-3-21)$$

式中 β_2^* 的单位按度计算。指数 n 对压气机工作轮叶片和静子叶片 $n = 1/2$;对压气机进口导流叶片的收敛叶栅 $n = 1.0$; $\bar{a}$ 在 $0.4 \sim 0.5$ 内选取。

注意到 $\beta_2^* = \beta_{2c} - \delta^*$,将(1-3-21)式代入(1-3-20)式得到

$$\delta^* = \frac{0.23(2\bar{a})^2 - 0.002\beta_{2c} + 0.18}{\frac{1}{\theta}\sqrt{b/t} - 0.002} \quad (1-3-22)$$

必须指出,在几何形状已定的叶栅中,当 β_1 角(或冲角 i)变化时,落后角 δ (也就是 β_2)不是不变的。冲角 i 加大(β_1 减小)总是引起 δ 角的某些增加(β_2 减小)。但是如果流过叶栅的气流没有分离,对于常用的叶栅稠度,则所得出的 δ 角的变化不大,一般不超过 $1^\circ \sim 2^\circ$ 。因此,当冲角稍小于额定冲角时也可以近似地用(1-3-22)式去计算落后角。

计及叶栅几何参数的影响,对气流转折角的额定值 $\angle\beta^*$ 和落后角 δ^* 能作定量的估算,乃是压气机平面叶栅系统吹风实验的最重要的结果。它们建立了叶栅几何参数和基元级气流速度三角形参数间的联系。当我们根据设计要求确定了基元级气流速度三角形后,就可以由上述结果,找到相应叶栅的几何参数 b/t , θ , β_{1c} 和 β_{2c} 等。因为速度三角已知时, $\angle\beta^*$, β_2^* 为已知值,则由图 1-3-9 可找到稠度 b/t 。再根据(1-3-20)和(1-3-21)式得到叶型弯

曲角 θ 的计算式:

$$\theta = (\Delta\beta^* - i^*) / (1 - mt/b)。 \quad (1-3-23)$$

在 $\pm 5^\circ$ 范围内选定 i^* , 在 $0.4 \sim 0.5$ 范围选定 a , 由式 (1-3-23) 和 (1-3-21) 式可求出 θ , 则

$$\beta_{2c} = \beta_2^* + \delta^*, \quad \beta_{1c} = \beta_1^* + i^*。$$

其中 δ^* 由 (1-3-20) 和 (1-3-21) 式计算。

然而, 对 $\Delta\beta^* = f(\beta_2^*, b/t)$ 曲线的分析指出, 不同稠度的叶栅所给出的气流额定转折角之间的比值和出口角 β_2^* 无关。换句话说, 如果在不同的 β_2^* 下, 求得两个稠度的叶栅的额定转折角 $\Delta\beta^*$ 的比值, 则将是相同的。例如

$$\begin{aligned} \beta_2^* = 70^\circ \text{ 时, } \quad b/t = 0.666, \quad b/t = 2.0, \\ \Delta\beta^* = 19^\circ 10', \quad \Delta\beta^* = 30^\circ 30', \\ \beta_2^* = 60^\circ \text{ 时, } \Delta\beta^* = 15^\circ 45', \quad \Delta\beta^* = 25^\circ 00'. \end{aligned}$$

则

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta\beta_{b/t=0.666}^*}{\Delta\beta_{b/t=2.0}^*} \right) \beta_2^* = 60^\circ &= \frac{15^\circ 45'}{25^\circ} = 0.629, \\ \left(\frac{\Delta\beta_{b/t=0.666}^*}{\Delta\beta_{b/t=2.0}^*} \right) \beta_2^* = 70^\circ &= \frac{19^\circ 10'}{30^\circ 30'} = 0.6285. \end{aligned}$$

○ 这样一来, 在所有的 β_2^* 下, 一定稠度的叶栅所给出的额定转折角和稠度 $b/t = 1.0$ 的叶栅所给出的额定转折角的比值为

$$E = \Delta\beta^* / \Delta\beta_{b/t=1.0}^*$$

将是相同的。因此, 根据图 1-3-9 上的数据, 求出不同的 b/t 时的比值 E 后, 就可画出图 1-3-12 所示的 E 对 b/t 的关系曲线。

对于给定的 $\Delta\beta^*$ 和 β_2^* , 利用图 1-3-12 求所需要的叶栅稠度 b/t , 比利用图 1-3-9 要好找一些。所以在有的计算方法中, 只给出图 1-3-9 中 $b/t = 1.0$ 那条曲线和图 1-3-12。这时由给定的 β_2^* 在图 $\Delta\beta^* = f(b/t = 1.0, \beta_2^*)$ 上找出 $\Delta\beta_{b/t=1.0}^*$; 计算出 $\Delta\beta^* / \Delta\beta_{b/t=1.0}^*$ 值, 再由图 1-3-12 求出所需的稠度 b/t 。

为了应用上的准确, 表 1-7 给出了 E 对 b/t 的变化数据。

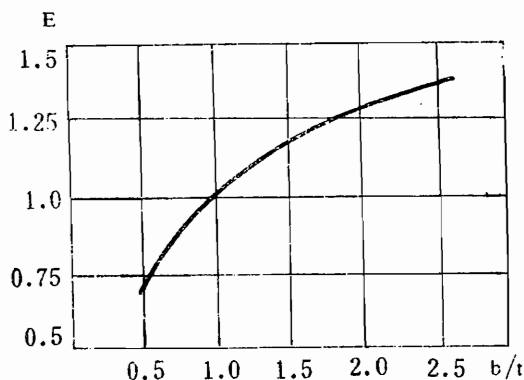


图 1-3-12

表 1-7

b/t	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
E	0.80	0.88	0.93	1.0	1.06	1.12	1.17	1.22	1.265	1.31	1.35	1.38

五、主特性的另一种表示形式

虽然就基元级气动计算来说, 上述图线已经够用了, 但是为了更清楚地看清决定基元级气流速度三角形形状的系数 $\bar{H}_K$, $\bar{C}_D$ 和 Ω_K 之间、以及它们和叶栅几何参数之间的联系, 主特性可以表示成另一种形式, 这对分析这些参数的影响, 从而更合理地确定它们的值将是有益的。

由 (1-3-1) 和 (1-3-3) 式可知

$$\cot \beta_1^* - \cot \beta_2^* = W_{1u}/C_{1a} - W_{2u}/C_{1a} = \overline{H}_K / \overline{C}_a \quad (1-3-24)$$

由图 1-3-2 知

$$\cot \beta_m^* = W_{mu}/C_{1a} = (W_{1u} + W_{2u})/2C_{1a},$$

即

$$\Omega_K' / \overline{C}_a = (\cot \beta_1^* + \cot \beta_2^*)/2. \quad (1-3-25)$$

利用 (1-3-24) 和 (1-3-25) 式将曲线图 1-3-9 按下列步骤作变换:

(1) 给定 b/t 值, 如 $b/t = 1.0$;

(2) 由图 1-3-9, 在其上取不同的 β_2^* , 在 $b/t = 1.0$ 的曲线上找出相应的 $\Delta \beta^*$, 并按 $\beta_1^* = \beta_2^* - \Delta \beta$ 算出 β_1^* ;

(3) 把 β_1^* 和 β_2^* 的一组数值代入 (1-3-24) 和 (1-3-25) 中求出相应的 $\overline{H}_K / \overline{C}_a$ 和 $\Omega_K' / \overline{C}_a$ 的一组数值, 由此可画出 $\overline{H}_K / \overline{C}_a = f(b/t = 1.0, \Omega_K' / \overline{C}_a)$ 的一条曲线。

给定不同的 b/t , 重复上述步骤, 就可以将图 1-3-9 上的曲线变换成图 1-3-13 所表示的曲线。就是用决定基元级气流速度三角形形状系数所表示的特性的另一种形式。

由图 1-3-13 可以看出, 对于每一个叶栅稠度, 在 $\Omega_K' / \overline{C}_a$ 的一定范围内, $\overline{H}_K / \overline{C}_a$ (即 $\Delta W_u / C_a$) 几乎不随 $\Omega_K' / \overline{C}_a$ 变化, 即 $\Delta W_u / C_a$ 可以看作仅是 b/t 的函数。利用一经验公式表示, 就是

$$\Delta W_u / C_a = 1.55 / (1 + 1.5t/b),$$

这就是上节提到的 (1-2-3) 式。这个公式的应用范围根据曲线的平坦段的大小而定。 $\Omega_K' / \overline{C}_a$ 的上限, 不管 b/t 的大小如何, 可以规定为 $\Omega_K' / \overline{C}_a = 1.2$; $\Omega_K' / \overline{C}_a$ 的下限和 b/t 的大小有关, 可以按

$$\Omega_K' / \overline{C}_a = 1.2 / (1 + 1.5t/b)$$

来确定。公式 (1-2-3) 可以用来初步估算和分析系数 $\overline{C}_a$ 和 $\overline{H}_K$ 的影响, 但要注意该式成立的条件。

为了更清楚看出 $\overline{C}_a$, $\overline{H}_K$ 和 Ω_K' 的关系, 在图 1-3-13 中, 对于固定的 b/t (比如 $b/t = 1.0$), 可以进一步画出图 1-3-14 的曲线。在 $b/t = \text{常数}$ 下, 利用它分析 $\overline{H}_K$, Ω_K' 和 $\overline{C}_a$ 的关系比图 1-3-13 方便。

由图 1-3-14 的曲线可以看出, 在一定的 b/t 值下:

(1) 如果不受什么限制, 应该尽可能选较大的 $\overline{C}_a$ 值, 这样可以获得大的加功量系数 $\overline{H}_K$;

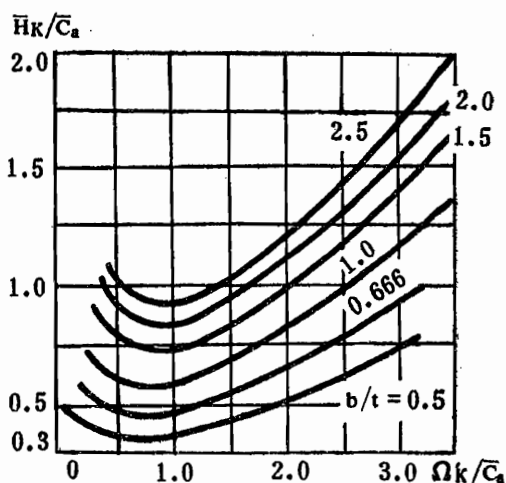


图 1-3-13

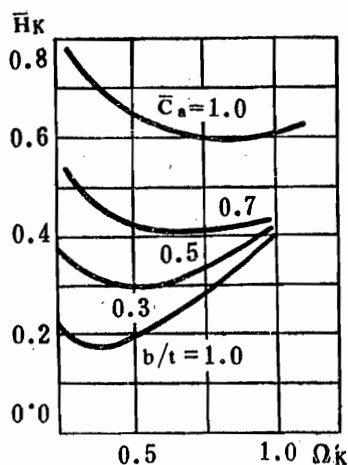


图 1-3-14

(2) 在 $\bar{C}_a$ 较大的情况下, 反力度 Ω'_K 在常用的范围内变化对 $\bar{H}_K$ 的影响不大; 对于 $\bar{C}_a$ 较小值时, 则应选取大的反力度, 以加大级的加功量系数 $\bar{H}_K$ 。

上面给出的曲线是关于 β_2^* , b/t , 对 $\Delta\beta^*$ 、或者 b/t , $\bar{C}_a$, Ω'_K 对 $\bar{H}_K$ 的影响, 为了既考虑级的加功量又考虑到损失, 以便更全面地分析问题。这里再给出根据实验数据计算得到的另外两个图线。一个是在 $b/t=1.0$ 时, $\bar{C}_a$ 和 Ω'_K 对基元级效率的影响; 另一个是 $\Omega'_K=0.5$ 时, 在工作轮叶栅和静子叶栅不同稠度下, 基元级效率和流量系数 $\bar{C}_a$ 的关系。这两个关系分别示于图 1-3-15 和图 1-3-16。

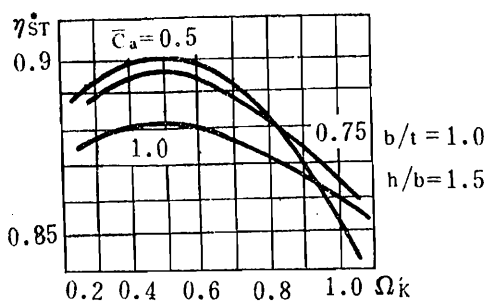


图 1-3-15

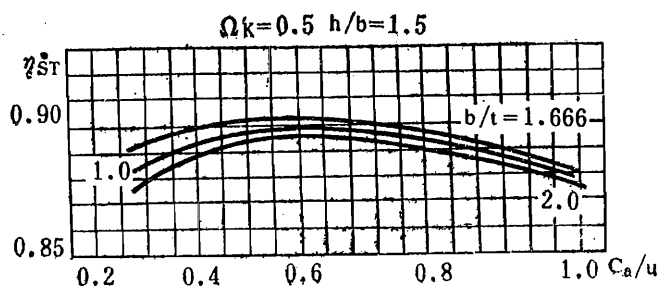


图 1-3-16

由图可见, 在 $b/t=1.0$, $h/b=1.5$ 时, 基元级效率的最大值在 $\Omega'_K=0.5$ 时达到; 而在 $\Omega'_K=0.5$ 时, $\bar{C}_a$ 约为 $0.5\sim0.6$ 时基元级效率达最大值。且 $\bar{C}_a$ 在 $0.45\sim0.75$ 范围内效率变化不太大。

要提出的是, 这里所说的基元级效率计及了三方面的损失:

- (1) 由于在叶栅中叶型表面上形成附面层而引起的叶型损失;
- (2) 由于高度方面限制, 叶栅通道的壁面上形成附面层的端面损失;
- (3) 由于在附面层内发生的二次损失。

若用 C_{xF} 表示叶型损失的阻力系数, C_{Xe} 表示端面损失的阻力系数, C_{xs} 表示二次损失的阻力系数, 则整个叶型的阻力系数 C_x 为

$$C_x = C_{xF} + C_{Xe} + C_{xs},$$

它可表示为

$$C_x = 0.022 - 0.006b/t + 0.02 / \left(\left(\frac{b}{t} \right) \left(\frac{h}{b} \right) \right) + 0.018 C_{yt}^2. \quad (1-3-26)$$

其中 C_{yt} 为理论升力系数, 由 (1-3-17) 式知

$$C_{yt} = 2[\cot(\beta_2^* - \Delta\beta^*) - \cot\beta_2^*] / [1 + (\cot(\beta_2^* - \Delta\beta^*) + \cot\beta_2^*)^2 / 4]^{1/2} / (b/t). \quad (1-3-27)$$

由式 (1-3-17), (1-3-26) 和 (1-3-27) 可知 (比如对动叶)

$$C_X = f(b/t, \Delta\beta^*, \beta_2^*),$$

$$C_Y = f(b/t, \Delta\beta^*, \beta_2^*).$$

或者

$$C_X = f(b/t, \Omega_K' / \bar{C}_a),$$

$$C_Y = f(b/t, \Omega_K' / \bar{C}_a).$$

因此,在额定状态下,阻升比(比如对动叶) μ_R 也只是 $b/t, \Omega_K' / \bar{C}_a$ 的函数。图 1-3-16a 给出了 $\mu_R = f(b/t, \Omega_K' / \bar{C}_a)$ 曲线。

在 $\Omega_K' / \bar{C}_a > 0.68$ 的范围内, μ_R 随 b/t 加大而增加。因为 $\Omega_K' / \bar{C}_a$ 的上限永远小于2(因 $\bar{C}_a$ 不能太小,)所以总可以说, $\Omega_K' / \bar{C}_a$ 增加时, μ_R 加大。这种关系静叶也是适用的,只要将 Ω_K' 换成 $1 - \Omega_K'$ 即可。

六、栅前气流 M 数对叶栅性能的影响以及冲角 i 对临界 M 数和最大 M 数的影响

(1) 栅前气流 M 数对叶栅性能的影响

应该明确的是,前面所述的平面叶栅实验结果是在较低的栅前 M 数下取得的。具体说就是在 $M \leq 0.4$ 情况下取得的。因此,在实验的综合结果中,不出现 M 数的影响。

但是实验还表明,在叶栅前气流 M 数 $M_1 < M_{cr}$ 的情况下, M_1 对气流的额定转折角 $\Delta\beta^*$ 和叶栅的效率影响不大,实际上可以不考虑。这样一来,上述低 M 数的实验结果,实际上不受 $M \leq 0.4$ 的限制,而是可以用到栅前 M 数达到临界值之前。

叶栅临界 M 数可根据图 1-3-16b 来定义。即在一定冲角下当叶栅的总压损失系数 $\bar{\omega}$ 开始剧烈加大时的进口气流 M 数,叫叶栅的临界 M 数。这和叶栅中叶型上某一点气流速度达到局部音速时栅前气流 M 数叫叶栅临界 M 数那个定义,实质上一致的,因为在一定冲角下损失剧增,只可能由于叶栅中出现局部超音速区产生激波损失所引起(当然在两种定义下 M_{cr} 的数值可能有些差异)由图可以看出,对 C_4 叶型, $\bar{C} = 0.1, M_{cr} = 0.7 \sim 0.75$ 。

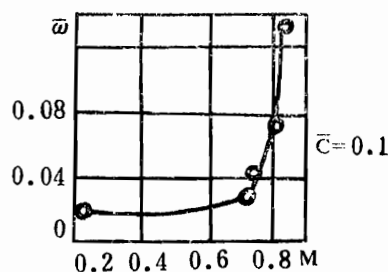


图 1-3-16b

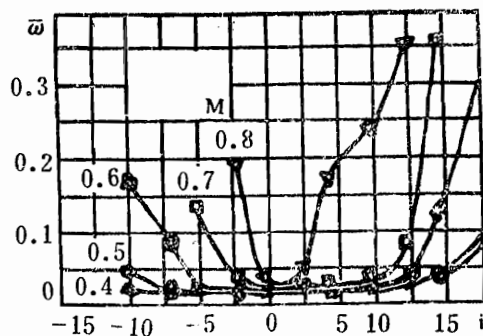


图 1-3-16c

图 1-3-16c 表示了叶栅气流进口 M 数对叶栅总压损失系数 $\bar{\omega}$ 的影响,由图中曲线可以看出,冲角 i 在 $\pm 5^\circ$ 范围内,特别在零度附近,低速叶栅特性确实可以用到接近于 M_{cr} 。

可是, 当 $M_1 > M_{cr1}$ 时, 气流转折角和效率将减小, 而且对于不同的叶栅, 这种减小可以由图 1-3-17 中的曲线来表示。图中 $\eta_{M_{cr1}}$ 和 $\Delta\beta_{M_{cr1}}$ 是 $M_1 = M_{cr1}$ 时叶栅的效率和气流转折角。横坐标为什么不用 M_1 而用 $M_P = (M_1 - M_{cr1}) / (M_{max1} - M_{cr1})$ 呢? 就是因为, 在 $M_1 > M_{cr1}$ 时, 叶栅中的损失和气流转折角取决于两个因素, 第一, 若 $M_1 - M_{cr1}$ 大, 即叶栅前 M 数超过临界值多, 损失就大, $\Delta\beta$ 就小; 第二, 若 $M_{max1} - M_{cr1}$ 大, 即叶栅的临界 M 数和最大数 M 的间隔大, 在一定的 $M_1 - M_{cr1}$ 情况下, 说明 M_1 虽超过 M_{cr1} 值但离 M_{max} 值较远, 故效率和 $\Delta\beta$ 的降低小些。就是说, 效率和 $\Delta\beta$ 的降低随 $M_1 - M_{cr1}$ 增加而加大, 随 $M_{max1} - M_{cr1}$ 的加大而减小, 因而也就是随 M_P 的增加而加大。

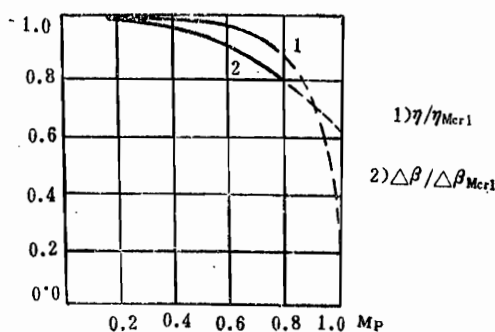


图 1-3-17

由图 1-3-17 可见, 当 $M_P \leq 0.3 \sim 0.4$ 时, 相对于临界值而言, 效率和 $\Delta\beta$ 的降低并不太大。因此, 选择 $M_1 < M_{cr1}$ 虽有较好的效率, 但在一定条件下, 为了加大级的加功量以减轻压气机的重量, 可以在 $M_P \leq 0.4$ 范围选定较大的 M_1 。

(2) 冲角 i 对 M_{cr1} 和 M_{max1} 的影响

冲角 i 对叶栅的临界 M 数 M_{cr1} 和最大 M 数 M_{max1} 有很大的影响。这种影响可以用图 1-3-18 来说明。图中曲线是相对厚度 10% 的 C_4 叶型组成的叶栅的实验结果。

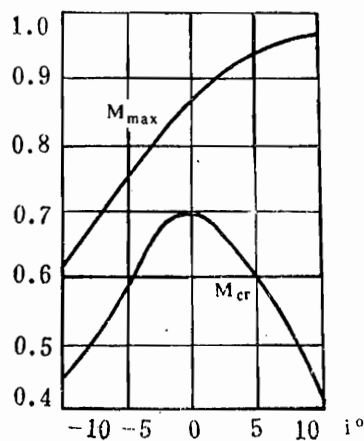


图 1-3-18

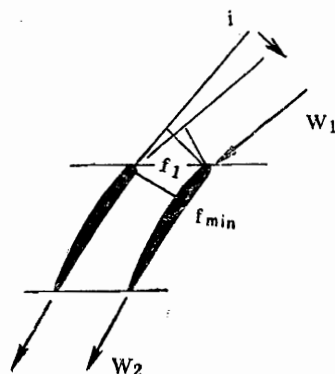


图 1-3-19

一般来说, 对于压气机常用的叶栅, $i = 0$ 时, $M_{cr1} = 0.7 \sim 0.75$ (或 0.8)。 i 偏离零点时, M_{cr1} 减小。这是因为 $i > 0$ 并使其负值加大时, 叶栅进口流管面积 f_1 加大 (图 1-3-19), 比值 f_{min}/f_1 减小, 即临界 M 数降低; 而当 $i > 0$ 并加大时, 由于气流从进口到凸表面转弯较大促使局部加速增加, 因而 M_{cr1} 降低。

为什么冲角 i 增加, 槽前的最大 M 数 M_{max} 会不断地提高呢? 由 1-1 截面到最小截面写出流量相等方程, 可得

$$q(\lambda_1) = \sigma_{min}^* q(\lambda_{min}) f_{min} / f_1,$$

当 $\lambda_{\min}=1.0$ 时, $\lambda_1=\lambda_{\max}$, 此时:

$$q(\lambda_{\max}) = \sigma_{\min}^* f_{\min}/f_1$$

因为冲角 i 加大, f_1 减小, 所以 $f_{\min}/f_1$ 加大, 即 $q(\lambda_{\max})$ 增加, $\lambda_{\max}$ 加大。

当 $f_{\min}/f_1=1.0$ 时, 由于有损失, $\sigma_{\min}^* < 1.0$, 所以 $q(\lambda_{\max}) < 1.0$, 即 $M_{\max} < 1.0$ 。直到 $f_{\min}/f_1 > 1.0$, 在 $(f_{\min}/f_1) \cdot \sigma_{\min}^* = 1.0$ 时, $q(\lambda_{\max}) = 1.0$ 即 $M_{\max} = 1.0$ 。图 1-3-19a 表明: 在 $f_{\min}/f_1 < 0.96$ 时, $M_{\max}$ 的理论值和实验值 (曲线①和②) 紧密一致; 而当 $f_{\min}/f_1 > 1.0$ 时, 则有显著差别。图中当 $f_{\min}/f_1 = 1.4 \sim 1.5$ 时, $M_{\max}$ 才为 1.0, 这是因为实验为通常的亚音速叶型, 前段的曲度和厚度较大, 在跨音速 ($\lambda_1 = 0.85 \sim 1.2$) 时, 有较大的进口损失。当利用较小损失的叶型时, $M_{\max}$ 的性质将有较大的变化, 如图中曲线③所示。

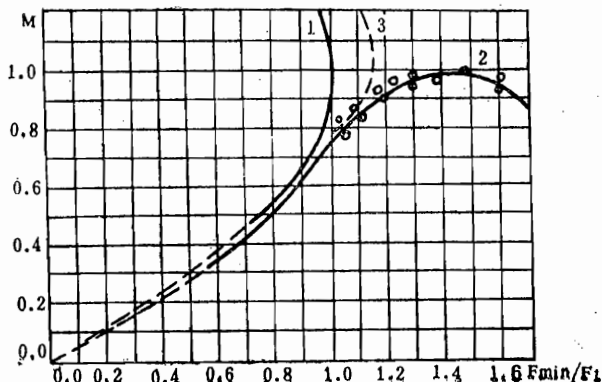


图 1-3-19a

由图 1-3-18 可以看出, 从临界 M 数和最大 M 数考虑, 冲角 i 在大于零的范围内选取比较合适。但在

多级轴流压气机级的设计中, 只考虑这一点是不够的。还要考虑附面层的影响, 以及基元级叶片所在的径向位置 (叶尖, 平均半径, 叶根处的气流 M 数一般不同, 附面层影响不同) 和轴向位置 (压气机前面级和后面级的非设计情况下工作时冲角变化不同)。一般对压气机的前几级, 平均半径处 $i = 0^\circ \sim -2^\circ$; 后几级 $i = 0^\circ \sim 2^\circ$ 。由于叶尖 (动叶) 处的气流 M_{w1} 较高, 故在叶尖处宜取较大的正冲角以提高 $M_{\max}$; 而在叶根处则宜取零冲角或小的负冲角, 以便提高 M_{cr} 。

七、雷诺数 Re 的影响

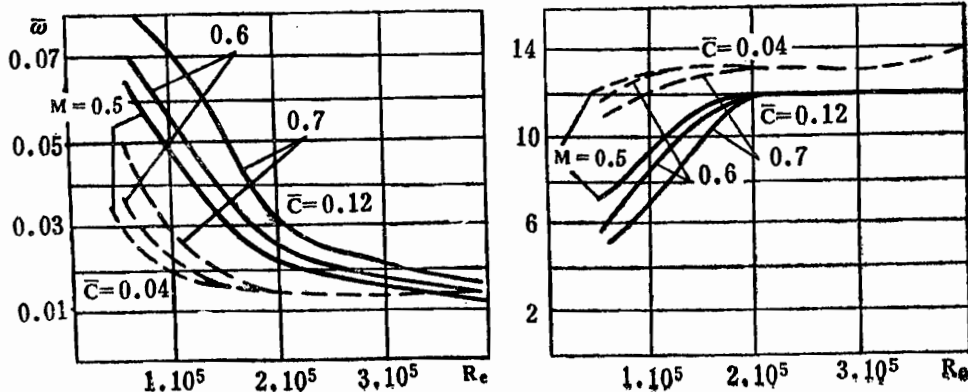


图 1-3-19b

如图 1-3-19b 所示, 随 $Re = W_1 b / \nu = W_1 \rho_1 b / \mu$ (比如对动叶) 的减小, $\bar{w}$ 加大, $\Delta\beta$ 减小。其原因在于低 Re 数时层流附面层分离所造成。高 Re 数时层流附面层转变成紊流附面层, 附面层分离的可能性减小。损失开始剧增的 Re 数, 叫临界 Re 数。 $Re_{ecr} = (2 \sim 2.5) 10^5$ 。

所以 $Re > (2 \sim 2.5) 10^5$ 为自动模化的情况, 可以不考虑 Re 数的影响

§ 4: 基元级叶片造型原理

平面叶栅实验数据将叶栅几何参数与基元级速度三角形联系起来。但就 § 3 中所 述叶栅 额定状态实验数据综合结果来讲, 其具体的含义只是说: 确定了基元级速度三角形之后, 由 平面叶栅实验结果, 可以找到叶栅的稠度 b/t , 叶型的弯曲角 θ (在 $\pm 5^\circ$ 范围内选定冲角 i), 叶型前后缘的构造角 β_{10} 和 β_{20} 等。而叶栅的其它参数 (主要是叶型的几何参数), 如叶弦 的长度 b , 叶型的中线和原始叶型的型式等, 在主持性适用条件的范围内, 还是不确定的。 这些参数还要考虑到其它一些因素才能最后确定。

基元叶片造型, 就是根据基元级气流速度三角形, 平面叶栅吹风试验结果, 和所要考虑 的其它因素, 确定叶栅的全部几何参数, 从而定出叶型和叶栅。叶栅的 b/t , θ 以及 β_{10} , β_{20} 的确定问题在上面已经解决。下面就叶栅的还没有确定的几何参数, 其中主要的就是叶 型的弦长 b , 原始叶型和中线形状, 逐一地加以讨论。

一、叶型弦长 b 的确定

一般来说, 基元级叶栅中叶型的弦长 b 和基元级叶栅所在的径向位置有关, 和所要求的 叶片的展弦比有关。因为叶片各半径上的稠度是由该半径上速度三角形决定的, 弦长 b 必须 满足稠度要求, 同时由于叶片安装和工作叶片的强度要求, 对叶根处的稠度还有一 定的 限制, 而叶片的展弦比大小影响压气机的喘振裕度。因此, 平均半径上和叶尖上叶型的弦长, 应由该剖面的稠度要求和叶根处安装和强度要求以及叶片展弦比要求来决定。

叶片各半径处叶型的弦长由稠度和其它几何参数联系起来。叶根剖面的稠度 $(b/t)_h$ 和叶 片进口的内径 D_h 以及叶片数目 Z_b 有如下关系:

$$(b/t)_h = b_h Z_b / \pi D_h. \quad (1-3-28)$$

同样地对平均半径和叶尖处有,

$$(b/t)_{av} = b_{av} Z_b / \pi D_{av}, \quad (1-3-29)$$

$$(b/t)_T = b_T Z_b / \pi D_T. \quad (1-3-30)$$

由式 (1-3-28) 和 (1-3-29) 可得

$$\frac{(b/t)_h}{(b/t)_{av}} = \frac{D_{av}}{D_h} \cdot \frac{h/b_{av}}{h/b_h}. \quad (1-3-31)$$

叶根处的展弦比 h/b_h 考虑强度、振动以及喘振裕度的要求来选取。根据过去的 经验, 常规设计的压气机为

长叶片 $h/b_h = 3.0 \sim 4.5$ (多级的前几级),

短叶片 $h/b_h = 1.8 \sim 2.5$ (后几级)。

下表 (表 1-8a) 列出几台亚音速压气机第一级的 h/b_h 的值。

表 1-8 a

型 号	C	J-57	J-75
h/b_h	3.14	1.50	2.98

前面级叶片较长, 大的展弦比可以减小压气机的轴向尺寸和重量, 但减小喘振裕度, 因

为随展弦比的增加, 叶片槽道内气流容易分离; 后面级取较小的展弦比, 可以避免过大的叶片数目和过低的雷诺数, 有利于减小损失。因为叶片排的叶片数目 Z_b 可以写成

$$Z_b = (h/b)(b/t)\pi/(h/D_{av}),$$

后面级 h/D_{av} 较小, 在一定的 b/t 下, 若展弦比 h/b 较大, 则叶片数可能过大。

在跨音速和超音速级中, 要求有较小的展弦比, 因为这样可以减小激波后减速扩张段的当量扩张角。在近代先进的多级轴流压气机的设计中, 在高的级平均压比和高的喘振裕度的要求下, 采用了小展弦比设计已取得较好的结果。表 1-8b 列出了一台十级高压压气机 (前四级为跨音速级) 各个级动叶和静叶叶根处的 h/b_h 值。

表 1-8b

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{h}{b_h}$ 动叶	1.55	1.78	1.78	1.68	1.53	1.31	1.07	0.89	0.88	0.89
静叶	2.80	2.53	2.20	1.94	1.53	1.37	1.11	0.94	0.89	0.79

由于采用小展弦比设计, 综合其它设计考虑, 该压气机的喘振裕度估计可达 25%。

叶根的稠度 $(b/t)_h$, 由叶根处的基元级气流速度三角形实现的要求, 同时考虑到叶片在轮毂上的安装和动叶榫头的强度来确定。亚音速级 $(b/t)_h = 1.0 \sim 1.7$ 或高一些; 超音速和跨音速级 $(b/t)_h \approx 2.0 \sim 2.2$ 甚至更高些。已知的几台亚音速压气机第一级动叶根部的 $(b/t)_h$ 值示于表 1-9。

表 1-9

型 号	C	D	J-57-F13
$(b/t)_h$	1.14	1.38	1.66

平均半径处的稠度 $(b/t)_{av}$, 由实现基元级气流速度三角形的要求决定。因此在选定了 h/b_h 后, 由 (1-3-31) 式可确定 b_{av} 。

叶尖处的弦长 b_r , 同样可由

$$\frac{(b/t)_h}{(b/t)_r} = \frac{D_r}{D_h} \cdot \frac{h/D_r}{h/D_h} \quad (1-3-32)$$

决定。一般来说, 工作轮叶片根部弦长 b_h 最大, 向叶尖逐渐减小。

如果 b 沿叶高不变, 则整个叶片的弦长由选定的 h/b_h 决定。此时平均半径和叶尖处的稠度的计算式应为

$$(b/t)_h/(b/t)_{av} = D_{av}/D_h, \quad (1-3-33)$$

$$(b/t)_h/(b/t)_r = D_r/D_h. \quad (1-3-34)$$

如果叶根处的稠度 $(b/t)_h$ 相同, 直径也一样, 则比较式子 (1-3-30), (1-3-31) 和式子 (1-3-33), (1-3-34) 可以看出, 等弦长叶片平均半径和叶尖处的稠度比弦长向叶尖减小的叶片对应的稠度大。就是说弦长不变的叶片, 平均半径处和叶尖处的负荷在上述条件下往往是不够的。

二、关于原始叶型

目前亚音速压气机中所采用的叶型，都是由对称的飞机翼型或薄翼螺旋桨叶型，按一定要求弯曲而成的。在未弯曲之前的对称叶型称为原始叶型。设计中常用的、作为亚音速压气机叶栅的原始叶型有三种，如图 1-3-20 所示。图中三种叶型的型面坐标数据列于表 1-10、1-11 和 1-12 上。

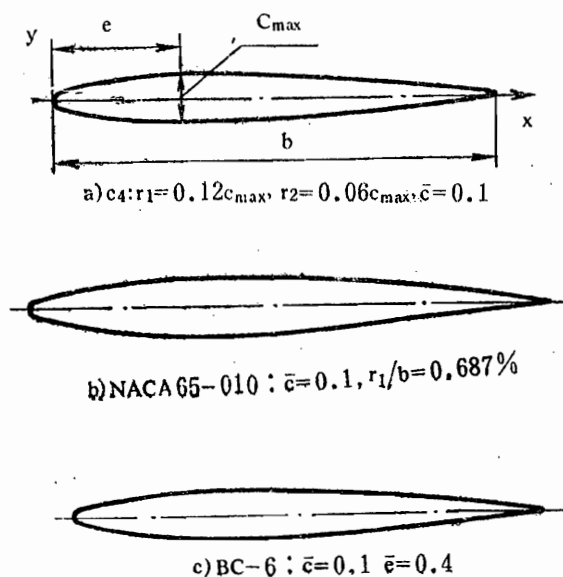


图 1-3-20

表 1-10 C₄叶型

$\bar{x} = (x/b) \times 100\%$	0.0	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00	15.00	20.00	30.00	40.00
$\bar{y} = (y/b) \times 100\%$	0.0	1.65	2.27	3.08	3.62	4.02	4.55	4.83	5.00	4.89

$\bar{x} = (x/b) \times 500\%$	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	100.0
$\bar{y} = (y/b) \times 100\%$	4.57	4.05	3.37	2.54	1.60	1.06	0.0

表 1-11 NACA65-010

$\bar{x}$	0.00	0.50	0.75	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00	15.00	20.00	25.00
$\bar{y}$	0.00	0.772	0.932	1.169	1.574	2.177	2.647	3.040	3.666	4.143	4.503

$\bar{x}$	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00	55.00	60.00	65.00	70.00	75.00	80.00
$\bar{y}$	4.76	4.924	4.996	4.963	4.812	4.630	4.146	3.682	3.156	2.584	1.987

$\bar{x}$	85.00	90.00	95.00	100
$\bar{y}$	1.385	0.810	0.346	0.0

表 1-12 BC-6

$\bar{x}$	6.00	0.50	2.50	5.00	7.50	10.00	20.00	30.00	40.00	50.00	60.00
$\bar{y}$	0.00	0.80	1.86	2.58	3.10	3.54	4.56	4.92	5.00	4.86	4.45

$\bar{x}$	70.00	80.00	90.00	95.00	99.47	100
$\bar{y}$	3.78	2.86	1.74	1.15	0.63	0.0

影响压气机叶型的临界 M 数的重要因素,是叶型的相对厚度 $\bar{c}$,和它离前缘的相对距离 $\bar{e}$ 。叶型的 $\bar{c}$ 愈小和 $\bar{e}$ 愈大,则叶型的临界 M 数就愈大。所以,一般叶型进口的气流速度愈高,就应当选用较小的 $\bar{c}$ 值,并且增大 $\bar{e}$ 。但叶型的最大厚度还直接影响强度,特别是叶根剖面。因而必须全面考虑。压气机工作轮叶片根部叶型厚,而尖部叶型薄,就适应了叶尖气流 M 数高和叶根剖面受力大的特点。亚音速压气机叶型的最大相对厚度 $\bar{c}$ 在0.04~0.12的范围内。工作叶片尖部 $\bar{c}=0.04\sim0.06$,根部 $\bar{c}=0.08\sim0.12$ 。 $\bar{c}$ 沿叶高可按直线规律变化;静子叶片的 $\bar{c}=0.06\sim0.08$, $\bar{c}$ 沿叶高可以不变化。

上述三种原始叶型的最大相对厚度为10%或接近10%。如果要用比它们小(或大)的最大相对厚度,可将上述原始叶型按比例缩小(或放大)。不同的叶型最大厚度的相对位置 $\bar{e}$ 是不同的, C_4 的 $\bar{e}$ 在弦长30%处,BC-6和NACA65-010在弦长的40%处。由图1-3-20和数据表可以看出,三种叶型的肥瘦情况是不同的。可根据具体要求进行选用。

三、叶型中线的变化规律

将对称的原始叶型弯成压气机叶栅的叶型,首先要选定叶型的中线的变化规律。

压气机中采用的叶型中线有:单圆弧;由两段圆弧组成的双圆弧;NACA65-(A10)中线;和抛物线中线。下面着重讨论一下双圆弧中线和抛物线中线。因为单圆弧可以看成是双圆弧两个半径相等时的特殊情况。关于NACA65-(A10)中线在§5中介绍。

1. 双圆弧中线的画法和弧长的计算式

当用两个圆弧组成中线时,总是将两圆弧在中线的最大挠度处相切而联成,如图1-3-21所示。

由图可知

$$R_1 = a / \sin x_1, \quad R_2 = (b - a) / \sin x_2,$$

$$\text{或} \quad R_1 = (a/b)b \sin x_1, \quad (1-3-35a)$$

$$R_2 = (1 - a/b)b / \sin x_2. \quad (1-3-35b)$$

最大挠度

$$f_{\max} = CD = R_1 - R_1 \cos x_1,$$

即

$$f_{\max} = R_1(1 - \cos x_1) \quad (1-3-36a)$$

或

$$f_{\max} = R_2(1 - \cos x_2) \quad (1-3-36b)$$

可以看出 x_1 和 x_2 由 a/b 和 θ 决定。

由图1-3-21中的三角形BCD和ACD可以得到

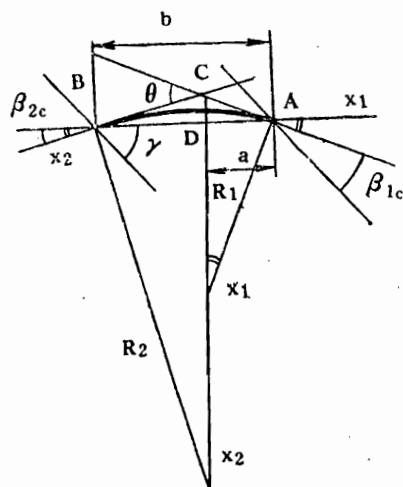


图 1-3-21

$$a \operatorname{tg} x_1 = (b-a) \operatorname{tg} x_2.$$

联解:

$$\theta = x_1 + x_2,$$

和
可得

$$a \operatorname{tg} x_1 = (b-a) \operatorname{tg} x_2,$$

$$\operatorname{tg} x_2 = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4a(1-a) \operatorname{tg}^2 \theta}}{2(1-a) \operatorname{tg} \theta}. \quad (1-3-37)$$

中线的弧长可按下式计算,

$$l = l_1 + l_2 = x_1 R_1 + x_2 R_2,$$

或

$$l = x_1 a / \sin x_1 + x_2 (b-a) / \sin x_2. \quad (1-3-38)$$

式中的 x_1 和 x_2 按弧度计算。

2. 抛物线中线的方程和弧长的近似计算式

抛物线的一般方程为

$$(x + Ay)^2 + Bx + Cy + D = 0. \quad (1-3-39)$$

现在就是要根据叶型要求的构造参数来确定 A, B, C, D 四个系数。如图 1-3-22 所示,

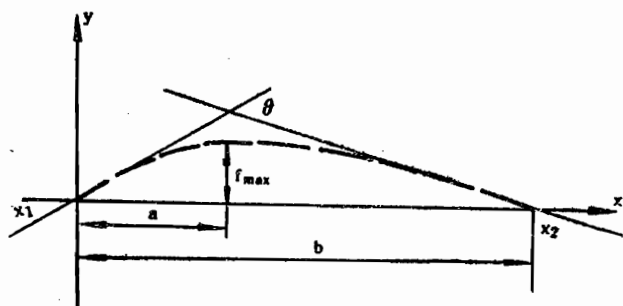


图 1-3-22

当

$$x = 0 \text{ 时, } y = 0, \quad dy/dx = \operatorname{tg} x_1;$$

$$x = b \text{ 时, } y = 0, \quad dy/dx = -\operatorname{tg} x_2.$$

为了应用上列条件求定 (1-3-39) 式中的系数, 将它求一次导数, 得

$$2(x + Ay)(1 + A(dy/dx)) + B + C(dy/dx) = 0, \quad (1-3-40)$$

把上面列出的四个条件分别代入 (1-3-39) 和 (1-3-40) 式可得

$$A = (\cot x_2 - \cot x_1) / 2; \quad B = -b;$$

$$C = b \cot x_1; \quad D = 0.$$

将它们代入方程 (1-3-39) 便有:

$$[x + 0.5y(\cot x_2 - \cot x_1)]^2 - bx + by \cot x_1 = 0. \quad (1-3-41)$$

展开得到 y 的二次方程

$$(\cot x_2 - \cot x_1)^2 y^2 / 4 + [(\cot x_2 - \cot x_1)x + b \cot x_1]y + (x - b)x = 0,$$

所以有

$$y = [-M + \sqrt{M^2 - N(x-b)x}] / 0.5N. \quad (1-3-42)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} M &= (\cot x_2 - \cot x_1)x + b \cot x_1 \\ N &= (\cot x_2 - \cot x_1)^2 \end{aligned} \right\}, \quad (1-3-43)$$

方程(1-3-42)和(1-3-43)就是计算抛物线中线坐标的方程式。

如果知道角度 x_1 和 x_2 , 则给定一 x 值, 由方程就可找到对应的 y 值。那么角度 x_1 和 x_2 怎样确定呢?

由图1-3-22知, 当 $x=a$ 时, $y=f_{\max}$, $dy/dx=0$ 。将这两个条件代入(1-3-40)式并代入 A 和 B 的值, 得到

$$\bar{f} = f_{\max}/b = (1-2\bar{a})/(\cot x_2 - \cot x_1)。 \quad (1-3-44)$$

将 $x=a$ 及 $y=f_{\max}$ 代入(1-3-41)式并用(1-3-44)式消去 $f_{\max}$, 则有

$$(3-4\bar{a})\cot x_2 = (4\bar{a}-1)\cot x_1。 \quad (1-3-45)$$

将(1-3-45)式和 $\theta = x_1 + x_2$ 联解, 就可以确定 x_1 和 x_2 。

若令 $H = (4\bar{a}-1)/(3-4\bar{a})$, 则可得

$$\operatorname{tg} x_1 = [-(1+H) + \sqrt{(1+H)^2 + 4H \operatorname{tg}^2 \theta}]/2H \operatorname{tg} \theta。 \quad (1-3-46)$$

抛物线中线的弧长 l 为

$$l = \int_0^b \sqrt{1 + (dy/dx)^2} dx \quad (1-3-47)$$

其中 dy/dx 由下式决定,

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-2[x + 0.5(\cot x_2 - \cot x_1)y] + b}{[x + 0.5(\cot x_2 - \cot x_1)y](\cot x_2 - \cot x_1) + b \cot x_1}。 \quad (1-3-48)$$

可以看出 x_1 和 x_2 也是由 $\bar{a}$ 和 θ 决定。这样, 对于给定的 θ 和选定的 $\bar{a}$, 由(1-3-46)式计算 x_1 , 然后 $x_2 = \theta - x_1$; 再由(1-3-42)和(1-3-44)式计算中线 y 坐标和 $\bar{f}$ (或 $f_{\max}$); 由(1-3-48)式计算中线的斜率; 最后由(1-3-47)式计算中线的弧长。对于双圆弧和抛物线中线 $\bar{a}$ 在 0.3-0.45 范围内选取。通常使 x_1 接近于 0.6θ 。

由图1-3-21可以看出, 中线确定后, 叶型的安装角 γ 也就可以计算, 因为

$$\gamma = \beta_{2c} - x_2 = \beta_2^* + \delta^* - x_2, \quad (1-3-49a)$$

或者

$$\gamma = \beta_{1c} + x_1 = \beta_1^* + i^* + x_1。 \quad (1-3-49b)$$

到此为止, 叶栅的几何参数基本上都可以确定下来, 剩下的问题就是怎样把选定的对称的原始叶型按照确定的中线弯曲成压气机叶栅的弯曲叶型。

四、对称的原始叶型弯曲成叶栅的弯曲叶型的方法

将对称的原始叶型弯曲成叶栅中的弯曲叶型的中心问题是将原始叶型的厚度分布按照设计要求搬到弯曲的中线上, 并将叶型的型面用规定的坐标表示出来。解决这个问题的方法有二, 一是作图法; 二是解析法。

(一)作图法(见图1-3-23)

其大致的步骤如下:

(1)选定中线的型式和弦长 b , 计算中线的长度,

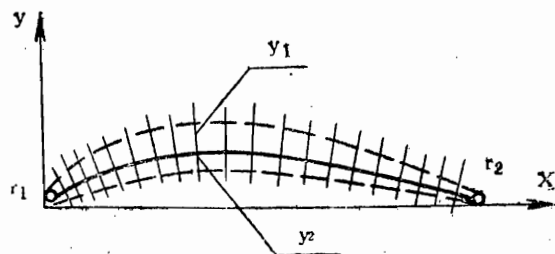


图 1-3-23

- (2) 选定原始叶型, 由原始叶型数据表计算 y_1 和 y_2 ,
- (3) 把中线的长度作为原始叶弦长度的 100%, 将中线分成若干段, 分段的数目与原始叶型中 x 坐标点数一致,
- (4) 过各分段点, 作中线的法线,
- (5) 在各法线上按对应的位置分别量取计算的 y_1 和 y_2 ,
- (6) 选择叶型的前缘和后缘半径 r_1 和 r_2 。一般亚音速叶型 $r_1 > r_2$ 。其选择的原则是在保证强度可靠的条件下尽量使半径小一些, 以减小流动损失。 r_1 和 r_2 的大小随最大厚度 $C_{\max}$ 而变化, 例如, 可取 $r_1 = 0.12C_{\max}$, $r_2 = 0.06C_{\max}$ 。
- (7) 用光滑曲线分别联结 y_1 各点和 y_2 各点并与 r_1, r_2 圆相切, 则得所要求的弯曲叶型。

为了提高绘图的准确性, 在绘制叶型图时, 可将原尺寸放大 10 倍、20 倍甚至更大的倍数作图。

(二) 解析法

1. 已知条件

(1) 原始叶型的型面坐标和中线的型式。这两者都是选定的。下面讨论中用 BC-6 叶型, 原始叶型坐标见表 1-12; 选用抛物线中线。

(2) 叶型的弯曲角 θ , 叶型最大挠度的相对位置 $\bar{a}$ 。 θ 由 (1-3-23) 式计算, $\bar{a}$ 选定。

(3) 叶型的弦长和最大厚度 $C_{\max}$ 。这两个参数是根据要求选择一些参数计算得到。

(4) 叶片尖部处叶型的安装角 γ_T 和叶片根部叶型的安装角 γ_b 。它们根据叶尖和叶根处基元级速度三角形参数及几何参数由 (1-3-49) 式计算。

2. 解析计算步骤和方法

(1) 由 θ 和 $\bar{a}$ 用 (1-3-46) 式求 $x_1, x_2 = \theta - x_1$;

(2) 由 (1-3-42), (1-3-43) 和 (1-3-48) 式求中线在坐标系 ($x''O''y''$) 上表示出的坐标 x'', y'' 和斜率 $\tan \alpha$ 。(图 1-3-24)。计算时 x'' 的给定应和所用原始叶型数据表中的 x 相对应。

(3) 由 (1-3-44) 式计算 f (或 $f_{\max}$), 并用 (1-3-49) 式计算出叶型的安装角 γ 。

(4) 将中线坐标 x'', y'' 转换到规定的坐标系上去

由于加工和检验上的要求, 表示叶型型面时不用图 1-3-22 那样的坐标系, 而是用一个对叶片沿叶高各半径上的叶型作统一规定的坐标系。该坐标系通常这样来取。

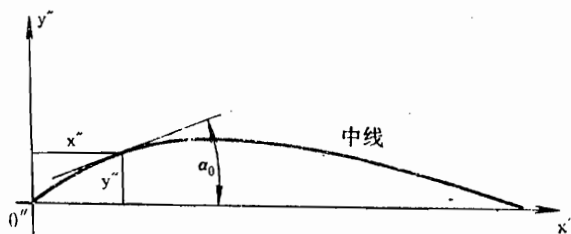


图 1-3-24

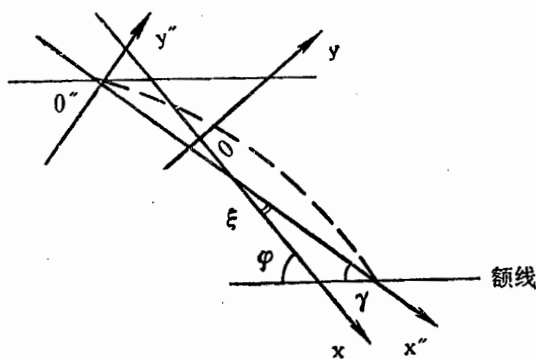


图 1-3-25

a 对工作轮叶片, 坐标原点取在叶型重心上, x 轴和叶栅的额线成 $\varphi = (\gamma_T + \gamma_h)/2$ 大小的夹角。如图 1-3-25 所示。

b 对于静叶片, 坐标原点取在最大厚度的中心上, x 轴与叶栅额线也成 $\varphi = (\gamma_T + \gamma_h)/2$ 大小的夹角。如图 1-3-26 所示。

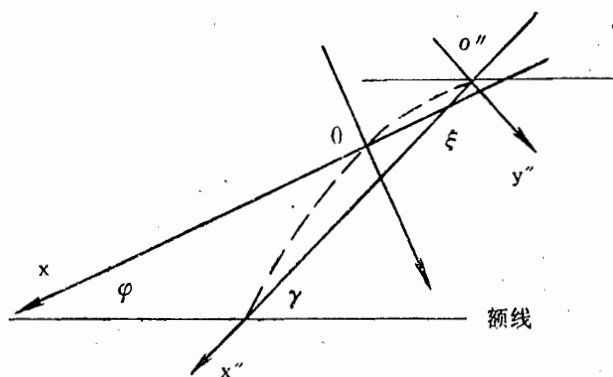


图 1-3-26

对于工作轮叶片和静子叶片两种情况, 由原坐标系 $x''o''y''$ 到规定坐标系 xoy 的变换, 都可以经过两个步骤: 一是将原坐标系平移; 二是绕原点 o 将平移后的坐标轴转 ξ 角。由图可以看出:

对工作轮叶片

$$\xi = \varphi - \gamma, \quad (1-3-50)$$

对静子叶片

$$\xi = \gamma - \varphi. \quad (1-3-51)$$

因此, 原坐标系中的中线坐标 x'', y'' 变

换到规定坐标系中的 x, y , 由下述两步计算得到 (以动叶为例)。

(a) 坐标平移。如图 1-3-27 所示由原坐标系 $x''o''y''$ 平移到 $x'oy'$ 。

$$\left. \begin{aligned} x' &= x'' - x_{CT} \\ y' &= y'' - y_{CT} \end{aligned} \right\} \quad (1-3-52)$$

由于坐标轴方向未变, 故中线任一点的斜率不变。所以在坐标系 $x'oy'$ 上中线任一点的斜率由

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha' &= \operatorname{tg} \alpha_0 \\ x' &= x'' - x_{CT} \end{aligned} \right\} \quad (1-3-53)$$

决定。

叶片剖面的几何特性, 可以采用经验公式计算,

面积: $F = 0.741b^2\bar{C}$ (误差 $<1\%$);

剖面的最小惯性矩: $J = 0.045b^2\bar{C}(f_{\max}^2 + C_{\max}^2)$ (误差 $\pm 5\%$);

剖面的中心坐标: $y_{CT} = 0.772f_{\max}$ (误差 1%);

$x_{CT} = 0.456b$ (误差 0.5%)。

(b) 坐标轴的旋转。

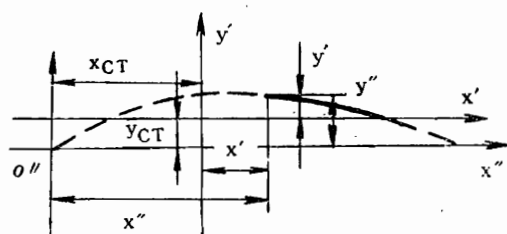


图 1-3-27

$$\left. \begin{aligned} x &= x' \cos \xi - y' \sin \xi \\ y &= y' \cos \xi + x' \sin \xi \end{aligned} \right\} \quad (1-3-54)$$

在坐标系 xoy 中, 中线任一点的斜率, 显然应由

$$dy/dx = \operatorname{tg}(\alpha_0 + \xi) \quad (1-3-55a)$$

和

$$x = (x'' - x_{OT}) \cos \xi - (y'' - y_{OT}) \sin \xi \quad (1-3-55b)$$

决定。

(5) 在规定的坐标系 xoy 中求叶型的型面坐标

在坐标系 xoy 中, 按照所确定的中线, 将要求的叶型的实际厚度分布搬到中线上, 就可得到叶型的上下表面的型面坐标。

(a) 先求所要求的叶型的实际厚度分布

由表 1-12 数据可以看出, 原始叶型的弦长为 100, 最大相对厚度为 0.1; 现在所要求的叶型的弦长为 b , 最大厚度为 $C_{\max}$, $\bar{C} = C_{\max}/b$, 它们不同于 100 和 0.1。由于弦长 b 的不同, 叶型绝对坐标 x'' 、 y'' 由表 1-12 中 $\bar{x}$ 和 $\bar{y}$ 的意义可知

$$x'' = \bar{x}b/100,$$

$$y'' = \bar{y}b/100。$$

由于叶型的最大相对厚度的不同, 实际叶型的半厚度 (设为 $C/2$) 在 $x''o''y''$ 坐标中也不是 y'' 。而是应根据实际 $C_{\max}/b$ 值将 y'' 作相应的放大 ($C_{\max}/b > 0.1$) 或缩小 ($C_{\max}/b < 0.1$)。即应按关系

$$C/2 = (y''/0.1)(C_{\max}/b)$$

来决定实际叶型的厚度。将式中 y'' 换成 $\bar{y}b/100$, 得到

$$C/2 = \bar{y}C_{\max}/10。$$

这样在 $x''o''y''$ 坐标系中实际叶型的厚度分布由

$$\left. \begin{aligned} C/2 &= \bar{y}C_{\max}/b \\ x'' &= \bar{x}b/100 \end{aligned} \right\} \quad (1-3-56)$$

确定。

由于要将叶型的实际厚度搬到坐标系 xoy 中表示出的中线上, 先根据表 1-12 并按 (1-3-56) 式算出厚度分布, 即算出:

x''	x''_1	x''_2	x''_3	
$C/2$	$(C/2)_1$	$(C/2)_2$	$(C/2)_3$	

再用式子 (1-3-54) 中的第一个式子和 (1-3-52) 中的第一个式子, 找出和 x'' 相应的 x , 从而得出在 xoy 坐标系中的厚度分布:

x	x_1	x_2	x_3	
$C/2$	$(C/2)_1$	$(C/2)_2$	$(C/2)_3$	

(b) 在 xoy 坐标系中求叶型的型面坐标

在 xoy 坐标系中, 有了中线的计算式 (1-3-54) 和中线任一点切线和 x 轴夹角计算式 (1-3-55), 以及有了所要求的叶型实际厚度分布之后, 叶型的上表面 (叶背) 和下表面

(叶盆)的型面坐标即可求出。

设叶型上表面的坐标为 (x_1, y_1) ；下表面的坐标为 (x_2, y_2) ，则由图 1-3-28 的几何关系可以得到

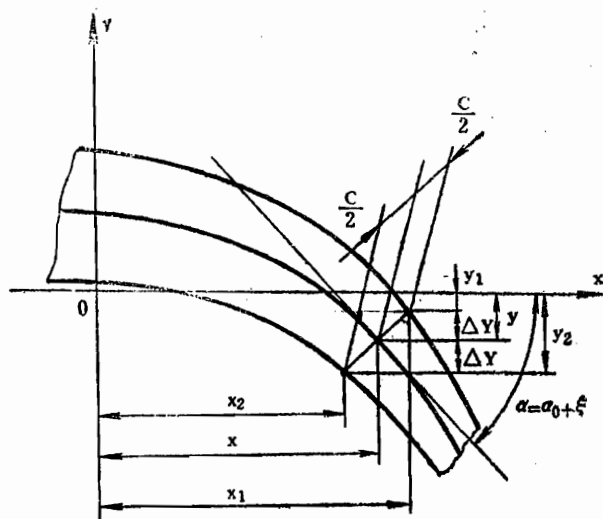


图 1-3-28

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x - \Delta x \\ y_1 &= y + \Delta y \end{aligned} \right\}, \quad (1-3-57)$$

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x + \Delta x \\ y_2 &= y - \Delta y \end{aligned} \right\}. \quad (1-3-58)$$

式中,

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= C \sin x/2 \\ \Delta y &= C \cos x/2 \end{aligned} \right\}. \quad (1-3-59)$$

这样一来，和中线原始坐标 $\bar{x}_0 = 0.5$ 到 $\bar{x}_0 = 99.47$ 相对应的实际叶型的上下表面的型面坐标已经全部确定。只剩下两头，即只剩下叶型的前缘和后缘还没有确定。

(6) 叶型前缘和后缘端点(边界点)坐标的决定

为此先选择前后缘倒圆半径 r_1 和 r_2 。它们选择的原则，和作图法所说的相同。对于 BC-6 叶型， r_1 和 r_2 的相对值 $\bar{r}_1 = (r_1/b)100\%$ 和 $(r_2/b)100\%$ 与叶型最大厚度的相对值 $(C_{\max}/b)100\%$ 之间，有如图 1-3-29 所示的关系。因此，对于给定的 $C_{\max}$ 和 b ，所需的叶型前后缘倒圆半径 r_1 和 r_2 由下式计算，

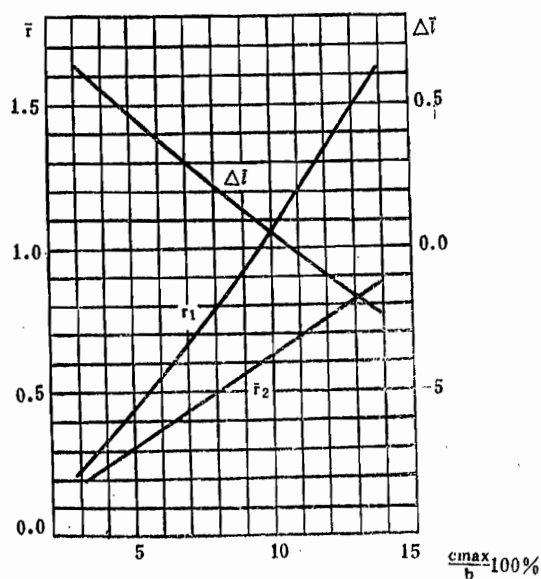


图 1-3-29

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= \bar{r}_1 b / 100 \\ r_2 &= \bar{r}_2 b / 100 \end{aligned} \right\} \quad (1-3-60)$$

式中 $\bar{r}_1$ 和 $\bar{r}_2$ 由图 1-3-29 查得。

前缘 r_1 圆和后缘 r_2 圆与叶背、叶盆型面的切点是和 $\bar{x}_0 = 0.5$ 及 $\bar{x}_0 = 99.47$ 相应的 $[(x_1, y_1), (x_2, y_2)]_{\bar{x}_0 = 0.5}$ 与 $[(x_1, y_1), (x_2, y_2)]_{\bar{x}_0 = 99.47}$ 点。这四个点，在上面叶型坐标的计算中已经算出。

有了切点和倒圆半径，就可求出型面的前缘和后缘的边界点。

(a) 前缘边界点的确定

设前缘边界点的坐标为 (L, N) ，则由图 1-3-30 的几何关系，可以得到

$$L = x_1 - r_1 [1 - \sin(\omega + \xi)], \quad (1-3-61a)$$

$$N = y_1 - r_1 \cos(\omega + \xi). \quad (1-3-61b)$$

式中，

$$\omega = \operatorname{tg}^{-1}[(x_2 - x_1)/(y_1 - y_2)], \quad (1-3-62a)$$

$$\xi = \cos^{-1}(C/2r_1) \quad (1-3-62b)$$

这里的 (x_1, y_1) ， (x_2, y_2) 以及 $C/2$ 和 $\bar{x}_0 = 0.5$ 相对应。

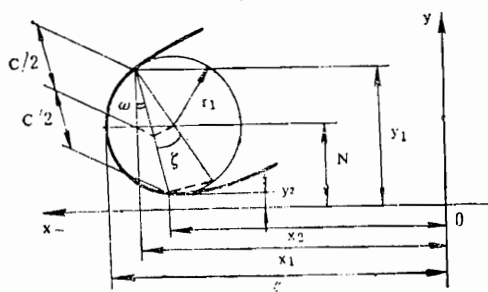


图 1-3-30

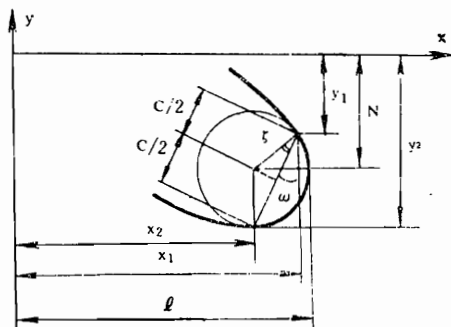


图 1-3-31

(b) 后缘边界点的确定

设后缘边界点的坐标亦为 (L, N) ，则由图 1-3-31 的几何关系，同样得到

$$L = x_2 + r_2 [1 - \sin(\omega + \xi)], \quad (1-3-63a)$$

$$N = y_2 - r_2 \cos(\omega + \xi). \quad (1-3-63b)$$

式中

$$\omega = \operatorname{tg}^{-1}[x_2 - x_1]/(y_2 - y_1)], \quad (1-3-64a)$$

$$\xi = \cos^{-1}(C/2r_2). \quad (1-3-64b)$$

这里的 (x_1, y_1) ， (x_2, y_2) 及 $C/2$ 和 $\bar{x}_0 = 99.47$ 相对应。

上面的计算，已经将叶型上下表面的型面以及前后缘的形状全部确定。给出的叶型型面坐标数据，将可用于加工图纸。不难想见，气动弦长 b 在加工中是无法直接测量的，因此，必须引入实际弦长 l ，并确定 l 的值。

(7) 叶型的实际弦长 l 及其确定

叶型实际弦长 l 是指图 1-3-32 中垂直于 r_1 、 r_2 圆公切线的叶型前缘切点 A 和后缘切点 B 之间的距离。

由于气动弦长 b 是按中线定义的, 它是中线前端点 ($x''=0, y''=0$) 和后端点 ($x''=b, y''=0$) 间的距离。该两点一般并不和 A 、 B 两点重合, 因此 l 一般不等于 b 。取决于 r_1 和 r_2 的大小不同, $b-l=\Delta l$ 可以小于零 (当 r_1 、 r_2 较大时), 也可以大于零 (当 r_1 、 r_2 较小时)。

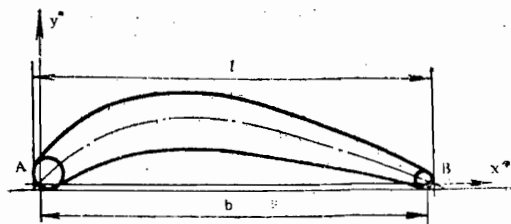


图 1-3-32

r_1 和 r_2 的大小和 $C_{\max}$ 有关, 它们随 $C_{\max}$ 的加大而增加, 故 Δl 也取决于叶型最大厚度 $C_{\max}$ 。对于 BC-6 叶型, 气动弦长 b 和实际弦长 l 的差值 Δl 与气动弦长 b 的比值的百分数 $\Delta l = (\Delta l/b)100\%$, 随叶型最大厚度的相对值的百分数 $(C_{\max}/b)100\%$ 的变化关系, 示于图 1-3-29 上。这样, 对于给定的 $C_{\max}$ 和 b , 在图 1-3-29 上查得 Δl 后, Δl 可以计算出:

$$\Delta l = b - l = \Delta l b / 100 \quad (1-3-65)$$

因此, 实际弦长为

$$l = b - \Delta l \quad (1-3-66)$$

一般来说, 叶型的实际弦长 l 也可以用解析法计算出。其方法, 就是在 $x''o''y''$ 坐标系上求出叶型 r_1 、 r_2 圆的公切线, 然后在以该公切线为横坐标的坐标系上找出叶型上下表面的端点坐标, 按第 (6) 步所述的办法, 求出叶型前缘边界的坐标和后缘边界的坐标, 则后缘边界点的 x 坐标和前缘边界点的 x 坐标的差值, 即为实际弦长 l 。实际上, 就在 $x''o''y''$ 坐标系上按第 (6) 步所述的办法, 求出叶型前缘边界点的坐标和后缘边界点的坐标, 那么, 叶型后缘边界点的 x'' 坐标和前缘边界点的 x'' 坐标的差值, 可近似为实际弦长 l (r_1 与 r_2 差别大时近似程度就差)。

至此, 对称的原始叶型弯曲成叶栅中的弯曲叶型, 已经完成。从而可以给所确定的基元级气流速度三角形, 配上相应的叶栅, 并确定叶栅的全部几何参数。

最后还要说明的两点是

(1) 对称的原始叶型弯曲成压气机叶栅的弯曲叶型用专门的代号表示。例如

(a) 对于 NACA65 系列叶型: NACA65-(12)10 或 NACA65(12A₁₀)10 等。其中

65, 表示 NACA 中的 65 系列叶型 (它的特定厚度分布, 由叶型数据表 1-11 得到)。

12, 表示该叶型作为孤立叶型时的设计升力系数 C_{YD} 为 1.2, 它表示了叶型的弯度 θ 的大小。 C_{YD} 和叶型当量弯度 θ 间的近似关系见图 1-3-33。NACA65 叶型的当量弯度 θ 的意义见 § 5。

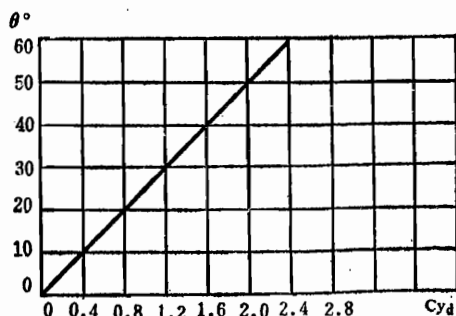


图 1-3-33

10, 表示叶型的最大厚度是叶弦的 10%。

A₁₀, 表示叶型中线的型式。叶型中线的型式由负荷按弦长的分布要求来定, 故它也表示负荷分布。关于 NACA65(A₁₀) 中线, 见 § 5。

b 对于C系列叶型: 12C₄/35P30, 10C₄/25C50等, 其中C₄, 表示C系列叶型(C₁, C₂, C₃, C₄等)中的C₄叶型。
35(25), 表示叶型的弯度 θ 为35°(25°)。

P, 表示抛物线中线。

C, 表示圆弧中线。

30(50), 表示最大挠度 $f_{\max}$ 距前缘的相对距离 a 为30%(50%)。

(2) 在从平面叶栅的吹风实验到基元级叶片的造型的整个叙述中, 基本上是以工作轮叶栅参数和相对于工作轮叶栅的气流参数进行的。但所述的道理和方法, 对静子叶栅完全适用。只要将叙述中所有有关工作轮叶栅参数和相对于工作轮叶栅的气流参数用相应的静子叶栅参数和相对于静子叶栅的气流参数来代替即可。表 1-13 列出了这些参数的主要部分。

表 1-13

动 叶 栅	i_n^*	$\Delta\beta^*$	θ_n	β_n^*	β_{1c}	β_{2c}	$(b/t)_n$	$\Omega_n^*/\bar{C}_a$	W_1	W_2
静 叶 栅	i_s^*	$\Delta\alpha^*$	θ_s	α_n^*	α_{2c}	α_{3c}	$(b/t)_s$	$(1-\Omega_n^*)/\bar{C}_a$	C_2	C_3

§ 5 按最小损失状态整理的低速二元叶栅数据及其三元修正^[3]

一、前 言

低速二元叶栅数据已经按照不同的叶栅工作状态以不同的形式进行了整理。§ 3 按叶栅额定工作状态整理给出的结果: 叶栅额定特性线及额定落后角的计算式, 仅是其中一种, 它在额定状态下建立了基元级气流速度三角形参数和叶栅几何参数的联系。下面再来介绍一种按叶栅最小损失状态整理给出的冲角 i 、落后角 δ 同叶栅几何参数间的关系和总压损失系数 $\bar{\omega}$ 同扩散因子 D 的关系, 以及它们的三元修正的一些结果(通过动叶排和单级的实验)。它们在叶栅的最小损失状态下建立了基元级气流速度三角形参数、叶栅损失和叶栅几何参数三者之间的联系。在未介绍这些关系和结果之前, 先作以下几点说明:

1. 叶栅特性的表示和叶栅最小损失状态的确定

在这个分析中, 表示叶栅特性的典型曲线如图 1-3-34 所示。和图 1-3-7 相比较, 不同的是用扩散因子 D 和落后角 δ 对 i 的曲线, 代替了 $\Delta\beta$ 对 i 的曲线。就是说在这里气流的转折特性用的是落后角 δ 而不 $\Delta\beta$ 。这样做是可以的, 因为 $\Delta\beta =$

$\theta + i - \delta$ 。对于几何参数一定的叶栅, i 和 δ 确定后, $\Delta\beta$ 也就被确定。图上扩散因子 D 同 i 的曲线可以用来获得 $\bar{\omega}$ 同 D 的关系(最小损失状态)。

由图 1-3-34 和图 1-3-7 都可看出, 在最小损失附近的区域里, 总压损失系数随 i 的变化曲线一般很平坦(对低 M 数)。在这种情况下, 精确地确定最小损失状态(以冲角表示)有困难。故叶栅最小损失状态用图 1-3-34 所示的办法来找。即取 $\bar{\omega} = 2\bar{\omega}_{\min}$ 作一直线去截 $\bar{\omega} =$

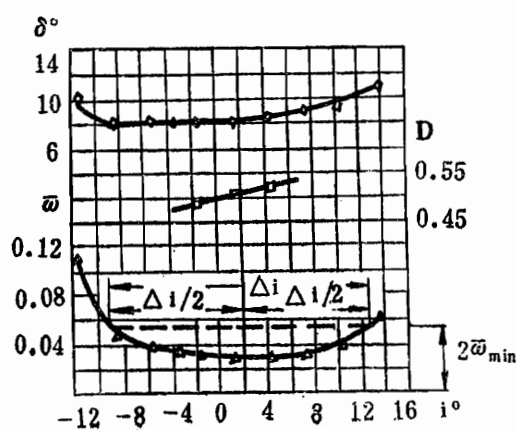


图 1-3-34

$f(i)$ 曲线, 把直线和曲线的两个交点间的冲角绝对值的差值 Δi 的中点 ($\Delta i/2$), 定义为叶栅最小损失状态。对应的冲角 i 叫做最小损失冲角 (或参考冲角) i_{ref} 。

显然, 和图 1-3-7 一样, 图 1-3-34 与一定几何参数的叶栅相对应。一张这样的图, 只能确定一个参考冲角 i_{ref} , 以及和其对应的 δ_{ref} , $\bar{\omega}_{ref}$, D_{ref} , $(db/di)_{ref}$ 等的值。不同的叶栅将会有不同的图 1-3-34, 从而将可得到不同的 i_{ref} , $\bar{\omega}_{ref}$, δ_{ref} , D_{ref} 和 $(d\delta/di)_{ref}$ 的值。因此可以建立在最小损失状态下, 这些参数间及其与叶栅几何参数间的适当关系。

2. NACA65 系列叶型的当量圆弧中线及其有关角度

额定状态的关系, 是以 C 系列叶型组成的平面叶栅吹风数据为基础建立的 (适用于其它叶型)。这里所建立的最小损失状态的关系, 则以 NACA65 系列叶型组成的叶栅的系统吹风数据为基础。

NACA65 系列叶型是将 NACA65-010 对称的原始叶型 (坐标数据见表 1-11), 按照 NACA65-(A_{10}) 中线弯曲而成。对于不同的弯度, 该中线的方程为

$$y/b = C_{YD}[(1-x/b)\ln(1-x/b) + x\ln(x/b)/b]/4\pi. \quad (1-3-67)$$

其中 C_{YD} 为设计的升力系数 (亦即叶型的弯度)。该中线的任一点的斜率 dy/dx , 由 (1-3-67) 式对 x/b 求导得到

$$dy/dx = C_{YD}[\ln(1-x/b) - \ln(x/b)]/4\pi. \quad (1-3-68)$$

可以看出, 当 $x/b = 0$ 和 $x/b = 1.0$ 时, 该中线的斜率为无穷大。因此和中线两端点的切线有关的角度 θ , x_1 , x_2 , β_{1c} , β_{2c} , i , δ 等就无法确定。因此, 引进 NACA65 系列叶型的当量圆弧中线。如图 1-3-35 所示, 通过 NACA65-(A_{10}) 中线的前缘端点、后缘端点和最大挠度点 (由方程 1-3-68 知此点在弦长的 50% 处) 作圆弧, 即为当量圆弧中线。然后由当量圆弧中线两端点的切线来定义角度 i , δ , θ , x_1 , x_2 , β_{1c} , β_{2c} 等。当量圆弧的引入, 只是为了计算 NACA65 系列叶型的上述有关角度。

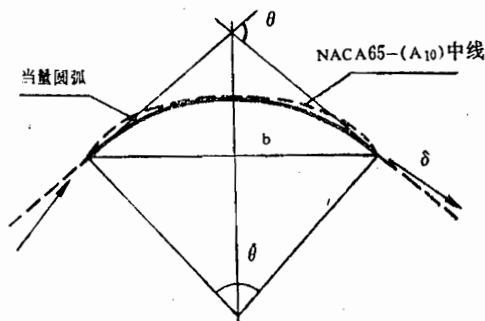


图 1-3-35

式子 (1-3-67) 和 (1-3-68) 中的设计升力系数 C_{YD} , 同 NACA65 系列叶型当量弯度 θ 间的关系见图 1-3-33。在下面的讨论中, NACA65 系列叶型的角度 (和中线有关的角度) 都是当量角。

3. 叶栅验实的目的, 是为了给压气机设计提供资料。因此, 实验所整理的关系的形式要尽量和压气机的工作情况相一致。例如, 压气机中的基元叶片, 叶栅的几何参数 (剖面的型式, 稠度和安装角等) 是不变的, 只是以不同的 β_1 工作。所以如果实验中固定安装角, 改变 β_1 来改变冲角 i 所得到的结论就和压气机工作情况相一致。但是 NACA65 系列叶栅的系统吹风数据是在 β_1 不变下改变安装角 γ 得到的。这就引起了和压气机工作情况的差别。有限的低速实验数据表明, $\gamma = \text{常数}$ 和 $\beta_1 = \text{常数}$ 两种情况下得到的总压损失系数 $\bar{\omega}$ 同 i 的关系的差异如图 1-3-36 所示。即 $\beta_1 = \text{常数}$ 的 $\bar{\omega}$ 曲线稍往右移, 因而 $\beta_1 = \text{常数}$ 下的参考冲角比 $\gamma = \text{常数}$ 时大些, 一般约大 $1^\circ \sim 2^\circ$ 。下面二元叶栅实验数据的综合关系中, 没有考虑固定 β_1 和 γ 所引起的参考冲角的差别。

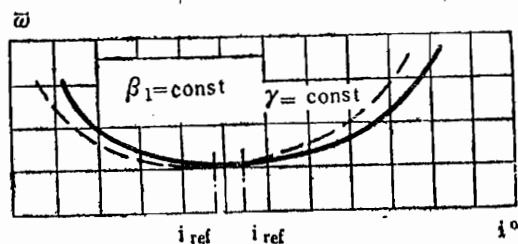


图 1-3-36

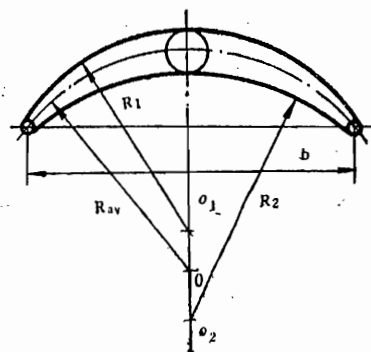


图 1-3-37

4. 双圆弧叶型

按最小损失状态整理的数据, 是以 NACA65-(A_{10}) 系列叶栅的实验据为基础的, 但适当改变, 可以用于 C 系列的圆弧中线和抛物线中线的叶栅, 以及双圆弧叶型组成的叶栅。所谓双圆弧叶型, 是指叶型的上表面和下表面是两个不同半径的圆弧, 该两圆弧在前缘、后缘与倒圆 r_1 、 r_2 相切。若 $r_1 = r_2$, 则组成叶型的最大厚度在弦长的中间 (图 1-3-37)。在压气机的跨音速级中广泛采用了这种叶型。

双圆弧叶型的代号如 10.52A/25C50。其中 2A 表示双圆弧, 其它数字和符号的意义和 C 系列叶型相同。

5. 最小损失冲角点, 不是必须当作压气机叶栅的设计点。如 § 3 中所指出的, 在多级轴流压气机的设计中, 对于特定的基元叶片, 冲角的选择要考虑较多的因素, 而且一般来说, 没有对于各种情况都适用的不变的设计冲角的定义。二元叶栅参考冲角经三元修正后作为压气机基元叶片的设计冲角, 可以是设计冲角的一种选择。

二、最小损失状态低速二元叶栅数据的综合结果

1. 参考冲角同叶栅几何参数的关系

分析指出, 最小损失区的冲角, 和叶型上下表面的速度分布没有大的速度尖峰的情况相对应。它和很多因素有关, 在气流进口 M 数 $M_1 < 0.8 \sim 0.9$ (对亚音速叶栅) 和按弦长计算的雷诺数 $Re = \rho_1 W_1 b / \mu_1 \geq (2.0 \sim 2.5) \cdot 10^5$ 的条件下, 主要的取决于叶型的形状 (叶型最大相对厚度 C_{max}/b 和叶型的厚度按弦长的分布), 叶栅的稠度, 安装角和叶型的弯度 θ 。

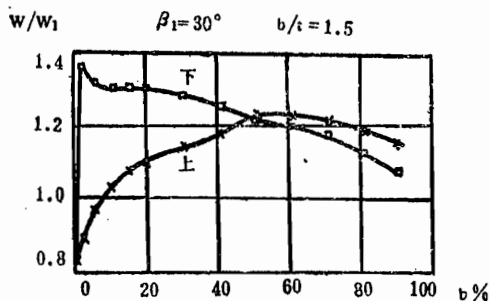


图 1-3-38

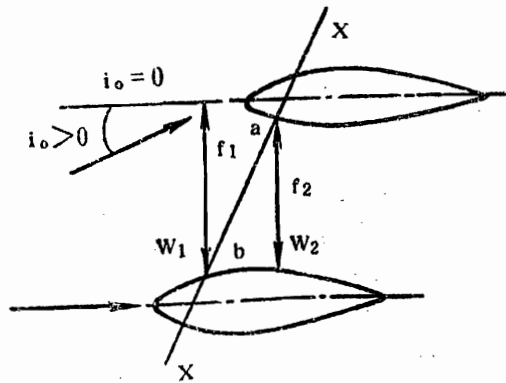


图 1-3-39

实验数据说明, 无弯度 ($\theta = 0$) 有一定厚度叶型组成的叶栅, 在安装角 γ 不等于 90° 和

0°的情况下, 最小损失冲角 i_0 不为零, 而总是某一正值 (即 $i_0 > 0$)。其原因就在于无弯度厚叶片在零冲角时两表面的速度分布不对称, 如图 1-3-38 所示。此时速度分布不对称的道理可用图 1-3-39 所示的流动情况近似地给予解释。在图 1-3-39 中的位置 $x-x$ 处, 叶型上表面 b 点的速度 W_b 和流管面积 f_1 相对应; 叶型下表面 a 点的速度 W_a 和流管面积 f_2 相对应。由于叶型有厚度, $f_2 < f_1$ 。所以上表面的 b 点的速度 W_b 低于下表面 a 点的速度 W_a , 从而使上下表面速度分布不对称。现在如果使冲角 $i_0 > 0$, 流管面积 f_1 减小, f_2 不变, 故上下表面速度在某一冲角下趋于对称分布。这就是说, 无弯度厚叶型的叶栅的最小损失冲角 $i_0 > 0$ 。如果组成叶栅的叶型的厚度趋于零, 则 $i_0 = 0$ 。因此, 无弯度具有一定厚度叶型所组成的叶栅, 最小损失冲角和叶型最大厚度以及厚度沿弦向分布有关。最大厚度的相对值 $C_{\max}/b$ 越大, i_0 越大; 叶型沿弦长的厚度越薄 (前面部分), i_0 就小。

这样, 如果以 $\bar{C} = 10\%$ 的 NACA65- (A_{10}) 系列叶栅的 $(i_0)_{10}$ 为基准, 则其最大厚度和其它厚度分布的叶型的 i_0 , 可表示为

$$i_0 = (K_t)_{sh} \cdot (K_t)_t \cdot (i_0)_{10} \quad (1-3-69)$$

式中 $(K_t)_{sh}$ 是叶型厚度分布的修正系数。NACA65- (A_{10}) 系列叶型 $(K_t)_{sh} = 1.0$; C 系列叶型的前面部分较 NACA65 系列叶型厚, 所以 $(K_t)_{sh} > 1.0$, 推荐用 $(K_t)_{sh} = 1.1$; 双圆弧叶型前面部分比 NACA65 系列叶型薄, 故 $(K_t)_{sh} < 1.0$, 推荐为 0.7。上述三种叶型的厚度分布示于图 1-3-40 上。

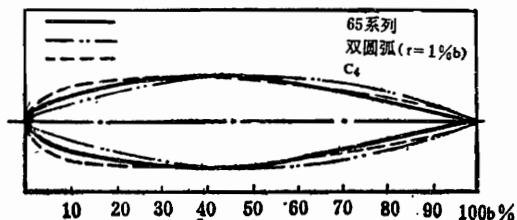


图 1-3-40

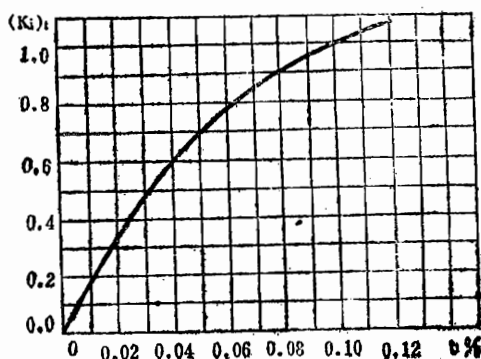


图 1-3-41

$(K_t)_t$ 是叶型最大厚度的修正系数, 不管什么叶型 $\bar{C} = 10\%$ 的 $(K_t)_t = 1.0$, $\bar{C} > 10\%$ 时, $(K_t)_t > 1.0$, $\bar{C} < 10\%$ 时, $(K_t)_t < 1.0$ 。根据 $\bar{C}$ 值的大小, 由图 1-3-41 曲线查得。

$(i_0)_{10}$ 是 $\bar{C} = 10\%$ 无弯度 NACA65 系列叶型组成的叶栅的最小损失冲角, 它取决于叶栅的稠度和 β_1 角, 由图 1-3-42 曲线给出。

为了简化, 式 (1-3-69) 可写成

$$i_0 = K_t (i_0)_{10} \quad (1-3-70)$$

式中,

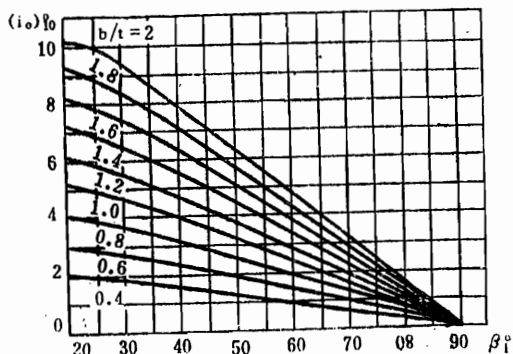


图 1-3-42

$$K_t = (K_t)_{sh} \cdot (K_t)_t = \begin{cases} 0.7(K_t)_t & \text{双圆弧叶栅} \\ 1.1(K_t)_t & \text{C系列叶栅} \end{cases}$$

以上说的是组成叶栅的叶型为无弯度的情况，实际叶型是有一定弯度的。不难想到，在一定的稠度 b/t 和 β_1 下，随叶型弯度 θ 的增加，最小损失冲角应减小。实验证实，参考冲角随叶型弯度的增加实质上是线性的降低。图 1-3-43 上的点，即为 NACA65 系列叶型组成的叶栅的实验结果之一（ $\beta_1 = 20^\circ$ ， $b/t = 1.5, 1.22, 1.0$ ）

因此，由弯曲叶型组成的叶栅的最小损失冲角由两部分组成。一部分是 $\theta = 0$ 时的 i_0 ，另一部分是和 θ 成线性降低的部分 $n\theta$ 。即 $i = i_0 + n\theta$ 。

将 (1-3-70) 式代入得

$$i = K_t(i_0)_{i_0} + n\theta \quad (1-3-71)$$

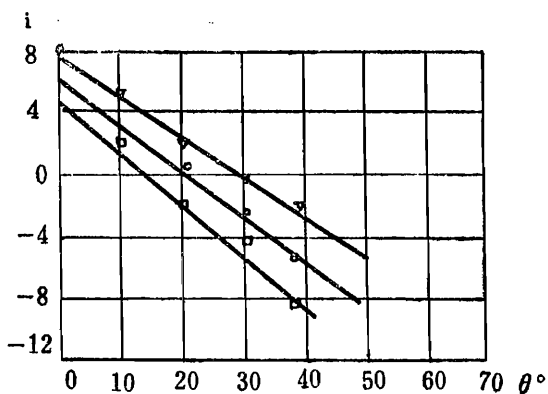


图 1-3-43

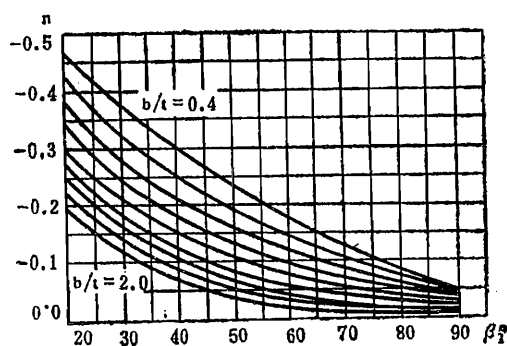


图 1-3-44

式中 n 取决于叶栅的稠度 b/t 和 β_1 角，由图 1-3-44 曲线给出。

对于 NACA65- (A_{10}) 叶栅 ($\beta_1 = 20^\circ$ ， $b/t = 1.0, 1.25, 1.5$)，用式子 (1-3-71) 计算的参考冲角的结果，也画在图 1-3-43 上（图中的直线。其中最上面一条直线与 $b/t = 1.5$ 对应）。可见和实验结果的符合情况是较好的。

2. 在参考冲角下，气流落后角 δ 同叶栅几何参数的关系

气流落后角 δ 的大小，表征叶栅中相邻叶型组成的通道对气流的引导能力。因此 δ 的大小同组成叶栅叶型的几何参数（叶型弯度 θ ，最大厚度 C_{max} 和厚度分布，叶栅的稠度和安装角）有关；同时也和气流 M 数和 R_e 有关；和冲角 i 有关。在进口气流 M 数 $M_1 \leq 0.7 \sim 0.8$ ，和 $R_e \geq 2.5 \times 10^5$ 情况下，对 NACA65 系列、C 系列和双圆弧叶型组成的叶栅，可略去 M 数和 R_e 对 δ 的影响。

如同参考冲角的情况一样，由无弯度而有一定厚度叶型组成的叶栅，在最小损失冲角时（ i_0 时），落后角 $\delta_0 > 0$ ，如图 1-3-45 所示。 δ_0 随 i_0 加大而增加。

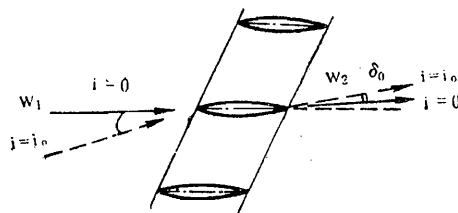


图 1-3-45

如果以 $\bar{C} = 10\%$ 的 NACA65 系列无弯度叶型组成的叶栅为基准，同样应有

$$\delta_0 = (K_\delta)_{sh} \cdot (K_\delta)_t \cdot (\delta_0)_{i_0} \quad (1-3-72)$$

式中 $(\delta_0)_{10}$ 为 $\bar{C}=10\%$ 的 NACA65- (A_{10}) 系列无弯度叶型组成的叶栅最小损失时落后角 δ_0 ，它由 β_1 和叶栅稠度 b/t 决定，由图 1-3-46 给出。

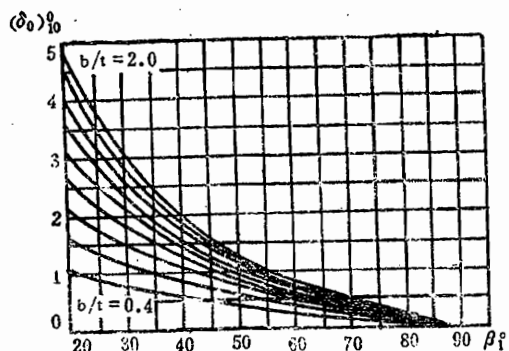


图 1-3-46

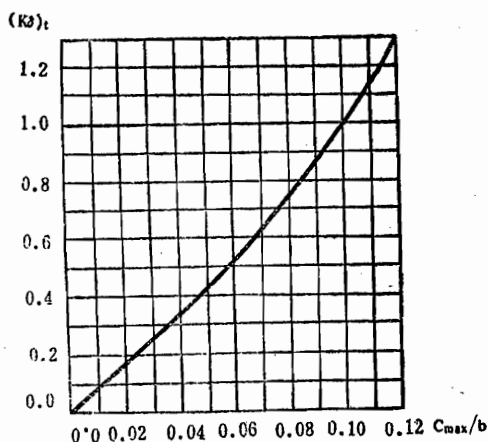


图 1-3-47

$(K_\delta)_t$ 是叶型最大厚度的修正系数，根据不同的 $C_{\max}/b$ 值查图 1-3-47 曲线。

$(K_\delta)_{sh}$ 为叶型厚度分布的修正系数。对 NACA65 系列叶型组成的叶栅， $(K_\delta)_{sh}=1.0$ ；双圆弧叶型组成的叶栅 $(K_\delta)_{sh}=0.7$ ；C 系列叶型组成的叶栅 $(K_\delta)_{sh}=1.1$ 。

同样为了简化 (1-3-72) 式可以写成

$$\delta_0 = K_\delta (\delta_0)_{10} \quad (1-3-73)$$

式中，

$$K_\delta = (K_\delta)_{sh} \cdot (K_\delta)_t = \begin{cases} 0.7(K_\delta)_t & \text{双圆弦叶型} \\ 1.1(K_\delta)_t & \text{C 系列叶型} \end{cases}$$

当叶栅的叶型有弯度时，弯度对落后角的影响，和叶栅额定状态时的情况大致相同。故最小损失状态时的落后角由下式决定：

$$\delta = \delta_0 + m_1 \theta / (b/t)^a$$

将 (1-3-73) 式代入得到

$$\delta = K_\delta (\delta_0)_{10} + m_1 \theta / (b/t)^a \quad (1-3-74)$$

式中 m_1 是叶栅稠度 $b/t=1.0$ 时由 β_1 决定的系数，由图 1-3-48 给出。 b/t 的指数 a ，由 β_1 在图 1-3-49 上查找。图 1-3-49 上曲线虽是由 NACA65- (A_{10}) 系列叶栅得到的，但在缺乏

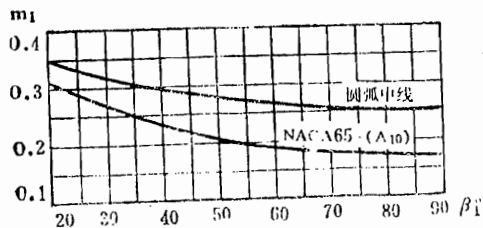


图 1-3-48

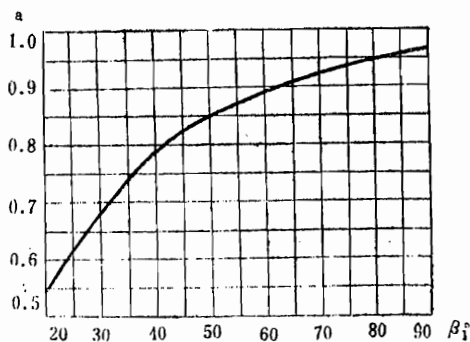


图 1-3-49

足够数据的情况下,也可用于圆弧中线的叶型。例如,对圆弧中线的不变厚度的进口导流叶片的环形叶栅,实验测得的不同 b/t 下的 δ/θ , 和利用图 1-3-49、图 1-3-48 以及公式 (1-3-74) 计算得到的 δ/θ 比较, 示于图 1-3-50 上。因为导流叶片的进口气流角为 90° (相当于工作叶片的 $\beta_1 = 90^\circ$), 由图 1-3-48 和图 1-3-49 查得 $m_1 = 0.25$, $a = 0.965$ 。另外, 对于进口导流叶片 $\delta_0 = 0$, 所以 δ 的计算式 (1-3-74) 变为 $\delta/\theta = 0.25/(b/t)^{0.965}$ 。由图可以看出, 对于这种情况, 将图 1-3-49 用于圆弧中线叶型, 其结果是满意的。

另外, 可以用在额定状态得到的落后角的算式 (卡特尔公式)

$$\delta = m_c \cdot \theta / \sqrt{\frac{b}{t}} \quad (1-3-75)$$

来计算圆弧中线叶型组成的叶栅的最小损失时的落后角。因为虽然额定状态的冲角和最小损失状态不同, 但正如 § 3 中所指出的, 在气流在叶片上还未开始分离之前, 对于常用的叶栅稠度, 冲角改变引起落后角的变化不大。公式 (1-3-75) 形式上和毫威尔公式完全一样, 但这里的 m_c 由叶栅中叶片的安装角 γ 查卡特尔曲线 (图 1-3-51) 得到。叶型的安装角, 对于圆弧中线 $\alpha_1 = \theta/2$, 所以

$$\gamma = \beta_1 + i + \theta/2 \quad (1-3-76)$$

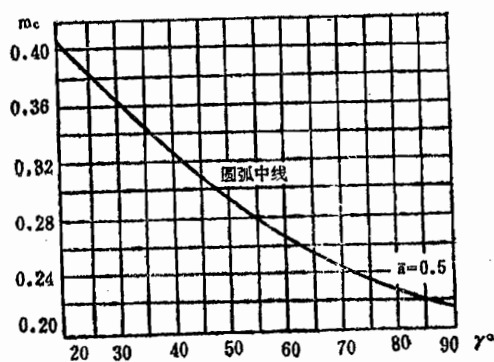


图 1-3-51

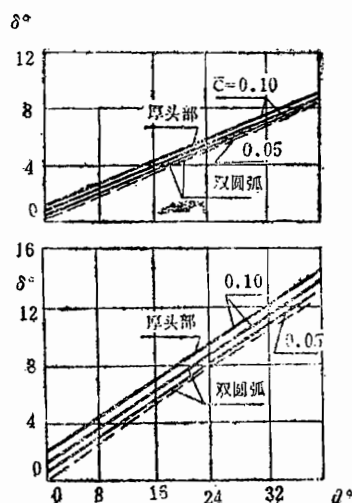


图 1-3-52

利用 (1-3-75) 式计算最小损失状态的落后角和利用公式 (1-3-74) 相比, 对头部厚的圆弧中线叶栅差别较大, 因为这种叶栅 δ_0 较大, 特别是对于小的 β_1 角, 差别就更大些。对于双圆弧叶栅, 由于它的头部较薄, δ_0 较小, 故差别就较小。如图 1-3-52 表明的那样, 对于双圆弧叶栅, 利用 (1-3-75) 式计算的 δ 较用 (1-3-74) 式计算的约小 $0.5 \sim 1.0^\circ$ 。

以上讨论的是叶栅几何参数对落后角的影响。对于一定几何参数的叶栅，冲角改变时，落后角也要变化。一般来说， i 加大时 δ 增加，即 $d\delta/di$ 大于零。对 NACA65- (A_{10}) 叶型组成的叶栅数据分析指出， δ 随

i 的变化的快慢，即 $d\delta/di$ 的大小的取决于 b/t 和 β_1 （在低损失区）。稠度 b/t 大 $d\delta/di$ 小。因为 b/t 加大，通道对气流的引导能力增强； β_1 减小 $d\delta/di$ 较大，因为 β_1 小气流在叶型头部上表面绕流的弯度较大。对 NACA65- (A_{10}) 叶型组成的叶栅，在参考冲角时的 $(d\delta/di)_{ref}$ 同叶栅稠度 b/t 和 β_1 角的关系示于图 1-3-53 上（它是从一系列的图 1-3-34 的曲线中综合得到）。可见，

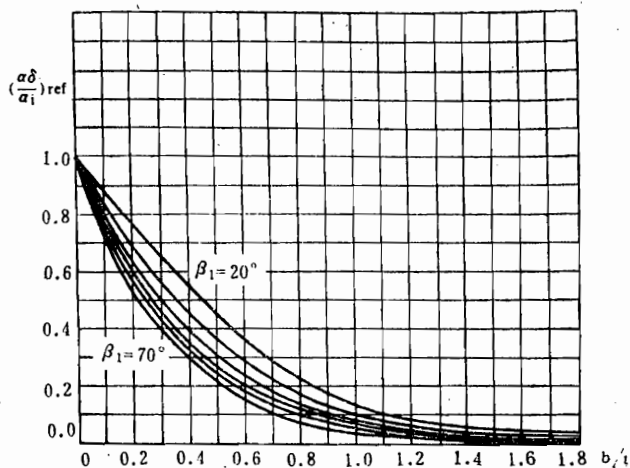


图 1-3-53

对于压气机中常用的稠度和 β_1 值 $(b\delta/di)_{ref}$ 是不大的。

因此，在低损失区，对于一定几何参数的叶栅，冲角变化引起落后角的改变，可以用下式计算：即

$$\begin{aligned} \delta - \delta_{ref} &= (i - i_{ref})(d\delta/di)_{ref}, \\ \text{即} \quad \delta &= \delta_{ref} + (i - i_{ref})(d\delta/di)_{ref}. \end{aligned} \quad (1-3-77)$$

图 1-3-53 曲线虽是由 NACA65- (A_{10}) 叶型组成的叶栅数据得到的，但它们可以用于其它形状的叶栅。用这个曲线和式子 (1-3-77) 可以计算在低损失区里偏离二元叶栅最小损失状态时的冲角。

有了上述的公式和曲线，对于给定的条件 (β_1 , b/t , C_{max}/b , 叶型型式等)，参考冲角和落后角怎样计算呢？下面分两种情况讨论这个问题。

第一种情况，落后角按 (1-3-74) 式计算。此时，将式 (1-3-71) 和 (1-3-74) 代入 (1-3-15) 式得

$$\begin{aligned} \theta &= \Delta\beta + K_\delta(\delta_0)_{10} + m_1\theta/(b/t)^a - [K_i(i_0)_{10} + n\theta], \\ \text{即} \quad \theta &= [\Delta\beta + K_\delta(\delta_0)_{10} - K_i(i_0)_{10}]/[1 + n - m_1/(b/t)^a] \end{aligned} \quad (1-3-78)$$

对于给定的条件，利用有关的曲线查得 K_δ 、 $(\delta_0)_{10}$ 、 K_i 、 $(i_0)_{10}$ 、 n 、 m_1 和 a 后，由 (1-3-78) 式算出叶型的弯度 θ ；然后利用 (1-3-71) 和 (1-3-74) 式算出 i_{ref} 和 δ_{ref} 。

第二种情况，落后角按 (1-3-75) 式计算。此时，将式 (1-3-71) 代入 (1-3-15) 式得

$$\theta = [\Delta\beta - K_i(i_0)_{10} + \delta]/(1 + n). \quad (1-3-79)$$

对于给定的条件，计算步骤如下：

- ① 利用 β_1 、 b/t 、 C_{max}/b 和叶型型式由有关曲线查得 K_i 、 $(i_0)_{10}$ 和 n ；
- ② 假设一个 δ 值，由 (1-3-76) 式算出 θ ；
- ③ 由 (1-3-71) 式计算 i ；
- ④ 由 (1-3-76) 式计算 ν ；
- ⑤ 由图 1-3-51 查得 m_ν ，利用 (1-3-75) 式算出 δ 。

如果最后一步求得的 δ 值和假设的值不等,重复上面的计算步骤②到⑤,直到最后求出的 δ 和假设的值相等为止(实际计算中 δ 的差值不超过6'即可)。

3. 参考冲角时总压损失 $\bar{\omega}_{ref}$ 同扩散因子 D 的关系。在这里,二元叶栅的总压损失主要是指叶型上下表面附面层及其叶型后形成的尾迹而产生的损失(图1-3-54)。总压损失的大小,取决于叶栅的稠度 b/t ,叶栅进口和出口气流角 β_1 、 β_2 ,和尾迹的动量厚度与弦长的比值(动量厚度比)。尾迹的动量厚度取决于叶片表面附面层的发展和叶型尾缘厚度的大小,而主要取决于前者。实验已经说明。尾缘厚度影响很小。而附面层的生长取决于叶型表面的度速梯度(扩压的大小);气流 M 数;按弦长计算的雷诺数和来流的紊流度。在 $Re > 2.5 \times 10^5$, $M_1 \leq 0.7$ 的情况下,主要则由叶型表面的扩压大小决定。扩压大,附面层厚度大。这样,在一定的稠度和进、出口气流角下,叶型表面的度速梯度就成为二元叶栅总压损失的决定性因素。

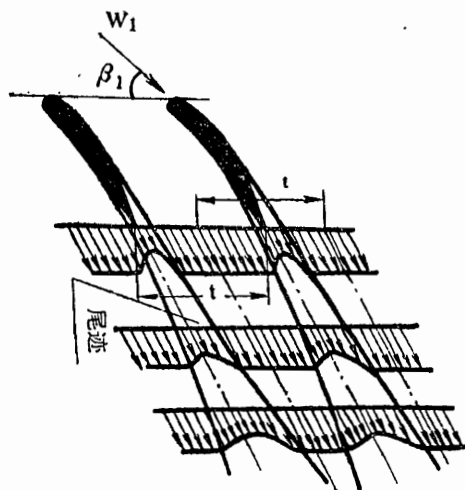


图 1-3-54

已经知道,叶型表面的最大速度 W_{max} 和出口速度 W_2 的差值,可以表明叶型表面的扩压程度。所以在上述条件下,扩散因子 $D \approx (W_{max} - W_2)/W_1$,将是决定总压损失的主要因素。因此,人们将二元叶栅的损失系数表示为扩散因子 D 的关系。一般在这种关系中,其损失不直接用 $\bar{\omega}$,而用损失参数 $\bar{\omega} \sin \beta_2 / 2(b/t)$,或者 $[\bar{\omega} \sin \beta_2 / 2(b/t)] \cdot (\sin \beta_2 / \sin \beta_1)^2$ 表示。这样可使综合数据包括了 b/t 和气流角的影响,从而更能反映叶片排的气动性能。

图1-3-55表示了在最小损失冲角时,损失参数 $\bar{\omega} \sin \beta_2 / 2(b/t)$ 和 $[\bar{\omega} \sin \beta_2 / 2(b/t)] (\sin \beta_2 / \sin \beta_1)^2$ 同扩散因子 D 的关系(从NACA65- (A_{10}) 叶型组成的叶栅的低速数据得到)。其中 $\bar{\omega} = \Delta P / (P_1^* - P_1)$,对于不可压流 $P_1^* - P_1 = \rho_1 W_1^2 / 2$,低速气流可近似地看成不可压流。由于沿叶栅间距 t (图1-3-54),一般总压是不均匀的,故 ΔP 应为叶栅进出口沿间距按质量平均的总压差。

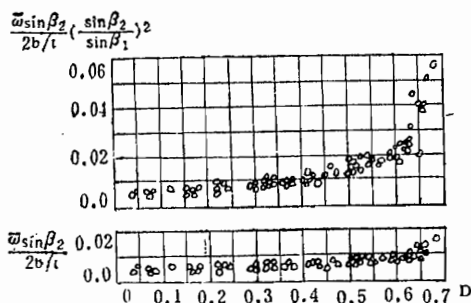


图 1-3-55

图1-3-55所表示的关系,虽从NACA65- (A_{10}) 叶型组成的叶栅数据得到,但它是二元叶栅损失数据的一般关系,成为压气机叶栅损失分析和计算的有力工具。

三、最小损失状态二元叶栅数据的三元修正及其计算应用

前面所叙述的二元叶栅数据,虽已成功地应用到很多压气机的设计中去,但对于三元影响占重要地位的那些压气机中,比如,高 M 数和负荷的压气机中,二元叶栅数据就不能真实地反映气流在压气机基元叶片中的流动情况,因而在设计中则必须考虑二元叶栅数据的三元

修正。当然，修正后的数据，只是和真实流动接近了一步，由于可用数据的不足，远不能完全地反映真实压气机基元叶片中的流动情况。虽然如此，我们还是要求和追求全面性，只有这样，才能使设计工作不断完善和进步。

当然，这里所讲的三元修正，只是讲在确定 i_{ref} , δ_{ref} , 及总压损失参数时，考虑了叶片排和单级的实验数据，并非指气流速度三角形参数的计算已应由了三元方法。

这里介绍的对二元叶栅数据的修正数据，主要来源于转子叶片排或单级的实验。而组成环形叶栅的叶型，则是 NACA65- (A_{10}) 系列叶型（广泛地用于亚音速压气机），和双圆弧叶型（广泛地由于跨音速压气机级）。

1. 二元参考冲角的修正

二元叶栅最小损失冲角，是在不变的 β_1 和 M_1 数下得到的。在压气机中的基元叶片（环形叶栅），它的冲角，进口气流角和 M 数可能同时变化。故这时在某一 M 数下得到的参考冲角 i_c 和二元叶栅在相同 M 数下得到的参考冲角 i_{2D} ，原则上讲是不同的。另一方面，基元叶片的径向位置不同，工作条件不同，因而参考冲角的大小也是不同的。

NACA65- (A_{10}) 系列转子叶片和双圆弧转子叶片，差值 $i_c - i_{2D}$ 在不同径向位置上随 M_{w1} 变化的关系示于图 1-3-56 中。由图可以看出，NACA65- (A_{10}) 系列叶片，在 $M_{w1} \leq 0.85$ 时 M_{w1} 无影响；双圆弧叶片在 $M_{w1} \leq 0.4 \sim 0.45$ 时， M_{w1} 也无影响。

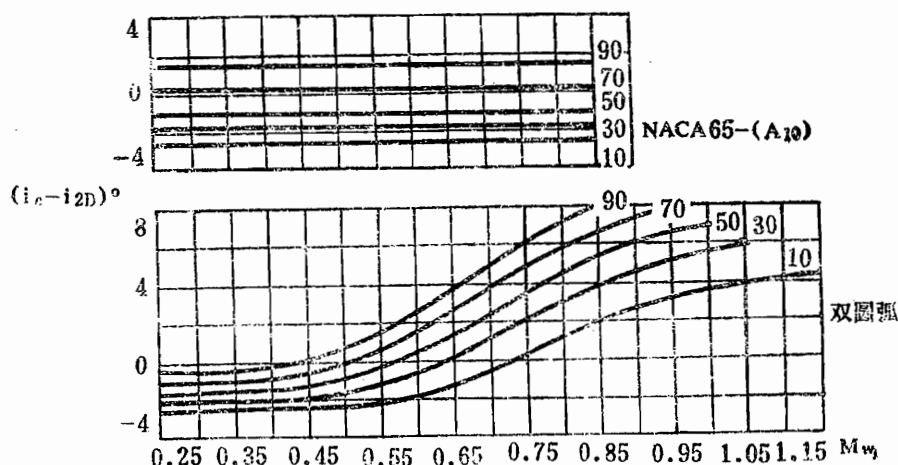


图 1-3-56

由于静子叶片可用的数据有限，还不能建立可靠的参考冲角差值 $i_c - i_{2D}$ 的曲线。有限的说明，NACA65- (A_{10}) 系列静子叶片在中径和轮毂处二元参考冲角很接近。和转子叶片一样 M_{c2} 数无影响。

一般说来，有了差值 $i_c - i_{2D}$ 后，压气机中基元叶片的最小损失冲角可由下式确定：

$$i_c = i_{2D} + (i_c - i_{2D}). \quad (1-3-80)$$

式中二元叶栅的参考冲角由 (1-3-71) 式计算。 $i_c - i_{2D}$ 由图 1-3-56 查（动叶）。图 1-3-56 曲线是实验数据的统计平均值。严格讲，每一条线表示一数据带。

2. 落后角的修正

二元参考角冲时的落后角，是叶栅几何参数和 β_1 的函数，三元的影响主要的增加了两

个因素：一是二次流，二是进出口轴向速度的变化。它们都和气流进口 M 数和基元叶片所在的径向位置有关。对于 NACA65- (A_{10}) 系列转子叶片和双圆弧转子叶片不同半径上测量的和对应的二元叶栅按(1-3-74)式计算的 δ_{2D} 的差值 $\delta_c - \delta_{2D}$ 同气流进口 M 数 M_{w1} 的关系，如图 1-3-57 所示。和图中对应的 NACA65- (A_{10}) 系列转子叶片尖部的轴向速度比 W_{2a}/W_{1a} 在 0.8~1.05 范围内，中径处为 0.9~1.1，在轮毂处为 1.0~1.3；双圆弧转子叶片尖部的 W_{2a}/W_{1a} 为 0.85~1.05，中径处的为 0.9~1.15，轮毂处为 0.95~1.5。

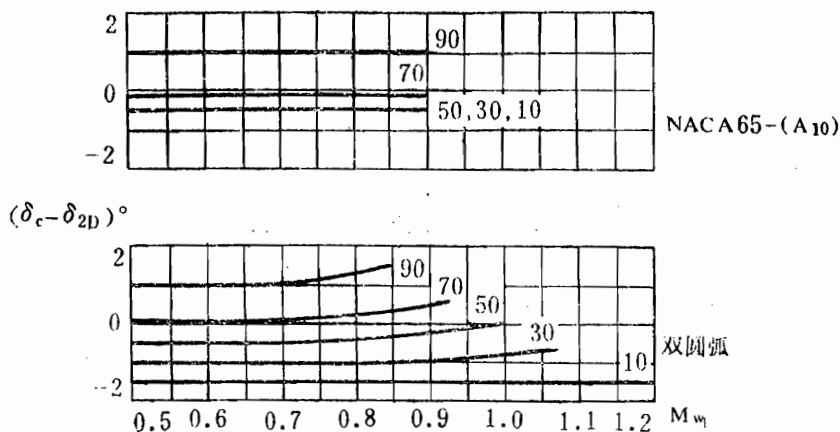


图 1-3-57

由图可以看出，NACA65- (A_{10}) 叶片，在所研究的数据范围内($M \leq 0.9$)，对 $\delta_c - \delta_{2D}$ 无影响。

和参考冲角一样，对于静子叶片由于可用数据有限，难以给出可靠的 $\delta_c - \delta_{2D}$ 与 M_{c2} 的曲线关系。根据有限的实验数据来看，有如下结果(δ_{2D} 按(1-3-74)计算)仅供参考：

NACA65- (A_{10}) 系列静叶片 (和 M_{c2} 无关)：叶尖处， C_{3a}/C_{2a} 在 1.1~1.5 范围内时， $\delta_c - \delta_{2D} = 4^\circ$ ；中径处， C_{3a}/C_{2a} 在 1.0~1.05 时， $\delta_c - \delta_{2D}$ 约为 -0.5° ；轮毂处， C_{3a}/C_{2a} 在 0.85~1.05 时， $\delta_c - \delta_{2D}$ 约为 1.5° 。

双圆弧静子叶片 (M_{c2} 在 0.7 以下)：叶尖处， C_{3a}/C_{2a} 在 1.0~1.25 时， $\delta_c - \delta_{2D}$ 约为 1.5° ；中径上， C_{3a}/C_{2a} 在 0.95~1.27 时， $\delta_c - \delta_{2D}$ 约为 -0.5° ；轮毂处， C_{3a}/C_{2a} 在 0.9~1.3 时， $\delta_c - \delta_{2D}$ 约为 -3° 。

另外，由于参考冲角 i_c 不同于 i_{2D} ，这也要引起对应的落后角的变化，这个变化可由(1-3-77)式来计算，为

$$(i_c - i_{2D})(d\delta/di)_{2D}$$

因此，压气机中基元叶片的最小损失的落后角 δ_c 应由三项组成，一是二元叶栅的 δ_{2D} ，二是由于径向位置和 M 数不同而得到的 $\delta_c - \delta_{2D}$ ，三是由于 i_c 不同于 i_{2D} 而得到的 $(i_c - i_{2D})(d\delta/di)_{2D}$ 。

$$\delta_c = \delta_{2D} + (\delta_c - \delta_{2D}) + (i_c - i_{2D})(d\delta/di)_{2D} \quad (1-3-81)$$

式中 δ_{2D} 由(1-3-74)式计算， $(d\delta/di)_{2D}$ 查图 1-3-53 曲线。

如果双圆弧叶片的 δ_{2D} 是按(1-3-75)式计算的话，则由图 1-3-57 查得的 $\delta_c - \delta_{2D}$ 值应加大 $0.5 \sim 1.0^\circ$ (如果 $\delta_c - \delta_{2D}$ 为负值，则应负得小些)。因为前面已指出，按(1-3-74)

式计算的 δ_{2D} 比按 (1-3-75) 式计算的约大 $0.5 \sim 1.0^\circ$ 。

有了上述计算式和曲线, 对于给定的条件: β_1 , $\Delta\beta$, b/t , $C_{\max}/b$, 叶型型式, 径向位置, 进口气流 M 数等, 压气机中基元叶片的参考冲角 i_0 和参考冲角时的落后角的计算步骤, 和二元叶栅时相同, 这里不重复。对于第一种情况和 (1-3-15) 式相对应的弯度 θ 的计算式为

$$\theta = \{[\Delta\beta + (\delta_0 - \delta_{2D}) - (i_0 - i_{2D})(1 - (d\delta/di)_{2D})] - K_4(i_0)_{10} + K_5(\delta_0)_{10}\} / [1 + n - m_1/(b/t)^a] \quad (1-3-82)$$

对于第二种情况, 和 (1-3-79) 式相对应的弯度计算式为

$$\theta = [\Delta\beta + \delta_{2D} + (\delta_0 - \delta_{2D}) + (i_0 - i_{2D})(1 - (d\delta/di)_{2D}) - K_4(i_0)_{10}] / (1 + n) \quad (1-3-83)$$

3. 压气机中基元叶片总压损失参数同扩散因子 D 的关系

在实际压气机中, 不仅有叶型损失, 还有由壁面附面层、叶片间隙、能量沿叶高的径向梯度以及相邻叶片排相互作用等所引起的附加损失。它们和基元叶片所在的径向和轴向位置有关。所以在转子和静子叶片不同径向位置上测出的损失参数 $\omega \sin \beta_2 / 2(b/t)$ 同扩散因子 D 的关系将是不同的。

其次, 在三元叶片排中, 基元叶片的进口半径 r_1 和出口半径 r_2 一般是不同的。而且由于工作轮叶片的旋转, 气流在工作轮中获得了能量。所以, 第一, 对工作轮叶片不能用绝对总压差 ΔP 去计算 ω , 而必须用相对总压; 第二, $\omega = \Delta P / (P_{W1}^* - P_1)$ 中的 ΔP 对工作轮叶片不能用 $P_{W1}^* - P_{W2}^*$ 计算, 因为这时即使没有损失, 转子叶片出口的相对总压 P_{W2ad}^* 可以不等于进口相对总压 P_{W1}^* , 因而 $P_{W1}^* - P_{W2}^*$ 不能表明损失。这一点可说明如下:

在和工作轮一道旋转的坐标系中, 流体微团的离心力和哥氏惯性力是外力, 在相对坐标上写能量方程时, 必须计及这两个力的功, 即 (在绝热的条件下),

$$C_P T_{W2}^* - C_P T_{W1}^* = \text{外力的功 (离心力和哥氏力的功)}。$$

气体微团的离心力为 $\Delta m \frac{U^2}{r}$, Δm 为流体微团的质量。这个力从 r_1 到 r_2 做功为

$\int_{r_1}^{r_2} \Delta m \omega^2 r dr = \Delta m (U_2^2 - U_1^2) / 2$, 一公斤气体离心力的功为 $(U_2^2 - U_1^2) / 2$ 。流体微团哥氏惯性力的大小为 $\Delta m \cdot 2W \omega \sin(\omega, W)$, 它的方向垂直于相对速度 W , 故它从 r_1 到 r_2 所作的功为零。于是有

$$C_P T_{W2}^* - C_P T_{W1}^* = (U_2^2 - U_1^2) / 2,$$

$$\text{而} \quad T_{W2}^* / T_{W1}^* = 1 + [U_2^2 (1 - (r_1/r_2)^2)] / (2K R T_{W1}^* / (K - 1))。$$

对于无失损情况:

$$P_{W2ad}^* / P_{W1}^* = (T_{W2}^* / T_{W1}^*)^{K/(K-1)} = [1 + (K-1)U^2(1 - (r_1/r_2)^2) / 2K R T_{W1}^*]^{K/(K-1)} \quad (1-3-84)$$

可见, 只有 $U=0$ (叶片不旋转), 或 $r_2=r_1$ (沿圆柱面流动) 时, P_{W2ad}^* 才等于 P_{W1}^* , 而 $U \neq 0$ 或 $r_2 \neq r_1$ 的一般情况下, P_{W2ad}^* 不等于 P_{W1}^* , 因此 $P_{W1}^* - P_{W2}^*$ 不能表示总压在转子叶片中的损失。此时 $P_{W2ad}^* - P_{W2}^*$ 则表示转子叶片中的总压损失。故 ΔP 用 $P_{W2ad}^* - P_{W2}^*$ 计算, 即工作轮叶片中的总压损失系数应为

$$\omega_R = [P_{W2ad}^* / P_{W1}^* - P_{W2}^* / P_{W1}^*] / [1 - (1 - (K-1)\lambda_{W1}^2 / (K+1))^{K/(K-1)}] \quad (1-3-85)$$

再则, 在三元叶片进口和出口半径 r_1 与 r_2 不等的情况下, 扩散因子 D 的计算式与二元情况 ($r_1 = r_2$ 的情况) 不同。现在, 我们就基元叶片进口和出口处的间距不等 ($t_1 \neq t$, 即 $r_1 \neq r_2$) 的一般情况, 导出动叶和静叶的 D 因子的表达式。

首先, 沿叶型表面计算叶型的速度环量。此时先假设叶型上表面 (吸力面 S) 和下表面 (压力面 P) 的弧长和弦长 b (图 1-3-58) 相同; 且叶型表面上的气流速度分布为线性变化, 即上表面气流速度由 $W_{\max}$ 线性变化到 W_2 , 下表面气流速度由 W_1 变化到 W_2 。

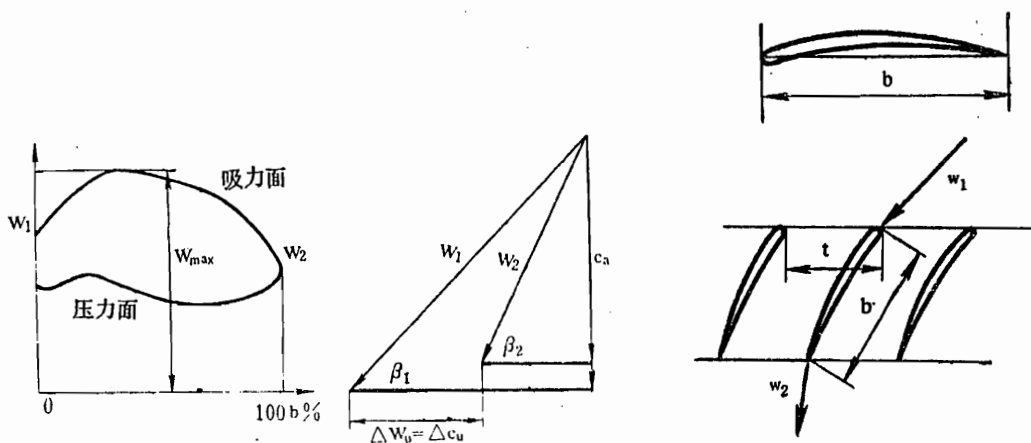


图 1-3-58

于是, 对于动叶片, 如图 1-3-59a 所示, 根据任一向量场的环量的计算式, 有

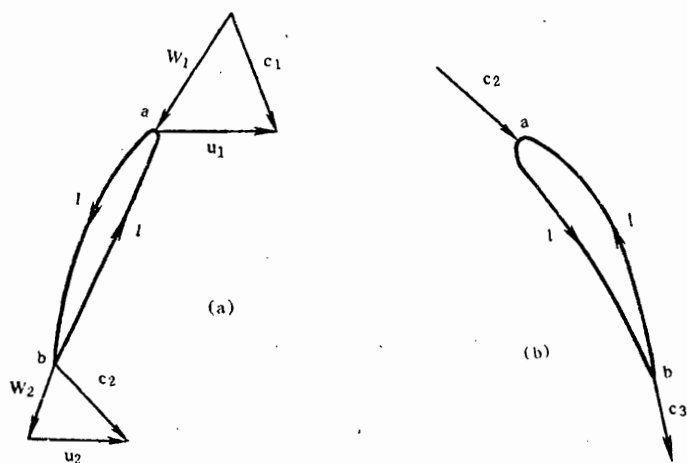


图 1-3-59

$$R_1 = \oint C \cdot dl = \oint (W + U) \cdot dl.$$

由于假设叶型上下表面弧长和 b 一致, 则上下表面任一一对应点的 U 的大小和方向相同, 但 l 的方向相反, 故 $\oint U \cdot dl = 0$, 因此, $R_1 = \oint C \cdot dl = \oint W \cdot dl$ 。又由于气流相对叶型上下表面的速度线性变化, 则有

$$R_1 = \int_a^b W_s \cdot dl + \int_b^a W_p \cdot dl = \frac{1}{2} [W_{\max} - W_2] - (W_1 - W_2) b.$$

再对上述假设进行修正。将该式右边除以修正因子 K ，并取 $K=0.25(K=0.2\sim0.3)$ ，得：

$$R_1 = 2b[(W_{\max} - W_2) - (W_1 - W_2)] \quad (1)$$

值得注意的是沿叶型表面相对度速和绝对度速的环量相等。

对于静子叶片，由图 1-3-59b 显然有

$$R_2 = \oint C \cdot dl = -2b[(C_{\max} - C_3) - (C_2 - C_3)] \quad (2)$$

然后再根据叶栅槽道来计算叶型的速度环量。对于动叶栅，如图 1-3-60a 所示， $R'_{1c} = \oint C \cdot dl = \oint (W + U) \cdot dl$ ，即

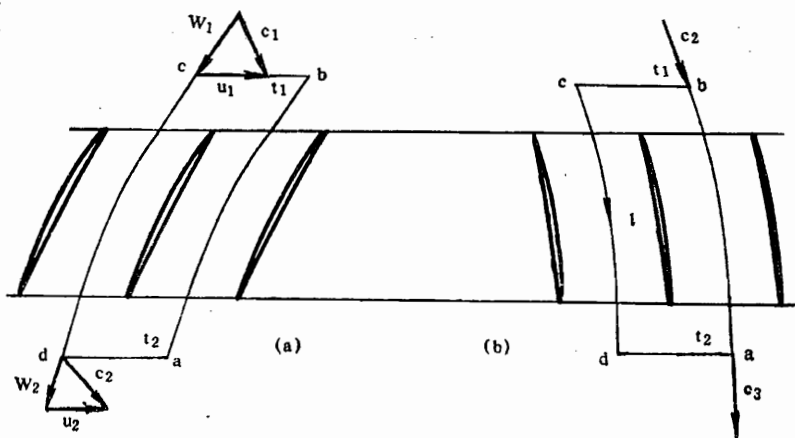


图 1-3-60

$$R'_{1c} = \int_a^b (W + U) \cdot dl + \int_b^c (W + U) \cdot dl + \int_c^d (W + U) \cdot dl + \int_d^a (W + U) \cdot dl$$

由于流线 ab 和 cd 上气流参数的对称性且 l 的方向相反，故有

$$\begin{aligned} R'_{1c} &= -W_{2u}t_2 + U_2t_2 + W_{1u}t_1 - U_1t_1 \\ &= C_{2u}t_2 - C_{1u}t_1 = 2\pi(C_{2u}r_2 - C_{1u}r_1)/Z_b \end{aligned} \quad (3)$$

其中 Z_b 是叶片排的叶片数目。显然，若只按相对度速计算环量，则

$$R'_{1w} = \oint W \cdot dl = W_{1u}t_1 - W_{2u}t_2 = 2\pi(r_1W_{1u} - r_2W_{2u})/Z_b \quad (4)$$

这样一来，假定除叶型表面之外的气流相对运动是无旋的，则有 $R_1 = R'_{1w}$ ，即有

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{r_1W_{1u} - r_2W_{2u}}{(r_1 + r_2)W_1b/t_{av}} \quad (1-3-85)$$

其中 $t_{av} = 2\pi r_{av}/Z_b$ ， $r_{av} = \frac{1}{2}(r_1 + r_2)$ 。

假定除了叶型表面之外的气流的绝对运动是无旋的，则有 $R_1 = R'_{1c}$ ，即

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{r_2C_{2u} - r_1C_{1u}}{(r_1 + r_2)W_1b/t_{av}} \quad (1-3-86)$$

对于动叶后的静叶片，如图 1-3-60b 所示，

$$R'_2 = C_{3u}t_3 - C_{2u}t_2 = 2\pi(C_{3u}r_3 - C_{2u}r_2)/Z_b$$

假定除叶型表面之外的气流的绝对运动是无旋的, 则有 $R_2 = R_2'$, 即

$$D = \frac{C_{\max} - C_3}{C_2} = 1 - \frac{C_3}{C_2} + \frac{r_2 C_{2u} - r_3 C_{3u}}{(r_2 + r_3) C_2 b/t_{av}} \quad (1-3-87)$$

若 $t_1 = t_2$, 即 $r_1 = r_2$, 则式 (1-3-85) 和 (1-3-86) 变成一个式子, 为

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta W_u}{2W_1 b/t} \quad (1-3-88)$$

式 (1-3-87) 变为

$$D = 1 - \frac{C_3}{C_2} + \frac{C_{2u} - C_{3u}}{2C_2 b/t} \quad (1-3-89)$$

式 (1-3-88) 和 (1-3-89) 为二元动叶栅和静叶栅扩散因子的计算式。

在现代文献中, 当研究压气机中其它的一些问题时, 还采用扩散因子的其它的定义, 例如, 将叶型表面最大速度 $W_{\max}$ 对出口速度 W_2 的比值称为当量扩散因子, 用 D_e 表示之, 即:

$$D_e = \frac{W_{\max}}{W_2} = \left(\frac{W_{\max} - W_2}{W_1} + \frac{W_2}{W_1} \right) \cdot \frac{W_1}{W_2} = D \cdot \frac{W_1}{W_2} + 1 \quad (1-3-90)$$

我们从 D 因子的计算式再来看一下 D 所代表的意义。气流在叶背上发生分离, 损失急剧上升和气流转折角 $(\beta_2 - \beta_1)$ 或 $(\alpha_3 - \alpha_2)$ 明显下降时的叶栅的扩压负荷, 定为极限负荷。扩散因子 D 怎样体现压气机叶栅的扩压负荷的呢? 下面来讨论这个问题。为了讨论方便, 我们利用 $r_1 = r_2$ 时的计算式, 并且将动叶和静叶的 D 因子计算式统一写成

$$D = 1 - \frac{V_{out}}{V_{in}} + \frac{\Delta V_u}{2V_{in} b/t}$$

式中 V_{out} 对动叶为 W_2 , 对静叶为 C_3 ; V_{in} 对动叶为 W_1 , 对静叶为 C_2 。

由该计算式可以看出

(1) 在 V_{in} 和 b/t 一定下, V_{out} 减小, 比值 V_{out}/V_{in} 减小, D 加大。在 $V_{out}/V_{in} < 1.0$ 时, 该比值表明直通道气流减速扩压的程度, 它小, 减速扩压程度就大, 反之, 减速扩压程度就小。不仅如此, 在由弯曲叶型组成的压气机叶栅中, V_{in} 一定, 减小 V_{out} 时, ΔV_u 还加大, 叶片气动负荷加大 (理由见下面), 这也使 D 加大。 V_{in} 一定, V_{out} 减小, ΔV_u 加大的道理对于动叶和静片见图 1-3-61。

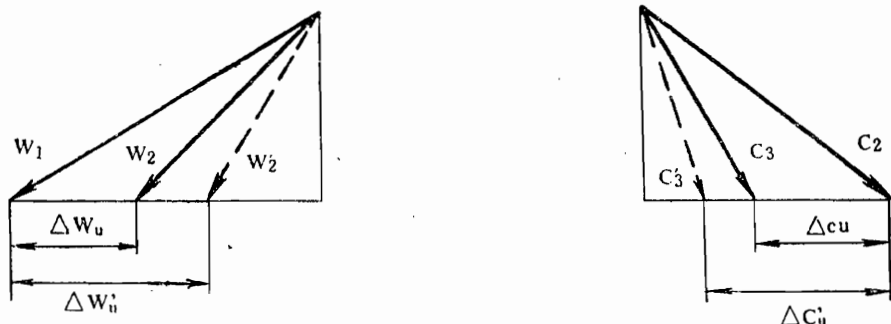


图 1-3-61

(2) 在 V_{in} 和 b/t 一定下, 加大 ΔV_u , D 增加。 ΔV_u 加大, 由 $\Delta V_u = P_u/\Delta m$ 知, 一公斤气体对叶片的切向作用力加大, 在一定的叶栅安装角下, 对叶片的轴向作用力也加大。

叶片所受的作用力大,就是气动负荷大(对动叶来说,对气流所作的功大)。而且,在 V_{t1} 不变下加大 ΔV_u ,同时也减小了 V_{out} (见图1-3-61),使叶栅作为直通道的减速扩压程度也加大。

(3)在其它条件不变下,加大叶栅稠度 b/t , D 减小。在 ΔV_u 不变下,加大 b/t 后,使得气流在叶栅中的扭转 ΔV_u 发生在较长的弯曲通道内,因而减小了气流自叶背分离的可能性,即离开极限负荷时的值更远了,所以扩散因子 D 减小。值得指出的是,第二节的分析中曾经说过,在 $\Omega'_K, \bar{C}_a$ 不变下加大 b/t ,则使 D 因子加大,这是由于在那里讨论的是 b/t 加大,使 ΔV_u 增加的情况。

由上述可见, D 因子的大小既说明了叶栅减速扩压程度,又说明了叶片所受气动负荷的大小。所以它是说明压气机叶栅扩压负荷的参数。在压气机的气动设计中,根据具体情况,规定 D 因子的适当的值,作为许用的扩压负荷的限制值。比如,有的文献根据一些实验数据推荐:

对于动叶,叶尖处 $D < 0.4$; 叶根处 $D < 0.6$;

对于静叶,叶根处 $D < 0.6$ 。

根据 NACA65-(A_{10})系列转子叶片和双圆弧转子叶片数据整理的总压损失参数 $\bar{\omega} \sin \beta / 2 \frac{b}{t}$ 同扩散因子 D 的关系,表示在图 1-3-62 上。由图可以看出,当叶尖处的 $D > 0.35$ 时,损失增加显著。对于 NACA65-(A_{10})系列和双圆弧静子叶片,三个不同半径上 $\bar{\omega} \sin \alpha_3 / 2 \frac{b}{t}$ 同 D 的关系,用不同的静子叶片测得的数据表示在图 1-3-63 上。图中的虚线表示了相应的二元叶栅的结果。可以看出,压气机中基元叶片总压损失参数稍高于二元叶栅的情况,特别是在高扩散因子时,差别则更大些,

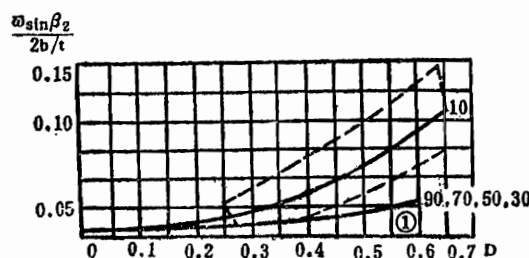


图 1-3-62

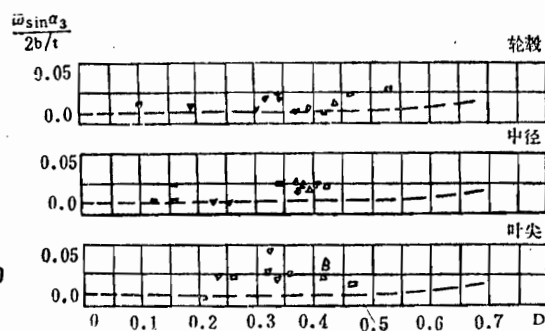


图 1-3-63

在计算中,对于 NACA65-(A_{10})系列和双圆弧静子叶片各个半径上的(从叶尖算起叶高的 10%, 30%, 50%, 70%, 90%)基元叶片的损失参数同 D 因子的关系,用图 1-3-62 中曲线①。对于动叶,用图 1-3-62 曲线时 D 因子的计算式(对 $r_1 \approx r_2$ 情况)用式(1-3-86)。

4. 计算应用

下面用一数字例题来说明上述关系的计算应用。

(1)已知条件(从速度三角形的计算中得到)

双圆弧转子叶片从叶尖算起 10% 叶高处,已知

$$\beta_1 = 33.1^\circ, \quad \Delta\beta = 10.9^\circ, \quad M_{w1} = 1.1, \quad D = 0.35, \\ T_2^*/T_1^* = 1.091.$$

(2) 假设: $b/t = 1.0$, $C_{\max}/b = 0.06$ 。

(3) 求: $\delta_c, i_c, \theta, P_{w2}^*/P_{w1}^*, P_2^*, P_1^*, \eta_{had}^*$ 。

计算步骤(用(1-3-74)式计算 δ_{2D} 情况):

①由 $M_{w1} = 1.1$ 和图 1-3-56, 图 1-3-57 查得

$$i_c - i_{2D} = 4^\circ, \quad \delta_c - \delta_{2D} = -1.5^\circ$$

②由 $\beta_1, b/t, C_{\max}/b$ 和图 1-3-41, 图 1-3-42, 图 1-3-44, 图 1-3-46, 图 1-3-48, 图 1-3-53 分别查得

$$K_t = 0.77 \times 0.7 = 0.54, \quad (i_0)_{10} = 4.4^\circ, \quad n = -0.22, \\ K_\delta = 0.53 \times 0.7 = 0.371, \quad (\delta_0)_{10} = 1.6^\circ, \quad m_1 = 0.305, \\ a = 0.714, \quad (d\delta/di)_{2D} = 0.095.$$

③将上面得到的各数值, 代入 θ 的计算式(1-3-82)得到 $\theta = 8.4^\circ$ 。

④将 $\theta, (i_0)_{10}, K_t, n$ 代入(1-3-71)式得 $i_{2D} = 0.53^\circ$; 则由(1-3-80)式得到 $i_c = 0.53^\circ + 4^\circ = 4.53^\circ$; 将 $\theta, (\delta_0)_{10}, K_\delta, m_1, a_1$ 代入(1-3-74)式得 $\delta_{2D} = 3.153^\circ$; 由(1-3-81)式得到 $\delta_c = 2.03^\circ$ 。

⑤由 $D = 0.35$ 和图 1-3-62 计算 $\overline{\omega}_R$ 。由 $D = 0.35$ 和图 1-3-62 查得

$$\overline{\omega}_R \sin \beta_2 / 2 \left(\frac{b}{t} \right) = 0.025, \quad \beta_2 = \beta_1 + \Delta\beta = 44^\circ,$$

所以 $\overline{\omega}_R = 0.025 \times 2 / 0.695 = 0.075$ 。

⑥由 P_{w2ad}^*/P_{w1}^* 和 $\overline{\omega}_R$ 求 P_{w2}^*/P_{w1}^* 。由(1-3-85)式知

$$P_{w2}^*/P_{w1}^* = P_{w2ad}^*/P_{w1}^* - \overline{\omega}_R \left[1 - \left(1 - \frac{K-1}{K+1} \lambda_{w1}^2 \right)^{K/(K-1)} \right] \quad (1-3-91)$$

略去半径的变化, $r_2 \approx r_1$, 则 $P_{w2ad}^*/P_{w1}^* = 1.0$, 查气动函数表得 $\pi(\lambda_{w1}) = 0.4683$, 于是 $P_{w2}^*/P_{w1}^* = 1 - 0.072(1 - 0.4683) = 0.9618$ 。

⑦计算 P_2^*/P_1^* 。

$$P_2^*/P_1^* = P_2/P_1 (T_2^*/T_1^*)^{K/(K-1)} (T_1/T_2)^{K/(K-1)} \quad (a)$$

$$P_{w2}^*/P_{w1}^* = P_2/P_1 (T_{w2}^*/T_{w1}^*)^{K/(K-1)} (T_1/T_2)^{K/(K-1)} \quad (b)$$

将(b)式除(a)消去静压和静温得到(并注意 $T_{w2}^*/T_{w1}^* = (P_{w2ad}^*/P_{w1}^*)^{(K-1)/K}$):

$$P_2^*/P_1^* = P_{w2}^*/P_{w1}^* (T_2^*/T_1^*)^{K/(K-1)} / (P_{w2ad}^*/P_{w1}^*) \quad (1-3-92)$$

将 $P_{w2}^*/P_{w1}^*, T_2^*/T_1^*$ 的值代入(1-3-92)式得到

$$P_2^*/P_1^* = 0.9618(1.09)^{3.5} = 1.305.$$

⑧计算工作轮基元叶片的效率

$$\eta_{had}^* = [(P_2^*/P_1^*)^{(K-1)/K} - 1] / [T_2^*/T_1^* - 1] \quad (1-3-93)$$

$$\eta_{had}^* = [(1.305)^{0.286} - 1] / (1.091 - 1) = 0.87.$$

静子叶片按同样方法计算。

对于有进口导流叶片的一般情况, 整个级的效率用下式计算(设导流叶片的进口气流参数用注脚 1' 表示):

$$\eta_{stad}^* = [((P_1^*/P_{1'}^*)(P_2^*/P_1^*)(P_3^*/P_2^*))^{(K-1)/K} - 1] / [T_2^*/T_1^* - 1] \quad (1-3-94)$$

式中 P_1^*/P_1^* 是进口导流叶片的总压恢复系数, P_3^*/P_2^* 是作工轮叶片后静叶的总压恢复系数。

如果基元叶片和基元级的效率合乎要求的话, 则在给定的速度三角形下, 上述计算除了确定基元级进口气流参数外, 还确定了动叶和静叶基元叶片的下列几何参数: 叶栅的稠度 b/t ; 叶型的弯度 θ , 中线, $C_{\max}/b$, 叶型的型式等。因此可以得到叶型的 $x_1, x_2, \beta_{1c}, \beta_{2c}$, 和安装角 γ 。再按 §4 中所述的原理进行基元叶片的造型, 将同样可完成给定基元级气流速度三角形、按照一定要求配上相应的叶栅并确定全部几何参数的基元级气动设计。

§6 双圆弧叶型的计算

研究指出, 在进口 M 数小于 1.2 的情况下, 简单的双圆弧叶型能获得较好的性能。这里讨论这种叶型的计算。

假设叶型的弦长 b , 弯度 θ , 最大厚度 $C_{\max}$, 以及前缘和后缘的倒圆半径 r (设 $r_1 = r_2 = r$) 已知, 则双圆弧叶型对于规定的坐标系, 其中线和型面的坐标, 可按下述方程计算。

一、在 $x''o''y''$ 坐标系中的 x'' 轴和弦长一致, y'' 轴通过最大厚度中心 D 点。此时, 双圆弧片型的上表面和下表面圆弧由图 1-3-64 所示的办法画出, 因此叶型中线和上下表面均可按圆的方程写出。

虽然可以证明作画好的上下两圆弧表面的内切圆, 其圆心的连线(中线的定义)不是圆弧而是椭圆线的一部分。但由于通常双圆弧叶型的数据(如 §5 中的实验数据), 都是按圆弧中线来确定其进出口有关角度的。故其中线仍按圆来计算是有实用意义的。

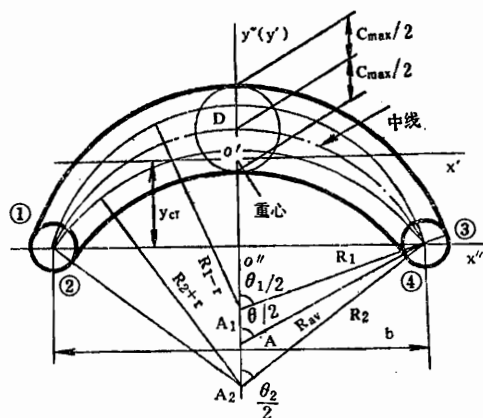


图 1-3-64

1. 中线方程

$$y''^2 + (y'' + o''A)^2 = R_{av}^2, \\ R_{av} = (b/2) / \sin(\theta/2), \quad o''A = (b/2) / \cot(\theta/2).$$

所以有

$$x''^2 + (y'' + (b/2) \cot(\theta/2))^2 = [(b/2) / \sin(\theta/2)]^2 \quad (1-3-95)$$

2. 叶背型面的方程

$$x''^2 + (y'' + o''A_1)^2 = R_1^2 \quad (1-3-96)$$

由图知道

$$o''A_1 = R_1 - C_{\max}/2 - o''D = R_1 - C_{\max}/2 - R_{av}(1 - \cos(\theta/2))$$

又,

$$(R_1 - r)^2 = (o''A_1)^2 + (b/2)^2 = [R_1 - C_{\max}/2 - R_{av}(1 - \cos(\theta/2))]^2 + (b/2)^2$$

展开消去 R_1^2 , 并将 $R_{av} = (b/2) / \sin(\theta/2)$ 代入, 解出 R_1 得

$$R_1 = \{ (b/2)^2 + [C_{\max}/2 + b(1 - \cos(\theta/2)) / 2 \sin(\theta/2)]^2 - r^2 \} / 2[C_{\max}/2 + b(1 - \cos(\theta/2)) / 2 \sin(\theta/2) - r]$$

或者

$$R_1 = (b/4) \{1 + (C_{\max}/b + (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2))^2 - 4(r/b)^2\} / [C_{\max}/b + (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2) - 2r/b] \quad (1-3-97)$$

将(1-3-67)式代入 $o''A_1$ 的表达式, 并经过适当的代数运算, 可以得到 $o''A_1$ 的计算式为

$$o''A_1 = (b/4) \{[1 - (C_{\max}/b + (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2) - 2r/b)^2] / [C_{\max}/b + (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2) - 2r/b]\} \quad (1-3-98)$$

3. 叶盆型面方程

$$x'' + (y'' + o''A_2)^2 = R_2^2 \quad (1-3-99)$$

由图 1-3-64 可以得到

$$o''A_2 = R_2 + C_{\max}/2 - R_{av}(1 - \cos(\theta/2)).$$

$$\text{又, } (R_2 + r)^2 = (o''A_2)^2 + (b/2)^2 = [R_2 + C_{\max}/2 - R_{av}(1 - \cos(\theta/2))]^2 + (b/2)^2$$

展开消去 R_2^2 并代入 R_{av} , 解出 R_2 得

$$R_2 = (b/4) \{[1 + (C_{\max}/b - (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2))^2 - 4(r/b)^2] / [-C_{\max}/b - (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2) - 2(r/b)]\} \quad (1-3-100)$$

将(1-3-100)式代入 $o''A_2$ 表达式, 经代数运算可得

$$o''A_2 = (b/4) \{[1 - (C_{\max}/b - (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2) - 2(r/b))^2] / [2(r/b) - C_{\max}/b + (1 - \cos(\theta/2))/\sin(\theta/2)]\} \quad (1-3-101)$$

4. 前缘和后缘切点的坐标的计算

由图 1-3-65 的几何关系知道, 叶型上表面和前后缘倒圆的切点①和③。叶型下表面和前后缘倒圆的切点②和④的坐标如下:

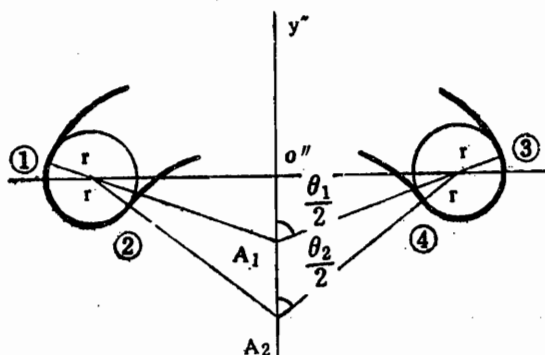


图 1-3-65

$$\text{①点: } \left. \begin{aligned} x_1'' &= -b/2 - r\cos(\pi/2 - \theta_1/2) \\ y_1'' &= r\sin(\pi/2 - \theta_1/2) \end{aligned} \right\} \quad (1-3-102)$$

$$\text{②点: } \left. \begin{aligned} x_2'' &= -b/2 + r\cos(\pi/2 - \theta_2/2) \\ y_2'' &= -r\sin(\pi/2 - \theta_2/2) \end{aligned} \right\} \quad (1-3-103)$$

$$\text{③点: } \left. \begin{aligned} x_3'' &= b/2 + r\cos(\pi/2 - \theta_1/2) \\ y_3'' &= r\sin(\pi/2 - \theta_1/2) \end{aligned} \right\} \quad (1-3-104)$$

$$\text{④点: } \left. \begin{aligned} x_4'' &= b/2 - r\cos(\pi/2 - \theta_2/2) \\ y_4'' &= -r\sin(\pi/2 - \theta_2/2) \end{aligned} \right\} \quad (1-3-105)$$

式中,

$$\pi/2 - \theta_1/2 = \text{tg}^{-1}(o''A_1/(b/2)), o''A_1 \text{ 由 (1-3-98) 式计算。}$$

$$\pi/2 - \theta_2/2 = \text{tg}^{-1}(o''A_2/(b/2)), o''A_2 \text{ 由 (1-3-101) 式计算。}$$

二、在规定的坐标系中叶型中线和型面坐标的计算。

如果基元叶片可近似认为在绕发动机轴的圆柱圆面上, 则和亚音速时一样, 规定的坐标系可以这样取: 对动叶, 坐标原点取在叶型的重心, x 轴和叶栅额线成 $\varphi = (\gamma_T + \gamma_h)/2$ 角度。对于静叶坐标原点取在叶型最大厚度中心上, x 轴与叶栅额线也成 $\varphi = (\gamma_T + \gamma_h)/2$ 夹角。这样, 原坐标系 $x''o''y''$ 到规定坐标系 xoy 的变换, 由两步实现。如图 1-3-66 所示 (以动叶为例)

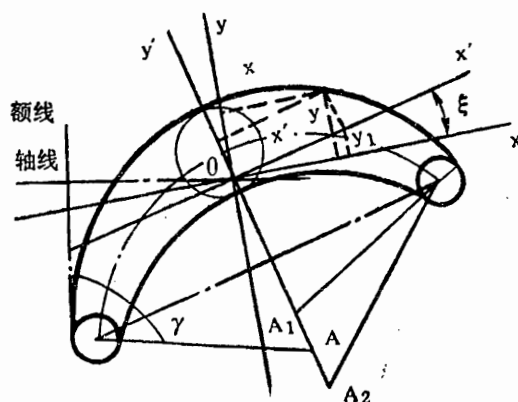


图 1-3-66

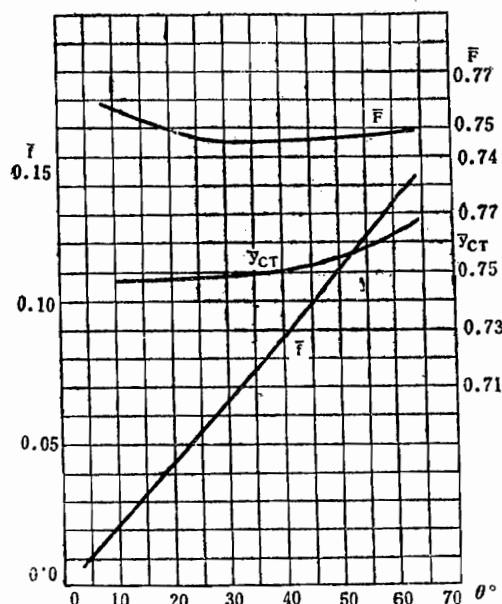


图 1-3-67

$$\left. \begin{aligned} x' &= x'' \\ y' &= y'' - y_{CT} \end{aligned} \right\} \quad (1-3-106)$$

其中, $y_{CT} = \bar{y}_{CT} \bar{f} b$ (1-3-106)

$\bar{y}_{CT} = y_{CT}/f$, $\bar{f} = f/b$ 。在统计数据中 $\bar{y}_{CT}$ 和 $\bar{f}$ 以及 $\bar{F} = F/bC_{max}$ 均作为叶型弯度 θ 的函数, 如图 1-3-67 所示。 F 为叶型面积。

设坐标系 $x'oy'$ 绕 O 点转动的角度为 ξ 则 $\xi = \varphi - \gamma$, γ 是叶型安装角。得到规定坐标系上的 x, y 坐标为

$$\left. \begin{aligned} x &= x' \cos \xi - y' \sin \xi \\ y &= y' \cos \xi + x' \sin \xi \end{aligned} \right\} \quad (1-3-107)$$

第四节 压气机跨音速级基元级气动设计

§ 1 概 述

一、为什么要研究压气机的跨音速和超音速级

第二节中已经指出。加大级的加功量和流通能力同提高级的效率在一定的情况下是互相矛盾的。因此,在亚音速级的气动设计中,增大 U 和 C_a 以加大级的加功量和流通能力,减小压气机的重量和尺寸,受到工作轮叶片进口气流相对 M 数 M_{w1} 的限制。若希望有较好的效率, M_{w1} 可限制在临界 M 数 M_{cr} 以下;如果牺牲点效率追求大的级加功量和流通能力,在某种情况下可将 M_{w1} 取在 M_{cr} 以上使 M_p 不超过 $0.3\sim 0.4$ 。但随着生产和阶级斗争的不断发展,飞机、尤其是高速的军用歼击机和短距离起落的军用飞机,要求发动机在一定推力和耗油率的情况下具有更小的重量和尺寸。因而要求压气机级的加功量和流通能力必须有进一步的提高。同时随着涡轮风扇发动机的出现和发展,风扇叶片的设计,由于叶片较长有时也难以保证叶片尖部的气流进口相对速度不超过音速。这就要求在压气机的气动设计中突破亚音速的限制。

为了突破 M_{w1} 的亚音速的限制,很早以前人们就对压气机的跨音速和超音速级,进行了大量的研究。由于采用了适合于跨音速和超音速流动的叶型,由于设计技术的逐步提高(如利用电子计算机计算更接近实际的流动模型),在科学实验不断完善的基础上,研究已经取得了很大的进展。1960年前后,已经在级性能上得到增压比达1.6,效率为0.8的跨音速级。到1969年前后,则已成功地获得了级增压比约为1.94($U_T=488$ 米/秒),效率为0.84的接近超音速级(叶根 $M_{w1}=0.9$,叶尖 $M_{w1}=1.6$);还得到了增压比为1.6,效率为0.9的单级,和增压比为2.18~2.2、效率为0.84~0.85的双级。并且还力争在保持足够高的级效率的情况下,双级的增压比能在一级中实现。

已经提到,压气机的超音速级是指级的动叶进口气流相对 M 数从叶根到叶尖全部大于1.0;如果动叶进口气流相对 M 数在叶根处小于1.0而在叶尖处大于1.0,则为跨音速级。另外,对于基元叶片(或叶栅)来说,进口气流 M 数接近于1.0(一般在 $0.8<M_1<1.2$)时流动,称为跨音速流动。本来, $M_1>1.0$ 为超音速流动, $M_1<1.0$ 为亚音速流动,但人们将 M_1 接近于1.0的上述范围的基元叶片流动,叫做跨音速流动。之所以这样做是因为在这样 M 数的范围内流动有它的特点。比如,如果流过基元叶片(或叶栅)的进口气流 M 数超过临界值以后,进口气流虽还是亚音速,但基元叶片的某一局部地区已经出现超音速,并出现激波,其性质和亚音速流不同。

在压气机的超音速级中,沿工作轮叶片高度各基元叶片,有的处于超音速流动,有的则处于跨音速流动,还有的则可能处于亚音速流动。因此设计中要选择不同的参数值(如冲角)、并可能还要配上不同的叶型。

超音速级只是动叶进口的相对速度超过音速,那么根据设计的不同,转子叶片出口的相对速度和绝对速度可以是亚音速,也可以是超音速。

如果动叶出口的相对速度和绝对速度是亚音速的,就叫做激波在转子中的压气机级;如果动叶出口相对气流速度是超音速的,静子进口的绝对速度也是超音速的,则叫做激波在静子中的压气机级;如果动叶出口的气流相对速度是亚音速的,而静叶进口的气流绝对速度是超音速的,则称为激波在转子和静子中的压气机级。这几种压气机基元级的气流速度三角形见图1-4-1a,b和c所示。

目前使用的跨音速压气机,级中动叶出口气流相对速度和绝对速度大多均属于亚音速的情况。

二、跨音速和超音速的叶型

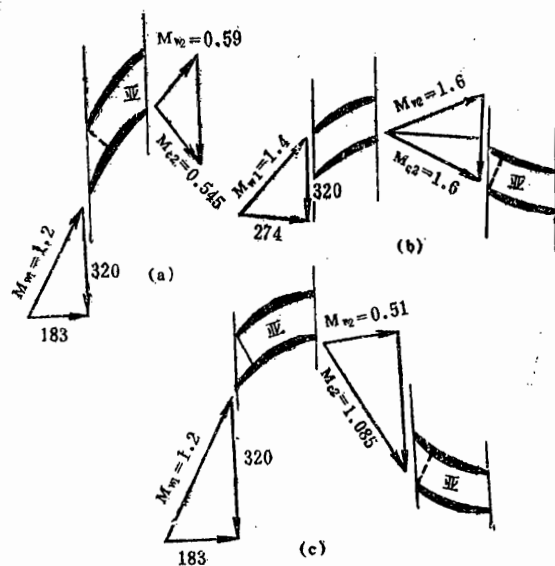


图 1-4-1

由于亚音速和超音速流动有着本质的不同，而跨音速流流过叶型时有些现象（例如产生激波）则和超音速流流过叶型时相近。所以为了减小激波和叶型损失，提高效率，跨音速和超音速叶栅的叶型和亚音速叶栅的叶型应有所不同。

除了前面已经介绍过的、有效地用于跨音速叶栅的双圆弧叶型外，用于跨音速和超音速叶栅的还有图 1-4-2 所示的多圆弧，尖劈圆弧等不同的叶型。

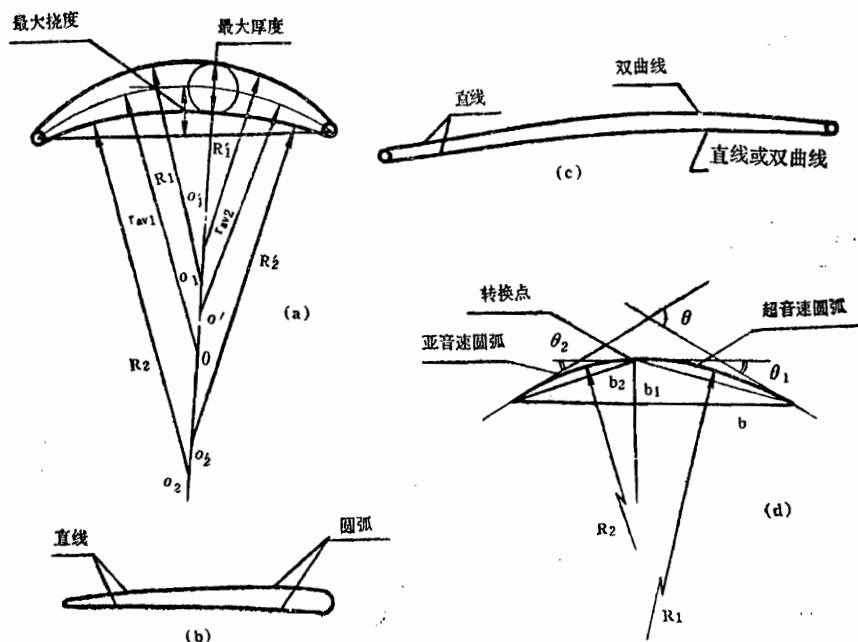


图 1-4-2

多圆弧叶型是指叶型的中线和上下表面都是由两段不同半径的圆弧相切联结而成。中线两圆弧的切点（叫做转换点），将中线分成超音速圆弧（前面圆弧）和亚音速圆弧（后面圆

弧)。中线超音速圆弧两端点的切线之间的夹角为超音速部分弯度 θ_1 ，两端点间的距离叫超音速部分弦长 b_1 ；同样，中线的亚音速部分两端点切线之间的夹角为亚音速部分弯度 θ_2 ，两端点间的距离为亚音速部分弦长 b_2 ；叶型的总弦长 b 和总的弯度 θ 和亚音速叶型的定义相同。超音速部分弯度 θ_1 和总弯度 θ 的比值，叫做弯度比。

这种叶型，中线两圆弧切点的位置有两种情况，一种情况是切点和最大厚度中心重合，图 2-4-2a 所表示的就是这种情况。此时各个圆弧的圆心在一条线上；另一种情况，则是中线两圆弧的切点和最大厚度中心不重合，在最大厚度中心位置的前面或者后面。此时，最大厚度与上表面后段圆弧的切点、与下表面后段圆弧的切点，和最大厚度圆心在一条直线上，并且通过中线后段圆弧的圆心；其叶型上表面的转换点、中线转换点和叶背后段圆弧的圆心在一条直线上；其叶型下表面的转换点、中线转换点和下表面后段圆弧的圆心在一条直线上。

多圆弧叶型提供了改变叶型形状的可能性，其中线的前面圆弧有较小的弯度。就是说，这种叶型可以通过控制弯度分布（不同弯度比 θ_1/θ ）来改变叶型的形状，以达到超音速流动时叶片的总压损失的减小和所要求的喉道面积的大小。

尖劈圆弧叶型，它前段上下表面均为一段直线，成尖劈状（尖劈角约为 5° ）。叶型后段上下表面各为一段小圆弧组成（最大厚度约在 70% 弦长处），见图 1-4-2b。

图 1-4-2c 为某压气机第一级动叶叶型的示意图。据分析，叶型上表面为直线加双曲线，下表面为两条直线或为直线加双曲线。

和亚音速叶型相比较，跨音速和超音速叶栅的叶型，前面部分厚度较薄、曲度较小；最大厚度的位置均移到弦长的 50% 及其以后。主要目的是为了减小进口的、和激波有关的损失。

三、跨音速和超音速叶栅及其增压原理

跨音速、超音速叶型组成的叶栅，其通道形状有两种情况，一种情况是和亚音速叶栅一样，最小截面在通道的进口处（ $f_1 = f_{\min}$ ），图 1-4-3a；另一种情况则和亚音速叶栅不同，最小截面不在进口处而是在通道之内，进口有一收缩段（ $f_1 > f_{\min}$ ），然后再扩张，图 1-4-3b。

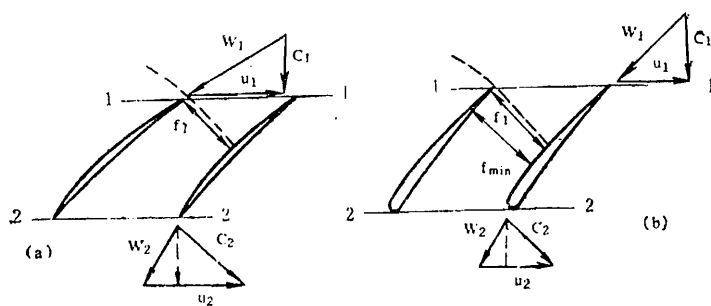


图 1-4-3

当叶栅进口相对速度 W_1 由亚音速加大到超音速时，在叶栅前产生激波，随着来流 M 数 M_{w1} 进一步加大，激波移向进口处。实际流动情况为一系列的波，为了简化将进口波系用一道正激波代替，如图 1-4-3 中的虚线所示（关于激波的产生和移动见下述）。叶栅的增压以及激波损失的计算，都是基于这样的流动图形考虑。气流经正激波后减速为亚音速。所以 f_1 的前面为超音速区和叶型的超音速部分相对应， f_1 后面直到 2-2 截面为亚音速区和叶型的亚音速部分相对应。

气流在超音速叶栅中压力的升高,一般来说由两部分组成。如果激波后的气流速度用 W_2' 表示,则由于气流通过正激波速度由超音速变成亚音速,动能差值 $(W_1^2 - W_2'^2)/2$ 中扣除激波损失和叶片前缘到激波处的叶型损失,转变成压力的升高。其增压比为 P_2'/P_1 。这是第一部分;第二部分则是由于激波后的亚音速气流在激波后的扩张形通道内减速扩压。即将动能差值 $(W_2'^2 - W_2^2)/2$ 扣除损失转变成压力升高。增压比为 P_2/P_2' 。于是,超音速叶栅总的增压比则为

$$P_2/P_1 = (P_2'/P_1)(P_2/P_2')$$

在超音速叶栅中,激波中压力的升高将占整个叶栅中增压比的主要部分,亚音速扩压所占的比例较小。

超音速叶栅中气流速度三角形如图 1-4-4 所示。图中 a 图表示动叶栅 f_1 后面槽道扩压的情况; b 图表示了动叶栅 f_1 后面槽道不扩压的情况。

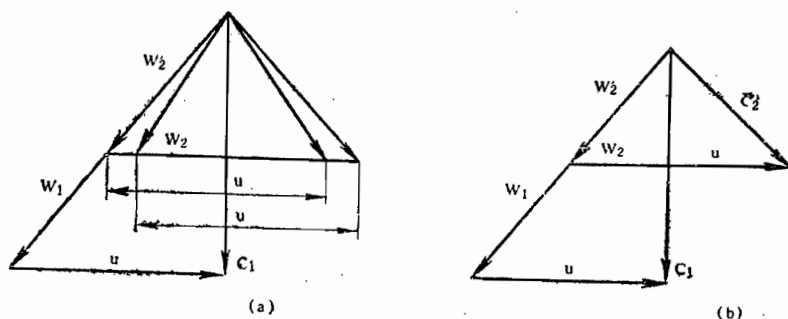


图 1-4-4

由上面所述可知,超音速叶型、叶栅及其增压原理和亚音速相比是有其特点的。因此气流流过超音速叶栅和亚音速相比也应有其特点。那么,气流流过超音速叶栅时的情形将是怎样的呢?就是说,这种叶栅在进口气流从亚音速加速到超音速时(任何超音叶栅必经的过程)流动的情形是怎样的?以及它在超音速流场中的流动情形又是怎样的?

§ 2 超音速叶栅中气流流动的特点^[4]

先不管超音速流动是怎样建立起来的,只讨论超音速叶栅在超音速流动时的情形。讨论中不考虑叶栅后反压变化的影响。这时的流动特点取决于进口相对气流速度的轴向分量的大小。流入超音速叶栅的气流的轴向速度有大于音速和小于音速的两种完全不同的情况。这里只讨论进口轴向速度小于音速时的情形,因为这是现在压气机设计中常用的情形。

一、相对速度大于音速但轴向速度小于音速时超音速叶栅的进口流场和唯一冲角

理论和实验都证明,如果进入超音速叶栅的超音速的相对速度的轴向分量是亚音的话,那么给定几何参数的叶栅,对于一个 M 数 M_{w1} ,叶栅中的叶型只工作于一个冲角。

亚音速轴向速度时超音速叶栅的上述现象,由扰动在超音速流场中的传播所决定。因此在分析这个问题时就是要抓住决定该现象实质的超音速流场中扰动的传播。由气体动力学知识我们知道,弱扰动在流场中是以音速大小的速度传播的。在超音速流场中,如果来流垂直于

波面速度分量的大小和波后的音速相等时, 则扰动波面稳定于某一位置, 如图 1-4-5 实线 AB 所示。由于某种原因 (如 W_1 方向的改变), 将来流垂直于波面的速度分量减小至 C_n' (小于音速), 则图 1-4-5 上自 A 发出的波面朝流动上游绕 A 转动, 并稳定于图中虚线 AD 位置 ($C_n' = a$)。下面分析中要时刻注意这一点。

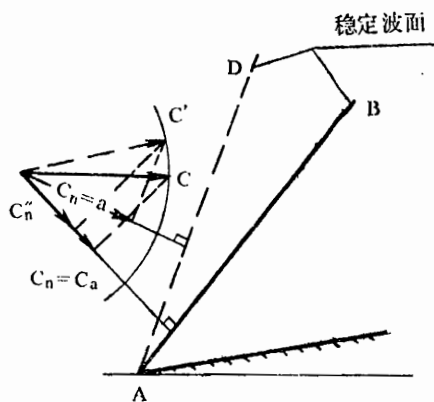


图 1-4-5

我们在讨论唯一冲角时, 先假设一些简单的情况, 然后再分析接近于真实叶栅的实际情况。

1. 零厚度无弯度叶型组成的叶栅的情况

考虑一个转子的二元叶栅, 它由无厚度和无弯度 ($\theta = 0$) 的叶型组成。进入叶栅的轴向气流速度是亚音速的, 而相对于叶栅的气流相对速度 $W_1 = \sqrt{U^2 + C_{1a}^2}$ (设 $C_1 = C_{1a}$) 是超音速的。

为了分析这种叶栅的流动, 先讨论图 1-4-6 所示的半无限叶栅的情况, E 处的叶型是叶栅的第一个叶型, 接着第一个叶型沿着转子旋转方向的反向排列有无穷个叶型。叶栅进口额线 EE' 和来流的 $W_{1a} = C_{1a}$ 垂直, 则叶片的圆周速度 U 平行于额线 EE' 。

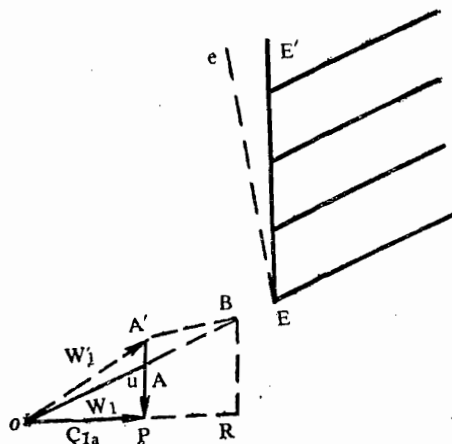


图 1-4-6

当轴向速度 C_{1a} 和圆周速度 U 使相对速度 W_1 平行于叶型表面时 (图 1-4-6 中的 OA), 叶栅进口无波发生, 因而无波在流动上游传播。如果叶片的圆周速度 U 加大 (加大转速), 从 PA 到 PA' , 而轴向速度 $C_{1a} = OP$ 保持不变, 则相对速度由 $W_1 = OA$ 变到 $W_1' = OA'$ 。由于 W_1' 和叶型表面有正冲角, 因而

第一个叶片前 E 点产生一系列的膨胀波, 为了简化, 用一条波 e 代表。由于来流的轴向速度 (即垂直于 EE' 的速度) 是亚音速的, 故 E 点产生的扰动, 在 EE' 前面传播, 即膨胀波 e 位于叶栅进口之前, 从而加速了其它叶型前面的气流, 使膨胀波系 e 后面的气流再次平行于叶型表面后达到了稳定。所以第一个叶片下面的所有叶片前缘不再产生波。因此在稳定条件下, 膨胀波 e 产生一个速度增量, 从 OA' 到 OB 。从二元超音速流考虑, B 点是在速度 OA' 相对应的外摆线 $A'B$ 上。在流动上游运动的波, 将轴向速度从 OP 增加到 OR , 切向速度从 PA' 变化到 RB 。

现在来考虑由图 1-4-6 中的叶型绕圆柱面围成的转子叶栅 (环形叶栅) 的情况。此时就不存在第一个叶型了。如果相对转子叶栅的速度 OA 的方向平行于叶栅表面, 则叶栅进口不发生任何波; 如果由于 U 变化, 从图 1-4-7 的 PA 变化到 PA' , 引起相对速度由 OA 变到 OA' , 那么类似于图 1-4-6 的膨胀波系 e 在所有叶片前缘同时产生。在速度 U 发生变化的稍后的某一时刻 t_1 时, 由每个叶型产生的波系仅在叶型前一个小的距离内行驶; 随着时间的

推移, 行驶到叶型前缘的外面, 在叶栅上游相互干涉形成合成波, 如图 1-4-7 中的 t_2 、 t_3 等时刻的波型。它们垂直于压气机轴线的方向向流动上游运动, 改变着轴向速度的大小。当向前运动的波远离叶栅前缘时, 叶栅前稳定流动条件和速度三角形 ORB 相适应, 即轴向速度由 OP 和 U 成比例地加大到 OR , 使相对速度 OB 平行于叶型的表面。否则的话, 叶栅前还产生波。

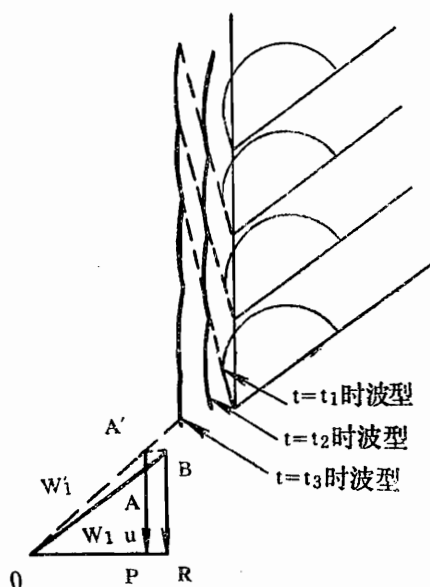


图 1-4-7

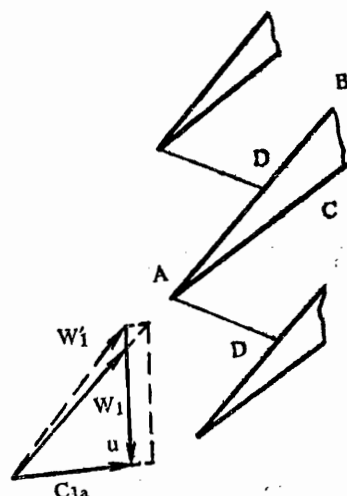


图 1-4-8

由上面分析可以看出, 对于这种叶栅, 如果相对气流的方向和叶栅中叶型表面平行, 就得到平衡的进口流场, 就是说, 来流对叶型表面只工作于一个冲角, 叫做唯一冲角。此时该叶栅的唯一冲角为零度。由上面分析还可看出, 由无厚度无弯度叶型组成的压气机转子叶栅的唯一冲角和来流 M_{w1} 大小无关, 对应于 $W_1 = OA$ 和 $W_1 = OB$ 的两种不同的 M 数唯一冲角相同。而且可以想见, 此时唯一冲角和叶栅几何参数 (如 b/t) 也无关。

2. 叶栅中叶型具有一定厚度和弯度的情形

(1) 叶栅中两叶型之间通道进口区的表面为直线时的情况

如图 1-4-8 所示, 叶型前段上表面为直线, 并假设前缘足够的薄。此时虽然只要 W_1 不平行于 AC , 在 A 点的下面就会产生激波或膨胀波, 但由于它们位于通道之内 (如图中的 AD) 不影响叶栅的进口流场。所以这种叶栅进口流场和无厚度无弯度叶型组成叶栅相同, 前面所述的原则仍能适用。就是说, 如果相对气流的方向和叶型上表面平行, 就得到平衡的进口流场。因此来流和叶型上表面只工作于一个零冲角, 因而和叶型中线前缘切线也只工作于一个冲角。 U 增加 (或减小) 时, 在叶栅上游运动的波使来流轴向速度和 U 成比例地增加 (或减小), 而保持唯一冲角不变。就是说, 直线进口叶栅的唯一冲角和来流 M 数 M_{w1} 大小无关, 而且和叶栅稠度 b/t 也无关。

(2) 叶栅中两叶型通道进口区的吸力表面为上凸曲面时情况

首先还是以半无限叶栅情况来进行讨论。如图 1-4-9 所示, 如果气流速度在前缘 A 点切于第一个叶片的吸力表面, 则在 A 点之后沿吸力表面气流承受一偏转, 因而产生一系列的膨胀波, 由于来流轴向速度是亚音速的, 这些在叶栅前面传播的波, 加速并转折叶型前面的气流, 使其从来流 OA 方向膨胀转折到平行于叶型 (1) 吸力面上 B 点的切线方向 OB 。 B 点定义为: 由它发出的波正好和叶型 (2) 前缘 A' 相交。 B 点以后吸力表面发出的波系在通道之内, 不影响进口流场。区域 AB 叫做叶栅的进口区。

叶型 (2) 和叶型 (1) 的几何参数是相同的, 因而叶型上表面 A' 点的切线和 A 点的切线平行。所以膨胀波系后面的叶型 (2) 上的 A' 点产生一道斜激波 (因 W_1 的方向和 A' 点切线方向成负冲角), 激波后的气流方向和叶型 (2) 的 A' 点切线平行, 于是 $A'B'$ 上又是和 AB 一样发生一系列膨胀波。 A' 点产生的激波和 AB 表面上膨胀波的一部分、以及 $A'B'$ 表面上膨胀波的一部分干涉。假设从 A 到 B 偏转是小的, 流场分析中可以略去从激波上波的反射, 因为激波强度小, 熵的梯度不大。第 (3) 个以及后面的各个叶型的波系和叶型 (2) 相同。

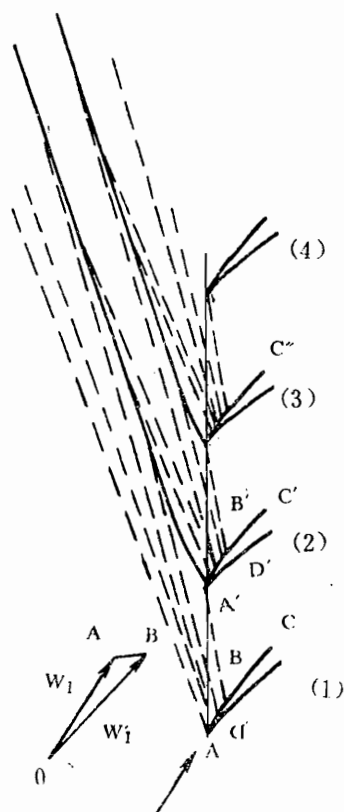


图 1-4-9

气流通过第一个叶型上表面 A 到 B 膨胀波系的偏转, 和通过叶型 (2) A' 点发出的激波的偏转大小相等。其值等于 A 点切线和 B 点切线间的夹角, 但符号相反。因为气流在激波后的方向和叶型 (2) 上 A' 点的切线平行。这样一来, 如果 AB 表面上有点 D 、自它发出的波是第一条和叶型 (2) 在 A' 点发出的激波相干涉。而 $A'B'$ 表面有一点 D' 、自它发出的波是最后一条和 A' 发出的激波相干涉。则因为 A 到 D 和 A' 到 D' 的膨胀完全相同 (因为叶型几何参数相同, 而且 A 点和 A' 点气流速度大小、方向相同), 叶型 (1) 上的 D 点和叶型 (2) 上的 D' 是对应点。结果, 激波前 DB 表面产生的那部分膨胀波使气流的偏转加上激波后 $A'D'$ 表面产生的那部分膨胀波使气流的偏转和 A' 点激波使气流的偏转, 其大小也必相等 (等于 A 点和 B 点切线间的夹角), 但符号相反。就是说, 这两组膨胀波使激波在无限远处消失, 达到进口区的平衡流动 (或叫周期性流动)。

这时, 只有 A 到 D 的那部分膨胀波在叶栅前向流动的上游延伸, 将来流从平行于叶型上表面 A 点的切线方向, 变化到平行于叶型上表面 D 点的切线方向。

由于这些波是唯一没有被其激波所抵消并达到无限远, 所以这些波后的气流方向和大小是和图 1-4-9 半无限叶栅具有相同几何参数的无限叶栅前的来流相适应。就是说, 如果叶栅不是半无限的而是无限的, 则在叶栅进口区没有波运动到无穷远的平衡流动时, 叶栅前来流的方向总是平行于叶型上表面 D 点的切线方向。即来流对上表面 D 点只工作于一个零冲角, 因而和叶型上表面前缘切线或中线前缘切线也只工作于一个冲角, 即唯一冲角。

将上述情况和直线进口叶栅相比较, 不难发现:

a) 唯一冲角的意义不完全相同。直线进口叶栅是说, 平衡流动时来流和叶型的上表面只工作于一个零冲角(对中线前缘切线只工作于某一冲角); 曲线进口叶栅情况则是说, 在平衡流动时, 来流和叶型上表面的一个特定 D 点的切线只工作于一个零冲角(和叶型上表面或中线前缘切线只工作某一冲角)。由于直线上任一点切线就是直线本身, 从这个意义上讲, 直线进口叶栅的唯一冲角可以看作是曲线进口叶栅时的特殊情况。

b) 曲线进口叶栅的唯一冲角和直线进口叶栅的不同, 取决于叶栅进口来流的 M 数大小, 取决于叶栅稠度, 还取决于吸力表面的形式。因为 M_1 影响膨胀波和激波的倾斜角, 因而影响 B 点和 D 点的位置; 叶栅稠度 b/t 的大小影响 B 点的位置; 吸力表面的形状不同, 直接影响 B 点和 D 点的位置, 也影响激波和膨胀波的形状(最后也反映到 B 和 D 的位置的不同)。

超音速叶栅唯一冲角的存在, 以及直线进口和曲线进口叶栅的唯一冲角的上述不同, 图1-4-10曲线可以说明之。图1-4-10a是对双圆弧叶栅、多圆弧叶栅和尖劈圆弧(直线进口)进口流场进行计算得到的不同稠度不同叶型的进气角 β_1 同叶栅进口气流 M 数 M_1 的关系。图1-4-10b是工作轮叶片试验和叶栅试验测得的 β_1 同 M_{w1} 的关系。对于直线进口动叶试验结果和叶栅试验结果间的差别, 是由于叶片截面的直线进口部分不一定真是一条直线。

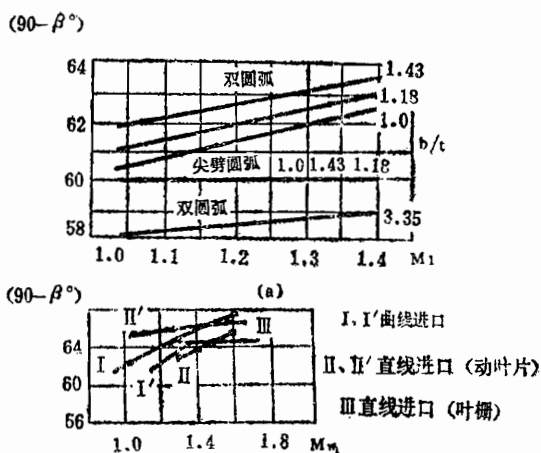


图 1-4-10

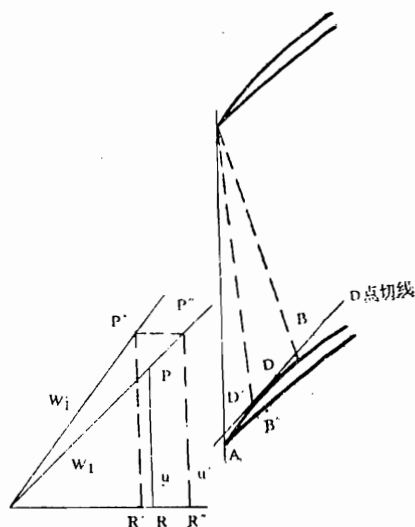


图 1-4-11

分析指出, 实际流动中的 D 点和前缘到 B 点间的中点很接近, 因此在设计中可以取叶型前缘 A 点到 B 点的中间点作为 D 点。

c) 当动叶的切向速度 U 变化时, 这种曲线进口叶栅由于唯一冲角的改变所引起的进口容积流量的变化比直线进口叶栅的小。如图1-4-11所示, 当 U 增加时(从 RP 增加到 $R''P''$), 如果具有直线为 D 点切线的直线进口叶栅, 则轴向速度将从 OR 和 U 成比例地加大到 OR'' 。但对上凸曲线进口(从前缘往后切线和轴向倾角减小), 由于 U 加大时 M_{w1} 加大, B 点向前缘移到 B' 点(因 M_{w1} 增大, 马赫波和 M 数的夹角减小), D 点也向前缘移到 D' 点。因此叶栅前来流的方向由切于 D 点的方向 OP 变为切于 D' 点的方向 OP' 。可见, 轴向速度 OR' 小于直线进口时的轴向速度 OR'' , 即上凸曲线进口叶栅的进口容积流量在 U 变化时较切于 D 点的直线进口叶栅的变化小。

(3) 叶栅中两叶型通道进口区的吸力表面为下凹曲线时的情况

当叶栅中的叶型吸力表面进口部分为下凹曲线时, 所发生的现象和上述的波形相类似, 只是膨胀波系被压缩波所代替, 激波被膨胀波代替而已。

此时唯一冲角的意义和上凸曲线进口叶栅完全相同, 唯一冲角取决于气流进口 M 数、叶栅稠度和进口吸力表面的形状。但当动叶切向速度 U 变化时, 容积流量的变化比直线进口叶栅的大些。如图 1-4-12 所示, 当 U 加大时, 如果是以前 D 点切线为直线的叶栅, 轴向速度将由 OR 增加到 OR'' 。但当 U 加大、 M_{w1} 加大时, 这种叶栅的 B 点也向前缘移动, 使得 D 点也向前缘移到 D' , 因而叶栅前面来流的方向由切于 D 点的方向 OP 变到切于 D' 点的方向 OP' , 对应的轴向速度为 OR' , 它大于 OR'' 。

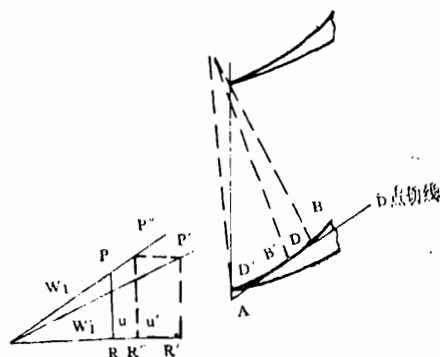


图 1-4-12

这就是说, 下凹曲线进口叶栅, 当动叶转速改变时容积流量的变化比切于 D 点的直线进口叶栅的大。

(4) 产生脱体激波时, 叶栅进口流场和唯一冲角

在超音速级叶片和超音速叶栅工作中, 当叶片具有半圆形前缘或者尖劈角大于来流 M 数最大可能偏转角时, 叶栅前面就会出现脱体激波。这种情况, 对超音速压气机叶栅有重要的实践意义, 特别是对于低转速当进口气流 M 数接近于 1.0 (1.1~1.2) 时。

首先考虑具有尖前缘和直线进口区时叶栅。假设相对于叶片的气流 M 数是不大的, 在叶栅叶型前产生一脱体激波图 1-4-13。脱体激波在通道前运动, 而且在激波之后, 接近于叶片的前缘存在着局部的亚音速区。如果激波前来流的方向和叶型上表面平行, 则滞止点在叶型的前缘, 随后是亚音速流, 仅在通道内叶型表面开始变曲的 B 点速度变成音速, 故 A 点不产生波, 脱体激波在无限远处不能消失, 达不到进口的平衡流动。如果来流方向和叶型表面 A 有倾斜角 (正冲角), 如图 1-4-13 的 W_1 方向, 那么滞止点将发生在叶型的下表面, 沿 AB 表面 M 数大于 1.0, 因而脱体激波下游 A 点产生膨胀波系, 该膨胀波在叶栅前运动, 只要来流方向和叶型上表面的倾斜角足够大, A 点膨胀波系就有足够的强度和激波相互作用并抵消, 使得在叶栅前无限远处无波传播, 达到平衡的进口流动。此时在前缘点 A 产生的膨胀波也分成两部分, 一部分和叶片(1)的点 A 产生的脱体激波相干涉, 另一部分则和叶片(2)产生的脱体激波相干涉。将两部分分开的那条波和无限叶栅前面的来流条件相适应。

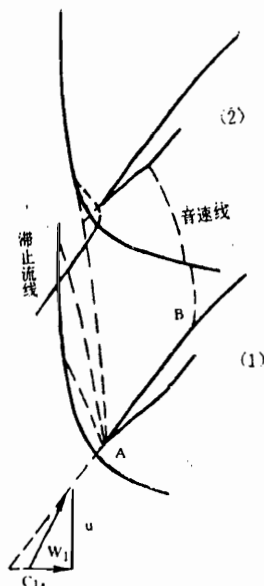


图 1-4-13

如果脱体激波后面的通道内的流动再次变成超音速 (此情况出现在由几何的或由于附面层分离等原因在通道中形成有效喉部, 而且叶栅出口反压不太高), 那么这时叶栅下游条件

不影响上游流动（阻塞流动情况），则叶栅工作于唯一冲角，就是工作于使脱体激波在无限远处消失时、来流方向和表面 AB 之间的那个冲角。

如果脱体激波之后的通道的流动为亚音速（未阻塞情况），则上游条件和激波形状受下游气流条件的影响，此时就不存在唯一冲角。

由以上分析可知，对于直线进口叶栅，脱体激波时的唯一冲角大于激波附体时的唯一冲角。

不难想见，对于曲线进口的叶栅，也有类似的结果。但对上凸曲线进口叶栅，脱体激波时的唯一冲角较附体激波时的唯一冲角大得较少。这是因为上凸表面形成一部分膨胀波和激波相干涉，而直线进口叶栅则没有这部分膨胀波。对于下凹曲线进口叶栅，脱体激波时的唯一冲角较激波附体时唯一冲角大得更多。因为下凹曲线进口叶栅的叶型表面会在某些冲角产生压缩波，减弱进口 A 点膨胀波的强度。

对产生脱体激波时的叶栅流场，现在还不能作较准确的理论计算，主要依靠实验观察和分析。但这种工作状态是任何超音速叶栅从亚音速流加速到超音速流时不可避免的。那么超音速叶栅从亚音速加速到超音速时是怎样产生脱体激波、而后又怎样能使脱体激波附体的呢？下面来讨论这个问题。

二、超音速叶栅进口来流从亚音速到超音速（设计数）时的流动情形

前面已经说过，有的超音速叶栅进口外设有进口面积收缩段（图1-4-3b），我们就以这种叶栅为例来讨论叶栅从亚音速、直至设计 M 数的流动过程。

为了使问题能从简单到复杂，先讨论和叶栅通道有相同面积变化的简单管道。考虑到气体动力学中对这类问题已有详述，故这里对这个问题只作简要讨论。

1. 简单收缩扩张管道由亚音速到超音速流动情形的简述

假定所讨论的收缩扩张管道的面积比（最小截面积 $f_{\min}$ 和进口截面积 f_1 的比值）是按等熵关系确定的，并假定设计 M 数 $M_D = 1.5$ 。则由图 1-4-14 形式曲线或由气动函数表得到

$$(f_{\min}/f_1)_{ad} = q(M_D) = 0.85。$$

(1) $0 < M_0 \leq 1.0$ 的流动情形

当来流 M 数 M_0 小于 1.0 而最小截面处气流 M 数 M_2 从小于 1.0 一直达到 1.0 时的流动情形如图 1-4-15 所示。来流的流通面积 $f_0 = f_1$ ，因而 $M_1 = M_0$ ；当 M_2 达到 1.0，再加大 M_0 以后的流动情况则如图 1-4-16 所示。这时 $M_0 > M_1$ （ M_1 达最大值 $M_{1\max}$ ）， $f_0 < f_1$ ，

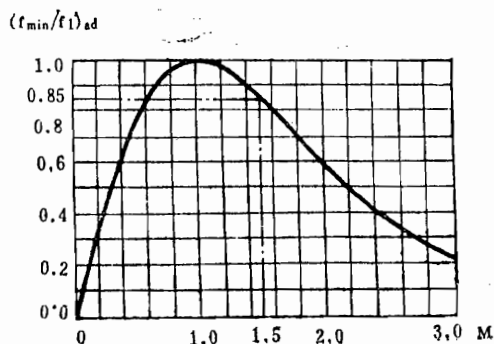


图 1-4-14

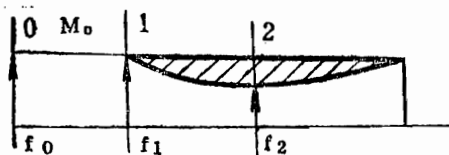
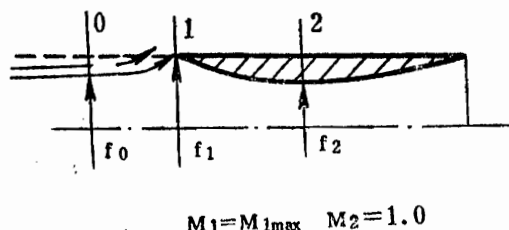


图 1-4-15



$$M_1 = M_{1\max} \quad M_2 = 1.0$$

图 1-4-16

使来流部分流体 (f_1-f_0 部分) 溢出管道之外 (叫溢流)。直到 $M_0=1.0$ 、 $f_0=f_2$ 为止。

(2) $1 < M_0 \leq M_D$ 时的流动情形

此时的流动情况如图 1-4-17 所示。对于 $1 < M_0 < M_D$ 范围内的各个 M_0 值, 由图 1-4-14 可知, 不溢流所要求的面积比 (f_{min}/f_1) = $q(M_0)$ 都大于管道已有面积比 (f_{min}/f_1)_{ad} = $q(M_D) = 0.85$ 。因此必须溢流, 而超音速气流的溢流只有通过激波使气流方向发生偏转才可能产生。图 1-4-17 上和 f_0 对应的那部分为正激波, 上面为弓形波, 它使部分来流 (f_1-f_0 部分) 的方向发生偏转进行溢流。

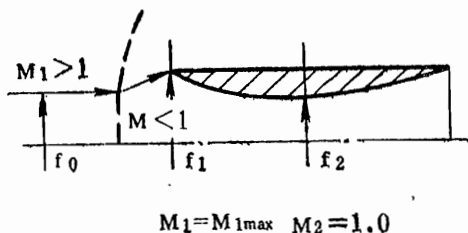


图 1-4-17

加大来流数 M_0 激波向管道进口移动。但当 $M_0 = M_D$ 时激波也不能贴口 (到 1-1 截面上)。

(3) 激波贴口 (或吞没)

当 M_0 加大到 M_D 激波还不能贴口是因为该管道面积比是按等熵关系确定的, 那时管道进口的总压 $P_{11}^* = P_0^*$, 现在有激波损失 $P_{11}^* < P_0^*$, 所以流量通不过还要溢流。只有当来流 M 数 M_0 加大到满足

$$q(\lambda'_0) = q(\lambda_D) P_2^* / P_0^*$$

关系时, 激波才能贴口。就是说激波贴口的来流 M 数 M'_0 大于设计 M 数 M_D 。

激波贴口后, 由于管口后面是收缩通道, 故是不稳定的。外界稍一扰动, 激波就移向最小截面下游停在扩张段与 M'_0 相对应的位置上。所以激波贴口就是激波的吞没。激波吞没后的流动图形如图 1-4-18 所示。然后可以再降低来流 M 数 M_0 , 使激波向最小截面移动, M_2 减小直到 M_0 降低到 M_D 时 $M_2 = 1.0$, 正激波移到最小截面处消失。这是理论上的情况, 实际上这种情况是不能实现的。我们在这里讨论它只是为了说明一种流动过程。

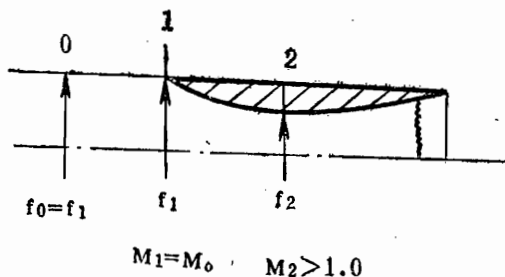


图 1-4-18

由上面简要的讨论可以知道, 如果在设计时已经考虑在管道前有一道正激波来决定管道的面积比, 即由 $(f_2/f_1)_D = q(\lambda_D) P_2^* / P_1^*$ 来计算面积比, 那么, 当来流加大到 M_D 时激波就会贴口。

因此, 收缩扩张管道在从亚音速到超音速设计工作状态建立的过程中, 有个脱体激波产生和吞没的过程, 人们就把吞没脱体激波建立设计工作状态的过程叫做“启动”。显然, 超音速叶栅都存在有启动的问题。

需要指出的是, 上面讨论是在管道出口压力 (反压) 不变下进行的。如果进口 M_0 不变, 当管道反压变化时激波的位置也是要变化的。如对图 1-4-18 上的激波, 当出口反压加大时, 激波向最小截面处移动, 但不同的是, 此时由于 M_0 不变, 故 M_2 不变。当反压过大时又能将管内的激波推出管外成为脱体激波。

2. 进口具有一定收缩段的压气机叶栅的情况

在这种情况下, 来流 M 数随压气机转速的加大而加大, 和管道情况相类似, 在最小截面处气流速度已经达到音速时超音速来流通过叶栅前的溢流由脱体激波来实现(图1-4-19)。

对于平衡的进口气流, 叶栅进口波系的情况和图1-4-13相类似。每一个叶片前缘产生的膨胀波和前面的以及后面的脱体激波相干涉, 使脱体激波和膨胀波在无限远处完全抵消。对于动叶的圆周速度的每一个值, 都对应有的一种平衡的进口流动状态, 直到 U 加大到使激波前的平均 M 数满足

$$f_2/f_1 = q(\lambda)P_0^*/P_1^*$$

脱体激波附体为止。

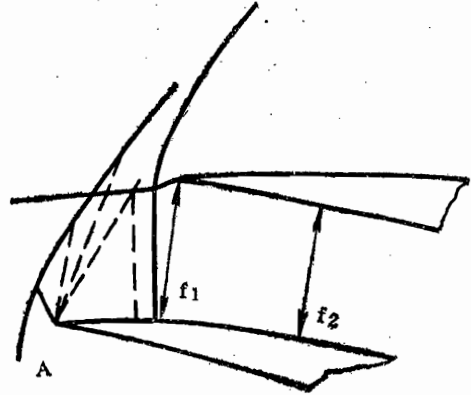


图 1-4-19

和简单管道情况比较可以看出, 实际叶栅未启动时叶栅前的流场和简单管道时的相类似, 不同的仅是在平衡流动时膨胀波系抵消了进口脱体激波使在无限远处无波传播。当流动还未启动时进入叶栅的质量流量较启动后的小, 并且通过叶栅气流的总压恢复系数较低, 所以压气机未启动时的效率较低。

启动的 M 数, 取决于叶栅通道的收缩比和叶栅进口的叶片形状(因为进口叶片形状影响激波前的 M 数, 影响激波的总压损失系数)。在超音速转子叶片中, 能用增加转速的办法来启动。而当叶栅启动以后, 再将转速降低下来。当然单纯利用这个办法来启动超音速叶栅有时也是不可能的。例如, 计算指出, 若收缩比 f_2/f_1 按等熵关系计算, 则设计 M 数 $M_D = 1.97$ 时, 启动的 $M_0 \rightarrow \infty$ 。这当然是不可能实现的。因此, 叶栅的设计面积比一定要放大。现在在跨音速和超音速压气机级的设计中, 叶栅的激波损失, 就是假设在槽道进口有一道正激波来计算。进口面积收缩比在等熵面积比的基础上考虑一道正激波的损失, 还考虑其它一些因素进行放大(见§4之四、五)。

以上所讨论的就是气流通流过超音速叶栅时的两个主要的特点, 这就是, 从亚音速到超音速的加速过程中, 叶栅前必然出现脱体激波, 要叶栅能通过设计流量, 必须将脱体激波附体(或吞没), 即将叶栅启动起来; 在叶栅通道内阻塞流动的情况下, 对于每一超音速来流 M 数 M_1 , 在其轴向分速小于音速时, 一定几何的超音速叶栅只工作于一个冲角。

气流在超音速叶栅中流动的这种特点, 给跨音速和超音速压气机基元级的气动设计以及在损失、冲角、落后角等的计算和选择上将会带来一些变化。

§ 3 跨音速级气动设计特点^[5,6,7,8,9,10,11,12]

跨音速级, 特别是高进口气流 M 数和高负荷的跨音速压气机(或风扇)的第一级, 由于级压比较高, 级前后气流的密度的变化比较大, 所以子午流道收缩也较大(图1-4-20), 因而气流流动三元的影响大大加强。这样, 以平面叶栅实验数据为基础的二元设计方法(其中最基本的一条假设为圆柱形流动, $C_r = 0$, $U_1 = U_2$, 等), 已不适应跨音速级的情况。同时由于子午流道收缩和叶片前后缘在子午面上的投影线的倾斜, 在计算时如象二元设计中那样, 动叶后面和静叶前面用同一计算站(图1-4-20上的虚线所示)的做法, 也带来很大的不准确。以一台单级压气机为例, 沿子午流线 m 从动叶后缘附近 A 点到静叶前缘附近的 B

点, 气流的轴向速度相差可以到 50~60 米/秒, 绝对气流角可差 $7\sim 10^\circ$, 相对气流角可差 $8\sim 12^\circ$ 。工作轮叶片前面和后面计算站 1-1 和 2-2 上的气流径向速度可占轴向速度的 30% 左右。叶片机流场中任一点 P 的相对或绝对气流速度分量间的关系及气流角示于图 1-4-21 上。其中 ε 角对相对运动为相对气流 β 角, 对绝对运动为绝对气流角 α 。

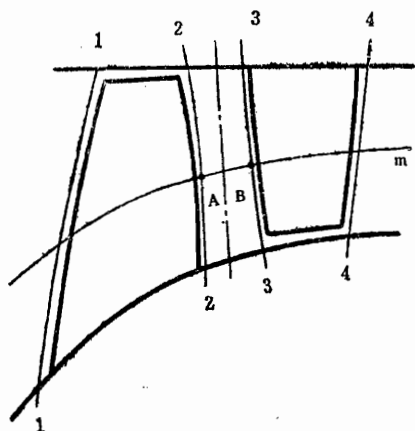


图 1-4-20

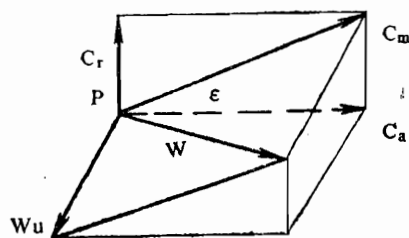


图 1-4-21

因此, 跨音速级气动设计和亚音速级相比应该有所不同。主要的不同点有以下两个方面。

1. 在流场计算上, 要在一定假设条件下在子午面内 (图 1-4-20) 解完全 (或一般) 径向平衡方程。考虑熵沿流线积累的影响; 考虑功和熵沿径向变化; 而且计算站一般要沿叶片前后缘在子午面内的投影线附近取 (1-4-20 的 1-1, 2-2, 3-3 等)。这样做虽然还不是全三元的计算 (因求解时或者假设流动为轴对称, 或者在平均 S_2 流面上进行), 但比二元设计中的计算已经前进了一大步。二元设计时, 在子午面内求解简化的径向平衡方程, 一般也不考虑熵和功沿径向的变化。关于这方面的问题将在第五节中详述。

2. 在叶片造型上, 因为跨音速级中流面和柱面差别较大, 因而不能在柱面展开面上造型 (平面叶栅造型)。而是采用下述方法之一来进行叶片造型。

(1) 在锥面展开面上进行叶片截面造型

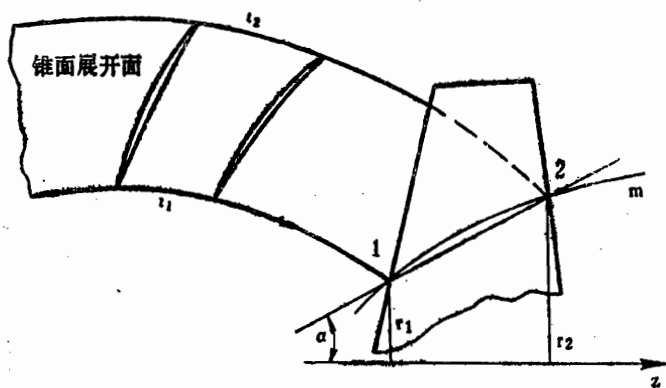


图 1-4-22

如图 1-4-22 所示, 以子午流线 m 所通过的 1 和 2 两点间直线, 绕压气机 z 轴旋转得到圆锥面, 将其展开得到一个倾斜的平面锥面展开面 ($t_1 \neq t_2$)。基元叶片的截面就在这个倾

斜的锥面展开面上进行造型。

(2) 在叶栅投影面上进行叶片截面造型

垂直于通过叶片根部截面中心的径向线的平面称作叶栅投影面。流面上和叶栅投影面上叶片截面(叶型)的关系如图 1-4-23 所示。

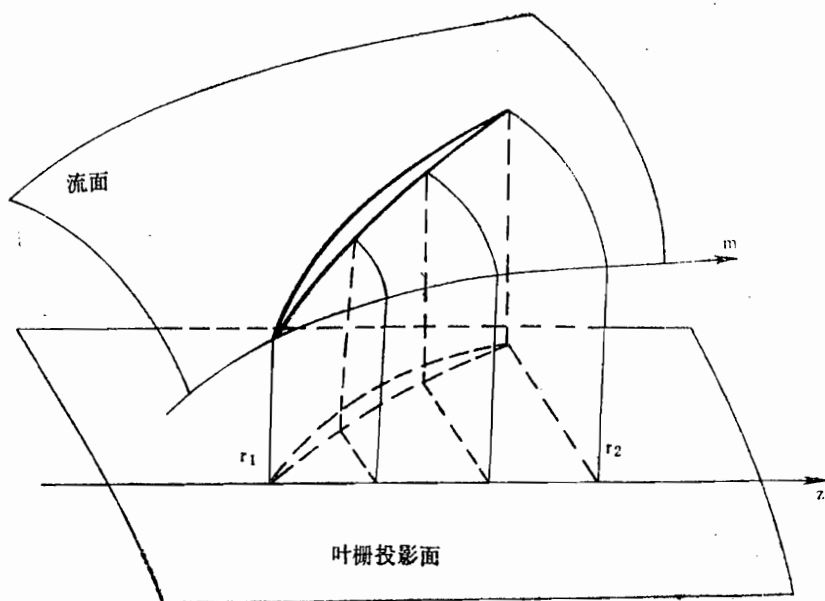


图 1-4-23

以上两种方法, 现在都是对特定的叶型(如多圆弧叶型等)进行的。

(3) 在任意迴转面上进行叶片截面造型

以子午流线绕压气机轴旋转形成的任意迴转面来近似实际流面。在该迴转流面上按设计要求选用任意中弧线(如指数形式, 多项式和双圆弧等), 再按一定要求配上厚度分布, 得到迴转流面上的叶型, 然后再找出制造平面的叶型以便制造。叶片设计流面位置和制造平面的位置, 以及在该迴转流面上叶根和叶尖处的叶型的例子示于图 1-4-24 上。图中 $1', 2', \dots, 7'$ 表示制造平面。

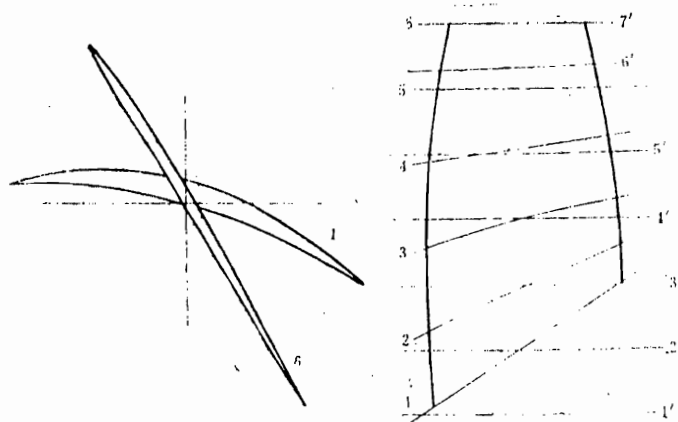


图 1-4-24

和二元气动设计有上述两方面主要差别的气动设计方法叫准三元气动设计方法。这个方法在实际设计时所遵循的大致步骤是

- (1) 根据过去的经验、实验数据和文献资料, 选择级的平均压比、温比或效率;
- (2) 根据过去的经验、实验数据和文献资料, 确定压比(或功)和损失(或效率)沿叶高的分布;
- (3) 在轴对称假设下(或在平均 S_2 流面上)求解径向运动方程, 以得到叶片排进出口的气流速度三角形;
- (4) 选择或计算二元叶片截面去和速度三角形相配合。其具体做法大体上有上述三种。

可以看出, 准三元气动设计方法和二元设计方法在设计步骤上没有什么原则的差别, 而且都是以三个方面作为基础, 这就是可用的流场计算方法; 一定量的可用的实验数据; 已取得的设计经验。但它考虑的因素要比二元设计方法全面和接近实际一些。对于子午流道收缩较大的亚音速级也应采用这个方法。

随着实验、设计经验的积累和计算方法、计算机的不断发展, 这种方法已日趋完善, 而且已得到成功的应用。它将取代沿用已久的二元气动设计方法。并将向全三元设计方法发展。

§ 4 跨音速压气机基元级叶片的损失、冲角、落后角以及 通道截面积的计算或选择^[5,6,7,8,9,11]

一、基元级叶片总压损失的计算

目前跨音速和超音速基元叶片的总压损失, 认为是两部分的和。一部分是叶型损失; 一部分是激波损失。即认为基元叶片的总的总压损失系数 $\bar{\omega}$ 等于激波中的总压损失系数 $\bar{\omega}_s$ 和叶型中总压损失系数 $\bar{\omega}_F$ 的和:

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_F + \bar{\omega}_s \quad (1-4-1)$$

用图 1-4-25 所示的简化的流动模型计算。就是近似地用在叶栅进口的一道正激波代替实际波系; 计算激波损失的波前 M 数用 A 点和 B 点 M 数的平均值加修正来确定。

$$M_{av} = (M_A + M_B)/2$$

M_A 假定为来流的 M 数; 自 D 点作通道中线的垂线交于 B , B 点 M 数是来流 M 数经叶型吸力表面前缘 C 点膨胀到 B 点的气流 M 数。它由普朗特-麦耶膨胀公式计算

$$\begin{aligned} \mu = f(M) = & \sqrt{(K+1)/(K-1)} \operatorname{tg}^{-1} \sqrt{(K-1)(M^2-1)/(K+1)} \\ & - \operatorname{tg}^{-1} \sqrt{M^2-1} \end{aligned} \quad (1-4-2)$$

已知来流 M 数 M_{w1} 和叶型上表面 C 点到 B 点的转折角 φ_s (C 点切线和 B 点切线间的夹角), 计算步骤如下:

a) 由 (1-4-2) 式求得和 M_{w1} 相对应的角度 μ_1 ;

$$b) \mu_B = \mu_1 + \varphi_s + i_s \quad (1-4-3)$$

式中 i_s 是来流 M_{w1} 方向和叶型上表面 C 点切线的夹角, 即气流对上表面前缘的冲角;

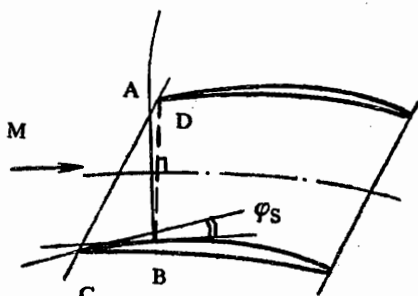


图 1-4-25

c) 根据 μ_B 由 (1-4-2) 式求出 M_B 。

有了 M_B , 即可求出 M_{av} , $M_{av} = (M_{w1} + M_B)/2$ 。然后用 K_M 考虑子午流道收缩的影响, 则计算激波损失的波前 M 数 M_{av} 的修正值为

$$M_{CR} = 1 + K_M(M_{av} - 1) \quad (1-4-4)$$

K_M 为小于 1.0 的系数, 它取决于子午流道收缩的程度和叶型附面层的增长。

当叶栅前面来流 M 数小于 1.0 而大于 0.85 时, 则先假定叶栅来流 M 数为 1.0, 按上述步骤计算激波处的 M_B , 然后用

$$M_{CR} = M_{w1}(1 + M_B)/2 \quad (1-4-4a)$$

计算 M_{CR} 来确定激波损失。之所以这样做是因为在高亚音速范围内叶栅进口实际上有局部的超音速区, 如图 1-4-26 所示, 因而存在有激波损失。但假定进口来流 M 数为 1.0 用普特—麦耶流动公式计算波前 B 点数 M 是偏高的, 故用 (1-4-4a) 式计算 M_{CR} 。当计算出的 $M_{CR} \leq 1.0$ 时, 则不计算激波损失。

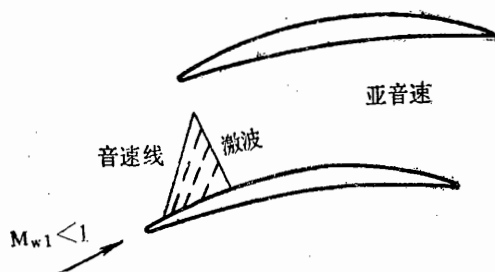


图 1-4-26

有了激波前的气流 M 数 M_{CR} 后, 由正激波关系式导出 (设激波前的总压和叶栅进口前的总压一样) 的下面式子计算 $\bar{\omega}_s$ 。

$$\bar{\omega}_s = \frac{1 - \left[\frac{(K+1)M_{CR}^2}{(K-1)M_{CR}^2 + 2} \right]^{\frac{K}{K-1}} \left[\frac{K+1}{2KM_{CR}^2 - (K-1)} \right]^{\frac{1}{K-1}}}{1 - \left[1 + \frac{K-1}{2}M_{CR}^2 \right]^{\frac{K}{K-1}}} \quad (1-4-46)$$

其中 M_{in} 对动叶为 M_{w1} , 对动叶后的静叶为 M_{c2} 。

叶型损失 $\bar{\omega}_F$, 对于跨音速级设计, 可以用图 1-3-62 上的曲线。此时动叶尖部的基元叶片取图中曲线的低限。静叶基元叶片总压损失参数同扩散因子 D 的关系采用图 1-3-62 上的曲线①, 它是根据进口气流 M 数 $M_{c2} \leq 0.7$ 的静叶有限实验数据作图获得的。显然它没有包括叶栅在高亚音速或跨音速流动时由于激波以及激波和附面层的相互干扰所引起的叶型损失的增加量。图 1-4-27 是由双圆弧静叶实验得到的最小损失参数 $\bar{\omega} \sin \alpha_3 / (2b/t)$ (包括激波损

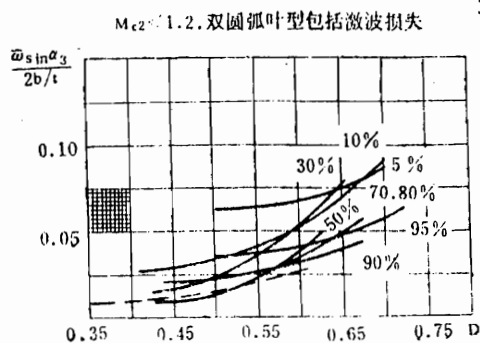


图 1-4-27

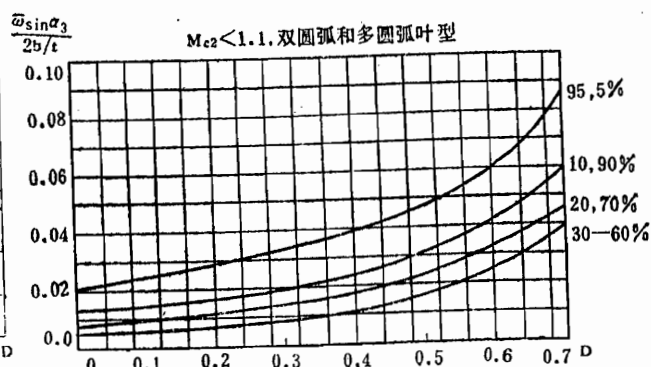


图 1-4-28

失)同扩散因子 D 的关系,曲线中包括了进口 $M_{02} \leq 1.2$ 时的数据。图中虚线表示图 1-3-62 中的曲线①。

图 1-4-28 是双圆弧和多圆弧静叶的总压损失参数(只包括叶型损失)同扩散因子 D 的关系。它由静叶总的总压损失中减去激波损失而得到的,它包括了激波和附面层相互干扰所引起的叶型损失的增加量。

值得注意的是,跨音速叶栅的稠度在设计时是选取的,而不是也不能用第三节所述的主特性去查找。选取了 b/t 以后,由基元级气流速度三角形确定 D 因子,再由图 1-4-27(或 1-4-28)形式的曲线求出叶栅的总压损失系数 $\bar{w}$ 。

二、落后角的计算

计算跨音速和超音速压气机基元叶片的落后角的方法较多,这里只介绍以下几种:

1. 对于双圆弧叶片,可以按照第三节中 § 4 所述公式(1-3-81)计算,此时冲角按(1-3-80)式计算,并考虑其他因素进行适当的修正(见图 1-4-36)。

2. 对于在叶栅投影面上造型的双圆弧和多圆弧叶片,可以直接用卡特尔公式(1-3-75)加上一个经验修正项

$$x(1 - m_c/\sqrt{b/t})$$

来计算,即

$$\delta = m_c \theta e / \sqrt{b/t} + x(1 - m_c/\sqrt{b/t}) \quad (1-4-5a)$$

或者

$$\delta = (\beta_2 e - \beta_1 - i) / [\sqrt{b/t}/m_c - 1] + x \quad (1-4-5b)$$

式中 m_c 是基元叶片安装角 γ 和最大挠度位置 $\bar{a}$ 的函数。对于 $\bar{a} = 0.5$, m_c 和 γ 的曲线已在图 1-3-51 中给出,对于 $\bar{a} = 0.6, 0.7, 0.8$ 时, m_c 和 γ 的曲线示于图 1-4-29 上。

叶型安装角 γ 和最大挠度位置 $\bar{a}$,对于多圆弧叶型其中线两圆弧的切点与最大厚度中心重合的情况,可利用下述方法来求。

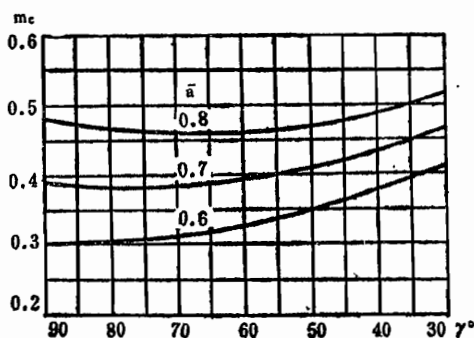


图 1-4-29

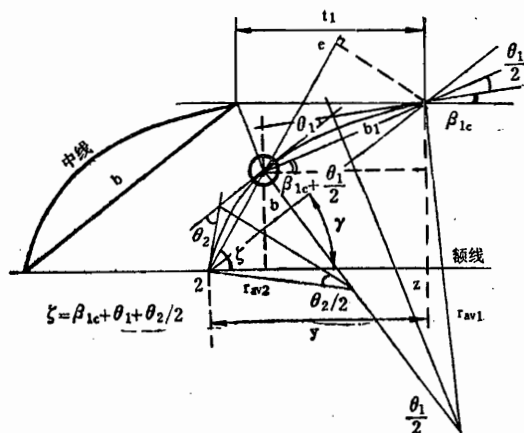


图 1-4-30

假定已知基元叶片的弦长 b ,前缘间距 t_1 ,叶型中线两圆弧的弯度 θ_1 和 θ_2 或叶型的总弯度 θ ;中线前缘的结构角 β_{1c} 。求安装角的步骤如下(图 1-4-30):

(1)求中线前面圆弧的弦长 b_1 。由于中线两圆弧的切点和最大厚度中心重合,相邻叶型

中线的前缘和最大厚度中心的联线垂直于 b_1 (给定条件), 所以有

$$b_1 = t_1 \cos(\beta_{1c} + \theta_1/2) \quad (1-4-6)$$

(2) 求中线后段圆弧的弦长 b_2 。由图 1-4-30 中的直角三角形 1e2 可知

$$b^2 = [b_2 + b_1 \cos(\theta_1/2 + \theta_2/2)]^2 + [b_1 \sin(\theta_1/2 + \theta_2/2)]^2$$

对 b_2 解二次代数方程得到

$$b_2 = [b_1^2 \cos^2(\theta_1/2 + \theta_2/2) + (b^2 - b_1^2)]^{1/2} - b_1 \cos(\theta_1/2 + \theta_2/2) \quad (1-4-7)$$

(3) 求前缘 1 点到后缘额线的轴向距离 z , 及前缘 1 点到后缘 2 点之间沿额线的距离 y 。由图几何关系知

$$z = b_1 \sin(\beta_{1c} + \theta_1/2) + b_2 \sin(\beta_{1c} + \theta_1 + \theta_2/2) \quad (1-4-8)$$

$$y = b_1 \cos(\beta_{1c} + \theta_1/2) + b_2 \cos(\beta_{1c} + \theta_1 + \theta_2/2) \quad (1-4-9)$$

则安装角 γ 为

$$\gamma = \text{tg}^{-1}(z/y) \quad (1-4-10)$$

安装角 γ 求出后, 对于给定的条件, 可求最大挠度位置到前缘的距离 a 。一般最大挠度位置可以和最大厚度位置重合, 也可以在最大厚度位置的前面或后面。由于最大挠度是中线到叶弦的最大距离, 所以中线最大挠度线点的切线平行于叶弦。根据这个条件可求出 a 。

由图 1-4-31 可知, 最大挠度到前缘的距离 a 为

$$a = (y_a - z_a \cot \gamma) \cos \gamma + z_a / \sin \gamma$$

式中

$$z_a = r_{av1} \cos \beta_{1c} - r_{av1} \cos \gamma, \quad y_a = r_{av1} \sin \gamma - r_{av1} \sin \beta_{1c}$$

将其代入上式得到

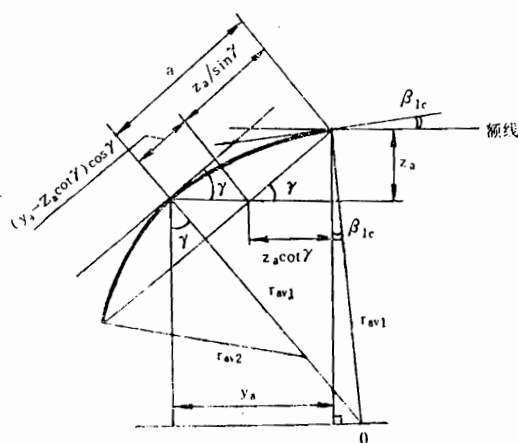


图 1-4-31

$$a = [r_{av1}(\sin \gamma - \sin \beta_{1c}) - r_{av1}(\cos \beta_{1c} - \cos \gamma) \cot \gamma] \cos \gamma + r_{av1}(\cos \beta_{1c} - \cos \gamma) / \sin \gamma$$

或者

$$\bar{a} = r_{av1} \{ [(\sin \gamma - \sin \beta_{1c}) - (\cos \beta_{1c} - \cos \gamma) \cot \gamma] \cos \gamma + (\cos \beta_{1c} - \cos \gamma) / \sin \gamma \} / b \quad (1-4-11)$$

式中,

$$r_{av1} = b_1 / 2 \sin(\theta_1/2) \quad (1-4-12)$$

(1-4-5) 式中的 θ_0 是当量二元叶栅的叶型弯度。在跨音速和超音速压气机的基元叶片中，一般要考虑基元叶片进口和出口处的半径 r_1 和 r_2 的不同以及轴向速度 C_{1a} 和 C_{2a} 的不同。因此，基元级气流速度三角形中 U_1 和 U_2 、 C_{1a} 和 C_{2a} 不象二元叶栅那样都可认为相等。按卡特尔公式计算落后角时，要求按环量相等、进口速度大小和方向不变的原则，将 U_1 和 U_2 、 C_{1a} 和 C_{2a} 不等的基元叶片速度三角形，换算成 $U_2 = U_1$ 、 $C_{2a} = C_{1a}$ 的二元叶栅（当量叶栅）的速度三角形。然后按照这样的气流速度三角形（图 1-4-32）求得当量出口气流角 β_{2e} ，来计算叶型当量的弯度 θ_0 。

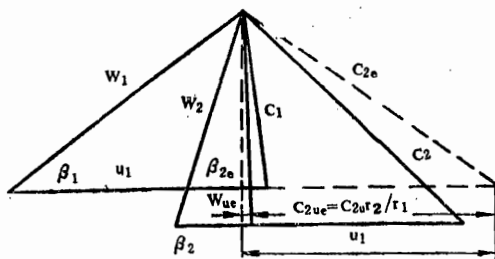


图 1-4-32

$$\theta_0 = \beta_{2e} - i + \delta \quad (1-4-13)$$

那么， β_{2e} 怎样求呢？

在环量相等、进口气流速度大小和方向不变时，有

$$r_1 C_u - r_2 C_{2u} = r_1 (C_{1u} - C_{2ue})$$

所以，

$$C_{2ue} = r_2 C_{2u} / r_1$$

由图 1-4-32 当量速度三角形关系可得

$$W_{2ue} = U_1 - r_2 C_{2u} / r_1$$

$$\cot \beta_{2e} = W_{2ue} / C_{1a} = (U_1 - r_2 C_{2u} / r_1) / C_{1a} \quad (1)$$

$$C_{2u} = U_2 - W_{2u} = U_2 - C_{2a} \cot \beta_2 \quad (2)$$

将②代入①可得到

$$\beta_{2e} = \cot^{-1} [U_1 / C_{1a} - r_2 (U_2 / C_{1a} - (C_{2a} / C_{1a}) \cdot \cot \beta_2) / r_1] \quad (1-4-14)$$

当计算静叶基元叶片时，当量出气角 α_{3e} 将式 (1-4-14) 中的 $U_1 = U_2 = 0$ 得到

$$\alpha_{3e} = \cot^{-1} (r_3 C_{3a} \cot \alpha_3 / r_2 C_{2a}) \quad (1-4-15)$$

式 (1-4-5) 中的 x 值，由气动设计经验和综合一般转子的性能而得到。作为一个例子，图 1-4-33 给出了三种不同动叶（叶尖扩散因子 $D = 0.45$ ，叶尖到叶根 M 数范围约为 0.75~1.43，具有不同的弯度比的多圆弧和双圆弧叶型组成的叶片），在设计中使用的 x 值随相对半径 r/r_T 的变化值。

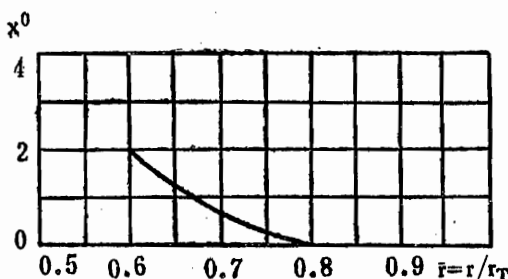


图 1-4-33

这样就可按 (1-4-5) 式计算出基元叶片的落后角 δ ，然后将已知的基元叶片出口实际气流角 β_2 （或 α_3 ）减去 δ ，得到叶片出口的构造角 β_{20} （或 α_{30} ）。所得

结果和按中线后缘切线求得的构造角若不一致，需作反复计算直到一致（允许差 $6'$ ）。

3. 对于在锥面展开面上进行叶片造型的双圆弧和多圆弧叶栅，可以采用毫威尔公式加一经验修正项来计算落后角。即

$$\delta = (\angle\beta - i)m\sqrt{t/b} / (1 - m\sqrt{t/b}) + (\delta_D - \delta) \quad (1-4-16)$$

其中

$$m = 0.23(2a)^2 + 0.18 - 0.002\beta_2$$

在高负荷（动叶和静叶离叶尖10%展长处 D 因子为0.5），高跨音速（叶尖 $M_{w1} = 1.6$ ， $M_{c2} = 0.77$ ；叶根 $M_{w1} \approx 0.9$ ， $M_{c2} \approx 0.9$ ）级的设计中，使用的多圆弧动叶和静叶基元叶片落后角的经验修正项的大小沿径向的变化示于图1-4-34和图1-4-35上。图1-4-34上的点为另外四种不同转子叶片的数据；图1-4-35上的点为另外两种不同静叶的数据（它们的 M 数和负荷略高于曲线所代表的静叶）。

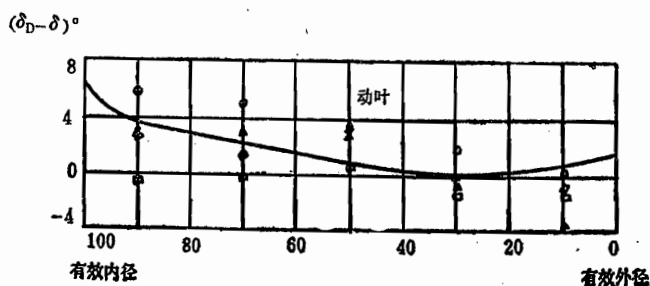


图 1-4-34

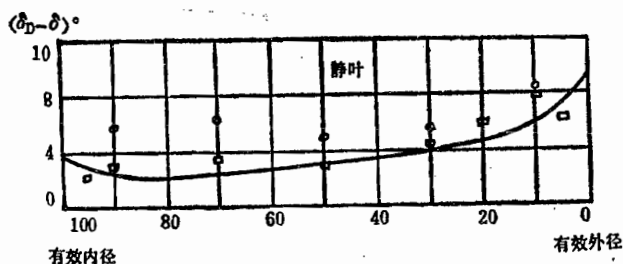


图 1-4-35

三、关于冲角的计算和选择

1. 对于跨音速级可以利用(1-3-80)式计算基元叶片的冲角，并考虑其它因素进行适当的修正。比如对一种低跨音速转子叶片（叶尖 $M_{w1} = 1.08$ ），用式(1-3-80)计算的最小损失冲角以及修正后的结果表示在图1-4-36上。图中虚线为用(1-3-80)式计算的结果，实线表示叶片前缘（对中线）的实际设计冲角。



图 1-4-36

2. 根据已有的经验选择冲角

在跨音速级的设计中，冲角的另一种处理方法是根据已有的经验选择。建议对双圆弧和多圆弧转子基元叶片，在相对 M 数较高的叶尖部位，上表面前缘冲角 i_s 取零度；在相对 M 数接近于音速的根部附近选用较小的冲角（负冲角，比如叶根可取 -2° ），但取定的冲角应使基元叶片喉道（最小截面积 $f_{m,n}$ ）能足以通过设计的流量。所以选取冲角后要进行喉道面

积检查,如果喉道面积不足,则应相应地加大冲角。图 1-4-37 上表示了进口相对 M 数从叶根到叶尖为 0.75 到 1.43 的一种双圆弧动叶冲角选择的结果。

此时静叶基元叶片冲角的选择,就是将叶背冲角 i_s 沿叶高均取为 0° 。

3. 按唯一冲角选择基元叶片的冲角

在跨音速和超音速级的设计中,有的按唯一冲角并考虑叶片前缘堵塞和叶背附面层发展来选定冲角。就是说,按唯一冲角的要求来流的方向应和叶栅进口区叶型上表面 AB 上的 D 点(近似取 AB 的中点)切线平行,但考虑到实际工作时,叶片前缘堵塞使轴向速度增加、以及进口区叶型上表面附面层厚度的影响,设计时应

使来流方向和 D 点切线具有 $\angle i$ (比如 $1\sim 2^\circ$)的冲角,如图 1-4-38 所示。这样,叶片设计好以后,在设计状态工作时来流方向将大致和 D 点切线一致。

如果超音速基元叶片进口部分设计不能适应给定 M 数下唯一冲角的要求,那么将会使进口激波增强或者使叶片附面层增长,或者两者的组合从而使基元叶片损失显著地加大。从这个角度来讲,超音速叶栅叶型的冲角按唯一冲角要求来确定是一种较好的设计方法。

为了确定唯一冲角,先必须确定 D 点的位置,为此必须进行基元叶片进口流场的计算。而且这种计算不管对二元流动情况还是三元流动情况都是反复试凑的过程。

对于二元流动,在设计时叶栅进口 A 点(图 1-4-38)气流的 M 数是已知的;假定叶栅和叶型均已选定,则先给定叶型中线前缘冲角,于是进口气流和叶型叶背上前缘 A 点的冲角 i_s 为定值,根据叶背型面的形状可找出进口区叶背上任一点 x 相对于 A 点切线的转折角 φ_x ,则由普朗特-麦耶公式(1-4-2)和(1-4-3)可求出 x 点膨胀波的方向。将 x 点沿叶背往叶型后缘移动,总可以找到和叶栅中另一叶型前缘点 A' 相交的膨胀波 $A'B$ (图 1-4-38)。将 AB 的中点定为 D 点。如果来流的方向和 D 点切线夹角不符合所要求的 $\angle i$ 值,则改变给定的叶型中线前缘冲角,重复上面计算,直至进口来流方向和所求的 D 点切线夹角达到要求为止。

对于三元流,基元叶片进口区叶背上 D 点的准确确定要困难一些。这里只介绍一种在跨音速压气机气动设计中采用的二元加三元修正的办法。

此时,先要进行叶栅进口区自由流的计算。所谓自由流是指进口区的流动不受叶片的影响,只考虑进口区子午流道收缩的影响(图 1-4-39)的流动。

在进行自由流计算时, $A-A'$ 处的气流参数为已知,子午流线 m 为已知(它们均由第五

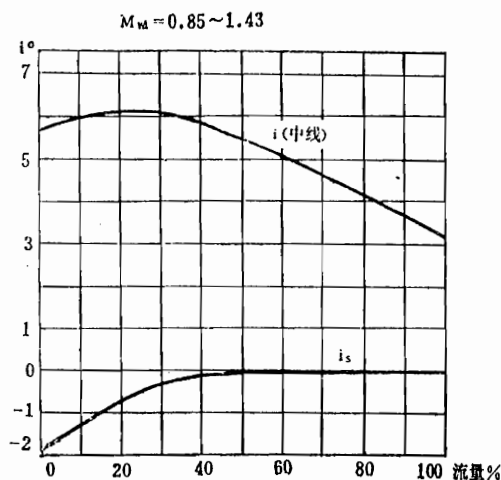


图 1-4-37

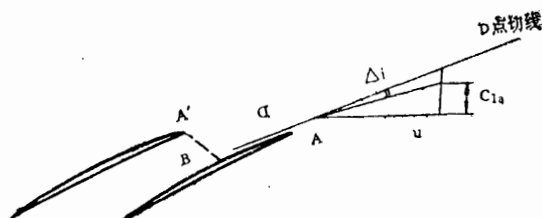


图 1-4-38

节所述计算确定)，并假定从 $A-A$ 到 $B-B$ ， rC_u 沿子午流线不变，并且流动为等熵轴对称的。这样，就可以根据沿子午流管的连续方程计算出叶栅进口区气流参数的周向平均值 (M_w ， β 等沿流线 AH (图 1-4-39 的左图) 的分布。此即为进口区的自由流分布。

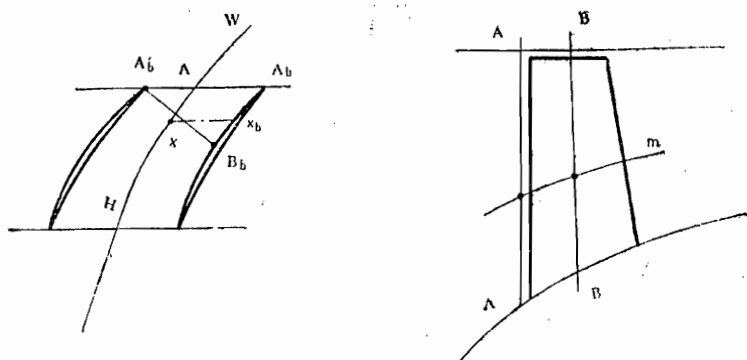


图 1-4-39

有了进口区自由流分布，在设计时选定了叶栅和叶型后，给定叶型中线前缘冲角，自由流和叶型的相对位置就被确定 (比如图 1-4-39 左图中气流 W_1 的方向和 A_b 点切线的夹角就定了)。流线 AH 上任一点 x 上自由流的方向与叶型叶背上对应点 (沿周向) x_b 的切线一般不平行，设其夹角为 φ_b 。自由流从 x 到 x_b 假定等熵膨胀 (或压缩) 过来，其膨胀 (或压缩) 转折角为 φ_b 。因此，可用普朗特—麦耶公式 (1-4-2) 由 x 点自由流 M 数的大小和方向，计算出叶背对应点 x_b 上的气流 M 数的大小和方向。和叶背上 x_b 点相对应的 x 点的自由流称作 x_b 点的当地的来流 (当地自由流)。

于是， x_b 点上气流的方向和大小为己知，膨胀 (或压缩) 波的方向为己知，将 x 点从前缘沿流线 AH 往后缘移动，用上述方法总可以找到一条波 $A'_b B_b$ 和叶栅中另一叶型前缘点 A'_b 相交，则 $A_b B_b$ 的中点定为 D 点。

如果 D 点当地自由流方向和 D 点切线间的夹角不满足给定的要求，改变叶型中线前缘冲角重新计算，直至新计算的 D 点切线和 D 点当地自由流方向间夹角满足要求为止。

在靠近跨音速级工作轮叶片的根部是亚音速流动，叶背前缘冲角 i_s 大约取 -2° 。对于高跨音速级动叶冲角作为这样选择的一个例子示于图 1-4-40 上。

跨音速和超音速的基元级，其静叶基元叶片进口气流 M 数目前一般都处于亚音速状态，基元叶片的冲角根据实验数据选取。对于叶尖

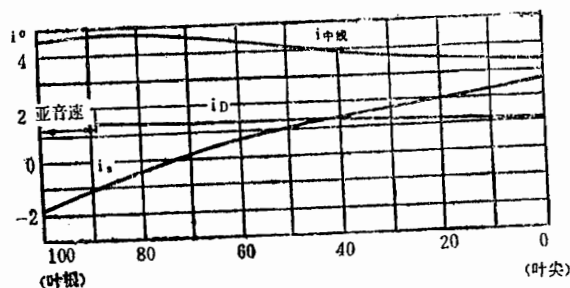


图 1-4-40

进口气流的设计 M 数 $M_{02} = 1.1$ 的跨音速的多圆弧 (三种) 和双圆弧 (一种) 静叶，最小损失系数时的冲角 (叶背冲角 i_s) 随叶片半径变化的实验数据表示在图 1-4-41 上。这些数据表明，在中径附近，叶背冲角 i_s 取零度是合适的。而在叶根和叶尖部位则取正冲角。对于双圆弧静叶最小损失系数时的叶背冲角 i_s 还稍有不同，中径处和叶尖处为负值，叶根处为

正值, 但较多圆弧叶型的低。

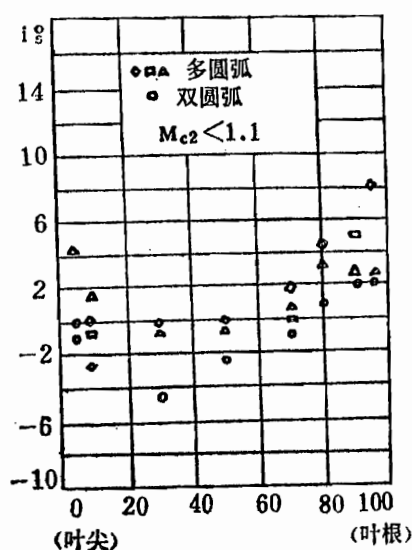


图 1-4-41

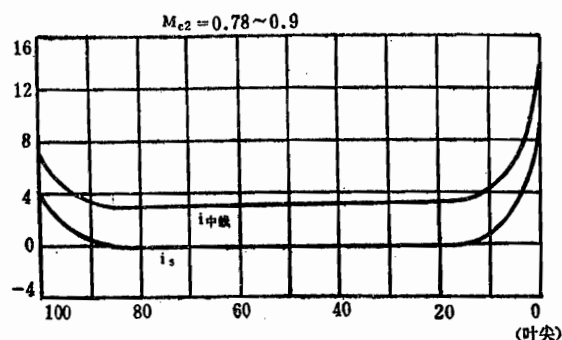


图 1-4-42

高跨音速级中, 进口 M 数 M_{02} 约为 0.78~0.90 的多圆弧静叶的冲角按这样原则选择的一种结果示于图 1-4-42 上。

四、叶片通道流管分析

如图 1-4-43 所示, j 表示沿叶高按等流量划分的 n 条流线中的第 j 条流线, $j+1$ 表示第 $j+1$ 条流线。这些流线由沿叶片径向速度分布的计算中得到。图 1-4-43b 为第 j 条流线处两相邻叶片所形成的气流通道的流管。这样, 第 j 条流线和第 $j+1$ 条流线以及该两流线之间相邻叶片表面所形成的流管, 在任一轴向位置 x 处所具有的截面积 f , 是轴向位置 x 的函数, 则由图可知

$$f(x) = [a_j(x) + a_{j+1}(x)]h(x)/2 \quad (1-4-17)$$

同样在 x 处, 流管有一临界截面积设为 $f_{cr}(x)$, 则有

$$f_{cr}(x) = f(x)q(\lambda_{w_x}) \quad (1-4-18)$$

式中 λ_{w_x} 为在轴向位置 x 上流管内气流的平均相对 λ 数。

对于前缘处 $x = x_1$, 流管面积为

$$f_1 = (a_{j+1} + a_{j+1,1})h_1/2 \quad (1-4-19)$$

临界截面为

$$f_{cr1} = f_1q(\lambda_{w1}) \quad (1-4-20)$$

同样道理, 在流管最小截面处 (设最小截面积为 f_{min}), 其截面积和临界截面积分别为

$$f_{min} = (a_{jmin} + a_{j+1,min})h_{min}/2 \quad (1-4-21)$$

$$f_{crmin} = f_{min}q(\lambda_{wmin}) \quad (1-4-22)$$

为什么要进行叶片通道的流管分析呢?

超音速基元叶片数据分析指出, 最小损失发生在通道面积 f_{min} 同其临界面积 f_{crmin} 的比

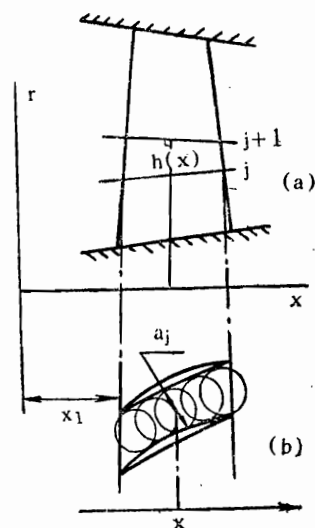


图 1-4-43

值 $f_{\min}/f_{cr\min}$ 约为 1.03 时, 亚音速静叶基元叶片和二元叶栅数据也说明, 最小损失发生在喉部面积 $f_{\min} = 1.03t \sin \beta_1$ 时(参看图 1-4-44)。

所以为了要使基元叶片在最小损失条件下工作, 设计中通道截面积的考虑和冲角具有同等重要的意义。

进行流管分析, 就是要计算任一轴向位置的 $f(x)/f_{cr}(x)$ 。任一轴向位置的流管面积 $f(x)$ 由 (1-4-17) 式确定; 任一轴向位置上流管的临界面积 $f_{cr}(x)$ 和该位置上气流的滞止参数 P_w^* , T_w^* 有关。我们知道, 气流的滞止温度 T_w^* , 对于动叶通道则是 $T_{w\alpha}^*$, 它沿流管随 r 的变化而变化; 滞止压力不仅随 r 的变化而变化, 而且随流动损失的变化而变化。所以各个轴向位置上流管的临界面积 $f_{cr}(x)$ 是不同的。

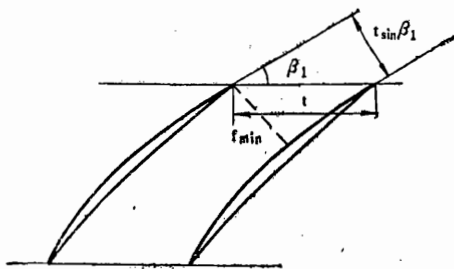


图 1-4-44

由进口前缘 1-1 截面到任一 x 位置上流管写连续方程应有

$$P_{w1}^* f_1 q(\lambda_{w1}) / \sqrt{T_{w1}^*} = P_{wx}^* f(x) q(\lambda_{wx}) / \sqrt{T_{wx}^*}$$

将 (1-4-18) 式代入得到

$$f_{cr}(x) = f_1 q(\lambda_{w1}) (P_{w1}^* / P_{wx}^*) (T_{wx}^* / T_{w1}^*)^{1/2}.$$

注意到

$$T_{wx}^* / T_{w1}^* = (P_{w\alpha d}^* / P_{w1}^*)^{(K-1)/K}.$$

则得

$$f_{cr}(x) = f_1 q(\lambda_{w1}) (P_{w1}^* / P_{wx}^*) (P_{w\alpha d}^* / P_{w1}^*)^{(K-1)/2K} \quad (1-4-23)$$

(1-4-23) 式是任一轴向位置 x 处流管临界面积的计算式。式中 P_{w1}^* / P_{wx}^* 由下式决定:

$$P_{wx}^* / P_{w1}^* = (P_{w\alpha}^* / P_{w1}^*)_{ad} - \bar{\omega}_x [1 - (1 - (K-1)\lambda_{w1}^2 / (K+1))^{K/(K-1)}] \quad (1-4-24)$$

其中 $P_{w1}^* / P_{w\alpha d}^*$ 由 (1-3-84) 式计算, 把原式中的 U_2 换成 U_1 重写在这里:

$$P_{w\alpha d}^* / P_{w1}^* = [1 + (K-1)U_1^2(r_2^2/r_1^2 - 1)/2KRT_w^*]^{K/(K-1)} \quad (1-4-25)$$

由上面这些关系可以看出, 要计算出任一轴向位置 x 处的临界面积 $f_{cr}(x)$, 必须要知道从前缘 1-1 截面 (x_1) 到任一位置 x 上总压损失系数 $\bar{\omega}_x$ 的变化。

这个问题可以这样近似地来解决。假设在激波前没有损失, 在激波处只有激波损失, 在激波后总的损失为激波损失和叶型损失之和, 而叶型损失从激波后到叶片后缘按直线变化(图 1-4-45)。这样一来, 对于给定的条件和取定的流管, 局部的 $f(x)/f_{cr}(x)$ 沿轴向的分布就可以算出。

在高跨音速单级压气机设计中, 多圆弧动叶内, $f(x)/f_{cr}(x)$ 的局部最小值沿叶高的分布, 有的设计资料为 1.03~1.05 之间, 而多圆弧静叶喉部处 $f_{\min}/f_{cr\min}$ 为 1.05。

调整多圆弧叶片前面部分的弯度, 可以控制通道 f/f_{cr} 的最小值。如果 f/f_{cr} 最小值嫌小, 则增加前面部分的弯度来扩大通道; 相反, 若

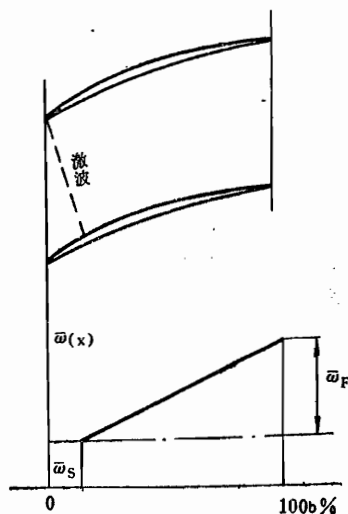


图 1-4-45

f/f_{cr} 最小值太大, 可减小前面部分的弯度。此时需保持动叶上 D 点冲角不变, 并保持静叶前缘处冲角不变。

一般说来, 对于静叶和动叶的亚音速部分叶栅, 为了使通道获得逐渐扩压, 设计叶片叶型时应该细心, 以便在靠近叶片的进口处有最小的 f/f_{cr} 值。

五、叶片喉道面积的检查

前面已经说过, 根据已有经验选择冲角时, 要检查最小截面是否能通过规定的流量, 如果通不过则必须调整所选择的冲角以求能够通过。因此, 在详细进行了扭向设计以后, 对叶片要作一近似的计算来判断任何基元叶片通过设计流量的能力。

为了使最小截面能通过规定的流量, 必须使喉道面积参数

$$\frac{(f/f_{cr})_{\min}}{(f/f_{cr})_1} = \frac{f_{cr1}}{f_{cr\min}} \cdot \frac{(a_{j,\min} + a_{j+1,\min})h_{\min}}{(a_{j+1} + a_{j+1+1})h_1} \quad (1-4-26)$$

具有足够的值。式中 $f_{cr}/f_{cr\min}$ 是基元叶片 1-1 截面的临界面积和最小截面处临界面积之比, 计算时不计 1-1 截面到最小截面的流动损失。

$$f_{cr\min}/f_{cr1} = (P_{w1}^*/P_{w\min}^*) \cdot (P_{w\min}^*/P_{w1}^*)^{(K-1)/2K}$$

由于不计流动损失, $P_{w\min}^* = P_{w\min ad}^*$, 则上式变为

$$f_{cr1}/f_{cr\min} = (P_{w\min}^*/P_{w1}^*)^{(K+1)/2K} \quad (1-4-27)$$

式中 $(P_{w\min}^*/P_{w1}^*)_{ad}$ 由 (1-4-25) 式决定。

这样, 喉道面积参数 $(f/f_{cr})_{\min}/(f/f_{cr})_1$ 的计算步骤可简述如下:

① 对于不同的轴向位置由 (1-4-17) 式计算 $f(x)$, 找出最小截面的位置和大小, 并计算出 $(a_{j,\min} + a_{j+1,\min})h_{\min}$;

② 由 $a_{j+1} = (t_1 \sin \beta_1)_{j+1}$, $a_{j+1+1} = (t_1 \sin \beta_1)_{j+1+1}$, 可以得到 $(a_{j+1} + a_{j+1+1}) \cdot h_1$ 。于是得到比值 $(a_{j,\min} + a_{j+1,\min})h_{\min}/(a_{j+1} + a_{j+1+1})h_1$;

③ 由 (1-4-27) 和 (1-4-25) 求出 $f_{cr\min}/f_{cr1}$;

④ 由式 (1-4-26) 求出喉道面积参数。

通常将喉道面积参数绘成与进口气流相对 M 数的关系, 如图 1-4-46 所示。并在图上绘出一元等熵情况和在一定进口相对 M 数时与一道正激波有关的相对总压损失时的流动情况所需的喉道面积曲线。计算所得的喉道面积参数值, 必须大于一道正激波时的喉道面积参数曲线上的值。因为在喉道面积参数检查过程中并没有考虑下列因素的影响, 这些因素是叶片表面附面层的损失; 从进口前缘到叶片喉道附面层的增厚; 在进口 M 数下超过一道正激波的其他激波损失; 以及基元叶片喉道处气流的不均匀等。这些影响倾向于要有较大的喉道面积。

作为一个例子, 图 1-4-46 上表示了三种跨音速转子 (○□和◇各表示一种转子) 叶片在叶尖处 $M_{w1} = 1.43$ 时喉道面积的裕度 (超过一道正激波时的值), 以及一种转子叶片沿半径各基元叶片 (○代表点上的数字为对应的流量百分数) 的喉道面积裕度。

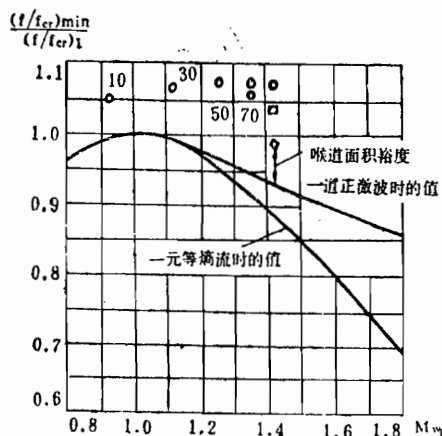


图 1-4-46

第五节 轴流压气机级叶片的扭向设计

§ 1 轴流压气机叶片为什么要扭转

人们的认识总是由浅入深,由片面到全面的。前面,我们讨论了压气机气动设计中关于基元级的设计和计算。但是这对压气机整个级设计的认识来说,它还只是一个方面,或者说还只是一个片面。因为在发动机上看到的实际叶片都是有一定的高度各截面是彼此相对地扭转一个角度,同时从一个截面到另一个截面的叶型也有一定的变化。由此可见,为了解决级的气动设计问题,就必须把我们的知识从平均半径处基元级一个方面,扩展到整个叶高的更多方面去,这就有必要研究压气机级叶片的扭向设计。

所谓叶片的扭转是指叶片的根部到尖部的叶型的安装角 γ 和弯度 θ 按一定要求的变化。

目前在绝大多数的设计实践中,叶栅和叶型还是根据叶栅进出口的气流速度三角形由叶栅吹风实验数据来确定。因此,叶片的扭转和叶型沿叶高的变化也就是气流速度三角形沿叶高的变化。从而叶片扭向设计仅就气动设计方面来说,就是要讨论当压气机级叶片的某一半径上(一般是平均半径或者叶尖)基元级气流速度三角形参数已经确定时,其它半径上气流速度三角形参数如何来确定?

这里很自然地会产生一个问题,就是沿叶高气流速度三角形的变化即叶片的扭转和叶型沿叶高的变化目的何在?叶片沿叶高不扭、叶型不变行不行?前面我们曾经分析过,气体在压气机叶栅中进行有效地增压,使压气机级具有尽可能高的加功量和尽可能高的效率是决定压气机级气动设计和研究过程的主要问题之一,就是这个主要问题决定了叶片沿叶高的扭转和叶型的变化。也就是说,气流速度三角形沿叶高变化的目的是为了级获得尽可能高的加功量和效率。

使级具有尽可能高的加功量和效率,叶片沿叶高为什么就非扭转不可呢?

不难指出,气流在级中的流动,工作轮前后决定气流速度三角形的参数 U , C_{1u} , C_{1u} , C_{2a} , C_{2u} , 由于受到一些客观存在的约束条件的制约,沿着半径不是不变,而是随着叶栅在叶片径向位置的不同而不同。

首先容易看到的是气流牵连速度 U 存在有

$$U = \pi r n / 30 \quad (1-5-1)$$

的机械联系;

而 C_{1u} , C_{1u} 和 C_{2a} , C_{2u} 沿径向的变化则受气体动力学基本方程的约束。在绝对运动的圆柱坐标系(z , r , θ)下,若不考虑气体的粘性和对外的热交换,这些基本约束方程是连续方程,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_a)}{\partial z} + \frac{\partial(r\rho C_r)}{r\partial r} + \frac{\partial(\rho C_u)}{r\partial \theta} = 0 \quad (1-5-2)$$

运动方程,

$$\frac{dC_a}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (1-5-3a)$$

$$\frac{dC_r}{dt} - \frac{C_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (1-5-3b)$$

$$\frac{d(rC_u)}{r dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{r \partial \theta} \quad (1-5-3c)$$

$$\text{能量方程,} \quad \frac{dH}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (1-5-4)$$

$$\text{状态方程,} \quad P = \rho RT \quad (1-5-5)$$

方程(1-5-1)到(1-5-5)决定着气流速度三角形参数沿叶高的变化。如果以不扭转的叶片去适应沿叶高不同形状速度三角形的流动,就难以达到使级具有尽可能高的加功量和效率的要求。例如,假定第一级进口 $C_u=0$, $C_r=0$, C_{1a} 沿叶高不变,则对于定常绝热流动,只有 U 的变化决定着动叶进口气流速度三角形的变化。设轮毂比 $\bar{d}=0.4$, 这时叶尖处的 U_t 是叶根处的 U_h 的 2.5 倍,如果叶尖和叶根处的叶型具有相同的安装角和弯度 θ ,那么,如果在平均半径处来流和叶型进口方向相适应,在叶尖处则正冲角过大,而在叶根处负冲角过大,如图 1-5-1a 所示。这将增大压气机叶片中的损失甚至造成压气机的不稳定工作。同时由图 1-5-1b 可以看出(由于叶型相同, W_2 方向不变),叶根处的 ΔW_u 比平均半径处的值低,所以叶根处的加功量就更小了。

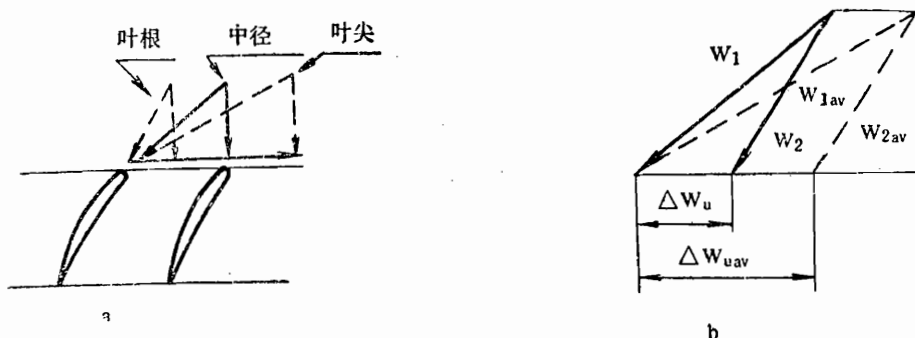


图 1-5-1

§ 2 简化径向平衡方程

由于基元级的叶栅和叶型是由气流速度三角形所决定,而基元级气流速度三角形是由工作轮叶栅进口和出口处的气流速度所构成。对于级负荷较低的亚音速级,在计算处理时通常将动、静叶间的轴向间隙中的气流参数作为共用,即比如图 1-5-2 中的 2-2 计算站上的气流参数既作为动叶出口也作为静叶进口的气流参数。

气流在压气机轴向间隙中的实际流动是很复杂的。首先气体是有粘性的,同时气流的流动是三元的,即气流参数沿三个方向(如 z , y , θ)变化;另外气流参数还随时间变化。

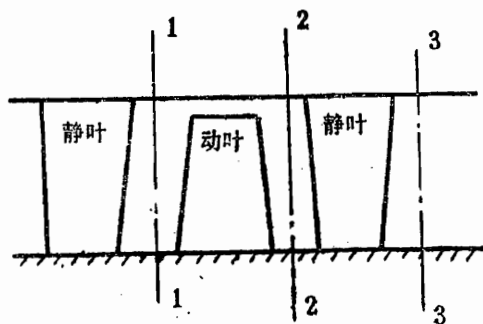


图 1-5-2

因此，我们在讨论压气机级的扭向设计时，要按照具体情况、所要求的精度和计算的繁简程度，作一定的假设。通常在级压比不高、子午流道收缩不大的亚音速级中，作如下的简化假设：

- 一、不考虑气流粘性的影响（在方程中），气流与外界无热交换（简称绝热）；
- 二、认为级叶片排轴向间隙中气流参数不随时间变化，只和所在的空间位置有关；
- 三、认为气流在级叶片排中沿着一系列同心的圆柱表面流动。这样，气流流动时只有轴向速度 C_a 和切向速度 C_u ，而径向速度 $C_r = 0$ 。

四、认为在轴向间隙中气流参数不随周向而变化（ $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$ ），就是说，气流参数是对称于工作轮轴心的，在半径 r 相同的圆周上任一点处的气流参数是相同的。

根据这四条假设，方程（1-5-2）变成

$$\frac{\partial(\rho C_a)}{\partial z} = 0,$$

由于气流在两个圆柱面之间流动，就相当于在等截面的管内流动，在没有摩擦、热交换和功交换的情况下，气流的速度不变，因此有 $\partial C_a / \partial z = 0$ ，即 C_a 在轴向间隙中沿 z 向不变化， $\partial \rho / \partial z = 0$ ，气流密度 ρ 沿 z 向不变化。

这样就可知气流参数只是半径的函数，即

$$C_a = C_a(r); \quad C_u = C_u(r); \quad P = P(r); \\ T = T(r); \quad \rho = \rho(r).$$

方程（1-5-3a）到（1-5-3c）变成

$$0 = 0, \\ C_a^2 / r = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (1-5-6) \\ \frac{\partial(r C_u)}{\partial z} = 0,$$

即 $r C_u = \text{常数}$ ， $r C_u$ 在轴向间隙中沿 z 向不变化。

方程（1-5-4）变成

$$\frac{dH}{dt} = 0, \quad \text{即} \quad \frac{\partial H}{\partial z} = 0,$$

气流总焓沿轴向不变化。（1-5-6）式是根据上述四条假设导出来的，故一般称为简化径向平衡方程。（1-5-6）式的物理意义是明显的，它说明气体在轴向间隙中流动时，如果有切向速度存在，那么不管 C_u 是正是负，沿径向的压力梯度一定大于零，即压力随半径的增加而加大。

那么，沿径向怎样形成这个压力梯度呢？

为了弄清这个问题，我们来找气流压力和外功以及气流速度之间的联系。参看图 1-5-3，将 0-0 截面选在压气机上游气流参数均匀的地方，其相应的参数为 T_0 ， C_0 等。根据能量守恒有

$$C_p T_0 + C_0^2 / 2 + L_k = C_p T + C^2 / 2,$$

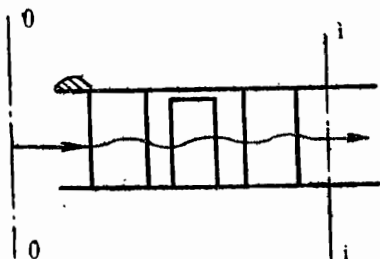


图 1-5-3

将此式对 r 求导, 注意 0-0 截面上气流参数均匀的条件, 得到

$$\frac{dL_K}{dr} = C_P \frac{dT}{dr} + \frac{dC^2}{2dr}。$$

而热力学第一定律的微分形式为 $TdS = C_P dT - dP/\rho$, 由此得

$$T \frac{dS}{dr} = C_P \frac{dT}{dr} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr},$$

即

$$C_P \frac{dT}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} + T \frac{dS}{dr}。$$

设 $dS/dr = 0$, 于是得到

$$\frac{dL_K}{dr} - \frac{1}{2} \frac{dC^2}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} \quad (1-5-7)$$

式子 (1-5-7) 说明, 在轴向间隙中, 气流的径向压力梯度由外功沿径向的变化和气流绝对速度沿径向变化来提供。在速度不变的情况下, 为了保持径向压力梯度和 C_u^2/r 平衡, 就需要沿径向加大外功; 若外功 L_K 沿径向不变, 则只有沿径向降低气流的绝对速度来形成径向压力梯度以和 C_u^2/r 平衡。

将 (1-5-7) 式代入 (1-5-6) 式, 可得到

$$\frac{dL_K}{dr} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \frac{d(rC_u)^2}{dr} + \frac{dC_a^2}{dr} \right] \quad (1-5-8)$$

在轴流压气机级的设计中, 在许多情况下, 常常采用沿径向的加功量不变, 此时 (1-5-8) 式写为

$$\circ \quad \frac{1}{r^2} \frac{d(rC_u)^2}{dr} + \frac{dC_a^2}{dr} = 0 \quad (1-5-9)$$

在这个式子当中, 有两个未知数: C_a 和 C_u 。因此在设计中有一个自由度可供设计者选择。一般是取定 C_u 沿径向的变化规律。这样, 每一种气流切向速度沿径向的变化就构成一种叶片扭转规律。可以想见, 叶片的扭转规律是很多的。如果考虑 $dL_K/dr \neq 0$, 或将象后面所讨论到的不考虑前述的某些假设, 那么叶片的扭转规律就更多了。

这样一来, 在前述四条假设下, 我们得到气流速度三角形参数沿径向变化的联系方程 (1-5-1), (1-5-9) 或 (1-5-8)。值得注意的是, 在轴向间隙中气流参数沿径向的变化, 仅满足这些方程还是不够的, 还必须满足整个计算站上的流量方程:

$$\circ \quad \int_{r_h}^{r_T} \frac{2\pi\rho C_a r dr}{K_G} = G_{ad} \text{ (设计流量)} \quad (1-5-9a)$$

式中 K_G 是考虑环壁附面层的影响系数。

所以在简化径向平衡的各种扭向设计中, 必须逐站地校核整个计算站上的空气流量是否和给定的设计值一致。

下面来讨论几种常用的扭向规律的计算及其分析比较。

§ 3 简化径向平衡方程的计算应用^[1,2]

这里我们将根据设计中实际运用的某些给定参数沿半径的不同变化关系, 建立不同半径上基元级气流速度三角形及有关参数的计算式并对它们的计算结果进行一定的分析比较。

为了正确地对叶片扭向规律进行析分比较,和正确地对它们进行评价,应有一些衡量叶片扭向规律的主要原则。

一、衡量扭向规律的几个主要原则

总的原则应该说是早已明确了,这就是前面提到的使级具有尽可能高的加功量和效率。但这对分析比较叶片扭向规律来说太笼统,应该进一步具体化。

首先,我们能够想到的是,为了获得级的高效率,气流在叶片中流动的 M 数要受到限制。对于压气机的亚音速级,一般要求流入叶片的气流 M 数不超过临界值。在平均半径处虽可将气流的 M 数选取在允许的范围内,但由于气流参数沿径向的变化,在叶尖或叶根处就可能超过允许值。所以动叶入口的 M_{w1} 和静叶入口的 M_{02} 沿径向的变化的大小是衡量扭向规律的主要原则之一。

其次,我们还可以想到,为了保证级具有尽可能高的加功量和效率,压气机工作轮叶片的叶栅不允许出现涡轮工作状态,就是工作轮叶栅入口的气流通面积 f_1 不能大于出口气流通面积 f_2 ,并使 P_1 大于 P_2 ,如图1-5-4所示。这就要求在工作轮叶片的任一截面上,其进口压力 P_1 和出口压力 P_2 ,必须满足 $P_2 \geq P_1$ 。在平均半径上,这个条件总是满足的。但由于动叶前后气流切向速度 C_{1u} 和 C_{2u} 的大小不同,在它们沿径向变化规律相同时,在动叶的根部截面上出现上述不允许的工作状态还是可能的。因为对压气机来说 C_{1u} 总是小于 C_{2u} (见图1-5-5),由简化径向平衡方程

$$\frac{dP}{\rho dr} = \frac{C_u^2}{r}$$

可知, P_1 沿叶高增加的速度小于 P_2 沿叶高增加的速度,即向叶片根部, P_1 减小慢, P_2 减小快。因此,对于给定的平均半径处的 P_{1av} 和 P_{2av} ,虽然 $P_{2av} > P_{1av}$,但只要叶片足够长,到叶根处就会出现 $P_2 < P_1$ 的情况,即出现涡轮工作状态(见图1-5-6)。

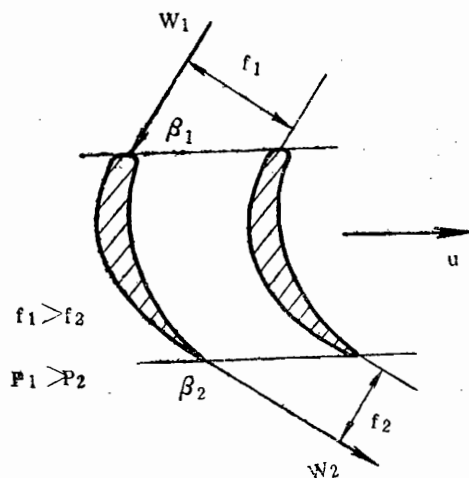


图 1-5-4

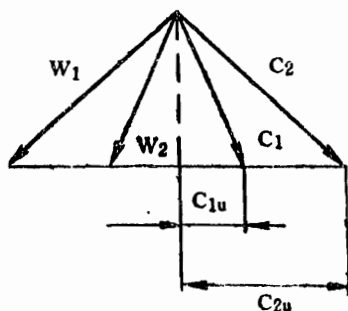


图 1-5-5

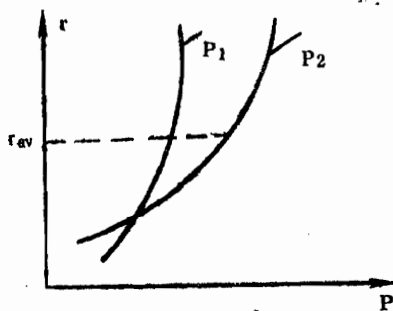


图 1-5-6

照此说来,在 C_{1u} 和 C_{2u} 沿径向变化规律和速度相同的条件下,只要叶片足够长,工作

轮叶片根部总有可能出现不允许的工作状态,那么在这点上,不同叶片的扭向规律还有什么比较的必要和选择的可能呢?问题在于,根据约束条件(1-5-9)要使工作轮叶片前后压力差沿叶高不变不可能,但此压力差沿叶高变化的快慢是可以不一样的。因为,第一,不同的叶片扭向规律, C_{1u} 和 C_{2u} 沿叶高的变化速度 (dC_{1u}/dr 和 dC_{2u}/dr) 可以不一样,故压力差 $P_2 - P_1$ 沿叶高变化速度就不一样;第二,不同的叶片扭向规律 C_{1u} 和 C_{2u} 沿叶高变化趋势可以不同(如有的 C_{1u} 和 C_{2u} 向叶尖加大,有的则减小等),因而压力差沿径向变化的速度也就不同。以上是就功沿叶高不变而言的,如果在叶片扭向设计中采用不等功的设计,即根据约束条件(1-5-8)式来进行,那么在原则上讲,还可以根据人们的要求给定 C_{1u} 和 C_{2u} 两者沿叶高的变化规律,使得工作轮叶片前后压力差变化较小甚至不变化。因此,动叶前后压力差 $P_1 - P_2$ 沿叶高变化的快慢,仍然是衡量压气机叶片扭向规律的重要原则。它之所以成为重要原则,还有一个原因就是动叶尖部轴向压力差过大时,会显著地增加工作轮叶片径向间隙中的漏气损失。

什么参数可以判断压气机动叶前后压力差变化的快慢、并由它的大小来限制压气机不允许的工作状态出现呢?这个参数就是反力度 Ω_{K0} , 因为

$$\Omega_{K0} = \frac{\text{工作轮叶栅中等熵压缩功}}{\text{基元级等熵功}} = \frac{(P_2/P_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{(P_3/P_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

但由于它和气流速度三角形参数无直接的联系,用起来不方便,所以用反力度 Ω_K 来代替它。 Ω_K 的定义式是

$$\Omega_K = \frac{\text{工作轮叶栅进出口相对动能差}}{\text{基元级有效功}} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2U\Delta W_u}$$

就是说,希望 Ω_K 沿径向变化小些,在叶根处 Ω_K 要大于零。

再则,为了使级具有尽可能高的加功量和效率,工作轮叶片根部还有一种情况也是应该尽量避免的。这就是压气机工作轮叶片根部截面出现了局部降压的过程(图 1-5-7)。此时,压气机根部叶栅中 $f > f_2$, 即从 f 到 f_2 气流加速,压力降低。由图可以看出,若使动叶根部出口的气流角 $\beta_2 \leq 90^\circ$, 就不会出现局部加速降压的情况。不仅如此,这时也不会出现 $\Omega_{K0} < 0$ 即 $P_2 < P_1$ 的涡轮工作状态。因此,在压气机叶片的扭向设计中若在动叶根部已经满足条件 $\beta_2 \leq 90^\circ$, 那就没有必要检验叶根反力度 Ω_{K0} 是否大于零。若因某种原因动叶根部 $\beta_2 \leq 90^\circ$ 的条件没有满足,这时就必须再检验叶根的反力度,以保证 $\Omega_{K0} \geq 0$ 的条件。

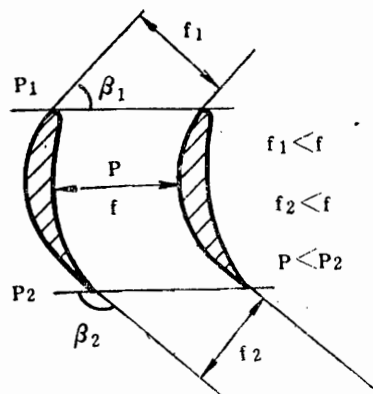


图 1-5-7

最后,作为分析比较和选择叶片扭向规律的还有一个原则,就是叶片(动叶和静叶)的加工工艺性要好,这就要求叶片扭转不要太大。

对于这些主要原则有个清楚的认识之后,下面就可逐一地来讨论常用几种叶片扭向规律的计算和分析比较。

二、等环量扭向规律

如果对动叶前后轴向间隙中的气流规定

$$rC_u = \text{常数} \quad (1-5-10)$$

并且取 $dL_K/dr = 0 \quad (1-5-11)$

即为等环量规律。

此时由(1-5-9)式得 $dC_a/dr = 0$, 即 $C_a = \text{常数}$ 。

这种扭向规律实际上是表示动叶进口(1-1截面)和出口(2-2截面)截面上的速度环量均为常数,故有此称。因为在动叶前后轴向间隙中各作一垂直于压气机转轴并以转轴为中心半径为 r 的圆,如图1-5-8所示。则其速度环量 R 分别为

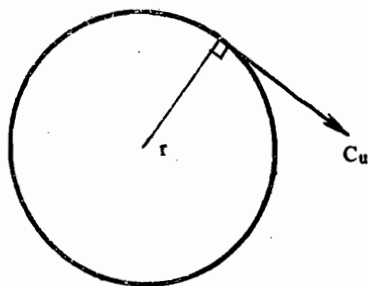


图 1-5-8

$$\left. \begin{aligned} R_{1-1} &= \int_0^{2\pi r} C \cos(C, l) dl = r_1 C_{1u} \cdot 2\pi = \text{常数} \\ R_{2-2} &= \int_0^{2\pi r} C \cos(C, l) dl = r_2 C_{2u} \cdot 2\pi = \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (1-5-12)$$

可以证明,这种扭向规律,气流在轴向间隙中是无旋的,我们知道

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{1}{2} \text{Rot } C = \frac{1}{2} \frac{1}{r} \begin{vmatrix} e_z & e_r & re_\theta \\ \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial r} & \frac{\partial}{\partial \theta} \\ C_a & C_r & rC_u \end{vmatrix} \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial(rC_u)}{r\partial r} - \frac{\partial C_r}{r\partial \theta} \right) e_z + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial C_a}{r\partial \theta} - \frac{\partial(rC_u)}{r\partial z} \right) e_r + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_a}{\partial r} \right) e_\theta \end{aligned}$$

根据简化径向平衡方程的假设条件及(1-5-10)式可得 $\omega = 0$ 。正因为这样,人们把它叫做所谓自由涡设计,并指望有较小的损失。

如果已知平均半径上的 C_{uaV} 及 C_{aaV} , 那么沿叶高其它半径上的 C_u 和 C_a 也就完全确定了。

$$C_{1u} = C_{1uaV} r_{aV}/r \quad (1-5-13)$$

$$C_{1a} = C_{1aaV} \quad (1-5-14)$$

$$C_{2u} = C_{2uaV} r_{aV}/r \quad (1-5-15)$$

$$C_{2a} = C_{2aaV} \quad (1-5-16)$$

气流牵连速度 U 由(1-5-1)式计算。因此动叶进出口气流速度三角形就被确定,从而气流速度三角形上其它参数诸如 W_1 , W_2 , C_1 , C_2 , ΔW_u (ΔC_u), β_2 , β_1 , a_2 , a_1 等均可计算。基元级的反力度 Ω'_K 和气流 M 数也就可以求出。

$$\Omega'_K = 1 - (C_{1u} + C_{2u})/2U \quad (1-5-17)$$

$$M_{w1} = W_1/a_1 \quad (1-5-18)$$

$$M_{c2} = C_2/a_2 \quad (1-5-19)$$

其中,

$$a_1 = \sqrt{KRT_1} \quad (1-5-20)$$

$$T_1 = T_1^* - C_1^2/2 Cp \quad (1-5-21)$$

$$a_2 = \sqrt{KRT_2} \quad (1-5-22)$$

$$T_2 = T_2^* - C_2^2/2 Cp \quad (1-5-23)$$

$$T_2^* = T_1^* + L_{KST}/(KR/(K-1)) \quad (1-5-24)$$

现在我们来分析一下等环量扭向规律的一些特点, 例如反力度, M_{w1} , M_{c2} 等沿叶高的变化以及这种扭向规律的应用情况。

(1) 由于 C_{1a} 和 C_{2a} 沿叶高不变, 因此分析指出, 按算术平均半径

$$r_{av} = (r_T + r_h)/2 \quad (1-5-25)$$

上的气流参数所计算得出的空气流量和级中实际流量近似相等; 级的平均反力度和算术平均半径上的反力度也近似相等。因此, 对于等环量扭向规律, 可以采用算术平均半径作为特征半径。

(2) 图 1-5-9 表示三个不同半径上的气流速度三角形, 由图可以看出, 在等环量级中, 气流 M 数 M_{w1} 和 M_{c2} 以及气流角均有明显的变化。叶尖的 M_{w1} 和叶根的 M_{c2} 容易偏高。

(3) 反力度 Ω'_K 沿叶高变化显著。由式 (1-5-17) 可知

$$\Omega'_K = 1 - B/r^2 \quad (1-5-26)$$

式中 $B = (r_1 C_{1u} + r_2 C_{2u})/2\omega$ = 常数。可以

看出, 等环量级中反力度从叶尖到叶根很快的减小, 只有当 $B=0$ 时, $\Omega'_K = 1.0$ 且沿叶高不变, 此时 $C_{2u} = -C_{1u}$ 。

Ω'_K 沿叶高的变化与 Ω'_{Kav} 大小有关, 与 $\bar{d}_1$ 有关。在平均半径处的反力度可以表示为

$$\Omega'_{Kav} = 1 - 4B/r_T^2(1 + \bar{d}_1)^2 \quad (1-5-27)$$

由 (1-5-26) 和 (1-5-27) 式可以得到

$$\Omega'_K = 1 - (1 - \Omega'_{Kav})(1 + \bar{d}_1)^2/4\bar{r}^2 \quad (1-5-28)$$

其中,

$$\bar{r} = r/r_T$$

由上式可见, 轮毂比 $\bar{d}_1$ 越小, 则叶根、平均半径和叶尖处的反力度就差别越大。对于 $\Omega'_{Kav} = 0.5$ 时, Ω'_{KT} 、 Ω'_{Kh} 同 $\bar{d}_1$ 的关系见表 1-14。由表看出, 当 $\bar{d}_1 = 0.4 \sim 0.5$ 时, 多级压气机的前面级叶根处的反力度已变成负值而叶尖处则接近于 1.0。这是不允许的。

表 1-14 Ω'_{KT} 和 Ω'_{Kh} 同 $\bar{d}_1$ 关系数据表

$\bar{d}_1$	Ω'_{Kav}	Ω'_{KT}	Ω'_{Kh}
0.85	0.5	0.573	0.410
0.6	0.5	0.680	0.190
0.5	0.5	0.718	-0.125
0.4	0.5	0.755	-0.530

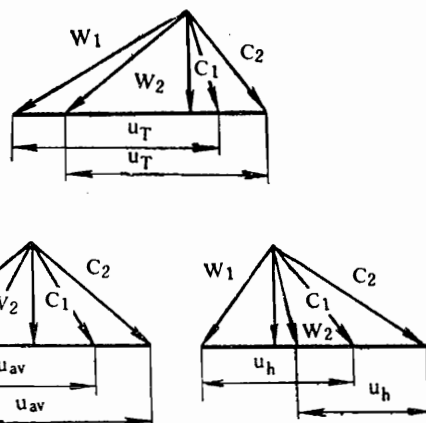


图 1-5-9

(4) 当叶片较长即 $\bar{d}_1$ 较小时, 由于 $U_h = \bar{d}_1 \cdot U_T$, 因而 U_h 就很小 (在一定 U_T 下), 在等功设计下 ΔW_{uh} 就变得很大, 这时 β_2 就可能大于 90° , 如图 1-5-10 所示。

(5) M_{w1} 和 M_{c2} 同轮毂比 $\bar{d}_1$ 的关系示于图 1-5-11 上。它是根据平均半径处的 $\Omega'_{Kav} = 0.5$, $\bar{C}_{1av} = 0.6$, $\bar{H}_{Kav} = 0.33$, $M_{w1av} = 0.75$, $M_{c2av} = 0.74$ 计算得到的。可以看出, $\bar{d}_1$ 越小, M_{w1} 和 M_{c2} 沿叶高变化使叶尖和叶根处的差值就越大。这在一定程度上限制了它在压气机上应用范围。

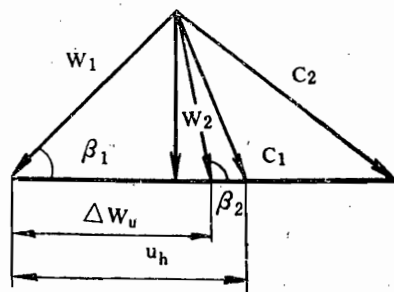


图 1-5-10

(6) 根据上面分析不难看出, 对于压气机的前面级, 一般由于 $\bar{d}_1$ 小, Ω'_{Kav} 小和进口气流温度低, 故不宜采用等环量规律; 对于 Ω'_{Kav} 较大, 进口气流温度较高, $\bar{d}_1$ 较大的压气机的后面级, 这种扭向规律还是经常采用的。因为它有较突出的优点, 就是轴向间隙中轴向速度沿叶高不变; 计算简单。根据分析, 本书提到的 C 型发动机上的压气机从第五到第八级, 都是采用等环量规律设计; A 型发动机的高压压气机三级和 B 型发动机上压气机的第六级和第九级也都采用等环量扭向规律。顺便指出, 对于压气机轴向进气的第一级若按等功设计, 则其叶片扭向规律就一定是等环量规律。

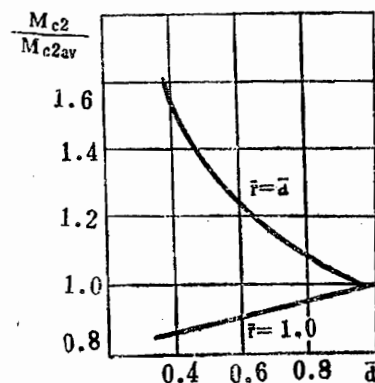
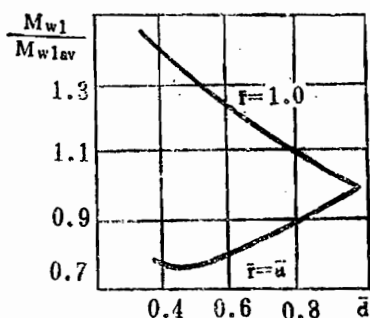


图 1-5-11

由于等环量叶片扭向规律沿叶高反力度变化大, 对于长叶片无法保证叶根不出现负反力度, 因此人们很自然的想到对于压气机采用沿叶高反力度不变的扭向规律。

三、 $\Omega'_K = \text{常数}$, $L_{KST} = \text{常数}$ 的扭向规律

这种叶片扭向规律一般称作等反力度规律。和研究等环量规律一样, 先找出等反力度规律的轴向速度和切向速度的计算式, 然后再进行一些分析。

根据条件:

$$\Omega'_K = 1 - (C_{1u} + C_{2u}) / 2U = \Omega'_{Kav} = \text{常数} \quad (1-5-29)$$

$$L_{KST} = U \cdot \Delta W_u = \text{常数} \quad (1-5-30)$$

$$\Delta W_u = \Delta C_u = C_{2u} - C_{1u} \quad (1-5-31)$$

可以解出 C_{1u} 和 C_{2u} 的计算式。

$$C_{1u} = U(1 - \Omega'_{Kav}) - L_{KST} / 2U \quad (1-5-32)$$

$$C_{2u} = U(1 - \Omega'_{Kav}) + L_{KST} / 2U \quad (1-5-33)$$

有了 C_{1u} 和 C_{2u} 的表达式, 根据 (1-5-9) 式可找到 C_{1a} 和 C_{2a} 的计算式。先求 C_{1a} , (1-5-9) 式可写成

$$\frac{dC_{1a}^2}{dr} = -\frac{2rC_{1u}}{r^2} \frac{d(rC_{1u})}{dr} \quad (1-5-34)$$

将(1-5-32)式乘以 r 然后再对 r 求导,并将 rC_{1u} 和 $d(rC_{1u})/dr$ 的表达式代入(1-5-34)式可得

$$dC_{1a}^2/dr = -4r\omega^2(1-\Omega'_{KaV})^2 + 2(1-\Omega'_{KaV})L_{KST}/r \quad (1-5-35)$$

将(1-5-35)对 r 进行积分,最后得到

$$C_{1a} = [C_{1a0V}^2 - 2(1-\Omega'_{KaV})^2(U^2 - U_{aV}^2) + 2(1-\Omega'_{KaV})L_{KST}\ln(r/r_{aV})]^{\frac{1}{2}} \quad (1-5-36)$$

同样方法可以得到 C_{2a} 的计算式为

$$C_{2a} = [C_{2a0V}^2 - 2(1-\Omega'_{KaV})^2(U^2 - U_{aV}^2) - 2(1-\Omega'_{KaV})L_{KST}\ln(r/r_{aV})]^{\frac{1}{2}} \quad (1-5-37)$$

由(1-5-36)和(1-5-37)式可见,等反力度扭向规律的 C_{1a} 和 C_{2a} 沿叶高是减小的,而且 C_{2a} 比 C_{1a} 减小得更快。

上面导出的 C_{1a} 和 C_{2a} 的两个计算式,是在气流沿圆柱面流动的假设条件下得到的,但实际上,即使级的内径和外径保持不变的情况下,在气流中也有径向分速。研究结果表明,由于径向分速的存在,在紧接着动叶前后缘的轴向间隙中的轴向速度的差别,比按照(1-5-36)和(1-5-37)式计算得到的要小得多,因此,在计算中作为初次近似,可以认为

$$C_{1a} = C_{2a} = \sqrt{(C_{1a}^2 + C_{2a}^2)/2} = \sqrt{C_{1a0V}^2 - 2(1-\Omega'_{KaV})^2(U^2 - U_{aV}^2)} \quad (1-5-38)$$

或者认为

$$C_{1a} = C_{1a计} + \frac{1}{4}(C_{2a计} - C_{1a计}) \quad (1-5-39)$$

$$C_{2a} = C_{2a计} - \frac{1}{4}(C_{2a计} - C_{1a计}) \quad (1-5-40)$$

式中 $C_{1a计}$ 和 $C_{2a计}$ 是指按照(1-5-36)和(1-5-37)式计算得到的数值。

和等环量规律一样,在有了 C_{1a} , C_{2a} , C_{1u} 和 C_{2u} 的计算式并计算得到它们的值后,就可得到不同半径上各气流参数如 W_1 , W_2 , C_1 , C_2 , β_1 , β_2 , α_1 , α_2 , 以及 Ω_K , M_{W1} 和 M_{c2} 等(U 仍由1-5-1式计算),从而完全确定不同半径上基元级气流速度三角形。

下面我们来分析一下等反力度扭向规律的一些特点。

(1)由于 C_{1a} 和 C_{2a} 沿叶高是变化的,因此根据计算得出,按照几何平均半径

$$r_{aV} = \sqrt{(r_T^2 + r_h^2)/2}$$

上的气流参数来计算空气流量、和实际的空气流量近似相等;并且级的平均反力度也和该半径上的反力度近似相等。因此,等反力度规律级叶片的特征半径采用几何平均半径。它是将级叶片进出口通道环形面积等分为二处的半径,即 $\pi(r_T^2 - r_{aV}^2) = \pi(r_{aV}^2 - r_h^2)$ 。

(2)这种扭向规律沿叶高根、中、尖三个半径处的气流速度三角形如图1-5-12所示。将其和图1-5-9进行比较能够发现,等反力度叶片的气流转折角 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ 沿叶高减小的速度比等环量的快。例如在平均半径处两种规律的 $\Delta\beta_{aV}$ 是相同的其值为 11.5° ,那么到叶尖处,等反力度的 $\Delta\beta = 5.6^\circ$,而等环量的 $\Delta\beta = 6.5^\circ$ 。这主要是由于等反力度的 C_{1a} 和 C_{2a} 沿叶高减小,而且 C_{2a} 比 C_{1a} 减小更快。这可用图1-5-13来说明。图中 $\Delta\beta'$ 表示等反力度的气流转折角, $\Delta\beta$ 为等环量的气流转折角。当然在同一半径上 ΔW_u 相同,这是为了满足两种规律等功的要求。

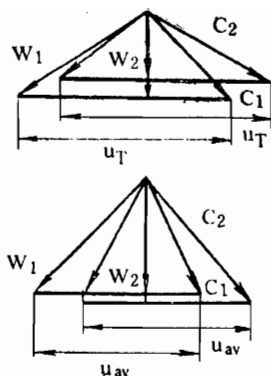


图 1-5-12

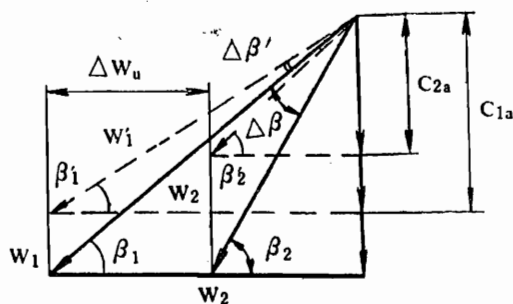
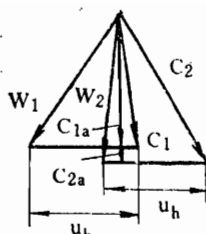


图 1-5-13

0 这样，对于长叶片，在叶片尖部由于轴向速度 C_{2a} 和 C_{1a} 差别过大，可能会出现 $\beta_2 < \beta_1$ ，这是不利的。

✓ (3) 由于 C_{1a} 和 C_{2a} 沿叶高的变化速度不同，因此 Ω'_K 不能反映平均半径以外的其它半径上基元级的反力度。假想的反力度 Ω'_K 沿叶高不变，并不等于实际反力度 Ω_K 沿叶高不变。实际上， Ω_K 沿叶高仍是增大的，只不过变化的程度比等环量规律的 Ω_K (即为 Ω'_K) 变化要平缓些。可见，把这种扭向规律称作等反力度扭向规律还是不确切的。对于这种扭向规律检验是否出现负反力度时，可以近似地用式

○ $\Omega_K = (W_1^2 - W_2^2) / 2L_{KST} = 1 - (C_{1u} + C_{2u}) / 2U - (C_{2a}^2 - C_{1a}^2) / 2U \Delta W_u$ 来进行，即保证 $\Omega_K \geq 0$ 。

由于 Ω_K 沿叶高变化较平缓，对于长叶片或者 $\bar{d}_1$ 比较小的叶片，采用这种扭向规律容易保证叶根不出现负反力度。

(4) M_{w1} 沿叶高变化也较小，如图 1-5-14 所示。这是因为切向速度如 C_{1u} 或 C_{2u} 沿叶高增大时，轴向速度 C_{1a} 或 C_{2a} 则减小，从而使 M_{w1} 或 M_{c2} 变化不大。正因为这样，假若不考虑叶尖端部损失，那么级效率沿半径变化也不大。图 1-5-15 表示了动叶栅效率相对

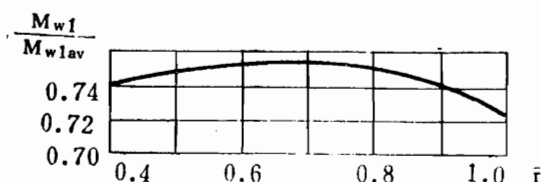


图 1-5-14

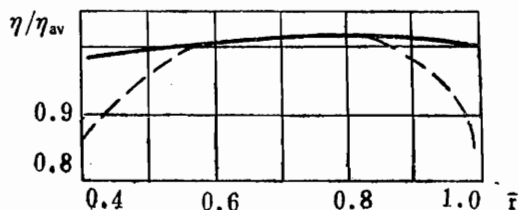


图 1-5-15

值与半径相对值的关系。此图是在 $\Omega'_K = 0.5$ ， $\bar{d}_1 = 0.5$ 时计算得到的。假若把叶尖端部损失考虑到计算中去时，效率沿叶高的变化就显著 (图中虚线所示)。

(5) 总起来说，等反力度扭向规律在 Ω_K ， M_{w1} 以及其它气流参数沿叶高的变化上，比等环量扭向规律平缓些。因此它可用于小轮毂比长叶片的级中。但这种扭向规律有个重要的缺点，就是沿径向轴向速度变化较大，而且这种变化随着 Ω'_{Kav} 的减小而增大。对于小的 Ω'_{Kav} 的级，叶尖处的轴向速度可能出现负值，显然这是不合理的。

当然，即使在简化径向平衡下，压气机级叶片的扭向规律也是很多的，对于我们来说重

要的并不在于是否将所有的扭向规律都拿来进行讨论和分析,而是在于通过几个典型的扭向规律的讨论和分析,能够进行必要的综合和概括找出一般的计算式。

四、中间规律

我们从上面所讨论的两种扭向规律,可以想到切向分速 C_u (C_{1u} 和 C_{2u}) 同半径的关系,由下列两项组成,即

常数/ r 和常数 $\cdot r$ 。

也就是 $rC_u = \text{常数}$ 和 $C_u/r = \text{常数}$ 。前者就是所研究过的等环量规律,后者也是人们曾经研究过的一种扭向规律。这时因为 $C_u/r = \text{常数}$,间隙中的气体好象固体一样绕工作轮轴线以角速度 C_u/r 旋转。所以称它为固体规律。

所谓压气机级叶片扭向设计的中间规律,是指级叶片排的轴向间隙中的气流的切向速度 C_{1u} 和 C_{2u} 沿径向的变化规律是由等环量和固体两个规律所组合而成的情况,即

$$\textcircled{O} \quad C_{1u} = Ar + B/r \quad (1-5-41)$$

$$C_{2u} = Cr + D/r \quad (1-5-42)$$

式中 A, B, C, D 为常数。

这时任意半径处的有效功为

$$\textcircled{O} \quad L_{KST} = U[(C - A)r + (D - B)/r] = \omega[(C - A)r^2 + (D - B)] \quad (1-5-43)$$

只要适当的控制 A, B, C, D 四个任意常数的值,就可以得到各种不同的 C_{1u} 和 C_{2u} 沿径向的分布规律来更好地符合设计要求。这就是这种一般表达式的优点。实际上在轴流压气机上面,现有的扭向规律,绝大多数都是 (1-5-41) 和 (1-5-42) 式的特殊情况。例如

(1) $A = C = 0$ 时,则得

$$C_{1u} = B/r, \quad C_{2u} = D/r。$$

这就是等功等环量规律;

(2) $A = C \neq 0, B = -D, D > 0$ 时,则得:

$$C_{1u} = Ar - D/r, \quad C_{2u} = Ar + D/r。$$

这就是等功等反力度规律;

(3) $B = D = 0$ 时,则得

$$C_{1u} = Ar, \quad C_{2u} = Cr。$$

此乃固体规律。这种规律的加功量沿径向的变化规律为

$$L_{KST} = (C - A)\omega r^2。$$

可见 L_{KST} 与半径 r^2 成正比,这就使工作轮叶片后面各个半径上气流的能量差别很大,引起附加损失。所以这种规律实际上很少采用。

中间规律目前得到广泛应用的是 $A = C \neq 0$ 的情况。就是说加功量沿径向不变的情况。因为由 (1-5-43) 式有

$$L_{KST} = \omega(D - B)。 \quad (1-5-44)$$

这种等功情况下的中间规律, C_{1u} 和 C_{2u} 的计算式可写为

$$C_{1u} = Ar + B/r, \quad (1-5-45)$$

$$C_{2u} = Ar + D/r, \quad (1-5-46)$$

它在当前亚音速级的气动设计中, 得到了广泛的采用。

下面我们来讨论这种中间规律的 C_{1a} 和 C_{2a} 的计算式以及常数 A, B, D 的设计选择等。

首先, 将 (1-5-45) 式乘以 r 然后对 r 求导, 并将 rC_{1u} 和 $d(rC_{1u})/dr$ 的表达式代入 (1-5-34) 式, 可得

$$dC_{1a}^2/dr = -4A^2r - 4AB/r。$$

积分之后得到

$$\odot C_{1a} = [C_{1a0}^2 - 2A^2r_{av}^2(r^2/r_{av}^2 - 1) - 4AB\ln(r/r_{av})]^{1/2} \quad (1-5-47)$$

同样可以得到 C_{2a} 的计算式:

$$\odot C_{2a} = [C_{2a0}^2 - 2A^2r_{av}^2(r^2/r_{av}^2 - 1) - 4AD\ln(r/r_{av})]^{1/2} \quad (1-5-48)$$

由计算式 (1-5-45) 到 (1-5-48) 及 (1-5-1), 对于给定的平均半径处的参数和常数 A, B, D 就可以确定任意半径上的基元级速度三角形及其有关参数。

下面讨论三个常数 A, B, D 的确定。

B 和 D 由 (1-5-44) 式联系起来,

$$\odot D = B + L_{KST}/\omega, \quad \omega = \pi n/30。$$

A 和 B 由 (1-5-45) 式和反力度表达式

$$\Omega_K' = 1 - C_{1u}/u - AC_u/2u$$

联系起来。由它们得到

$$\omega B = [(1 - \Omega_K') - A/\omega]U^2 - L_{KST}/2。 \quad (1-5-49)$$

对于平均半径处, 上式可写为

$$\odot \omega B = [(1 - \Omega_{Kav}') - A/\omega]U_{av}^2 - L_{KST}/2。 \quad (1-5-50)$$

在平均半径处的参数已经确定的情况下, 如果选定 A 值, 那么 B 和 D 就可确定。可见这种中间规律的关键在于系数 A 的选择。下面我们继续讨论。

由 (1-5-45) 和 (1-5-46) 式我们知道, 当 $A=0$ 时为等环量规律; 当 $A=\omega(1-\Omega_{Kav}')$ 时, 为等反力度规律。因此, 假若在 $0 < A < \omega(1-\Omega_{Kav}')$ 之间选择 A 值, 就可以得到介乎等环量和等反力度规律之间的中间规律。显然这种中间规律的气流参数沿径向的变化, 应介乎两种规律之间。

例如对于相同的平均半径上的反力度 Ω_{Kav}' 值, 在上述区间内选择不同大小的 A 值, 则 Ω_K' 沿径向的变化曲线应该在 $A=0$ 及 $A=\omega(1-\Omega_{Kav}')$ 两条图线所包围的区间以内, 如图 1-5-16 所示。这样我们就得到综合了等环量和等反力度规律优点的叶片扭向规律。就是说, 根据级的具体情况, A 的值可在

$$0 < A < \omega(1 - \Omega_{Kav}')$$

范围内选定。

除此之外, 如果对于较长的叶片, 在上述范围内直到 $A=\omega(1-\Omega_{Kav}')$, 所选定的 A 值使叶尖处的 M_{w1} 还不能限制在允许值以内, 那么可以在

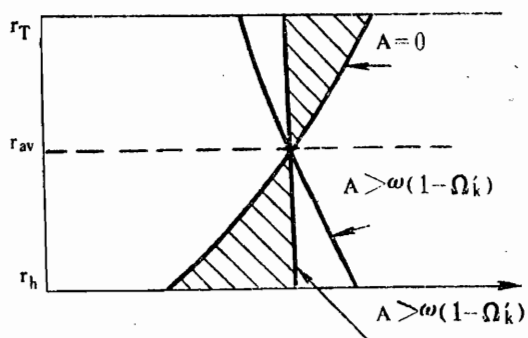


图 1-5-16

$$A > \omega(1 - \Omega'_{kaV})$$

范围内选择 A 值, 以使反力度 Ω'_k 向叶尖方向减小, 使 $\Omega'_{KT} < \Omega'_{kaV}$ 如图 1-5-16 上曲线所示。这样可以使叶尖处的 M_{w1} 降低到所要求的设计值。

为什么选 $A > \omega(1 - \Omega'_{kaV})$, 就能使 Ω'_k 沿叶高减小呢? 这可证明如下。

反力度沿叶高方向减小, 就是 $d\Omega'_k/dr < 0$ 。由 (1-5-49) 式可得

$$\Omega'_k = 1 - A/\omega - \omega B/U^2 - L_{KST}/2U^2,$$

$$d\Omega'_k/dr = 2\omega^2 B/U^3 + L_{KST} \cdot \omega/U^3。$$

要 $d\Omega'_k/dr < 0$, 则必须

$$2\omega^2 B/U^3 + L_{KST} \cdot \omega/U^3 < 0,$$

即,

$$2\omega^2 B + \omega L_{KST} < 0。$$

由此得

$$B < -L_{KST}/2\omega \text{ 或 } \omega B < -L_{KST}/2。$$

将此不等式代入 (1-5-50) 式, 可得

$$-L_{KST}/2 > [(1 - \Omega'_{kaV}) - A/\omega]U_{aV}^2 - L_{KST}/2,$$

必有

$$(1 - \Omega'_{kaV}) - A/\omega < 0,$$

故

$$A > \omega(1 - \Omega'_{kaV})$$

此即表示了要 $d\Omega'_k/dr < 0$, 就必须使 $A > \omega(1 - \Omega'_{kaV})$ 。

另外, 在 $A > \omega(1 - \Omega'_{kaV})$ 而 Ω'_{kaV} 值又较大的情况下, 由于 Ω'_k 沿叶高是减小的, 因此叶根处的 Ω'_k 就会较大, 这时叶根处的 M_{w1} 加大, 可能超过允许值。在这种叶尖和叶根处不能同时兼顾的情况下, 可以采用分段来选择常数 A 的值。

根据分析, C 型发动机上的压气机, 从第一级到第四级都是采用中间规律进行叶片扭向设计的。在第一级的中间规律, 就是分段选用 A 值的。各级常数 A 值的大小, 见表 1-15。

表 1-15 C 型发动机压气机 1 到 4 级 A 值数据表

级 别	1	2	3	4
$\omega(1 - \Omega'_{kaV})$	135	162	171	171
A	180(r_{aV} 到 r_r)	221	180	151
	150(r_{aV} 到 r_h)			

根据设计要求选定了 A 值以后, 由 (1-5-50) 式计算 B , 再由 (1-5-44) 式算出 D , 由 (1-5-45) 到 (1-5-58) 式计算各半径上基元级气流速度三角形。

对于下列给定参数:

$$T_1^* = 288K, \quad L_{KST} = 23279.13J/kg;$$

$$\Omega'_{kaV} = 0.727; \quad U_{aV} = 251M/S;$$

$$A = 180(r_{aV} \text{ 到 } r_T), \quad A = 150(r_{aV} \text{ 到 } r_h);$$

$$C_{1aV} = 186M/S; \quad C_{2aV} = 175M/S;$$

$$D_h = 700mm; \quad D_{aV} = \sqrt{(D_T^2 + D_h^2)/2} = 1005mm。$$

计算出的 M_{w1} , M_{c2} 及 Ω_K 沿叶高的变化, 如图 1-5-17 所示。由图可见, 参数沿叶高的变化是平缓的。

五、通过压气机级叶片排空气流量的检查

根据上面级叶片的扭向设计得到级进口计算站 (1-1)、动叶出口计算站 (2-2) 和级出口计算站 (3-3) 上轴向速度分布以后, 必须在该三个计算站上分别按式 (1-5-9a) 或按式

$$\int_{r_h}^r \frac{m P^* q(\lambda) \sin \alpha}{K_G \sqrt{T^*}} 2\pi r dr = G_a \quad (1-5-51)$$

进行空气流量的检查。由各计算站上气流参数分布按 (1-5-9a) 或 (1-5-51) 式算得的流量 G_a 与设计给定的流量 G_{aD} 不一定相等。

$$\text{若 } \bar{G}_a = (G_a - G_{aD}) / G_{aD} \quad (1-5-52)$$

不超过 (1.0~1.5)% 就是可以接受的。否则就必须进行参数调整, 直至达到这个要求为止。

式 (1-5-9a) 或 (1-5-51) 的具体算法, 可用数值积分法进行。

在按上述进行压气机级叶片扭向设计时, 视叶片长短而定, 可以沿叶高取 5~9 个或者更多些计算节点, 以利往后的叶身设计, 也有利于流量的数值积分。

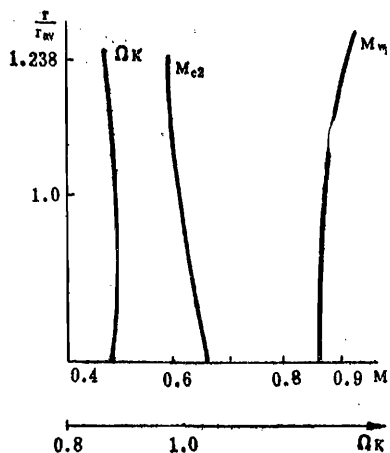


图 1-5-17

§ 4 简化径向平衡方程在沿径向变功变熵情况下的计算^[8]

由热力学第一定律表达式, $C_p dT - dP/\rho = T dS$, 积分后再对 r 求偏导数得到

$$C_p \frac{\partial T}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r},$$

而

$$\frac{\partial H}{\partial r} = C_p \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{\partial C_u^2}{\partial r}.$$

所以有

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial C_u^2}{\partial r} \quad (1-5-53)$$

将其代入简化径向平衡方程 (1-5-6), 可以得到

$$\frac{1}{2} \frac{\partial C_u^2}{\partial r} = \frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial C_u^2}{\partial r} - \frac{C_u^2}{r} \quad (1-5-54)$$

将 (1-2-54) 式对 r 积分, 并以 j 和 $j+1$ 表示同一轴向计算站上的两个相邻计算节点, 则可得

$$\begin{aligned} C_{u,j+1}^2 &= C_{u,j}^2 - (C_{u,j+1}^2 - C_{u,j}^2) + 2(H_{j+1} - H_j) \\ &\quad - 2 \int_{r_j}^{r_{j+1}} \frac{C_u^2}{r} dr - 2 \int_{r_j}^{r_{j+1}} T \frac{\partial S}{\partial r} dr \end{aligned} \quad (1-5-55)$$

如果从 j 到 $j+1$ 的距离取得不大, 并进行逐点计算时, 则在 r 变化时, C_u^2/r 同 r , T 同 S 的关系可以用线性关系来代替, 即

$$2 \int_{r_j}^{r_{j+1}} T \frac{\partial S}{\partial r} dr = 2 \int_{r_j}^{r_{j+1}} T dS = [T_{j+1} + T_j](S_{j+1} - S_j) \quad (15-57)$$

而 $T = T^* - (K-1)(C_u^2 + C_u^2)/2KR$ (因设 $Cr=0$)，由此得到

$$T_{j+1} + T_j = T_{j+1}^* + T_j^* - (K-1)[C_{u,j+1}^2 + C_{u,j}^2 - C_{u,j+1}^2 - C_{u,j}^2]/2KR \quad (15-58)$$

由 $C_p dT - dP/\rho = T dS$ 积分得

$$S_{j+1} - S_j = R \ln[(T_{j+1}/T_j)^{\frac{K}{K-1}} / (P_{j+1}/P_j)] \quad (15-59)$$

由气动函数 $\tau(\lambda)$ 同 $\pi(\lambda)$ 的关系，式 (15-59) 可写成

$$S_{j+1} - S_j = R \ln[(T_{j+1}^*/T_j^*)^{\frac{K}{K-1}} / (P_{j+1}^*/P_j^*)] \quad (15-60)$$

将 (15-60)，(15-57) 和 (15-56) 式代入 (15-55) 式经整理后可得

$$\begin{aligned} C_{u,j+1}^2 = & \left\{ C_{u,j}^2 \left(1 + \frac{K-1}{2K} \right) \ln[(T_{j+1}^*/T_j^*)^{\frac{K}{K-1}} / (P_{j+1}^*/P_j^*)] - (C_{u,j+1}^2 - C_{u,j}^2) \right. \\ & + \frac{2K}{K-1} R (T_{j+1}^* - T_j^*) - [(C_{u,j+1}^2/r)_{j+1} + (C_{u,j}^2/r)_j] (r_{j+1} - r_j) \\ & - \left[R (T_{j+1}^* + T_j^*) - \frac{K-1}{2K} (C_{u,j+1}^2 + C_{u,j}^2) \right] \ln[(T_{j+1}^*/T_j^*)^{\frac{K}{K-1}} \\ & \left. / (P_{j+1}^*/P_j^*)] \right\} / \left\{ 1 - \frac{K-1}{2K} \ln[(T_{j+1}^*/T_j^*)^{\frac{K}{K-1}} / (P_{j+1}^*/P_j^*)] \right\} \end{aligned} \quad (15-61)$$

如果气体的熵沿径向不变，则由 (15-55) 式及 (15-56) 式可以得到

$$\begin{aligned} C_{u,j+1}^2 = & C_{u,j}^2 - (C_{u,j+1}^2 - C_{u,j}^2) + (2K/(K-1)) R (T_{j+1}^* - T_j^*) - [(C_{u,j+1}^2/r)_{j+1} \\ & + (C_{u,j}^2/r)_j] (r_{j+1} - r_j) \end{aligned} \quad (15-62)$$

上面的第 (15-61) 式和 (15-62) 式是变功变熵和变功熵不变时两种情况下的简化径向平衡计算时要用的主要积分式。

由上面两个式子知道，要计算轴向速度沿径向分布，必须知道切向速度沿径向的分布，它是由设计者直接给定或在给定其它参数后计算得到。除此之外，还必须知道温度以及压力的比值 T_{j+1}^*/T_j^* 、 P_{j+1}^*/P_j^* ，它们可以用下述式子来求。

$$T_{i,j}^* = T_{i-1,j}^* + [(UC_{u,i})_i - (UC_{u,i-1})_j] / (KR/(K-1)) \quad (15-63)$$

式中 i 和 $i-1$ 表示沿流线两相邻轴向计算站， j 仍是计算站上某一给定计算节点。

压力比中的 P_{j+1}^* 和 P_j^* ，可以用扩散因子 D 同损失系数 ω 间的关系来求。

对于动叶：

$$P_{i,j}^* = P_{i-1,j}^* \{ 1 - \omega_R [1 - \pi(\lambda_{w,i-1})] / (P_{w,i}^*/P_{w,i-1,ad})_j (T_i^*/T_{i-1}^*)^{\frac{K}{K-1}} \} \quad (15-64)$$

$$(P_{w,i}^*/P_{w,i-1,ad})_j = [1 + (K-1)U_i^2(1-r_{i-1}^2/r_i^2)/2KRT_{w,i-1}^*]^{\frac{K}{K-1}} \quad (15-65)$$

$$D_j = [1 - W_i/W_{i-1} + \Delta W_u/2W_{i-1}(b/t)]_j \quad (15-66)$$

对于静叶：

$$P_{i+1,j}^* = P_{i,j}^* \{ 1 - \omega_s [1 - \pi(\lambda_i)] \}_j \quad (15-67)$$

$$D_j = [1 - C_{i+1}/C_i + \Delta C_u/2C_i(b/t)]_j \quad (15-68)$$

计算得到的轴向计算站的气流参数分布，必须满足流量连续条件。对于固定的计算站，流量可用 (15-9a) 式计算，重写在这里：

$$G_a = (2\pi/K_a) \int_{r_h}^{r_T} \rho C_a r dr \quad (1-5-69)$$

式中,

$$\rho = P^* e(\lambda) / RT^* \quad (1-5-70)$$

对于给定的设计条件,例如对于给定的叶片尖部进口和出口的半径;叶尖处的叶片圆周速度 U 和扩散因子 D ;叶尖处进出口轴向速度比;压气机级进口的压力、温度和流量,以及按设计要求规定的气流切向速度分布(叶片排尖部出口处的气流切向速度的大小,在此情况下,取定 b/t 的值由规定的叶尖处 D 因子和轴向速度确定),利用上述计算式进行计算的大致步骤如下。

(一)第一种情况,熵沿径向不变的情况

对于级的每一个叶片排的出口,选定内径(或轮毂比);利用(1-5-62)式去计算轴向速度分布;由(1-5-66)式(对动叶)或(1-5-68)式(对静叶)计算扩散因子 D ;用损失参数 $\omega \sin \beta_2 / (b/t)$ 同 D 因子的关系求出总压损失系数,从而求出总压和密度的径向分布;对于给定的流量,用(1-5-69)式计算出叶片排出口的内径;如果和起始选定的内径的值不符,则将计算得到的内径代入重新计算,重复这个计算过程,直至过程开始选定的出口内径和过程末了时所得内径相一致时为止。

(二)第二种情况,变功变熵时的情况

对于级的每一叶片排,选定叶片排出口的内径(或轮毂比),利用(1-5-61)式计算轴向速度的径向分布。此时,由于熵由压力损失系数计算,而压力损失又由气流速度三角形参数和稠度(扩散因子)决定,故每个轴向计算站上轴向速度分布的计算,包含一试验的过程:对于每一计算节点,可以选定一轴向速度;由(1-5-66)或(1-5-68)式计算扩散因子 D ;用 $\omega \sin \beta_2 / 2(b/t)$ 同 D 的关系求出 ω ,从而算出总压;将其代入(1-5-61)式计算出该式中其它各项后,可以算出轴向速度;如果计算的轴向速度值和选定的不等,则按计算的值重复上面所述的计算,直至过程开始和末了的轴向速度相符为止。

按照这样的过程可以计算出轴向计算站上轴向速度的径向分布。同时和所求的轴向速度相对应的叶片排出口的总压也已确定。往下用(1-5-70)式计算气流密度的分布;对于给定的流量用(1-5-69)式计算叶片排出口的内径;如果计算的内径和开始选定的内径不符,则将计算得到的内径代入重新进行上述整个过程的计算,直至内径满足要求为止。

§ 5 级及其叶片排质量平均参数的计算^[3]

由于级中叶片排的气流参数沿径向是变化的,叶片排和级的温度比、压力比以及效率等,必须用叶片排和级的沿径向的平均参数来计算,在叶片机中一般用质量平均的办法计算叶片排和级的气流参数沿径向的平均值。其计算式可一般地表示如下:

$$Q_{mav} = \left(\int_{r_h}^{r_T} Q \rho C_a r dr \right) / \left(\int_{r_h}^{r_T} \rho C_a r dr \right) \quad (1-5-71)$$

其中 Q 表示任一参数。注脚 mav 表示质量平均。

据此,动叶和级的质量平均温度比、压力比和效率可由以下所述的式子计算。

动叶的质量平均温度比:

$$\left(\frac{T_i^*}{T_{i-1}^*}\right)_{\text{maV}} = \left(K_e \int_{r_h}^{r_T} [T_i^*/T_{i-1}^* - 1] \rho C_a r dr\right) / \int_{r_h}^{r_T} \rho C_a r dr + 1 \quad (1-5-72)$$

式中 K_e 为考虑壁面附面层的附加功系数 (温度比加大系数), $K_e = 1.0 \sim 1.03$, 动叶质量平均压力比:

$$\left(\frac{P_i^*}{P_{i-1}^*}\right)_{\text{maV}} = \left\{ K_P \int_{r_h}^{r_T} [P_i^*/P_{i-1}^*]^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \rho C_a r dr / \int_{r_h}^{r_T} \rho C_a r dr + 1 \left\}^{\frac{K}{K-1}} \quad (1-5-73)$$

式中 K_P 为考虑壁面附面层影响的修正系数。由于现有的损失系数 ω 同 D 因子间的关系没有包含壁面附面的影响, 因此按照这种关系估算的叶片排总压和质量平均效率偏高, 应利用系数 K_P 进行修正。

动叶排的质量平均效率为

$$\eta_{k\text{maV}}^* = [(P_i^*/P_{i-1}^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1] / [T_i^*/T_{i-1}^* - 1]_{\text{maV}} \quad (1-5-74)$$

级的质量平均效率为

$$\eta_{ST\text{maV}}^* = [(P_{i+1}^*/P_{i-1}^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1] / [(P_{i+1}^*/P_{i-1}^*)_{\text{maV}} - 1] \quad (1-5-75)$$

其中

$$\left(\frac{T_{i+1}^*}{T_{i-1}^*}\right)_{\text{maV}} = K_e \int_{r_h}^{r_T} (T_{i+1}^*/T_{i-1}^* - 1) \rho C_a r dr / \int_{r_h}^{r_T} \rho C_a r dr + 1, \quad (1-5-76)$$

$$\left(\frac{P_{i+1}^*}{P_{i-1}^*}\right)_{\text{maV}} = \left\{ K_P \int_{r_h}^{r_T} [(P_{i+1}^*/P_{i-1}^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1] \rho C_a r dr / \int_{r_h}^{r_T} \rho C_a r dr + 1 \right\}^{\frac{K}{K-1}}.$$

(1-5-77)

式中 $i-1$ 为动叶进口计算站, $i+1$ 为静叶出口计算站。如果级中还有进口导流叶片, 则应将 $i-1$ 换成 $i-2$ 。

§ 6 一般形式的径向平衡方程

一、一般形式的径向平衡方程

它就是一般形式的径向运动方程。如果考虑气流的粘性, 则方程 (1-5-3b) 可以写成

$$\begin{aligned} & \frac{\partial C_r}{\partial t} + C_a \frac{\partial C_r}{\partial z} + C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} + C_u \frac{\partial C_r}{r \partial \theta} - \frac{C_u^2}{r} \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \text{粘性项}. \end{aligned} \quad (1-5-78)$$

可以看出, 在一般情况下, 叶片排轴向间隙中气流的径向压力梯度由六项提供, 而不是仅由 C_u^2/r 来提供。

二、一般径向平衡方程左边加速度项物理意义讨论

将 (1-5-78) 式左边的加速度项仍恢复到 (1-5-3b) 的形式:

$$\frac{dC_r}{dt} - \frac{C_u^2}{r}.$$

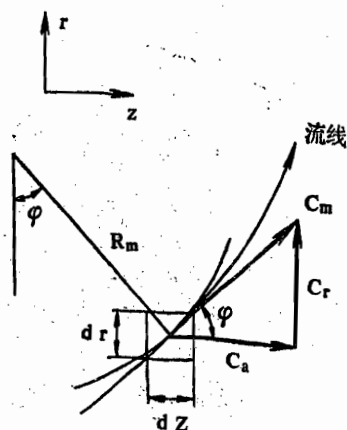


图 1-5-18

由于 $C_r = C_m \sin \varphi$ (图1-5-18) 及 $d\varphi/bt = C_m/R_m$, 则

$$\frac{dC_r}{dt} = \frac{d(C_m \sin \varphi)}{dt} = \sin \varphi \frac{dC_m}{dt} + \frac{C_m^2}{R_m} \cos \varphi,$$

于是,

$$\frac{dC_r}{dt} - \frac{C_u^2}{r} = \sin \varphi \frac{dC_m}{dt} + \frac{C_m^2}{R_m} \cos \varphi - \frac{C_u^2}{r}. \quad (1-5-79)$$

这样, 一般径向平衡方程左边加速度变成三项:

(1) 子午加速度在径向的投影 $\sin \varphi dC_m/dt$ 。它的大小取决于子午速度沿子午流线的变化率 dC_m/dt , 还取决于子午流线倾斜角 φ 。前者由子午流管收缩程度决定, 后者由子午流管对 z 轴倾斜的大小决定。

(2) 子午流线弯曲所引起的向心加速度在径向的投影即 $(C_m^2/R_m) \cos \varphi$ 。它的大小取决于子午向速度 C_m , 取决于子午流线弯曲的程度和子午流管对 z 轴的倾斜角大小。

(3) C_u^2/r 是流体绕轴旋转时所具有的向心加速度。

可以明显地看出, 当子午流道沿 z 向收缩不大时, dC_m/dt 和 $\sin \varphi$ 都不会很大, 这时可以近似地略去 $\sin \varphi dC_m/dt$ 的影响; 而当子午流管是直线或接近直线时 ($R_m \rightarrow \infty$), $\cos \varphi C_m^2/R_m$ 项可以略去不计。

三、一般径向平衡方程包含有 H 、 S 的形式

这就是将方程中的 $\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$ 项用 H 、 S 等代换掉。为此, 将方程(1-5-53)代入(1-5-36)

可得

$$\frac{dC_r}{dt} - \frac{C_u^2}{r} - \frac{1}{2} \frac{\partial C^2}{\partial r} = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} + \text{粘性项},$$

或者,

$$\frac{\partial C_r}{\partial t} + C_a \left(\frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_a}{\partial r} \right) + C_u \frac{\partial C_r}{r \partial \theta} - \frac{1}{2} \frac{\partial (r C_u^2)}{r^2 \partial r} = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} + \text{粘性项}. \quad (1-5-80)$$

用(1-5-79)式表示 $dC_r/dt - C_u^2/r$, 同样可得

$$\begin{aligned} & \sin \varphi \frac{\partial C_m}{\partial t} + C_m \sin \varphi \frac{\partial C_m}{\partial m} + \frac{C_m^2}{R_m} \cos \varphi + \sin \varphi C_u \frac{\partial C_m}{r \partial \theta} - \frac{1}{2} \frac{\partial C_m^2}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial (r C_u^2)}{r^2 \partial r} \\ & = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} + \text{粘性项}. \end{aligned} \quad (1-5-81)$$

方程(1-5-80)和(1-5-81)是计算中常用的两种形式。它们目前仍然难于求解, 所以在实际计算中还必须进行一些假设。

§ 7 一般径向平衡方程在定常、轴对称条件下的求解^[13, 14, 15, 16, 17]

一、叶片机中气体三元流动方程的简化

描写叶片机中无粘性三元流动的一般支配方程(1-5-2)到(1-5-5), 即使在定常流的情况下, 在目前的设计计算中仍要进行简化, 这种简化总的来说就是将叶片机中的三元流动方程, 简化成二元流动方程。其途径有

其一是进行轴对称假设, 对于叶片排轴向间隙中即认为气流参数沿周向不变 ($\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$)。

这样,在轴对称假设下得到的气流参数,应看作是沿叶片排间距 t 方向(沿周向)的平均值,即

$$Q = \frac{1}{t} \int_0^t Q dt_0.$$

由于 $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$, 方程(1-5-2)到(1-5-4)(其中式(1-5-3)用§4中类似的办法将压力梯度项换掉)可以写成

$$\frac{\partial(\rho C_a)}{\partial z} + \frac{\partial(r\rho C_r)}{r\partial r} = 0, \quad (1-5-82)$$

$$C_a \frac{\partial C_a}{\partial z} + C_r \frac{\partial C_a}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial C^2}{\partial z} = T \frac{\partial S}{\partial z} - \frac{\partial H}{\partial z}, \quad (1-5-83)$$

$$C_a \left(\frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_a}{\partial r} \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial (rC_u)^2}{r^2 \partial r} = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r}, \quad (1-5-84a)$$

或者

$$C_m \sin \varphi \frac{\partial C_m}{\partial m} - \frac{1}{2} \frac{\partial C_m^2}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial (rC_u)^2}{r^2 \partial r} + \frac{C_m^2}{R_m} \cos \varphi = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r}, \quad (1-5-84b)$$

$$C_m \frac{\partial (rC_u)}{r \partial m} = 0, \quad \text{即} \quad \frac{\partial (rC_u)}{\partial m} = 0, \quad (1-5-85)$$

$$\frac{\partial H}{\partial m} = 0, \quad (1-5-86)$$

式(1-5-84)即为这时在叶片排轴向间隙中的径向平衡方程。目前在压气机级气动设计的准三元方法中求解的就是这个主要的方程。

其二是用吴仲华教授在五十年代初期提出的两类相对流面的概念,就是认为叶片机级叶片排中的气流流动,在一系列的两类相关的 S_2 流面和 S_1 流面(图1-5-19)上进行的。这样在 S_2 和 S_1 流面上,由于流面方程给计算空间位置变量(比如 z , r , θ)提供一个联系(如 $S_2(z, r, \theta) = \text{常数}$, 或者 $\theta = S_2(z, r)$),因而在 S_2 或 S_1 流面上的气体流动的支配方程就变成二元的了。为了得到子午流面上气流参数的分布,现在人们广泛利用 S_2 流面的概念,在近似于两叶片排中间的平均 S_2 流面 S_{2m} 上求解气流流动问题。

在叶片排轴向间隙中,在平均 S_2 流面上也可以得到和(1-5-82)到(1-5-86)式完全一样的方程。

二、求解时气流粘性影响的近似考虑和所用的辅助方程

目前在设计计算时,应用方程(1-5-84)

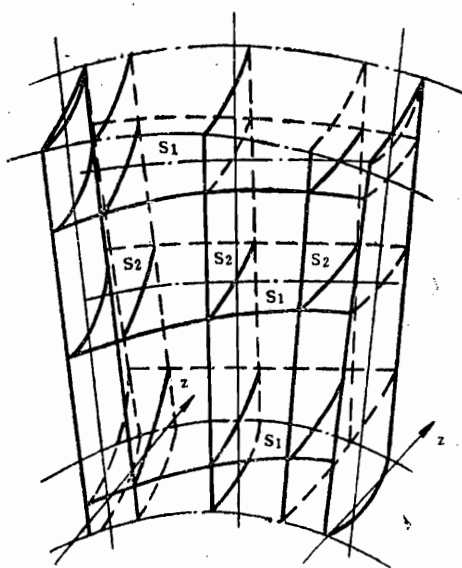


图 1-5-19

作为主要的求解方程。就是说,除了进行定常、轴对称(或在平均 S_2 上求解)外,方程中的粘性项已经略去。而实际流体是有粘性的,因此在工程设计计算中用近似的办法来考虑气体粘性的影响,具体来讲就是用总压损失系数或效率来考虑气流熵沿流线的积累的影响,用流量堵塞系数 K_G 来考虑附面层所引起的堵塞的影响等。

求解时所用的辅助方程为

(1-5-82) 式或积分形式的流量方程 (1-5-69);

方程 (1-5-85) 和 (1-5-86);

$$\frac{\partial S}{\partial m} = 0. \quad (1-5-87)$$

在轴流叶片机流场的计算中,辅助方程不用 (1-5-83) 而用 (1-5-87) 是因为

(1) 这样做是允许的。因为由方程 (1-5-83) 到 (1-5-86) 可以导出方程 (1-5-87), 因此方程 (1-5-83) 到 (1-5-87) 只能独立地用四个方程, 所以去掉方程 (1-5-83) 是允许的。

(2) 用 (1-5-87) 式便于计算。从一个计算站经过叶片到另一计算站熵的差值可以通过总压损失系数或效率算出, 而在轴向间隙中从一个计算站到另一计算站熵不变。

三、计算方法简介

方程 (1-5-84) 的求解, 依赖于电子计算机, 因此这里介绍的是数值计算方法, 而且只作概略的介绍。计算子午流场, 主要的有以下几种数值计算方法。

1. 流线曲率(流线迭代)法

所用的主方程之一是 (1-5-84b) 式, 它可以写成

$$\frac{\partial C_m}{\partial r} = \sin \varphi \frac{\partial C_m}{\partial m} + \frac{C_m}{R_m} \cos \varphi - \left[\frac{1}{2} \frac{\partial (r C_u)_2}{r^2 \partial r} + T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} \right] / C_m. \quad (1-5-88)$$

若 C_u , H , S 作为 r 的函数均给定, 则对于一个计算站方程 (1-5-88) 可以写成

$$\frac{\partial C_m}{\partial r} = f(r, C_m). \quad (1-5-89)$$

因为式中 T 可以由 C_m , C_u 和 H 决定, $\partial C_m / \partial m$ 可以通过连续方程 (1-5-82) 及能量方程、状态方程导出和 r , C_m , φ 等的关系, 而 φ 和 R_m 可以由流线上的坐标 (r, z) 来求出。

因此, 在已知 C_m 的积分起始值和 φ 分布, (1-5-89) 式就可沿计算站积分。

而对任一计算站, 流量方程可写成 (由 1-5-69 式)

$$G_a = (2\pi / K_G) \int_{r_h}^{r_T} \rho C_m \cos \varphi r dr. \quad (1-5-90)$$

方程 (1-5-90) 是流线条曲率法中求解的主方程之二。

于是, 流线曲率法求解子午流场的步骤可以是

① 先假设流线形状, 第一次近似可将计算域各计算站上的等面积点的连线作为流线。这样, 整个计算网格点上的 φ 和 R_m 就能求出。如图 1-5-20 所示, ①是计算站, ②为网格点, ③是流线。

②对任一计算站, 假设某一半径上的 (如叶根的) 子午速度 C_{m0} , 则方程 (1-5-89) 右边的 $f(r, C_{m0})$ 为已知, 从叶根 ($j=1$) 逐点积分 (1-5-89) 式直到 $J=M$ (图1-5-20), 就可得到气流沿计算站的子午速度分布, 从而可以得到气流密度分布 (C_u, H 沿计算站的分布已给定)。

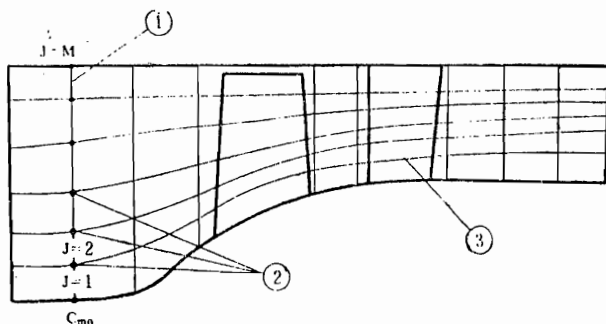


图 1-5-20

③用 (1-5-90) 式计算气体流量 G_a , 将其和设计给定值 G_{ad} 比较, 如果流量不满足要求, 重新给定 C_{m0} 重复第②步计算, 直至满足流量要求为止。

④对计算域的所有计算站, 都进行第②, ③步的计算, 得到新的流线分布, 将新的流线坐标和前次得到的流线坐标进行比较, 如果不重合 (在一定精度要求之内), 就用新的流线坐标从第①步开始重新进行所有步的计算, 直至两相邻次迭代计算的流线坐标重合, 就得到了所要求的子午流场。

可以看出这种计算含有两重迭代, 一重是计算站上的流量迭代, 二重是整个流场的流线坐标的迭代。计算实践证明, 第二个迭代是计算机机时的主要部分。若子午流线的 φ 和 R_m 利用子午通道内外壁面的 φ_b 和 R_b 从内壁到外壁线性插值得到, 第二个迭代就不必进行。下面给出的一种算法中 φ 和 R_m 就是这样处理的。

假定子午流道收缩不大, 子午加速度项可以略去, 方程 (1-5-84b) 可以写成

$$\frac{\partial C_m^2}{\partial r} - 2 \frac{C_m^2}{R_m} \cos \varphi = 2 \left(\frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial (r C_u)^2}{r^2 \partial r} \right). \quad (1-5-91)$$

为了求解方便将式中的 $T \partial S / \partial r$ 项作下列适当的变换。

定义熵函数 Q 为

$$Q = e^{-(s-s_j)/C_p} = (P^*/P_j^*)^{\frac{K-1}{K}} / (T^*/T_j^*), \quad (1-5-92)$$

将 (1-5-92) 式对 r 求偏导数, 得

$$\frac{\partial S}{\partial r} = -C_p \frac{\partial Q}{\partial r}$$

注意到 $C_p T = H - (C_m^2 + C_u^2)/2$, 则

$$T \frac{\partial S}{\partial r} = -C_p T \frac{\partial Q}{\partial r} = - \left(H - \frac{C_m^2 + C_u^2}{2} \right) \frac{\partial Q}{\partial r}.$$

于是,

$$\frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} = \frac{\partial (QH)}{\partial r} - \frac{C_m^2}{2} \frac{\partial Q}{\partial r} - \frac{C_u^2}{2} \frac{\partial Q}{\partial r} \quad (1-5-93)$$

将 (1-5-93) 式代入 (1-5-91) 式得到

$$\frac{\partial C_m^2}{\partial r} + 2 \left(\frac{1}{2} \frac{\partial Q}{\partial r} - \frac{\cos \varphi}{R_m} \right) C_m^2 = 2 \left[\frac{\partial (HQ)}{\partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial (r C_u)^2}{r^2 \partial r} - \frac{C_u^2}{2} \frac{\partial Q}{\partial r} \right]. \quad (1-5-94)$$

式(1-5-94)可以写成

$$\frac{\partial C_m^2}{\partial r} + P(r)C_m^2 = q(r), \quad (1-5-95)$$

式中,
$$P(r) = 2 \left(\frac{1}{2} \frac{\partial Q}{\partial r} - \cos \varphi / R_m \right), \quad (1-5-96)$$

$$q(r) = 2 \left[\frac{\partial(HQ)}{Q \partial r} - \frac{1}{2} \frac{\partial(rC_u)^2}{r^2 \partial r} - \frac{C_u^2}{2} \frac{\partial Q}{Q \partial r} \right]. \quad (1-5-97)$$

如果 $P(r)$ 和 $q(r)$ 是 r 的已知函数, 则方程(1-5-95)是常微线性方程, 它的解为

$$C_m^2 = e^{-\int_{r_j}^r P(r) dr} \left[C_{m,j}^2 + \int_{r_j}^r q(r) e^{\int_{r_j}^r P(r) dr} dr \right]. \quad (1-5-98)$$

积分式(1-5-98)对于给定的轴向计算站 i , 能以计算点 j 到计算点 $j+1$ 的有限步长 $\Delta r_j = r_{j+1} - r_j$ 内逐步进行计算, 其计算式为

$$C_{m,j+1} = \left[C_{m,j}^2 e^{-P(r) \Delta r_j} + \frac{q(r)}{P(r)} (1 - e^{-P(r) \Delta r_j}) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1-5-99)$$

式中 $P(r)$ 和 $q(r)$ 为第 j 点和第 $j+1$ 点的中间值, 由于 j 到 $j+1$ 的步长较小, 可以认为是线性变化, 因此有

$$P(r) = [P(r_j) + P(r_{j+1})]/2, \quad (1-5-100)$$

$$q(r) = [q(r_j) + q(r_{j+1})]/2, \quad (1-5-101)$$

要求解方程(1-5-99), 就必须知道 $P(r)$ 和 $q(r)$ 。它们当中的各项, 可作如下的处理。

(1) 熵函数 Q 对 r 的关系, C_u 对 r 的关系由设计者规定;

(2) 子午面内流线的斜率和曲率可以由假定轴向计算站内壁的斜率和曲率到外壁的斜率和曲率线性变化来近似地确定。 i 轴向计算站上内壁和外壁的斜率 φ 和曲率由下式计算。

$$\varphi_i = \tan^{-1}(dr_b/dz), \quad (1-5-102)$$

$$\left(\frac{1}{R_b} \right)_i = \left\{ \frac{d^2 r_b}{dz^2} / \left[1 + \left(\frac{dr_b}{dz} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}_i, \quad (1-5-103)$$

$$\left(\frac{dr_b}{dz} \right)_i = \frac{1}{2} \left(\frac{r_{i+1} - r_i}{z_{i+1} - z_i} + \frac{r_i - r_{i-1}}{z_i - z_{i-1}} \right)_b, \quad (1-5-104)$$

$$\left(\frac{d^2 r_b}{dz^2} \right)_i = \left(\frac{r_{i+1} - r_i}{z_{i+1} - z_i} + \frac{r_i - r_{i-1}}{z_i - z_{i-1}} \right)_b / \min(z_{i+1} - z_i, z_i - z_{i-1}), \quad (1-5-105)$$

式中注脚 b 表示内壁或外壁, $\min(z_{i+1} - z_i, z_i - z_{i-1})$ 表示 $z_{i+1} - z_i$ 和 $z_i - z_{i-1}$ 中的较小者。

这样一来, 轴向计算站 i 上各计算点的 $P(r)$ 和 $q(r)$ 可以确定。然后假定起始点 (比如叶根上) 的 $C_{m,j}$, 由(1-5-99)式计算相邻计算点 $j+1$ 的 $C_{m,j+1}$ 。依此逐点进行计算, 直到获得整个轴向计算站上的 C_m 分布。再用(1-5-70)式计算 ρ , 用(1-5-90)式校核流量。如果和给定的流量不符, 重新假定起始计算点的 $C_{m,j}$ 重复上述计算, 直至满足流量以及限制参数 (如叶尖处的 D 因子等) 的要求为止。

2. 流函数差分法 (矩阵通流法)

由方程(1-5-82)定义流函数 ψ :

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = r \rho C_a, \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = \frac{\partial(r \rho C_a)}{\partial r},$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} = -r \rho C_r, \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = -\frac{\partial(r \rho C_r)}{\partial z}.$$

由它们解出 C_a , C_r , $\partial C_a / \partial r$, $\partial C_r / \partial z$ 代入 (1-5-84a) 式, 可以得到

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \ln(r \rho)}{\partial z} + \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial \ln(r \rho)}{\partial r} - \frac{(r \rho)^2}{\partial \psi / \partial r} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial(r C_u)^2}{r^2 \partial r} + T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} \right] = y(r, z, \psi(r, z)). \quad (1-5-106)$$

方程 (1-5-106) 是流函数差分法求解的主方程 (对轴流机)。

若已知 $\psi(r, z)$, 则 y 可以算出。对于给定的计算域所划定的计算网格, 用有限差分法将主方程的左边变成差分方程, 将得到一组代数方程, 自变量是各网格点的 ψ 。写成矩阵形式为

$$[M][\psi] = [Y] \quad (1-5-107)$$

式中 $[M]$ 是系数矩阵为已知的, $[\psi]$ 是未知的列向量, $[Y]$ 是已知的列向量。

可见, 求解也是迭代进行的。

(1) 给定计算域的流线形状 (可与流线曲率法同样给出第一次近似值), 得 ψ 分布。

(2) 计算各网格点上的 Y 和 M 。

(3) 解矩阵方程 (1-5-107), 得新的 ψ 分布, 将计算得到的 ψ 与前次迭代的 ψ 值进行比较, 有一个点不一致 (在定精度要求内), 则用新的 ψ 重新计算, 直至所有点两相邻次迭代的 ψ 值一致为止。

3. 有限元素法

根据方程 (1-5-82) 和 (1-5-84a), 用流函数差分法相同的方法, 可以得到有限元素法中求解的主方程的一种形式为

$$-\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{r \rho} \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r \rho} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + \frac{r \rho}{\partial \psi / \partial r} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial(r C_u)^2}{r^2 \partial r} + T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} \right] = 0.$$

令 $E = 1/\rho r$ 则上式可写成

$$-\left[\frac{\partial}{\partial z} \left(E \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(E \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + f(r, z, \psi(r, z)) \right] = 0. \quad (1-5-108a)$$

其中

$$f(r, z, \psi(r, z)) = \left[\frac{1}{2} \frac{\partial(r C_u)^2}{r^2 \partial r} + T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} \right] / E \frac{\partial \psi}{\partial r}. \quad (1-5-108b)$$

边界条件:

$$E \frac{\partial \psi}{\partial n} + \alpha_1 (\psi - \psi_0) = 0, \quad (1-5-109)$$

对方程 (1-5-108) 及其边界条件 (1-5-109), 应用加权剩余方法就可以得到便于有限差分法进行离散的形式。

设 $\bar{\psi}$ 是 ψ 的近似解, 将其代入 (1-5-108) 和 (1-5-109) 式, 则应不为零而有剩余 R , 即

$$R_a = - \left[\frac{\partial}{\partial z} \left[E \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial r} \left(E \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial r} \right) + f \right], \text{ 在计算域 } \Omega \text{ 内,}$$

$$R_s = E \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial n} + \alpha_1 (\bar{\psi} - \psi_0), \text{ 在 } \Omega \text{ 的周界 } S \text{ 上。}$$

其中 n 是 S 的法向。

对于任意取定的权函数 $W(r, z)$, 在域 Ω 及其边界上令其加权剩余的和为零, 即

$$\iint_{\Omega} W(r, z) R_d d\Omega + \int_S W(r, z) R_s dS = 0,$$

也就是

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} -W(r, z) \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(E \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(E \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial r} \right) + f \right] d\Omega \\ & + \int_S W(r, z) \left[E \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial n} + \alpha_1 (\bar{\psi} - \psi_0) \right] dS = 0, \end{aligned} \quad (1-5-110)$$

就把 $\bar{\psi}$ 作为 ψ 的近似解。为了方便往下去掉 $\bar{\psi}$ 上的“—”。

对于具体的流动问题, 如叶片机中通流问题, 取边界条件 (图 1-5-21):

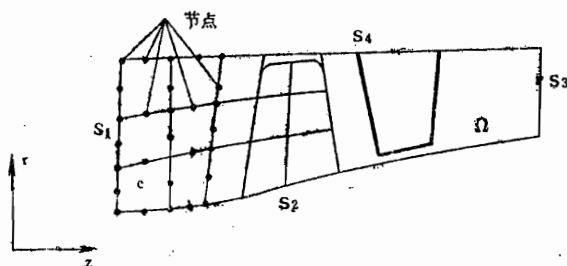


图 1-5-21

在 S_2 和 S_4 上, $\psi = \psi_0 = \begin{cases} 0, & \text{在 } S_2 \text{ 上} \\ \text{规定值}, & \text{在 } S_4 \text{ 上} \end{cases}$

在 S_1 和 S_3 上, $\partial \psi / \partial n = 0, \alpha_1 = 0$ 。

于是 (1-5-110) 式变成

$$\iint_{\Omega} -W \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(E \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(E \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + f \right] d\Omega + \int_S W E \frac{\partial \psi}{\partial n} dS = 0.$$

应用 Green-Gauss 理论, 得到

$$\iint_{\Omega} \left[E \left(\frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial W}{\partial r} + \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial W}{\partial z} \right) - W \cdot f \right] d\Omega = 0. \quad (1-5-111)$$

有了方程 (1-5-111) 再应用有限元素法将其离散, 就可以得到相应的代数方程组。大致步骤如下:

① 将流场的计算域 Ω 分成在给定节点处连接起来的有限个单元 (或元素), 单元的形状是任意的 (图 1-5-21)。

② 在单元中取定坐标 r, z 的变化规律, 并由节点上的坐标表示出来, 如

$$r = \sum_{i=1}^M N_i(r, z) r_i, \quad (1-5-112a)$$

$$z = \sum_{i=1}^M N_i(r, z) z_i, \quad (1-5-112b)$$

其中 M 是一个单元上的节点数, $N_i(r, z)$ 是单元几何的形状(或插值)函数。

③选定未知函数在单元上的变化规律, 并用节点上的值表示, 如未知函数 ψ 可表示成

$$\psi = \sum_{i=1}^M S_i(r, z) \psi_i.$$

S_i 叫未知函数的插值函数。在叶片机的流动问题中, 常将 S 取成和 N 一致, 即

$$\psi = \sum_{i=1}^M N_i \psi_i. \quad (1-5-113)$$

未知函数的插值函数和单元几何插值函数相同的单元(或元素)叫等参数单元(元素)。

④选取权函数。若取未知函数的插值函数作为权函数, 即为加罚金法, $W_j = S_j$ 。

这样一来, 对于等参数元素并采用加罚金法, 可以得到

$$\int_r \int_z \left\{ E \left[\frac{\partial N_j}{\partial r} \sum_{i=1}^M \left(\psi_i \frac{\partial N_i}{\partial r} \right) + \frac{\partial N_j}{\partial z} \sum_{i=1}^M \left(\psi_i \frac{\partial N_i}{\partial z} \right) \right] - N_j f \right\} dz dr = 0. \quad (1-5-114a)$$

写成矩阵形式, 有

$$[M]^e [\psi]^e = [f]^e. \quad (1-5-114b)$$

其中

$$M_{ji}^e = \int_r \int_z E \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) dz dr,$$

$$f_j^e = \int_r \int_z N_j f dz dr.$$

对于图 1-5-21 中的所有单元, 将(1-5-114b)累加起来, 得到整个流场各节点上 ψ 的矩阵方程:

$$[M][\psi] = [f] \quad (1-5-115)$$

迭代求解式(1-5-115)的步骤与流函数差分法中所述相同。

四、考虑叶片影响时准三元气动设计方法中流场计算所用的方程

以上讨论所用的方程均只限于叶片排轴向间隙之中, 即计算中不考虑叶片排的影响, 但这并不意味着准三元气动设计方法的流场计算只能限于不考虑叶片排的影响(叶片厚度和叶片力的影响)。

如果考虑叶片排的影响, 且在叶片排内部增设计算站来计算流场的参数分布, 则计算的方程和辅助方程将有些变化(这里只给出结果, 深究者请参阅有关文献)。此时在静叶中用绝对坐标系, 而在动叶中则用相对坐标系, 在两种坐标系中的气体流动的支配方程, 可用对坐标系中的方程统一表示出。在圆柱相对坐标系(仍设为 z, r, θ)上、在轴对称假设或平均 S_2 流面上得到的计算应用的方程组可以写成

连续方程

$$-\frac{\partial}{\partial z}(rB\rho W_z) + \frac{\partial}{\partial r}(rB\rho W_r) = 0, \quad (1-5-116)$$

运动的径向方程

$$\frac{dW_r}{dt} - \frac{C_u^2}{r} + \frac{U^2}{r} - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W^2}{2} \right) = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial I}{\partial r} + F_r, \quad (1-5-117)$$

运动的切向方程

$$\frac{d(rC_u)}{r dt} = F_u, \quad (1-5-118)$$

能量方程

$$\frac{dI}{dt} = 0, \quad (1-5-119)$$

熵的经验方程

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{R}{\sigma_T} \frac{d\sigma_T}{dt}, \quad (1-5-120)$$

状态或状态变化方程

$$\left. \begin{aligned} P &= \rho RT, \\ P/P_0 &= (T/T_0)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sigma_T \text{ 或 } P^*/P_0^* = (T^*/T_0^*)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sigma_T, \end{aligned} \right\} \quad (1-5-121)$$

其中 $\sigma_T = e^{-(S-S_0)/R} = Q^{K/(K-1)}$, P_0 , T_0 , P_0^* , T_0^* 及 S_0 为机器远上游气流的压力、温度和熵。

流面几何条件

$$\frac{F_z}{rF_u} = -\frac{W_u}{rW_z} - \frac{W_r}{W_z} \frac{F_r}{rF_u}, \quad (1-5-122)$$

流面的可积性条件

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{F_r}{rF_u} \right) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{F_z}{rF_u} \right). \quad (1-5-123)$$

当运动方程中引入耗散力项(是对粘性影响一种近似处理方法, 熵增仍由经验关系确定)时, 则在上述条件下的计算方程组可以写为

$$\frac{dW_r}{dt} - \frac{C_u^2}{r} + \frac{u^2}{r} - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W^2}{2} \right) = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial I}{\partial r} + F_r - \frac{W_r}{W^2} T \frac{dS}{dt}, \quad (1-5-124)$$

$$\frac{d(rC_u)}{r dt} = F_u - \frac{W_u}{W^2} T \frac{dS}{dt}, \quad (1-5-125)$$

加上式(1-5-116)和式(1-5-119)到(1-5-123)。

其中 $d/dt = W_z \partial/\partial z + W_r \partial/\partial r$, I 是滞止转焓。

$$I = H - \omega r C_u, \quad (1-5-126)$$

$$W_u = C_u - U. \quad (1-5-127)$$

当 $U=0$ ($W_r=C_r$, $W_o=C_o$) 时, 上述方程组适用于静叶。

将上述方程组和叶片排轴向间隙中求解的方程组进行比较可以看出, 除了由于坐标系不同而引起的一些不同外, 在连续方程中多了因子 B , 因而由连续方程定义的流函数的表达式为

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = r B \rho C_o, \quad \frac{\partial \psi}{\partial z} = -r B \rho C_r.$$

此时在流线曲率方法中与方程(1-5-90)对应的任一计算站上流量积分式为

$$G_o = 2\pi \int_{r_h}^{r_T} B \rho W_m \cos \varphi r dr / K_o \quad (1-5-128)$$

在运动方程中多了力 F_r, F_u, F_s , 在熵的方程中用 $-\frac{R}{\sigma_T} \frac{d\sigma_T}{dt}$ 代替零, 而 σ_T 沿流线的分布由

设计者规定，若在运动方程中加入耗散力项

$$f_s = -\frac{W}{W^2} T \frac{dS}{dt}, \quad (1-5-129)$$

则在运动方程中还多了 $-\frac{W_r}{W^2} T \frac{dS}{dt}$, $-\frac{W_u}{W^2} T \frac{dS}{dt}$ 项，不过并没有因此而引入新的变量，另外还多了流面几何条件和可积性条件。

已经周知，在叶片排内部，在轴对称假设下与在相对平均 S_2 流面上所得到的上述方程组，除了式中偏导数的意义不同之外， B 和 F 的意义也不相同。

对于 S_2 流面，

$$\frac{1}{B} \frac{dB}{dt} = \frac{1}{n_\theta} \left[n_z \frac{\partial W_z}{r \partial \theta} + n_r \frac{\partial W_r}{r \partial \theta} + n_\theta \frac{\partial W_\theta}{r \partial \theta} \right],$$

$$r ds = di - \frac{dp}{\rho}$$

$$F = F_z + F_r + F_u = \left(T \frac{\partial S}{r \partial \theta} - \frac{\partial h}{r \partial \theta} \right) \frac{n}{n_\theta}.$$

其中 n 是流面的法向， $n = n_z + n_r + n_\theta$ 。可见 B 是为气流速度的周向变化所决定，而力 F 是为气流的熵和焓的周向变化所决定。

对于轴对称假设， B 是作为由叶片的切向厚度引起的堵塞分布。就是说，在轴对称假设下，在叶片排内部的流场中引入一堵塞度分布场来代替叶片对气流的堵塞作用。据此，在流场中任一半径处气流绕 z 轴一周所占的实际周长不是 $2\pi r$ 而是 $2\pi r B$ ， B 为小于 1.0 的系数。这样就应有

$$B = 1 - z_b t_u / 2\pi r. \quad (1-5-130)$$

其中 z_b 为叶片排的叶片数， t_u 为每一个叶片的在 r 处的周向厚度。而力 F 是作为叶片的彻体力分布，即在轴对称假设下在叶片排内部流场中引入一彻体力分布场来代替叶片对气流的作用。

在轴对称假设下得到的结果，可以近似地表明两叶片排之间气流参数周向平均值所在流面上的流动情况，我们应从这个角度去理解轴对称假设下流场计算中应用流面几何条件和可积性条件的表达式。

当然，和轴对称假设相比，两类相对流面概念及其理论还有更重要的意义，这就是，交替迭代求解叶片排中一系列 S_1 和 S_2 流面的气流支配方程，可以求出叶片排中的全三元流场。

对于上述的方程组，求解的方法与叶片排轴向间隙中气流支配方程的求解方法没有什么原则的不同，只是计算稍复杂一些，给定的参数分布多一些。比如要多给出 σ_T 和 C_u 沿流线（或轴向）的分布。如果能较准确的给定出所需的参数分布，计算结果也应能准确一些。

§ 8 压气机叶片的叶身设计

通过叶片的扭向设计确定了其它半径上的气流速度三角形以后，对于亚音速级，可以按照第三节之 § 4 中的方法在各计算半径上配上相应的叶栅；对于跨音速或超音速级则按第四节之 § 3 所提到的方法进行基元叶片造型。现在的问题是这些不同半径上设计出来的叶型应当按照什么原则把它们叠加起来形成一个完整的叶片？而这些原则又是根据什么要求制定的等。下面作些简要的说明。

一、对叶片设计的要求

叶片设计要保证气动设计的要求,又要满足强度的可靠性,还要保证有良好的工艺性。以压气机工作叶片为例,对它的基本要求有

(1)各型面组成的叶身,应当准确的符合气动设计的要求,不要因为型面本身的误差和型面间相互位置的误差而造成气流的流动损失加大,以保证高的效率和所需要的增压比。

(2)设计时应当尽量设法减轻叶片的重量,也就是使叶片上的材料都能充分发挥作用,这包括要求叶身部分几何参数选择得合理,各型面叠加布置得合理以及叶片榫头的构造合理,使叶片各部分无多余的材料。计算证明,若能使叶片重量减少一克,就可以使压气机的重量减轻4~15克,使发动机的重量减少一公斤,而使飞机的重量减轻10~15公斤。

(3)叶片应当有足够的静强度和抗疲劳强度。叶片的圆周速度高,所受的离心力大,通常叶片一克重量会产生20~25公斤的离心力,此外叶片上还受有气动力;同时叶片还处在交变负荷的情况下工作,如前后叶片排、进气道中的支柱和静子机匣的分开面等处所造成的气流脉动,就是一种周期性的激振外力。当它与叶片的固有频率重合时,会使叶片发生共振而造成毁坏。

(4)叶片应具有良好的工艺性,便于大量生产。一台压气机的叶片的数目多达几百片甚至上千片,因此叶片生产的劳动量在整个发动机劳动量中所占的比重是很大的。据估计约占30~40%。所以不断改善叶片的工艺性,对降低成本、缩短生产周期、节约劳动力等均有重要意义。

对静叶而言,设计要求也大体与工作轮叶片相同。由于它不旋转,所受的负荷小,强度问题不大,再加之它可以采用两端固定的型式,刚性较好不易振动等特点,所以静叶的设计要求一般容易得到满足。

二、叶型积叠的一些原则及其在另件图上的标注方法

当各半径处的叶型确定以后,就可以找出各叶型的面积、重心位置、型面主惯轴、断面系数等几何参数。它们在叶片强度校核和叠型时要用到。下面仍以动叶为例来说明叶型沿叶高积叠的一些原则,其概括起来如下

(1)从改善强度的观点看,叶根截面应当不超出榫头切面之外(见图1-5-22)。否则将使超出榫头部分的叶型处产生过大的应力。同时还必须使榫头轴线经过叶根叶型的重心,以避免叶身榫头产生附加弯矩。

(2)其它叶型的安放,对叶根叶型而言,有三种积叠方法。一种是使各叶型的重心都通过一条通过旋转中心的径向线上(图1-5-23a)。另一种是使各叶型重心按一定规律偏离通过叶根叶型重心的径向线(1-5-23b)图,其目的

是使离心力弯矩和气动弯矩相互抵消一部分。第三种则是将各叶型重心放在一条直线上,但此直线不通过旋转中心而是沿周向和旋转中心偏移一适当的偏移量,以使气动弯矩和离心力弯矩部分地相互抵消。实用中通常采用(对压气机而言)第三种方法。

(3)各叶型积叠形成的叶身,应具有良好的工艺性。如果用金属切削加工的方法制造叶片,则希望叶背特别是叶盆的型面由迴转体构成(如圆柱体或圆锥体),以便于简化加工过

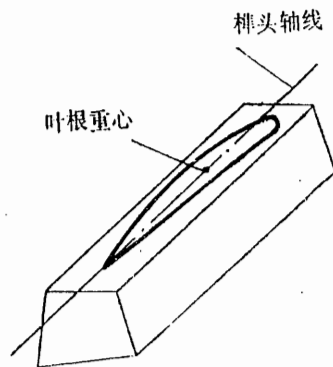


图 1-5-22

程。如果叶片加工采用电蚀、精铸、精压和精轧等办法就可不受这个条件的限制或者可以放松这方面的限制。

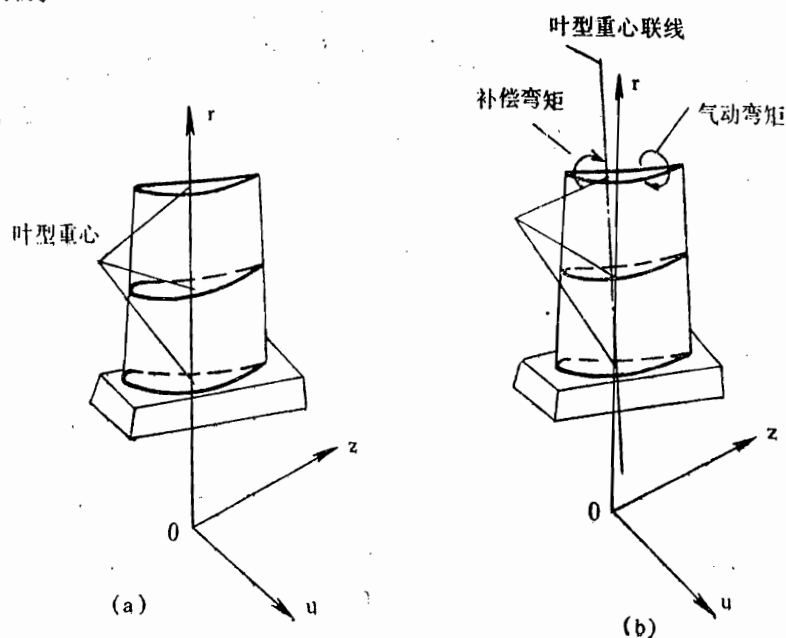


图 1-5-23

(4) 叶身与榫头的联结要注意转接处的圆滑, 使有足够的半径来防止产生应力集中。但这给工艺上带来一定困难, 因为一般叶身是以榫头做设计基准和工作基准的, 由于榫头的干涉不便于用刀具切削, 有时只得用钳工修整, 劳动量很大。如果叶片采用模制办法, 则可以克服这个困难。

(5) 叶型之间的联结面应当均匀过渡, 不允许有明显的波纹度。叶身的进排气边也应力

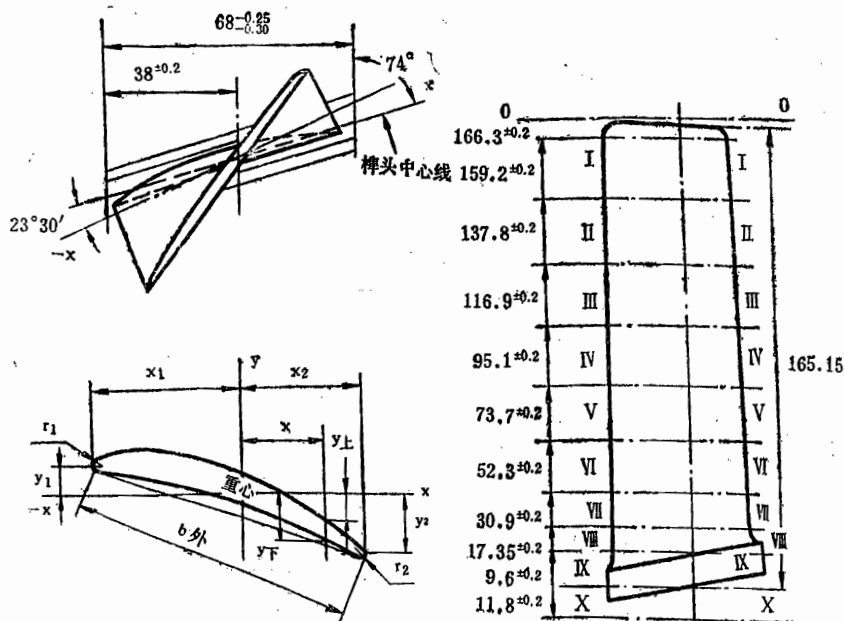


图 1-5-24

求保持直线，且沿叶高平滑转接。

为了标注叶身在空间的位置，通常用直角坐标来标注它们的几何尺寸。图 1-5-24 就是一例。

该图是一个叶身型面重心都积叠在通过榫头对称中心线的直线上的另件图。图中列出了主要的尺寸。它是采用 11 个计算截面而叠成的叶片。各叶型的坐标是这样定的：坐标原点是通过榫头对称轴线的叶根叶型的重心， x 轴与榫头中心线（即榫头对称轴）夹角为 $12^{\circ}30'$ 。各叶型的 x 、 y 坐标将以数据表的形式给出。表 1-16 给出了图 1-5-24 中 0-0 和 I-I 截面处叶型坐标的数据。

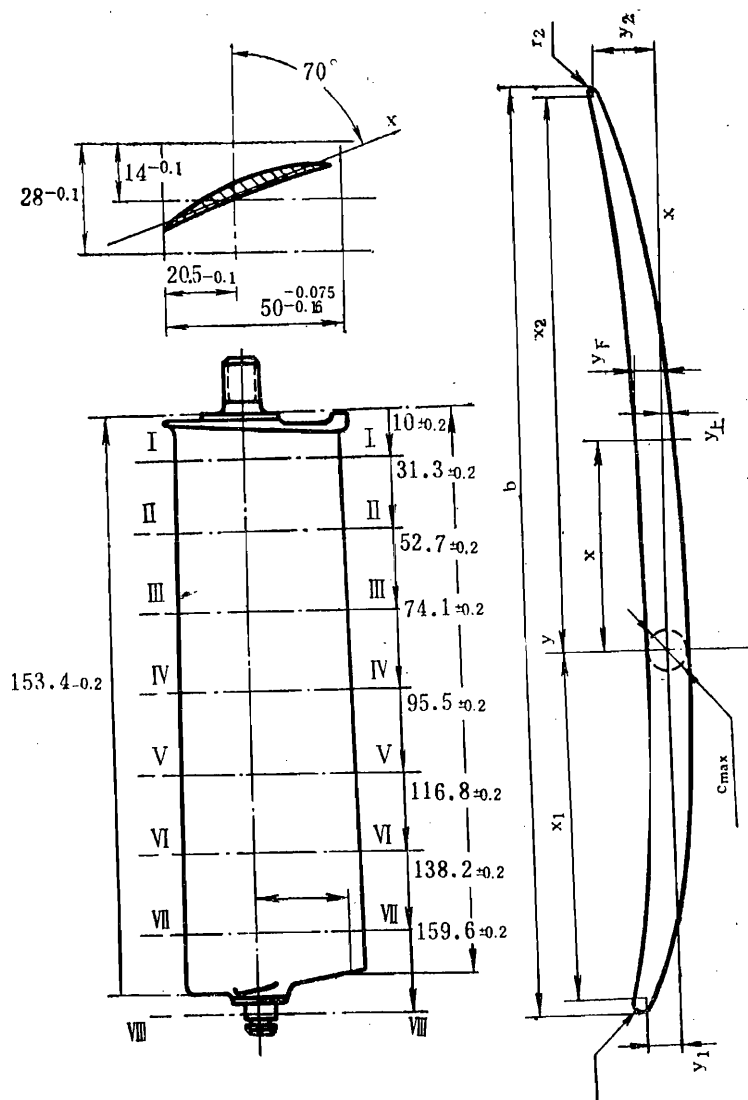


图 1-5-25

静叶叶型积叠方法与动叶的不同，其差别在于，通常它是按各叶型最大厚度中心或前后缘在一直线上来积叠，这主要从工艺上方便一些来考虑。但叶身型面的标注方法与动叶相类似，如图 1-5-25 所示。该图是一个带圆柱榫头的静叶。所不同的是坐标原点是取在叶型最大厚度的中心。

表 1-16 0-0 和 1-1 截面叶型坐标数据表

x		-38.37	-28.12	-16.87	-5.62	0.00	5.62	16.27
0-0	y 上	-20.80	-14.43	- 8.10	-1.74	1.40	4.59	10.91
	y 下	-21.87	-15.97	-10.08	-4.20	-1.26	1.68	7.60
1-1	y 上	-19.91	-13.82	- 7.76	-1.68	1.32	4.33	10.35
	y 下	-20.98	-15.35	- 9.76	-4.08	-1.29	1.54	7.14

x		22.50	28.12	x_1	x_2	y_1	y_2	$r_{前}$	$r_{后}$	$b_{外}$
0-0	y 上	13.89		-43.93	30.0	-23.75	-13.98	0.40	13.5	81
	y 下	10.62								
1-1	y 上	13.18		-43.55	28.0	-22.40	-13.62	04.0	13.0	80.44
	y 下	9.99								

无榫头的静叶，可按图 1-5-26 所示的方法将各叶型的前缘积叠在一条直线上。一般这种静叶的设计，尽量使各截面的原始叶型相同，它们的中线长度和弦长沿叶高不变或稍有变化，这样可设计出叶身扭曲的等截面叶片、叶身无扭曲的变截面叶片以及片身扭曲的变截面叶片。这种无榫头的静叶，可以用型材轧制的办法生产，能机械加工，劳动量可减少且材料消耗亦可节省，工艺性十分良好。它与静子内外环的联结采用焊接的方法。

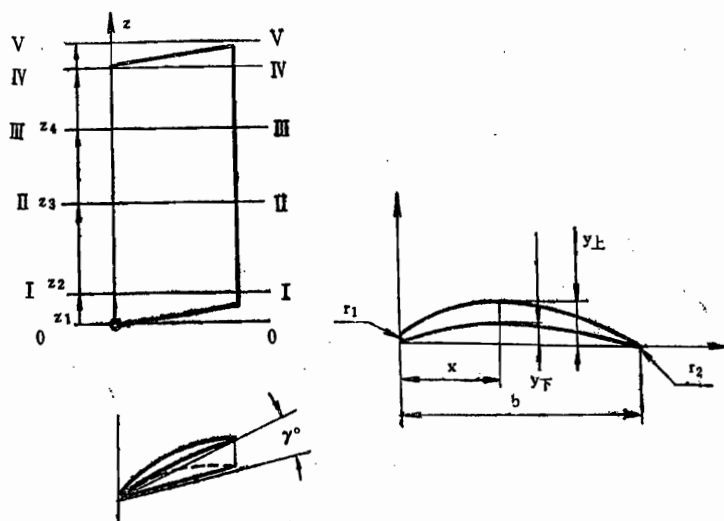


图 1-5-26

第六节 多级轴流压气机的气动计算^[1,2]

关于多级轴流压气机气动设计的一般性问题（内容、要求和已知条件等）已在本章的开

始讨论过。这里将在基元级和级的气动设计原理的基础上,对多级轴流压气机的气动计算中的若干问题再作些讨论。

由于多级轴流压气机是由各个单级组成,所以就多级轴流压气机的一个级来说,基元级和级的气动设计原理和单级的完全相同,这就是多级和单级气动设计的共同点,但许多级按着一定的次序组成多级压气机以后,由于各级在流程中的位置不同,它们的几何尺寸和进口气流参数是各不相同的。因而形成了多级轴流压气机中各个级的特殊点。由于有这个特殊性,各级的参数(功,轴向速度,等等)沿各级就将是变化的。这一节就是来着重讨论一下多级轴流压气机各级的特点和参数沿各级的变化,并在此基础上介绍多级轴流压气机的气动计算。

§ 1 多级轴流压气机中各级的特点

由于气流在多级轴流压气机中是逐级进行增压的,故从气流参数(P, T, ρ)来说,前面级进口气流的温度和压力就低,密度就小,后面级进口气流的温度和压力就高,密度就大。气流参数沿各级的这种变化,决定了各级的叶片几何参数的变化(图 1-6-1):前面级的叶片长,后面级的叶片短;前面级的轮毂比小,后面级的轮毂比大;因而前面级的叶片数目少,后面级的叶片数目多,等等。

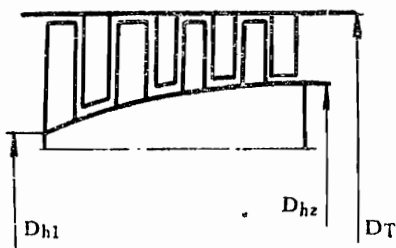


图 1-6-1

前面级叶片长,气流温度低,密度小;后面级叶片短,气流温度高、密度大。这些基本的差别和气流的粘性的影响,造成了多级轴流压气机前面级和后面级,在设计中必须考虑的一些工作上和流动上的特点。

前面级,比如第一级,由于它前面气流的温度较低,音速较小,因而在相同的相对速度 W_1 下,进口气流的相对 M 数 M_{w1} 就较大,易于达到气流 M 数的临界值;另一方面,由于前面级叶片长,工作叶片根部所受的离心力较大,为了工作可靠,根部叶型要设计得厚度大些,而叶型越厚,临界 M 数就越低。这两项都促使第一级效率比其它级低些。同时,由于受到 M_{w1} 的限制和小轮毂比(U_{av} 小 b/t 小)的约束,第一级的作功能力也将低些。

后面级,比如最后一级,由于叶片较短,叶片间隙的相对值 Δ_1/h 加大,间隙所造成的二次损失增加;而且由于壁面附面层的增长,短叶片通道中造成的损失也相对地加大,故最后一、二级的效率也要低些。

中间级气流温度比前面级的高,允许的 W_1 值较大,叶片又比后面级的长,轮毂尺寸也较大,因而效率可以较高,加功能力可以较大。

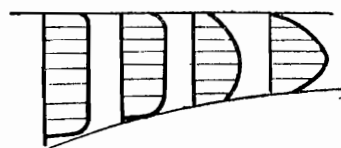


图 1-6-2

其次,以环形壁面附面层对各级轴向速度的影响来看,由于附面层逐渐增厚,引起轴向速度分布的变形,越往后就越大(图 1-6-2)。若设计时没有考虑这种情况,那么通道要通过原定的设计流量,附面层内轴向速度减小后,中心部分轴向速度则相应地增大。结果原设计的速度三角形将发生变化。如图 1-6-3 所示,对于固定几何尺寸

的叶栅, α_1 和 β_2 近似不变, 则轴向速度加大时, ΔW_u 减小 (图 1-6-3a), 传给空气的功减小; 而轴向速度减小时, ΔW_u 增加 (图 1-6-3b), 传给空气的功加大。但是在附面层内, 由于气体流动条件较坏, 轴向速度减小时, 冲角加大可能超过临界值, 所以实现不了加功量的加大, 因此整个来说, 工作轮叶片对空气的加功能力有所减小。而且离开压气机进口愈远, 轴向速度分布的变形愈厉害, 这种减小就愈剧烈。

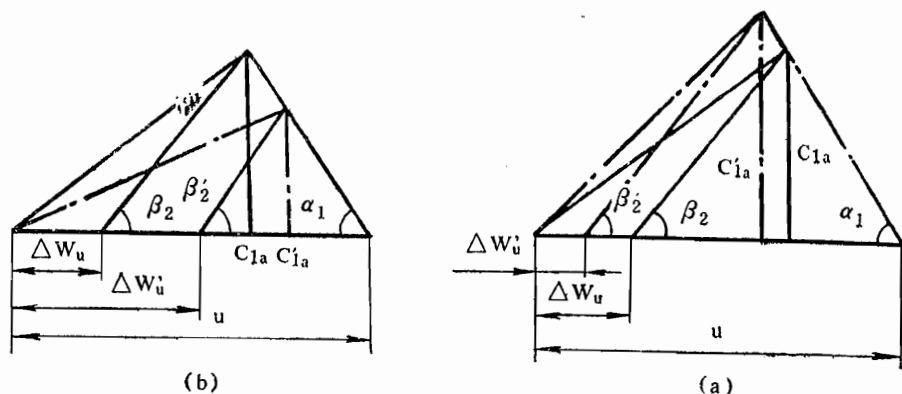


图 1-6-3

在现在的设计中, 考虑上述壁面附面对各级的影响所采用的一种措施, 是同时引入两个系数: 一个是所谓消失功系数 kg , 就是在设计中用于级的计算的功 $L_{KSTD} = U \Delta W_{uD}$ 缩小 kg 倍后 ($kg < 1.0$), 和所要求的功 $L_{KST} = U \Delta W_u$ 相等 ($L_{KSTD} - L_{KST}$ 的部分功为轴向速度的上述变化消失掉), 即

$$\left. \begin{aligned} L_{KSTD} &= L_{KST}/kg, \\ \Delta W_{uD} &= \Delta W_u/kg \end{aligned} \right\} \quad (1-6-1)$$

二是流量储备 (或堵塞) 系数 K_a , 就是在设计中将所要求通过的空气流量, 加大 K_a 倍 ($K_a > 1.0$) 后, 来计算流道的截面积。

kg 和 K_a 的大小, 和发动机的流量大小, 轴向速度沿轴向增减规律等有关。如果压气机进口处轴向速度均匀分布的话, 在第一级取 $kg = 0.97 \sim 0.98$, 最末级取 $kg = 0.9 \sim 0.91$, 中间各级可逐渐减小。 K_a 一般从第一级到最后一级可由 1.01 逐渐加大到 1.04。

再则, 多级轴流压气机各级工作特点反映在非设计状态时就是, 当压气机内气流速度三角形发生变化时, 前面级和后面级气流速度三角形变化显著, 中间各级变化较小。气流速度三角形的变化, 引起气流方向和设计状态确定的叶栅进口角不相适应, 即冲角偏离设计时所选定的值。过大的正冲角会造成气流在叶背上的分离; 过大负冲角, 会造成气流在叶盆部分的分离并且形成叶栅堵塞。

在压气机设计中, 应尽量考虑到非设计状态下能避免或者推迟气流分离现象的发生。由第三节中所述可知, 增加叶栅稠度能够做到这一点, 因为稠度大时, 气流开始分离的冲角大。所以在设计中, 将基元级速度三角形得到的 $\Delta\beta$ 放大到 $\Delta\beta'$ 。然后再依据 $\Delta\beta'$ 和 β_2 角在主特性图上去求叶栅稠度。由于 $\Delta\beta' > \Delta\beta$ (β_2 相同) 所以得到的叶栅稠度必然增加 (注意只在求稠度时将 $\Delta\beta$ 放大到 $\Delta\beta'$)。

一般在中间几级内 $\Delta\beta/\Delta\beta'$ 选择等于或接近于 1.0 (0.98~1.02) 在前几级中 $\Delta\beta/\Delta\beta'$

$=0.75\sim0.85$ ；最后几级中 $\Delta\beta/\Delta\beta'$ 的值约为 $0.8\sim0.9$ 。选定 $\Delta\beta/\Delta\beta'$ 值后，便可以用下式求出放大的 $\Delta\beta^*$ ：

$$\Delta\beta^* = \Delta\beta' = \Delta\beta / \left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta'} \right), \quad (1-6-2)$$

这样做的结果，就是使中间几级叶栅接近于额定状态工作，而前面级和后面级则在低于额定负荷下工作，从而加大了叶栅非设计工作范围。

以上所述就是多级轴流压气机中各级所具有的主要特点以及设计中根据这些特点所作的考虑。对这些特点的考虑和压气机流程的形状，在一定程度上决定了压气机功沿各级的分配，决定了速度三角形参数 C_{1aav} , U_{av} , Ω'_{Kav} (或 C_{1uaV}) $\bar{H}_{Kav}$ 以及级的效率 η_{KST}^* 沿各级的变化。

§ 2 多级轴流压气机的流程形式

多级轴流压气机在子午面内的典型的流程形状，除了图 1-6-1 所示的 $D_T = \text{常数}$ 以外，还有如图 1-6-4 所示的几种。

如果采用 $D_T = \text{常数}$ ，则在所有级的 外径 上具有最大的圆周速度，而在中径和轮毂上从第一级到最后级， U 是增大时，因此可以增加级的功，减小压气机的级数。但是，对于高增压比 π_K^* 的压气机，特别是当空气流量相当小时，后面一些级的叶片高度将很短，因而这些级的效率、以及整个压气机的效率将会降低。在现有压气机中，最后一级的叶片高度不小于 $15\sim20$ mm。如果最后级的叶片高度的计算值小于 $15\sim20$ mm，可选用 D_T 不为常数的通道形式，如 $D_{av} = \text{常数}$ 的通道形式。

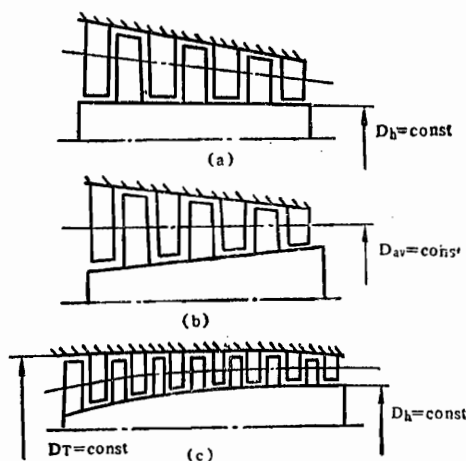


图 1-6-4

当采用 $D_h = \text{常数}$ 的流道形式时，由于在轮毂处圆周速度较低，级的加功量较小，因而将会显著地增加级数。所以这种流道形式只有在用其它方法得不到合适的叶片高度的特殊情况下采用。

混合式的流道形式，往往可以适当兼顾级的加功量和效率两方面。图 1-6-4(c) 是混合流程的一种形式，它先是 $D_T = \text{常数}$ ，后是 $D_h = \text{常数}$ 。

§ 3 多级轴流压气机功沿各级的分配和其它参数沿各级的变化

一、功的分配原则和效率的变化

由于 § 1 中所述的理由，在多级轴流压气机的各级中，功不均匀分配已经成为一个原则。在进行功的分配时，主要考虑两个问题：一是各级怎么能多分配些功，二是怎样合理地分配各级的功。第一个问题在第二节中讨论过，这里就不重复了。目前亚音速压气机各级功的平均值，在 $19620\sim34335$ J/kg 左右或稍高些。为了提高级的加功量，有的多级压气机中采用一级或几级跨音速级。目前亚音速第一级受到转子叶片尖部气流相对 M 数 M_{w1} 的限制（不超过 $0.9\sim0.95$ ），转子叶片尖部的圆周速度 $U_t \leq 340\sim360$ 米/秒。而跨音速第一级

$U_T = 370 \sim 400$ 米/秒, 甚至更高。第二个问题的解决, 就是要根据多级轴流压气机中各级的特点来分配功。

根据 § 1 里所述的理由, 亚音速第一级所分配的功应最小, 一般取为

$$\varnothing \quad L_{KST1} = (0.5 \sim 0.6) L_{KSTaV} \quad (1-6-3)$$

式中级的平均功:

$$\varnothing \quad L_{KSTaV} = L_K / z_0 \quad (1-6-4)$$

L_K 为压气机的总功, z 为压气机的级数。

如果第一级为跨音速级, 则

$$L_{KST1} = (0.75 \sim 0.85) L_{KSTaV} \quad (1-6-5)$$

中间各级条件较好, 分配的功约比级的平均功大 $15 \sim 20\%$, 而最后级的功取等于 (或稍小于) 级的平均功。在初步近似中 L_{KST} 沿级的变化, 可分段按线性变化, 如图 1-6-5 所示。

图中 z_0 对于奇数级的压气机, 取为 $z_0 = (z + 1)/2$, 对于偶数级的压气机取为 $z_0 = z/2$ 。从 z_0 到 $z_0 + 2$ 取级的功为最大值, 然后从最大值线性变化到平均值。所分配的各级功的大小要调整到满足条件:

$$\sum_{i=1}^z L_{KSTi} = L_K \quad (1-6-6)$$

根据统计数据, 亚音速压气机各级的加功系数 $\bar{H}_K$ 在下列范围内:

第一级 $\bar{H}_K = 0.25 \sim 0.40$,

中间级 $\bar{H}_K = 0.50 \sim 0.60$,

最后级 $\bar{H}_K = 0.30 \sim 0.50$ 。

对于跨音速级尖 $M_{w1} = 1.4 \sim 1.5$ 或更高些, 在中径上 $\bar{H}_K = 0.30 \sim 0.60$ 。

根据 § 1 里所说的理由, 各级效率同样是不同的,

第一级 $\eta_{ST1}^* = 0.84 \sim 0.87$,

中间各级 $\eta_{ST}^* = 0.89 \sim 0.90$,

最后级 $\eta_{ST}^* = 0.85 \sim 0.87$ 。

二、轴向速度沿压气机通道的变化

如第二节所述, 目前亚音速压气机第一级进口的轴向速度 C_{1a} 在 $165 \sim 210$ 米/秒范围里选取。跨音速级则由设计的 M_{w1} 来定。

最后级出口, 从叶型高度来考虑希望有较小的轴向速度值, 从保证燃烧室内的稳定燃烧的要求来考虑, 最后级出口的轴向速度也不宜过大。但从式 (1-2-3) 和图 1-3-16 来看, C_a 过小对级的加功量和效率都是不利的。所以对于最后级出口, 在选择轴向速度时, 应处

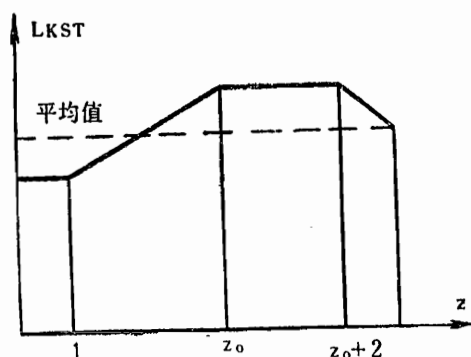


图 1-6-5

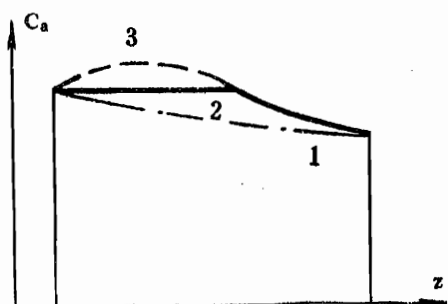


图 1-6-6

理好这方面的矛盾。目前亚音速压气机出口的轴向速度大约在 $100 \sim 170$ 米/秒，推荐的压气机出口的入数为 $\lambda_K = 0.3 \sim 0.45$ 。

压气机各级轴向速度的变化，有图 1-6-6 的曲线 1、2、3 所表示的三种情况。原则上讲，轴向速度沿曲线 2 和 3 变化是有利的，因为在这种情况下，前几级的 C_a 是常量或加大，由 (1-2-3) 式知道，对于给定的稠度和 U ，可以加大级的加功量，或者对于给定的加功量则可减小所需的稠度值。但是这样做，特别是曲线 3，受到这些级允许的 M_{w1} 和 M_{c2} 的限制。

轴向速度在各级中的减小梯度，不希望超过 $10 \sim 15$ 米/秒，而且，轴向速度的分布要能得到光滑的流动。

轴向速度选择之后，对于已知的平均半径上的圆周速度，就可算出平均半径处的 $\bar{C}_a$ ，这些系数要在 $0.9 \sim 0.5$ 的范围内，较小的系数值和后面各级相适应。 $\bar{C}_a < 0.5 \sim 0.4$ 是不希望的，因为这对于级的加功量和效率都是不利的。

作为例子表 1-17 给出三台压气机各级的进口平均半径上气流的轴向速度值。

表 1-17

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
C 型	195	195	201	205	191.5	184	170	147		
B 型	202.4	201.3	200.8	196	188.4	188.2	187	185.8	175.7	
D 型	143	156	165	170	174	170	167	156	139	128

三、多级轴流压气机各级中反力度的变化

从效率考虑最有利的反力度值为 $\Omega_K' = 0.5$ ，故我们希望在所有级中对于整个叶片的中径上都利用这个值，但是对于中间级和最后级，由于这些级的轴向速度（或 $\bar{C}_a$ ）较低（ $\bar{C}_a$ 接近于 $0.5 \sim 0.6$ ）和不太大的叶栅稠度（ $b/t = 1.3 \sim 1.4$ ），限制了级的加功量。如图 1-3-14 所示，对于 $\Omega_K' = 0.5$ ，压气机中间级和后面级的 $\bar{H}_K$ 和第一级（ $\bar{C}_a \approx 0.9$ ）相比，有明显的降低。但是如果反力度增大使其超过 0.5，比如 0.7，则 $\bar{H}_K$ 从 0.3 增加到 0.33，就是说加大了 10%，反力度的加大，同时导致相对速度的增加，但在中间级和后面级中气体温度较高、音速较大，故 M_{w1} 可以保持在限制值之内。例如，对于中间级，取 $\bar{C}_a = 0.5$ ， $b/t = 1.0$ 和 $M_u = U/a = 0.78$ ，对于 $\Omega_K' = 0.5$ 得到 $M_{w1} = 0.624$ ，而如果取 $\Omega_K' = 0.7$ ，那么， $M_{w1} = 0.78$ ，这是允许的。

所以增加中间级和后面级的反力度是有利的。一般多级压气机各级平均半径上的反力度可在下列范围内取：

第一级 Ω_K' 略大于 0.5

中间级和后面级可取到 0.7~0.9。

上面介绍的一般数据范围，都是在一定条件下的统计值。随着人们对于压气机内流动规律认识的深化和科学实验的不断发展，这些统计数据也将发生变化。因此，我们不当把这些数据范围看作是一成不变的、僵死的东西。应根据设计时的实际情况，进行具体分析而加以恰当的利用。

压气机流程形式和各级平均半径处的参数的选择，将在压气机的气动计算中叙述。

§ 4 多级轴流压气机的气动计算

正如本章第一节所述,多级轴流压气机的气动计算,对于选定的设计状态,可以分为两个阶段来进行,即初算和细算。

初算所要解决的问题是根据给定的原始条件,选定各级平均半径上的参数: U_{av} , C_{1av} , C_{1uav} 或反力度 Ω_{Kav} 等; 确定压气机所需级数 z ; 分配确定各级的功(或 $\bar{H}_K$); 求出各级进口的气流温度和压力; 确定各级的初步的流道尺寸。

细算是在初算的基础上确定各级不同半径上的气流速度三角形; 进一步确定各级流道的几何尺寸; 根据气流速度三角形配上相应的叶栅, 并确定叶栅叶型的全部几何参数。

另外, 在设计中还必须知道压气机在非设计时的情况, 为此还必须预先估算压气机的特性, 确定喘振边界, 考虑并确定调节方法, 以确保压气机在非设计工作状态上的工作范围。

关于压气机各级细算的原理和方法, 已在第三节到第五节中作了详细的叙述, 这里只介绍多级轴流压气机的气动计算的初算方法, 介绍时结合实例来进行。

假设已知条件为:

- 1) 飞行速度和飞行高度。设 $M_H = 0$, $H = 0$,
- 2) 设计流量 $G_a = 50$ 公斤/秒,
- 3) 压气机的增压比 $\pi_K^* = 8.4$,
- 4) 压气机的效率 $\eta_K^* = 0.86$,
- 5) 设为亚音速进气道: $\sigma_{in}^* = 0.98$,

计算可按以下步骤进行:

1. 选择流程形式。根据已知数据, 流量中等大小, 增压比不太高, 可选用等外径流程, 以减小级数而又不会导致最后级叶片过短。

2. 选第一级的下列参数(采用亚音速级):

$$\bar{d}_1 = 0.40,$$

$$C_{1av} = 195 \text{ 米/秒},$$

$$U_T = 330 \text{ 米/秒},$$

$$M_{W1av} = 0.86,$$

3. 求第一级工作轮进口平均半径上的参数

第一次近似取 $C_1 = C_{1av}$, 则

$$T_1 = T_0 - C_1^2 / \left(2 \frac{K}{K-1} R \right) = 288 - \frac{195^2}{2010} = 269K,$$

$$a_1 = \sqrt{KRT_1} = 20.1\sqrt{269} = 330 \text{ 米/秒},$$

$$W_{1av} = a_{1av} M_{W1av} = 330 \times 0.86 = 284 \text{ 米/秒},$$

设第一级按几何平均计算中径, 则

$$U_{av} = U_T \sqrt{\frac{1+d_1^2}{2}} = 330 \sqrt{\frac{1+0.4^2}{2}} = 251 \text{ 米/秒}.$$

由速度三角形, 有

$$C_{1uav} = U_{av} \Rightarrow \sqrt{W_{1av}^2 - C_{1av}^2} = 251 - \sqrt{284^2 - 195^2} = 44 \text{ 米/秒},$$

$$C_{1aV} = \sqrt{C_{1uaV}^2 + C_{1saV}^2} = \sqrt{195^2 + 44^2} = 200 \text{ 米/秒},$$

修正工作轮叶片前的温度 T_1 ,

$$T_1 = T_0 - C_1^2/2010 = 288 - 200^2/2010 = 268.1K,$$

由于 T_1 和假设 $C_{1aV} = C_{1saV}$ 时的相差很小, 因此上面求出的 a_1 , W_{1aV} 和 C_{1uaV} 不必重新计算。

$$\tau(\lambda_1) = T_1/T_1^* = 268.1/288 = 0.932,$$

$$\pi(\lambda_1) = 0.7814,$$

$$q(\lambda_1) = 0.8451,$$

$$P^* = 101337.3 \times 0.98 = 99310.6 N/M^2,$$

$$P_1 = P_1^* \pi(\lambda_1) = 99310.6 \times 0.7814 = 77601.3 N/M^2.$$

4. 工作轮进口的环形尺寸

$$\text{取 } K_G = 1.02. \sin \alpha_{1aV} = C_{1saV}/C_{1aV} = 195/200 = 0.977$$

则

$$F_1 = G_a \sqrt{T_1^*} K_G / [m P_1^* q(\lambda_1) \sin \alpha_{1aV}] = 0.261 \text{ 米}^2,$$

$$D_T = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_1^2)}} = 0.628 \text{ 米},$$

$$D_h = d_1 \cdot D_T = 0.252 \text{ 米}.$$

5. 压气机出口参数

$$P_K^* = P_1^* \pi_K^* = 834209 N/M^2,$$

$$L_{Kad}^* = \frac{K}{K-1} R T_1^* (\pi_K^{*\frac{K-1}{K}} - 1) = 242675.4 J/kg,$$

$$L_K = L_{Kad}^* / \eta_K^* = 242675.4 / 0.86 = 282180.7 J/kg,$$

$$T_K^* = T_1^* + L_K / 1005.5 = 568.6 K.$$

取压气机出口速度 $C_K = 140$ 米/秒, 并设为轴向。

$$\lambda_K = C_K / a_{crK} = 140 / (18.3 \sqrt{T_K^*}) = 0.322,$$

$$\tau(\lambda_K) = 0.9827,$$

$$\pi(\lambda_K) = 0.9408,$$

$$q(\lambda_K) = 0.4863,$$

$$T_K = T_K^* \tau(\lambda_K) = 558.2 K,$$

$$P_K = P_K^* \pi(\lambda_K) = 784823.8 N/M^2.$$

6. 压气机出口的尺寸

$$F_K = \frac{K_G G_a \sqrt{T_K^*}}{m P_K^* q(\lambda_K)} = 0.0785 (\text{米}^2),$$

$$(D_h)_K = \sqrt{D_T^2 - \frac{4F_K}{\pi}} = 0.545 \text{ 米},$$

$$d_K = \frac{(D_h)_K}{D_T} = \frac{0.545}{0.628} = 0.869.$$

7. 计算压气机的级数和分配各级的功

级数估算的一种方法是选级的平均增压比 π_{KSTaV}^* (亚音速级约在 1.1~1.3 或更高些),

然后由 (1-2-6) 式计算级数 z ，另一种方法是选择级的平均加功量 L_{KSToV} ，然后由 (1-6-4) 式计算级数 z 。这里利用后一种方法，取 $L_{KSToV} = 32373 \text{ J/kg}$ ，所求的级数为

$$z = \frac{L_K}{L_{KSToV}} = \frac{282180.7}{32373} = 8.72。$$

取 $z = 9$ ，

表 1-18 压气机总的功 L_K 依照 9 级分配如表 1-18

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
L_{KSTi}	18639	24034.5	29920.5	34335	36297	37278	36297	34335	30901.5

$$\sum_{i=1}^K L_{KSTi} = L_K = 282037.5 \text{ J/kg}。$$

可见，最后级的功稍小于级的平均功的值。

8. 选取各级的效率

压气机的效率 η_K^* 和各级效率 η_{KSTi}^* 之间的关系为

$$0 \quad \frac{L_{Kad}^*}{\eta_K^*} = \frac{L_{KSTad1}^*}{\eta_{KST1}^*} + \frac{L_{KSTad2}^*}{\eta_{KST2}^*} + \dots + \frac{L_{KSTadz}^*}{\eta_{KSTz}^*}。$$

在分配了各级的有效功之后，根据这个式子选取各级的效率并使其满足这个关系。这做起来比较困难，可以采用如下近似的方法。

已经知道压气机各级多变功之和 $\sum_{i=1}^z L_{KSTi} \cdot \eta_{Pi}^*$ ，等于整个压气机的多变功 $L_{K \cdot P}^*$ 。另一方面，分析指出，对于多级轴流压气机，特别是对于级数较多、级增压比较小的亚音速压气机，用各级的效率 η_{KSTi}^* 代替各级的多变效率 η_{Pi}^* ，以级的平均效率 η_{KSToV}^* 代替整个压气机的多变效率 η_P^* ，带来误差很小，即可相当准确地认为

$$L_K \cdot \eta_{KSToV}^* = \sum_{i=1}^z L_{KSTi} \cdot \eta_{KSTi}^*。 \quad (1-6-7)$$

式中

$$\eta_{KSToV}^* = \frac{T_{KSToV}^* \frac{K-1}{K} - 1}{\pi_{KSToV}^* \frac{K-1}{K\eta_P^*} - 1}。$$

而

$$\eta_P^* = \frac{K-1}{K} \frac{L_n \pi_K^*}{L_n \left(\frac{\pi_K^* \frac{K-1}{K} - 1}{\eta_K^*} + 1 \right)} = \frac{0.4}{1.4} \frac{L_n \pi_K^*}{L_n \left(\frac{8.4^{0.286} - 1}{0.86} + 1 \right)} = 0.895，$$

$$\pi_{KSToV}^* = \sqrt[3]{\pi_K^*} = \sqrt[3]{8.4} = 1.267，$$

则：

$$\eta_{KSToV}^* = \frac{1.267^{0.286} - 1}{1.267^{\frac{0.286}{0.895}}} = 0.892，$$

于是 (1-2-7) 式变为

$$\sum_{i=1}^9 L_{KSTi} \cdot \eta_{KSTi}^* = 282037.5 \times 0.892 = 251577.5 \text{ J/kg.}$$

根据这个式子和各级分配的功以及各级效率的大致范围, 可以凑出各级效率如表 1-19。

表 1-19

级 数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
η_{KSTi}^*	0.86	0.88	0.89	0.90	0.910	0.910	0.910	0.89	0.89

9. 确定各级的温度、压力和增压比

①第一级进口总温 $T_1^* = T_0^* = 288K$,

②后面各级进口总温等于其前面级出口的总温

$$T_{1i}^* = T_{3(i-1)}^* \quad (1-6-8)$$

各级的出口总温

$$T_{3i}^* = T_{1i}^* + L_{KSTi} / \left(\frac{K}{K-1} R \right) \quad (1-6-9)$$

计算所得结果如表 1-20。

表 1-20

级 数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	K
T_{1i}^*	288	306.5	330.4	360.2	394.3	430.4	467.5	503.6	537.7	568.6

③各级的增压比

$$\pi_{KSTi}^* = \left[\frac{L_{KSTi} \cdot \eta_{KSTi}^*}{\frac{K}{K-1} R T_{1i}^*} \right]^{\frac{K}{K-1}} \quad (1-6-10)$$

计算结果如表 1-21。

表 1-21

级 数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
π_{KSTi}^*	1.207	1.261	1.309	1.331	1.323	1.302	1.268	1.228	1.185

各级增压比的乘积应等于所要求的总增压比 π_K^* , 即

$$\pi_K^* = \pi_{KST1}^* \cdot \pi_{KST2}^* \cdot \pi_{KST3}^* \cdots \pi_{KST9}^* = 8.4。$$

若 π_K^* 不等于设计值则应重算。

④各级进口总压为其前面级进口的总压

$$P_{1i}^* = P_{3(i-1)}^* = P_{1(i-1)}^* \cdot \pi_{KST(i-1)}^*。$$

计算结果为表 1-22。

表 1-22

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	K
P_{1i}^*	99310	119976	151172	197671.5	262908	348255	453222	573885	705339	840717

10. 计算压气机流程的尺寸和各级的静温、静压、流量系数，反力度，扭速系数。

1) 各截面流通面积，叶片高度和气流静温、静压选定 C_{1aav} 和 C_{1uav} 沿各级的变化如表 1-23。

表 1-23

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	K
C_{1aav}	195	195	205	212	200	188	176	164	152	140
C_{1uav}	44	40	30	15	0	0	0	0	0	0

$$C_{1aVi} = \sqrt{C_{1aVi}^2 + C_{1uVi}^2}, \quad (1-6-12)$$

$$\lambda_{1aVi} = C_{1aVi} / \sqrt{\frac{2}{K+1} K R T_{1i}^*}, \quad (1-6-13)$$

$$T_{1i} = \tau(\lambda_{1aVi}) T_{1i}^*, \quad (1-6-14)$$

$$P_{1i} = \pi(\lambda_{1aVi}) P_{1i}^*. \quad (1-6-15)$$

计算结果如表 1-24。

表 1-24

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	K
P_{1i}	77499	94765	120565	158530	219744	301658	401229	521891	654818	784800
T_{1i}	268.1	286.3	309.1	337.8	374.4	412.4	452.1	490.2	526.2	558.2

$$F_i = \frac{K_a G_a \sqrt{T_{1i}^*}}{m P_{1i}^* q(\lambda_{1aVi}) \cdot \sin \alpha_{1aVi}}, \quad (1-6-16)$$

$$\sin \alpha_{1aVi} = C_{1aVi} / C_{1aVi0} \quad (1-6-17)$$

由于是等外径， $D_T = \text{常数}$ ，即 $D_T = 0.628$ 米，

$$\bar{d}_{1i} = \sqrt{1 - \frac{4F_i}{\pi D_T^2}}, \quad (1-6-18)$$

$$D_{hi} = D_T \bar{d}_{1i}, \quad (1-6-19)$$

$$h_i = (D_T - D_{hi}) / 2. \quad (1-6-20)$$

各截面的面积 F_i ，内径 D_{hi} ，叶片高度 h_i ，按式子(1-6-16)到(1-6-20)计算结果，

列于表 1-25。

表 1-25

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	K
K_a	1.02	1.02	1.02	1.03	1.03	1.03	1.03	1.04	1.04	1.04
$F_i(\text{米}^2)$	0.259	0.227	0.185	0.149	0.126	0.108	0.0947	0.0857	0.079	0.0759
$D_{Ti}(\text{米})$	0.628	0.628	0.628	0.628	0.628	0.628	0.628	0.628	0.628	0.628
$D_{hi}(\text{米})$	0.251	0.323	0.397	0.451	0.482	0.506	0.522	0.628	0.628	0.628
$h_i(\text{mm})$	188	152	115	88	73	61	53	47	43	41

2) 计算 U_{aVi} , Ω'_{KaVi} , $\bar{H}_{KaVi}$ 看其是否合理。

$$D_{aVi} = \frac{D_T + D_{hi}}{2}, \text{ 或 } D_{aVi} = D_T \left(1 + \frac{d_i^2}{2} \right), \quad (1-6-21)$$

$$U_{aVi} = U_T \frac{D_{aVi}}{D_T}, \quad (1-6-22)$$

$$\Omega'_{KaVi} = 1 - \frac{C_{1aVi}}{U_{aVi}} - \frac{L_{KaVi}}{2U_{aVi}^2}, \quad (1-6-23)$$

$$C_{1aVi}/U_{aVi} = \bar{C}_{1aVi}, \quad (1-6-24)$$

$$\bar{H}_{KaVi} = L_{KSTi}/U_{aVi}^2. \quad (1-6-25)$$

11. 确定各叶片排的 b/t 和叶片数目 z_K

对于亚音速, 由 (1-3-1) 到 (1-3-7) 式计算动叶进口和出口气流角 β_1 , β_2 和 α_1 , α_2 ; 在级的轴向速度和切向速度分布已知的条件下, 可以求出级出口的气流角 α_3 ,

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{3a}}{C_{3u}} \right). \quad (1-6-26)$$

由此算出 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\alpha$ 。由 $\Delta\beta_{aV}$ 和 β_{2aV} , $\Delta\alpha_{aV}$ 和 α_{2aV} 查叶栅主持性可得动叶和静叶的 $(b/t)_{aV}$ 。

对于按最小损失状态设计的亚音速和超、跨音速级, 选定 b/t 时, 建议,

超跨音速级 $\left(\frac{b}{t} \right)_{aV} = 1.4 \sim 1.6$ 或更高些; $\left(\frac{b}{t} \right)_h \leq 2.0 \sim 2.25$ 或更高些; $\left(\frac{b}{t} \right)_T \leq 0.9 \sim 1.1$ 或更高些。

亚音速第一级, $\left(\frac{b}{t} \right)_{aV} = 0.6 \sim 1.1$;

中间和后面级 $\left(\frac{b}{t} \right)_{aV} = 1.2 \sim 1.4$

图 1-6-7 上是大量的现有动叶数据, 它把动叶叶尖损失作为 D 因子的函数。虽然数据较分散, 但有一趋势: 在负荷因子 D 大于 0.4 后, 高 b/t 转子有较低的叶尖损失。这就有力地说明, 高负荷跨音速转子, 选择较高的稠度是有利的。举一个例子便可看出这一点。例如一台级负荷较高的高压压

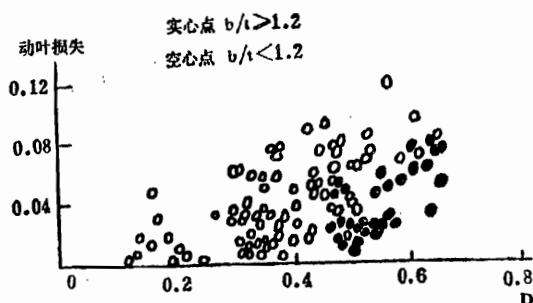


图 1-6-7

机（前面4级为跨音速级）各个级动叶和静叶中经处的稠度如表1-26所示。

表 1-26

级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\left(\frac{b}{t}\right)_{av} \text{ (动叶)}$	1.70	1.44	1.37	1.31	1.32	1.29	1.29	1.27	1.25	1.26
级数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\left(\frac{b}{t}\right)_{av} \text{ (静叶)}$	1.34	1.25	1.26	1.25	1.38	1.40	1.41	1.41	1.49	1.90

有了 $(b/t)_{av}$ 的值，然后由

$$\frac{\pi D_h}{b_h} \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_h = \frac{\pi D_{av}}{b_{av}} \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_{av}, \quad (1-6-27)$$

选取叶根处 $(b/t)_h$ 后，估算 b_{av}/b_h ，再选定 h/b_h （第三节 §4），估算 b_{av} 。由

$$z_K = \frac{\pi D_{av}}{b_{av}} \left(\frac{b}{t}\right)_{av} \quad (1-6-28)$$

计算叶片排叶片数目 z_K ，并要调整成整数。

为了避免产生气流的强烈脉动，不能将叶片排叶片数取成和它前面以及后面叶片排数目相等或成整数倍。

12. 轴向间隙的选择

实验证明，气流沿叶栅间距的速度大小的不均匀度达 17%，而速度的方向的偏差达 7%，这种不均匀度使它后面的叶栅工作条件恶化。理论上讲当两叶栅无穷远时，叶栅后的气流的不均匀将会消失，这在实际上虽然办不到，但说明轴向间隙越大，对气流的均匀有利。但是增加间隙又会增加压气机的轴向尺寸。

一般，轴向间隙可以在下列范围选择：

$$\text{轴向间隙 } \Delta = (0.15 \sim 0.25)b$$

13. 画压气机子午剖面的流程图

有了各截面的尺寸和轴向间隙的大小，就可画出压气机在子午面内的流程通道图。它是光滑的通道。

14. 求压气机的转速和功率

$$\text{转速 } n_K = \frac{60}{\pi D_T} U_T = \frac{60 \times 330}{\pi \times 0.628} = 10050 (\text{转/分}),$$

$$\text{功率 } N_K = \frac{G_a L_K}{735.8} = \frac{50 \times 282037.5}{735.8} = 19165 (\text{马力}).$$

必须指出，以上计算及其结果是初步的。在初算阶段，我们所选定的参数，给各级分配的功，效率的选择等是否合适，是否符合于压气机工作过程的规律性，有待于细算和实践的检验。在细算阶段，由于计算过程的进一步细化（从叶根到叶尖，从气流参数到叶栅几何参数）。有些在初算中表现不出的矛盾，在细算中可能表现出来，还可能发现初算中所选择的参数和功的分配等，在某些方面不太合适，就得调整原来的参数重新进行计算。有些矛盾在计算中表

现不出来，而在实验甚至使用中暴露出来，因此通过实验和应用部分地改变设计是常有的事，全部改变设计（原设计失败了）在叶片机的发展史上也不是没有的。因此初算总是要经过多次反复才能完成，企图一次完成的想法，往往是不符合实际的。我们在实践中要认真调查研究虚心体察情况，总结经验，尽量减少计算中的反复。

第七节 改善压气机非设计工况性能及防止喘振发生的设计措施^[1,2,3]

在发动机系统中的多级轴流压气机，其工作点在特性图的共同工作线上转移。由于压气机的通道大小和叶片形状是按设计参数确定的，故当压气机工作点偏离设计状态而在共同工作线上移动时，气流与其通道和叶片形状发生不相速应的情况，致使压气机的性能降低，甚至使压气机发生喘振或堵塞（一般在压气机的折合转速降低时，多级轴流压气机发生前重后轻甚至前喘后滞的现象）。压气机工作点偏离设计状态越远，这种不相适应的情况就越严重。因此，对于工作范围变化较大的各种用途飞机装用的发动机来说，设计者的任务就在于设计时预先考虑到非设计工况的上述情况，采用适当的设计措施，使压气机在所使用的工作范围内，尽量减小或改变这种非设计工作情况下压气机几何参数和气流参数不相适应的状况。

解决这个问题的基本途径是设计时留有适当的喘振裕度；按非设计工作情况特点选取各级的设计工作点；合理地选择整台压气机的设计点；采用专门的技术；采用专门的机构进行调节；等等。

§ 1 喘振裕度及其影响因素

压气机的喘振裕度是表示在给定的换算转速下压气机工作点与喘振边界线的距离。用比值：

$$\left(\frac{\pi_K^*}{G_{a1ef}} \right)_s / \left(\frac{\pi_K^*}{G_{a1ef}} \right)_w = K_y \quad (1-7-1)$$

来描述。

如图 1-7-1 所示，在某一 n_{ref} 下，设喘振边界和坐标原点的连线 SO 与 G_{a1ef} 坐标夹角的正切为 $\tan \alpha_s$ ，工作点和坐标原点的连线 WO 与 G_{a1ef} 坐标夹角的正切为 $\tan \alpha_w$ 。则有

$$K_y = \tan \alpha_s / \tan \alpha_w, \quad (1-7-2)$$

$K_y = 1.0$ ， $\alpha_s = \alpha_w$ ，压气机工作点与边界点重合，没有稳定性裕度； $K_y > 1.0$ ， $\alpha_s > \alpha_w$ ，工作点与喘振边界有一定距离。这样看来，

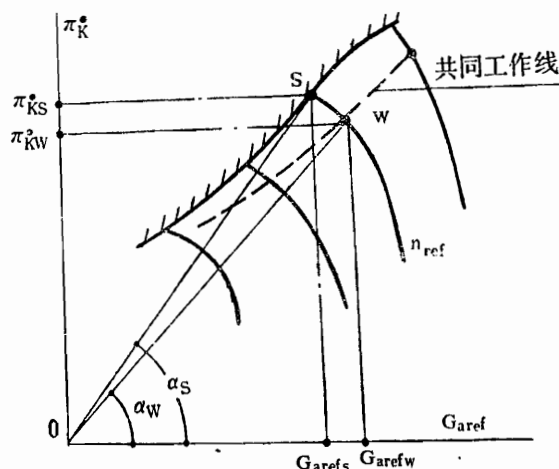


图 1-7-1

$$\Delta K_y = (K_y - 1)100\% \quad (1-7-3)$$

的数值，直利反映了工作点与喘振边界点距离的大小。因此在设计时用 $\angle K_y$ 来作为压气机稳定性裕度，而不用 K_y 。因为 $\angle K_y = 0$ ， $\alpha_s = \alpha_w$ ，工作点与喘振边界点重合，无稳定裕度， $\angle K_y > 0$ 有裕度。

可以看出，喘振裕度的含义是稳定性裕度。

影响喘振裕度的因素是多方面的，它们是压气机特性的形态，共同工作线的走向，叶片的展弦比，进口流场的畸变以及机件的磨损与损伤等各种因素。较重要的是进口流场畸变和叶片的负荷以及叶片的展弦比。

作为一个例子，进口叶尖径向畸变对不同级 (U_T 从 305 米/秒到 487.7 米/秒) $\angle K_y$ 的影响示于图 1-7-2a 上。在均匀进口流场时，它们具有从约 8% 到稍大于 30% 的喘振裕度，当经受严重的径向畸变时，各个级 (除 $U_T = 305$ 米/秒级) 喘振裕度都有很大的降低。已经知道， $U_T = 305$ 米/秒的级，在静叶根部已接近于失速，所以加在动叶尖部的径向畸变对其影响不大，而其余各级，则在叶尖处接近失速，加在叶尖处的径向畸变影响较大。

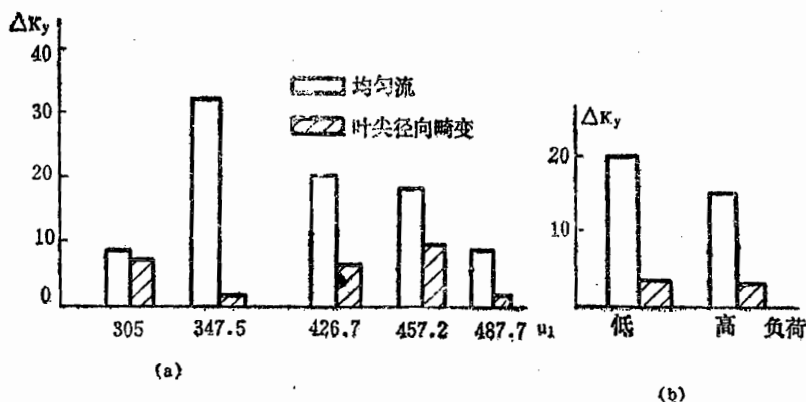


图 1-7-2

图 1-7-2b 表示了两个具有不同负荷的动叶的喘振裕度的情况。该两动叶的 $U_T = 426.7$ 米/秒，并用相同的叶片，工作线上的压比是 1.72 和 1.6。在没有畸变时，两个动叶有可用的喘振裕度，分别为 15% 和 20%。加上相同的径向 (叶尖处) 畸变后，喘振裕度变成 3-4%。这个例子说明，低负荷在无畸变时，能提供大的喘振裕度，但在畸变条件下，则不一定。负荷大小之所以对 $\angle K_y$ 有影响，是因为它既影响压气机特性的形态，也影响共同工作线的走向。

近代先进的多级轴流压气机设计已经证明，在较高的级负荷条件下，为了获得所需的喘振裕度，采用小展弦比叶片是有效的设计措施之一。

现在较多的研究已经表明，对于多级的轴流压气机，进口气流周向畸变降低喘振裕度，比径向畸变来更显著些 (在相同的畸变指数 $\bar{D}$ 和其他条件下)。

考虑到各种因素的影响，压气机在设计时喘振裕度一般应大于 15%。

§ 2 按非设计工作情况的特点来选定各级的设计工作点

在多级轴流压气机的气动设计中，各级的设计工作点通常取在它们的最高效率点。现在考虑到非设计工作情况时前后级的不同特点，可以不按最大效率点选取它们的设计点。比如

前面级的设计点选在特性线的右支, 即和最大效率点相比有较大的流量系数 $\bar{C}_a$ 和较小的冲角。后面级的设计点选在比最大效率点有较低 $\bar{C}_a$ 的和较大的冲角处。这样, 在压气机的 n_{ref} 减小时, 前后各级均可有较高的效率, 而减小了喘振和堵塞的可能性。

当然, 这样做存在有两个缺点: ①降低了压气机设计点的效率; ②当 n_{ref} 增加时时, 压气机工作情况变得更不利。

§ 3 合理地选择整台压气的设计工作点

根据飞行高度、速度和换算转速的变化范围来合理选择整台压气机的设计工作点, 能在效率适度降低的限度内扩大换算转速的适应范围。为了说明这个问题, 我们来考察在 $H = 11$ 公里高度以上, 飞行 M 数 $M_H = 3.0$ 的飞机上用的压气机。先假设该压气机设计点选在地面标准大气条件 ($T_1^* = 288K$) 下, 当发动机保持物理转速 n ($n = n_{refD}$) 不变, 飞机飞行速度从低速到高速变化 (设 $H = 11$ 公里不变), 换算转速将有很大的变化, 见表 1-27。

表 1-27

M_n	0.9	1.0	1.28	1.5	1.7	2.0	2.5	3.0
$\bar{n}_{ref}$	1.07	1.053	1.00	0.958	0.918	0.86	0.77	0.69

其中 $\bar{n}_{ref} = n_{ref}/n_{refD}$ 。由于物理转速 n 不变, 所以

$$\bar{n}_{ref} = \sqrt{\frac{288}{216.5 \left(1 + \frac{K-1}{2} M_H^2\right)}}$$

可见, 飞行 M 数从 1.28 提高到 3.0, 压气机的换算转速变化了 30%, 这时压气机前面级工作点在 $\bar{C}_a$ 减小冲角加大的方向上将有很大的移动, 后面级则在 $\bar{C}_a$ 加大冲角减小方向上也有很大的移动, 从而将会出现压气机的前端后涡状态。

反过来, 如果将设计点取在 $H = 11$ 公里, $M_H = 3.0$ 条件上, 此时 $T_1^* = 606.2K$ 。

表 1-28

M_n	0.9	1.5	2.0	2.5	3.0
$\bar{n}_{ref}$	1.55	1.39	1.24	1.116	1.00

飞行 M 数从 3.0 变化到 0.9, 换算转速将增大 55%, 如表 1-28, 这是无法保证稳定工作的。

所以, 对于这样的压气机, 在设计时要合理的选择飞行 M 数作为设计点, 比如 $M_H = 1.5 \sim 1.7$ 。若在 $H = 11$ 公里上取 $M_H = 1.6$ 为整台压气机的设计点条件, 此时 $T_1^* = 327.3K$ 。见表 1-29。

表 1-29

M_n	0.9	1.5	1.6	2.0	2.5	3.0
$\bar{n}_{ref}$	1.14	1.02	1.00	0.916	0.82	0.745

可以看出, 这时 $\bar{n}_{ref}$ 的变化范围, 就是可以接受的。同时也可以看出, 即使在这种情况下,

在低换算范围内压气机的防喘措施也还是需要的。

§ 4 采用专门的设计技术

这里指的是机匣处理这类设计技术。

为了增加压气机的使用范围，推迟失速的形成和喘的振的发生，人们曾试图采取图 1-7-3a 所示的办法，自叶尖区域蜂窝格子中放出一部分空气，以便达到推迟旋转失速区域的目的。试验证明，放出一定量的气体，工作范围就有巨大的变化。图 1-7-3b 给出了放气量为 4% 的转子性能图线。试验发

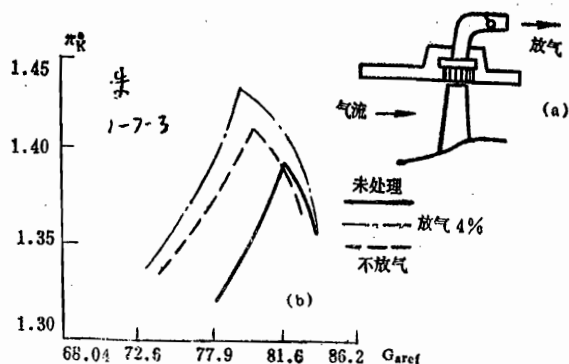


图 1-7-3

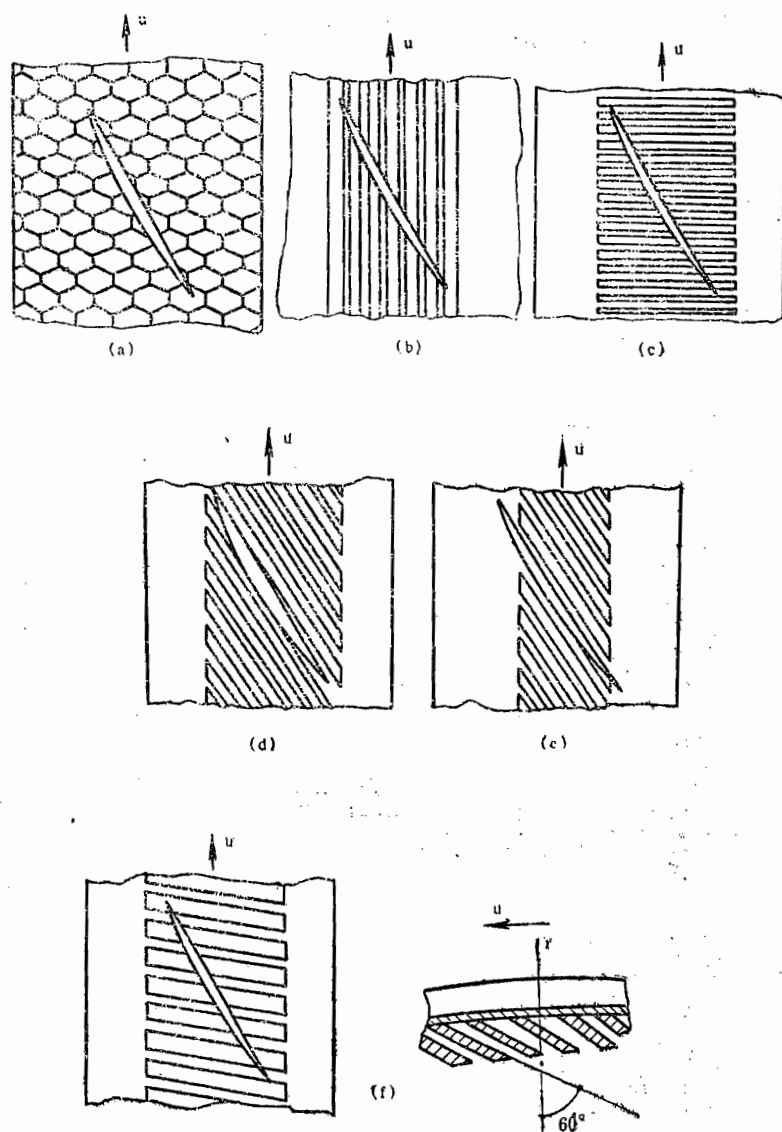


图 1-7-4[(a)(b)(c)(d)(e)(f)]

现,把放气阀门关上,蜂窝里有空气但不放出,稳定工作范围也有很大的提高,这导致了简单的机匣处理技术。它是在叶片所在的环形壁上开槽、槽中的气体不放出,而能显著地改善压气机喘振裕度的一种技术。图 1-7-3b 中也给出了不放气的性能曲线。

人们对图 1-7-4 所示的不同结构的机匣处理已经进行了研究,图中 (a) 为蜂窝式机匣; (b) 为周向开槽式机匣; (c) 为轴向开槽式机匣; (d) 和 (e) 为按叶片安装角方向开槽式机匣,其中 (d) 为长槽; (e) 为短槽; (f) 为倾斜槽式机匣,即槽的深度方向和径向成 60° 角。

这些机匣处理方案,都在不同程度上推迟了旋转失速,增大了喘振裕度。

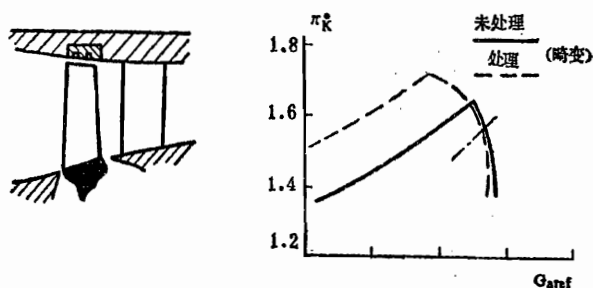


图 1-7-5

图 1-7-5 和 1-7-6 沿出了在均匀流和叶尖径向畸变流动的两种状态下机匣处理对级性能的影响。可以看出,在畸变的条件下机匣处理使喘振边界向左方移动距离较大。

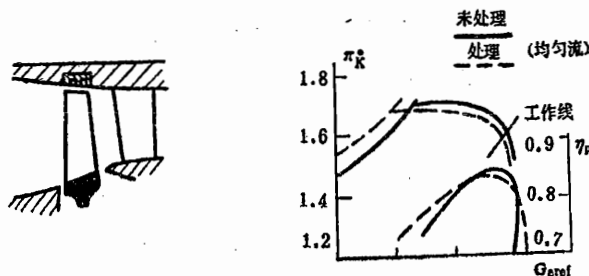


图 1-7-6

图 1-7-7 给出了在周向畸变进口流场下,机匣处理对压气机级性能的影响,喘振边界线

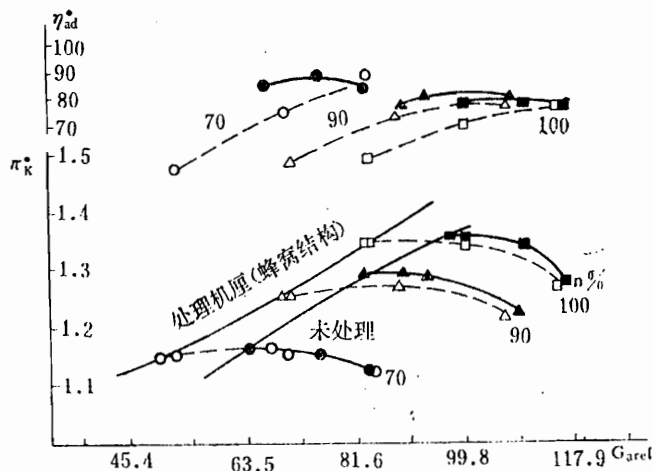


图 1-7-7

移动也是显著的。由图 1-7-6 和 1-7-7 均可看出, 在机匣处理时, 压气机级的效率的峰值有所降低。

图 1-7-8 给出了在叶尖径向畸变条件下, 机匣处理增大级的喘振裕度的情况, 由图可以看出, 进气畸变情况下, 采用机匣处理, 可以获得和均匀进口流场条件下相同的喘振裕度, 有的甚至还会超过均匀进口流场时的喘振裕度。

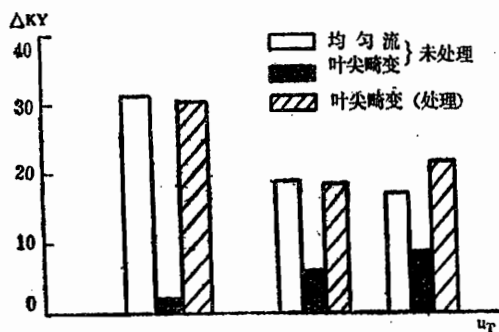


图 1-7-8

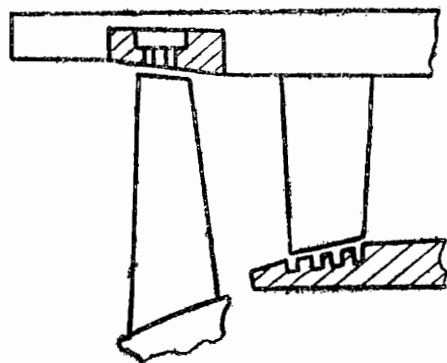


图 1-7-9

研究已表明, 不仅可以采用动叶外壁机匣处理来推迟动叶尖部失速而加大级的喘振裕度 (如上面所列举的图线所表明的); 还可在静叶根部内壁也采用类似的机匣处理来推迟静叶根部的失速, 如图 1-7-9 所示。这样整个级的喘振裕度将会有更大的提高。

机匣处理推迟叶片失速的机理尚不太清楚。可能是由于机匣处理造成叶尖 (或叶根) 区有个柔壁, 吸收气流的压力扰动所致。已经知道, 叶片的失速通常表现为旋转失速, 而旋转失速是低流量区绕压气机轴的旋转, 引起叶片排中气流压力和速度的周向脉动。机匣槽中气流和主流形成的分界面好象是个柔壁, 对局部扰动起阻尼作用 (实体壁对气流压力的扰动可能起放大作用), 从而抑制了气流压力的周向脉动, 即抑制了旋转失速区的发展, 因而推迟了喘振的发生。

实验已经证明, 机匣处理技术是和压气机进口流场畸变作斗争的非常简单而有效的工具。

§ 5 采用专门的调节机构

上面所讨论的办法是在气动设计中采用的, 就是在气动设计过程中考虑到压气机在非设计工作情况的工作特点, 通过压气机和级的设计点的选择来缩小 n_{ref} 的变化范围; 采用适当的技术措施, 留有可用的 ΔK_v 值或扩大 ΔK_v 值来使压气机工作点和喘振边界线具有适用的距离。改善压气机非设计工况的性能和防止压气机在非设计工况的作用范围内、失速喘振和堵塞状态的发生。

现在来讨论另一类办法, 就是在结构上采用专门的调节结构, 在压气机工作情况偏离设计点时, 改变叶片相对于气流的位置、通道的大小和转速的高低来减小压气机几何和气流的不相适应的状态。

压气机在非设计工作情况下, 其几何和气流的不相适, 主要表现在叶片进口的气流速度三角形和叶片的相对位置的不相适应, 即气流对叶片的冲角和设计值相偏差。因此改变叶片

进口气流速度三角形形状, 保持进入叶片的气流方向和设计时大体相同, 这种几何和气流不相适应的情况就可以改变。

工作叶片进口气流速度三角形, 可以由 U , C_u 和 C_a 三个参数决定 (图 1-7-10), 因此要使气流冲角和设计值大体相同, 有三种办法:

(1) 改变轴向分速 C_{1a} 。它就是改变进入压气机的空气流量, 例如和 U 增加相适应地加大空气流量, 可以减小气流冲角的变化。

(2) 改变切向分速 C_{1u} 。就是改变气流进入压气机前预旋的大小, 以达到保持气流冲角的目的。

(3) 改变圆周速度 U 。这就是改变压气机转速 n , 使 U 与非设计工作状态下的气流轴向速度 C_a 相适应, 以得到合适的流量系数 $\bar{C}_a = C_a/U$, 以减小气流冲角的变化。

据此, 目前在涡轮喷气发动机上面改善压气机非设计工作性能、防止压气机喘振的方法, 在调节结构设计上也有三种途径, 即

- (1) 多级压气机中间级放气法;
- (2) 转动压气机导流叶片和静叶法;
- (3) 双转子或三转子压气机结构。

下面对每一种防喘方法进行讨论。

1. 多级轴流压气机中间放气法。

这是改变进入压气机的气流轴向分速 C_{1a} , 亦即改变压气机的空气流量 G_a 的方法。当压气机在较低的换算转速范围工作时, 由多级轴流压气机的中间级放走部分空气到大气中去, 以防止发生喘振 (见图 1-7-11)。这种方法, 应用于燃气涡轮发动机的压气机中, 其目的不仅是保持压气机的稳定工作, 减小叶片的振动应力; 同时也减小在起动发动机时所需要的外界起动机的功率。放气工作时, 对放气点的前面各级 (它们常常工作于特性线的左支) 有很明显的影响。为了说明这一情况, 让我们来研究第一级工作点处于不放气和放气时的两种情况 (参看图 1-7-11)。假设第一级工作点没有放气时, 在特性线上的 C 点。若打开放气孔, 则流过该级的空气流量加大, 此流量为

$$C_a = G_{aI} + G_{aII},$$

式中, G_{aI} 为由放气孔放气时所放走的空气流量; G_{aII} 为由压气机流入燃烧室的空气流量, 这时级的工作点, 由于空气流量的加大, 向特性线的右方移动, 例如到 D 点。显然, 这时级的增压比和效率均有所增大。

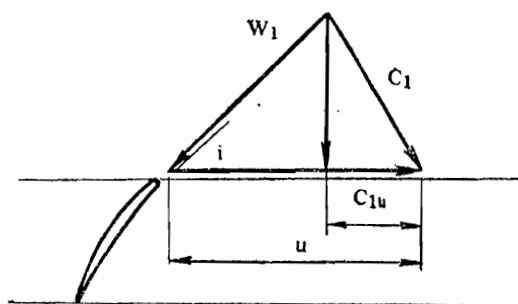


图 1-7-10

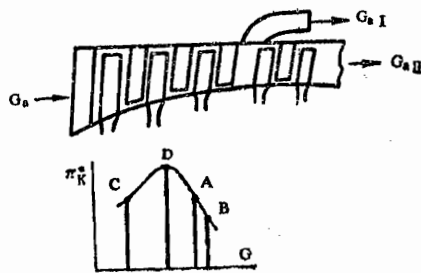


图 1-7-11

位于放气点下游的压气机末级，在低转速情况下，未放气时工作于特性线右支，当放气孔打开时，由于空气流量的减小，也由于位于放气点上游各级的空气流量和空气密度的增大，末级的增压比也有所加大，因而使末级工作点向特性线左方移动。由于在多级压气机中，不同级的工作点各不相同，假若能在沿轴向几个切面处同时进行放气，那效果可能更好，但这增加了构造上的复杂性。

中间级放气法，一般是在多级压气机中机匣上开一圈或者几圈孔，用钢带（放气带或活门）来控制放气开关，使部分空气流到大气中去，或使之回到压气机的进口。在图1-7-12上，给出了发动机打开放气窗前后在压气机特性图上有关压气机特性线和发动机共同工作线的变化情况，由图可以看出，当打开放气带以后，发动机共同工作线右移到稳定工作区域内，防止了压气机的喘振。这是因为未放气的压气机在低换算转速下，压气机的前面级流量系数 $\bar{C}_{1a}$ 小于设计值，造成正冲角分离；而后面的级流量系数 $\bar{C}_{2a}$ 大于设计值，而形成负冲角分离，有时甚至形成流量堵塞现象。在中间放走部分空气后，部分气体不经过堵塞了的后面级，这就使得前面级的容积流量显著增加，提高了轴向速度 C_a ，减小了正冲角，消除了喘振；同时也使后面级的空气容积流量减小，降低了流量系数 $\bar{C}_a$ ，使冲角加大，使后面级工作情况得到了改善，脱离了涡轮状态。

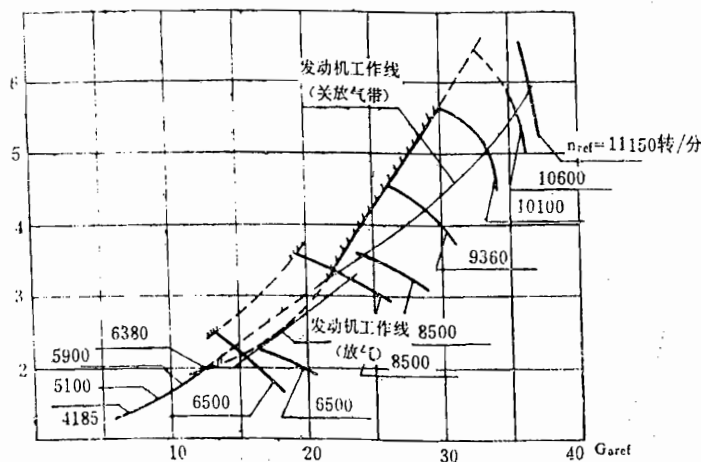


图 1-7-12

这种放气防喘方法，构造比较简单。但是由于放走了压气机前面几级已经压缩过的空气，它没有被利用，即放出发动机以外，所以是一种损失。不过放气是在压气机非设计工作状态下进行，工作时间不长，所以还不成为主要矛盾。但是放气的采用，引起放气点切面上的气流重新组织，并且局部气流分离和叶片振动可能产生。为了防止这一现象的发生，可以加大放气孔区域中级与级间的间隙，除此以外，还要求沿着整个周向进行均匀放气。

这种放气方法，目前广泛应用于总增压比为10以下的多级轴流压气机，对于高增压比（高于10以上）的多级轴流压气机，验经证明：放气防喘的效果不很显著，一般采用如下的转动导流叶片（或者静叶）办法，或者采用双转子结构。

2. 旋转静子叶片法

旋转静子叶片来防止喘振方法，就是在非设计工况时改变压气机速度三角形上的预旋

(改变 C_{1u}) 来改变冲角 i ，使气流速度 W_1 的方向，保持在设计值附近，部分地消除了喘振。由于静子是不转动的，所以安装旋转结构比较方便。在图 1-7-13(1) 上，表示出如果进口导流叶片不能转动，当工作轮转速不变，而气流轴向速度改变时，叶栅叶型上气流的冲角所发生的改变。因为空气流出导流叶片的方向在设计时是适应于叶型的构造角的，所以 C_1 的方向实际上是不变的。当圆周速度 U 不变，而改变轴向速度 C_{1a} 时，空气流入工作轮叶栅的冲角就改变了。图中 a 表示设计情况下气流进入工作轮叶栅时的情形； b 表示流量大于设计值的情形； c 表示小于设计值的情形。由此可见，当 C_1 加大或者减小时，气流在叶栅中会产生分离现象而导致压气机产生涡轮状态或者喘振状态。

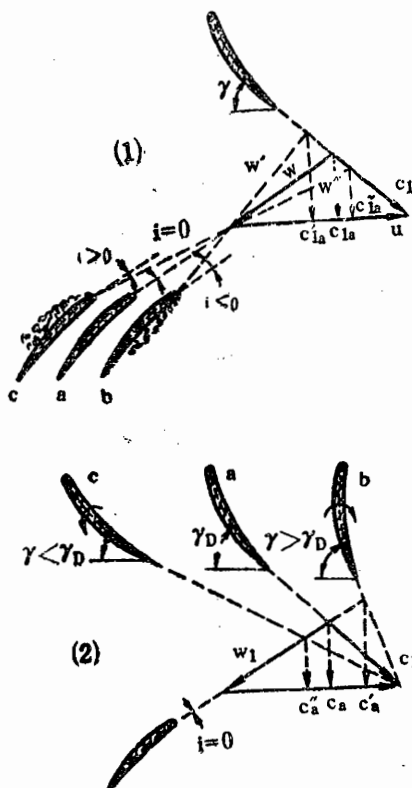


图 1-7-13

在图 1-7-13(2) 上，表示借助于适当的转动导流叶片安装角，可以使气流流入工作轮叶栅的相对速度方向在流量改变时保持不变。图中实线表示设计情况下的速度三角形；虚线表示非设计情况下的速度三角形。由于当流量减小时，气流进入叶栅的方向仍然适应于叶栅叶型的几何形状，而保持冲角不变，这就消除了喘振。

在多级压气机中，采用转动静子叶片来防喘时，并不需要转动所有的静子叶片，只需要转动前面几级或者后面几级就行了。因为中间几级的工作，在非设计情况下偏离设计情况很小。对于中等增压比（例如 6~8）的多级压气机，转动前面一二级的静子叶片，防喘效果就比较好了。例如某发动机的 9 级压气机，原来没有进口导流叶片，气流以轴向进入压气机第一级，并单纯采用中间级放气法来改善压气机在非设计状态下的工作。后来前面增加了可以转动的一系列进口导流叶片，并且将前面三级压气机静子叶片均改为可以调节，以改善部分转速下的工作，并且取消中间级的放气装置。改装以后的压气机特性图如图 1-7-14 所示。图上实线表示未装可转叶片以前的特性图，虚线表示安装可转叶片以后的特性图。由图可以看出，当 $\pi_k = 0.4 \sim 0.8$ 时，压气机喘振边界向左移动，加大了特性线上共同工作点的喘振裕度，基本上可以保证发动机上压气机在非设计状态下的稳定工作，而不必使用放气装置。

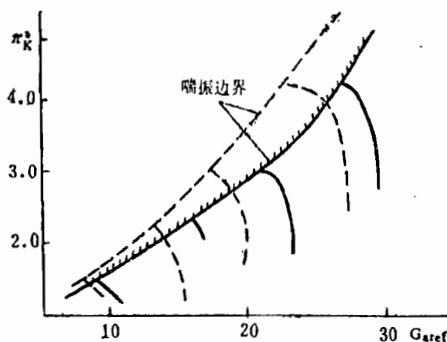


图 1-7-14

现在旋转导流叶片（第一级）和整流叶片（即动叶后的静叶）的构造型式很多。在高速

飞行的涡轮喷气发动机上（例如两倍以上音速），多级压气机的设计增压比较高，如果不采用双转子结构，就必须采用许多级可以转动的静子叶片。例如在 J-79-A 涡轮喷气发动机上面，多级压气机是单转子结构，飞行速度为二倍半音速，压气机总压比为 13，共 17 级，它采用了可转动的导流叶片和 6 级可以旋转的静子叶片，这就保证了多级压气机在非设计状态下的性能。

这种防喘方法虽然从发动机的经济性来说，要比中间级放气好些，但是构造上的缺点就是机构复杂。此外在气动上，这种方法只能着重改善气流沿叶高某一个半径上的流动情况，例如照顾了平均半径，就不能很好的照顾叶尖和叶根。尽管如此，由于这种防喘方法效果比较好，现在采用得相当广泛。

对于改善多级轴流压气机在非设计情况下的工作，近来还发展了所谓“变弯度叶片”，“开缝叶片”和“双排叶片”（或串列叶片），有的并已得到采用。

例如在 F-100 加力式涡轮风扇发动机上，压气机的总增压比为 23，前面是 3 级风扇，后面是 10 级高压压气机，高压压气机的前三级，装有可转静子叶片，它的进口导流叶片采用了所谓“变弯度叶片”，即叶片从叶弦 $2/3$ 处分开，前缘是固定的，后缘是全程调节的，这样可以改善第一级风扇的转子进口条件。

现在许多喷气发动机上面的跨音速或高负荷的亚音速压气机中，常常采用所谓双排叶片（或串列叶片），如图 1-7-15 所示。它是将叶片排中的气流扭转和增压分别由两个叶片排来完成，这就可以采用较小的叶型弯度和具有较小的损失。但增加了重量和结构复杂性。根据低速理论和实验研究，如果叶片之间的相互位置安排得适当，便可以得到较好的相互影响，其结果是总的损失小于各排叶片损失之和；同时也指出，在每一排叶片具有相同的负荷时，第二排叶片的前缘，应紧密靠近第一排叶片的后缘，并离吸力面有少许的距离。

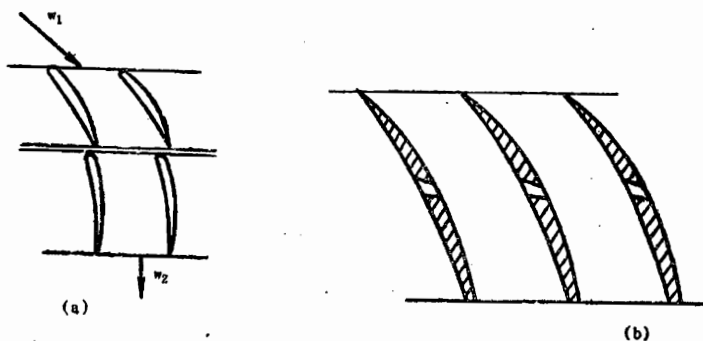


图 1-7-15

由于随着马赫数的增加而损失的加大，是与叶片上的附面层的分离有着紧密的联系，减小或者防止离体的可能方法，可以采用开缝叶片[见图 1-7-15(b)]，其工作原理也是利用叶片中间缝隙中的来流，吹除叶背上气流附面层，以缓和减弱分离现象，达到改善叶栅通道中气流流动的目的。或者由压力面通过缝隙喷射一种工质进入吸力面上的附面层中，这种高效的工质喷射，能够增大气流扭转和减少损失。

3. 双转子轴流压气机

这是改变圆周速度 U 的一种防喘方法，目前在高增压比的多级轴流压气机中，得到广泛

的采用。根据实验研究和理论分析,当压气机增压比不超过 4.0~4.5 时,在非设计状态下,压气机的各个级还能相当协调地工作。不致发生喘振,有的甚至可以不采用另外的措施也不产生喘振。当压气机总增压比提高到 6~7 时,就需要在压气机某一中间级设置放气机构,同时可以与旋转第一级导流叶片的方法并用。当增压比更高达到 10~20 以上时,采用双转子压气机,就有显著的优点。

双转子结构的压气机,是由装在同心轴上串联排列的两个转子所组成(参看图 1-7-16),前面的压气机,称为低压压气机,由低压涡轮(最后面的涡轮转子)带动,全称为低压转子;后面的压气机,称为高压压气机,由高压涡轮(前面的涡轮转子)带动,全称为高压转子。例如三叉戟飞机上安装的斯贝发动机,增压比为 19.1,采用了双转子结构型式,低压压气机增压比为 2.76,高压压气机增压比为 6.92。同时高压压气机进口导流叶片可以转动调节,并且在第七级后面开有放气窗口。这样,所有压气机的各级,都能协调地工作。

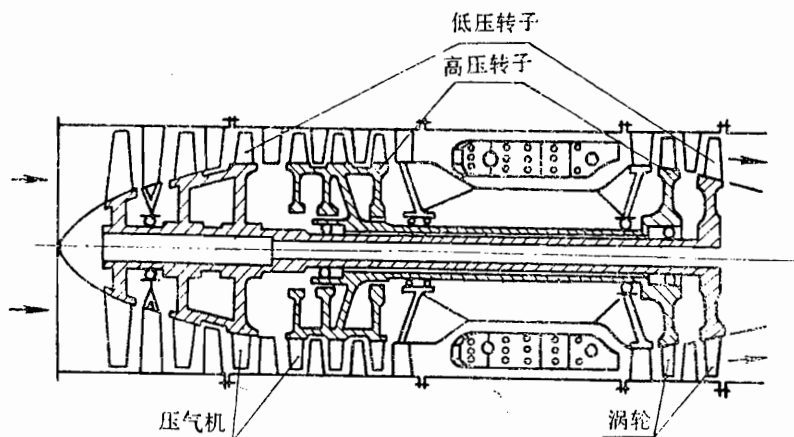


图 1-7-16

双转子压气机在发动机上工作时,有这样的特点,即压气机偏离设计工作状态时,两个转子会自动调整速度,使得各级的流量系数 C_d 变化很小,接近于设计值,这样,气流流入压气机的冲角也变化很小,这就能有效地防止压气机的喘振。

那么双转子压气机为什么能在非设计工作状态下自动地调整转速来协调工作呢?要认识这个特点,必须对它的工作情况进行具体的分析。

单转子压气机,当转速下降时,会使压气机增压比减小,偏离设计状态。这时压气机前几级进口流量系数变小,冲角增大。后几级进口流量系数增大,冲角变小或变为负值,如图 1-7-17(1) 所示。因此前几级压气机消耗功与后几级压气机消耗的功的比值,要比设计状态时两者的比值大些。即前几级压气机“变重”,后几级“变轻”。双转子压气机的低压压气机相当于单转子压气机的前几级,高压压气机相当于后几级。因此当换算转速下降增压比减小时,低压压气机由于“变重”,所消耗的功在总压缩功中所占的比例增大;高压压气机由于“变轻”,所消耗的功在总压缩功中所占比例减小。在转速减低情况下,从压气机是一个负载来看,前面的的低压压气机显得“重”一些,后面的高压压气机显得“轻”一些,所以有“前重后轻”之感。

对涡轮而言,当转速减小时,高压涡轮和低压涡轮所发出功的比例,或者是不变,或者

是增大。在后一种情况下，低压涡轮发出的功更显得不足，而高压涡轮发出的功显得更有富裕。

压气机是由涡轮带动的，也就是说低压涡轮所发出的功应等于低压压气机消耗的功。当转速减小时，低压压气机显得重，而低压涡轮发出的功小，产生了矛盾，则涡轮带不动压气机，因而必然使低压压气机转速下降得多，高压压气机转速下降得少，结果使低压压气机气流轴向分速 C_a 和高压压气机气流轴向分速 C_a 与圆周速度 U 自动趋于协调。即 C_a 和 U 的变化大致成比例，如图 1-7-17(2) 所示，因而进气冲角变化不大，消除了发生喘振的可能性。

涡轮喷气发动机的双转子压气机在进行设计时，和单转子压气机比较，要多考虑选择三个参数，两个转子的转速比 n_{II}/n_I (n_{II} 为高压压气机的转速， n_I 为低压压气机的转速)；总功在低压和高压压气机中的分配 $X = L_{KL}/L_{KH}$ 以及压气机两个转子第一级外径比 D_{TL}/D_{TH} 。

由于空气在进入高压压气机以前，已经过低压压气机的压缩，温度已经提高了，一般是提高 1.4~1.5 倍，因而不必考虑 M 数的限制问题；同时高压压气机的叶片较短，也不象低压压气机那样叶片较长要承受较大的应力，所以其转速可以取得比低压压气机的高一些，一般为

$$n_{II}/n_I = 1.0 \sim 1.5 \text{ 左右。}$$

例如 J57-F13 发动机的两个转子的转速比 $n_{II}/n_I = 1.48$ 。又如另一台发动机，高压转子及低压转子的速度分别为 11440 转/分和 11150 转/分，即 $n_{II}/n_I = 1.025$ 。

随着超、跨音速压气机的采用，高压涡轮强度问题成为主要问题，故发动机的转速比，较亚音速的一般范围（亚音速一般在 1.3~1.5 范围内）低得多。

关于涡轮喷气发动机的双转子压气机总压缩功在低压和高压压气机之间的分配，一般来说，应保证载荷在涡轮各级的分配获得高的涡轮效率，保证结构重量最小以及发动机要求的非设计情况下的特性。但一般是根据涡轮的级数来考虑压缩功的分配问题。在压气机每个转子分别由一级涡轮带动时，经常给较高燃气温度、较高圆周速度且叶片较短的第一级涡轮分配较高的有效功，因而此时低压压气机的功小于总功的一半；在采用三级涡轮时，低压压气机可以由一级涡轮带动，或者由两级涡轮带动，在后一种情况下，低压压气机的压缩功，可以大于总压缩功的一半。至于压气机两个转子第一级的外径比，则由所采用的双转子压气机流通部分的形状决定，而通道形式的选择，基本上和单转子压气机相同。

由于双转子压气机具有一系列的优点，它可以在较宽广的范围内工作而仍可以保证较高的效率，不容易发生喘振，适应性好，容易起动。因此在现代航空涡轮喷气发动机上面，双转子压气机结构型式，得到广泛的采用。在现代涡轮风扇发动机上，还成功地制造出三转子结构的压气机（包括风扇）。但它们的结构太复杂，是其缺点。

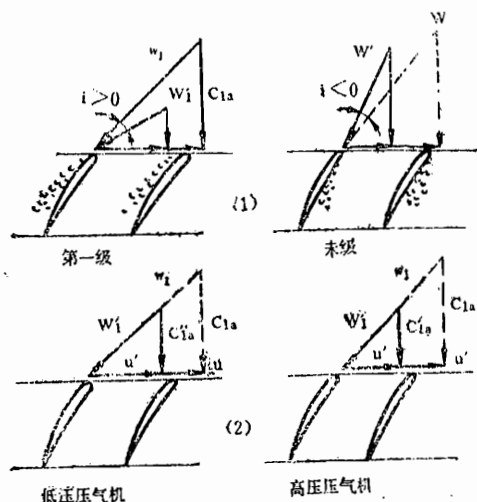


图 1-7-17

第二章 轴流涡轮气动设计^[1,2,18,19]

第一节 概 述

轴流涡轮和压气机都是通过叶片和气流进行能量交换的叶片机械，它们之间有许多共同的道理。因此在详细的讨论了轴流压气机的气动设计以后，来讨论轴流涡轮机的气动设计就方便得多，很多有共同道理的问题都不必从头说起，只须扼要地提一下就可以了。

多级涡轮的气动设计，总的说来与多级轴流压气机没有什么原则上的不同。它就是给定下列原始参数：

- 1) 通过涡轮的燃气流量 G_a ;
- 2) 涡轮进口的条件 P_3, T_3, C_3 , (或 P_3^*, T_3^*)
- 3) 涡轮的转速 n ;
- 4) 涡轮功 L_T 和效率 η_T^*

根据对涡轮气动设计的主要要求和各个级在多涡轮中所处的轴向位置不同而带来的不同特点以及和压气机共同工作的参数配合，选取基元级气流速度三角形和其它参数，然后进行：

- 1) 平均半径的气动计算（多级涡轮的流程设计）；
- 2) 子午面流场的计算（级的扭向设计）；
- 3) 叶片的造型和积叠；
- 4) 涡轮特性的计算。

对涡轮气动设计的主要要求和压气机中相类似，可以简述为，在保证工作可靠的前提下，使涡轮及其级具有尽量大的焓降，高的效率和流通能力。由于在高温下工作，所以涡轮部件的强度问题比压气机突出，而且还要采用适当的冷却措施。

和压气机一样，在涡轮的气动设计中也必须着重讨论三个方面的联系：对涡轮气动设计的主要要求与基元级气流速度三角形参数之间的联系；基元级气流速度三角形参数与叶栅几何参数间的联系和沿叶高不同半径上气流速度三角形参数间的联系。建立这三个方面联系靠的是理论分析计算和大量的实验数据。在设计中要解决好这三方面的问题达到合乎要求的设计，还要有已经取得的设计经验。因此，涡轮气动设计和压气机一样，也是以理论计算、实验数据和设计经验三个方面为基础。

第二节 气动设计的主要要求与基元级气流速度三角形参数间的联系

§ 1 影响涡轮级焓降 ΔH_{ST} 的因素的分析

涡轮级中所得到的功 L_{TST} 是由级中的总焓降 ΔH_{ST} 提供的，即 $\Delta H_{ST} = L_{TST}$ 。而在

$U_1 = U_2$ 的情况下,

$$L_{TST} = \delta_{sc} U \Delta W_u.$$

因此, 加大涡轮级的焓降 ΔH_{ST} 的途径可以是

1. 加大 u 。这是最有效的办法, 但受到叶片强度和尺寸的限制。因为 (用 γ_B 表示材料密度)

$$\sigma_P = \frac{\gamma_B}{2} D_T^2 \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 \cdot (1 - \bar{d}^2),$$

涡轮的转速 n 和外径 D_T 根据和压气机的匹配决定。而叶片拉伸应力 σ_P 受叶片材料许用应力的限制

2. 加大 ΔW_u 。可以有以下几种基本情况 (U 不变):

① 在 W_1 和轴向速度不变下加大相对于 W_1 的扭转角 $\Delta\beta$ (图 2-2-1), 这当然是靠增加叶型的弯曲角 θ 来达到 (假定冲角和落后角不变)。此时动叶中的压力降加大。但 θ 过大时叶背局扩张区附面层容易分离;

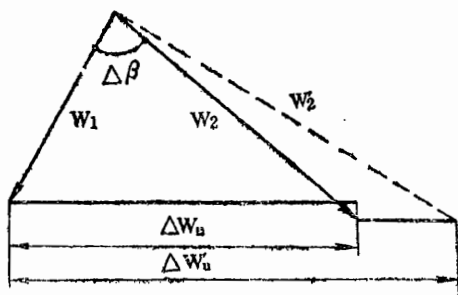


图 2-2-1

② 在 W_1 和 $\Delta\beta$ 大小不变下加大 W_2 , 这就要在设计时改变叶型安装角加大收敛度。此时轴向速度加大 (图 2-2-2), 动叶压力降增加;

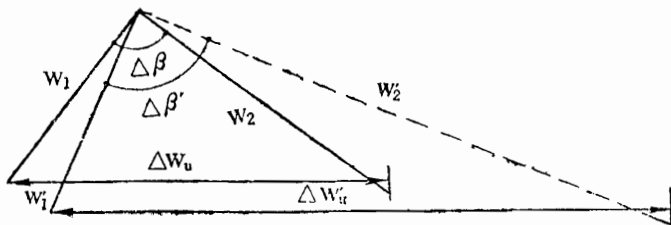


图 2-2-2

③ 在 $\Delta\beta$ 不变下 (β_1 不变) 同时加大 W_1 和 W_2 。这就是同时加大喷咀环叶片和工作轮叶片的压力降。等等。

由 Ω_T' 和 $\bar{H}_T$ 的计算式可以得到

$$\Delta W_u = 2U[(1 - \Omega_T') + \bar{C}_{2a} \cot \alpha_2].$$

根据这个式子可知, 分别减小 Ω_T' (α_2 和 $\bar{C}_{2a}$ 不变) 和 α_2 (Ω_T' 和 $\bar{C}_{2a}$ 不变) 或者加大 $\bar{C}_{2a}$ (Ω_T' 和 α_2 不变), ΔW_u 均可以加大。但从上面讨论的三种基本情况来看, 加大 Ω_T' 也可使 ΔW_u 加大, 条件是减小 α_2 (情况①) 或减小 α_2 同时增加 $\bar{C}_{2a}$ (情况②)

不论那种情况, ΔW_u 的增大, 都伴随着涡轮工作轮叶片中或整个级中落压比的增加。

当工作叶片的落压比超过临界值以后, 降低 P_2 加大 M_2 靠工作轮叶栅斜切口的膨胀。工作轮叶栅斜切口处的气流膨胀, 不仅受到叶栅出口轴向速度不超过音速的极限情况的限制, 而且, 还要考虑涡轮级气动设计中必须留有适当功率储备的要求。

叶栅斜切口是指图 2-2-3 的 ADB 所围区域。超临界情况下, 当反压力 P_2 降低时叶栅

斜切口气流膨胀的情况如图 2-2-3 所示, 在 $M_{2a} < 1$ (即 $C_{2a} < a_2$) 时, P_2 下降 W_2 加大, W_{2u} 和 W_{2a} 均加大; 当 $M_{2a} = 1$ 以后, P_2 降低 W_{2u} 不再变化, 这是由于 P_2 降低的扰动不能沿轴向向叶栅内传播, 因此不能影响叶栅内的气流分布, W_{2u} 不变, 气流继续膨胀发生在叶栅下游。所以叶栅出口速度 W_2 的最大值和 $W_{2a} = 1$ 相对应。

但在设计时不能取 $W_{2a} = 1$ 的情况, 因为这样设计的涡轮级没有功率储备。

涡轮级的功率储备是指当出口反压 P_2 偏离设计值降低时, 涡轮功增加的能力。显然, 只有 $M_{2a} < 1$ (即 $C_{2a} < a_2$) 时, 涡轮级才有功率储备, 而且 M_{2a} 比 1 小得越多功率储备就越大。一般在设计时通过选择 M_{2a} (或 C_{2a}) 的大小来考虑涡轮级的功率储备。

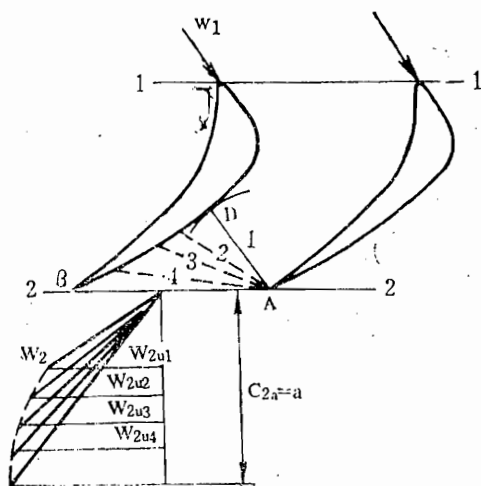


图 2-2-3

对于亚音速涡轮, 喷嘴环叶栅出口气

流绝对速度系数 $\lambda_{c1} \leq 1.05 \sim 1.15$; 动叶栅出口的 $\lambda_{w2} < 0.7 \sim 0.8$ 。

上面说的是, 动叶栅的压力降受到涡轮级功率储备要求的限制。同样, 整个涡轮级的落压比也要受到一些条件限制。 π_T^* 由下式决定 (由动叶进出口截面的流量方程导出);

$$\pi_T^* = \left[\frac{F_2 q(\lambda_2) \sin \alpha_2}{F_1 q(\lambda_1) \sin \alpha_1 \sigma_s^*} \right]^{\frac{2n^*}{n^*+1}}, \quad (2-2-1)$$

其中 n^* 是燃气的多变指数, $\sigma_s^* = P_1^*/P_2^*$ 。

此式若对整个级, 其中参数当然是沿叶高的平均值。一般, $F_2/F_1 = 1.2 \sim 1.3$ (对平面叶栅 $F_2/F_1 = 1.0$) 受子午流路扩张角的限制; $q(\lambda_2) \sin \alpha_2 = 0.7 \sim 0.8$ (对最后级) 或 $0.5 \sim 0.6$ (对第一级); $q(\lambda_1) \approx 1.0$, $\alpha_1 = 15 \sim 35^\circ$; 若取 $\sigma_s^* = 0.97 \sim 0.98$, $n^* = 1.29$ 。则涡轮燃气发动机的涡轮级可能的落压比 π_T^* 是 $1.7 \sim 2.5$ 。在某些具体情况还会遇到比这较高或较低的 π_T^* 。

3. 提高二次损失系数 δ_{sc} 。由式(2-3-19)将可以知道, 提高 δ_{sc} 可由以下几方面着手:

① 减小叶尖间隙。采用带冠封严叶片或者在外环上嵌石墨块及采用蜂窝结构, 以及对于大弯度高负荷涡轮采用主动间隙控制技术来保持涡轮在不同工作状态下动叶尖和机匣间的间隙达到尽量小的数值 等。

② 降低叶型损失。

③ 增加叶片的长度。

目前涡轮级的 $\delta_{sc} = 0.97 \sim 0.98$ 。

总之, 气流速度三角形参数 u , $\Delta W_u(\bar{H}_T)$ 和二次损失系数 δ_{sc} 取定后, 涡轮级的焓降 ΔH_{ST} 就一定。对通常的航空燃气涡轮级 $L_{TST} = 100000 \sim 250000 \text{ J/kg}$ 。

§ 2 影响涡轮级效率因素的分析

根据涡轮效率的定义, 涡轮级效率 η_{TST}^* 可以写成

$$\eta_{TST}^* = \delta_{sc} L_u / L_{Tad}^*,$$

而 $L_{Tad}^* = L_{TST} + (L_{TDST} - \Delta L_{TDST}) = \delta_{sc} L_u + (L_{TDST} - \Delta L_{TDST})$ 。其中 L_{TDST} 是涡轮级中流动损失功，而 ΔL_{TDST} 为流动损失功 L_{TDST} 使气流增温而后在膨胀中收回的那一部分功。涡轮级中的净损失 $L_{TDST} - \Delta L_{TDST}$ 可以认为等于涡轮级的喷咀环叶片与工作轮叶片动能损失之和，即

$$L_{TDST} - \Delta L_{TDST} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) C_1^2 / 2 + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) W_2^2 / 2 .$$

于是有

$$\frac{L_{TDST} - \Delta L_{TDST}}{L_u} = \frac{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) [\bar{C}_{1a}^2 + (C_{1u}/U)^2] + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) [\bar{C}_{2a}^2 + (1 + C_{2u}/U)^2]}{2\bar{H}_T},$$

由 Ω_T' 及 $\bar{H}_T$ 的定义式 (在 $U_1 = U_2$ 时)，可知

$$\frac{C_{1u}}{U} = 1 - \Omega_T' + \frac{1}{2} \bar{H}_T, \quad (2-2-2)$$

$$\frac{C_{2u}}{U} = - (1 - \Omega_T') + \frac{1}{2} \bar{H}_T . \quad (2-2-3)$$

从而可以得到

$$\eta_{TST}^* = 2\delta_{sc} \bar{H}_T / \left\{ 2\delta_{sc} \bar{H}_T + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \left[K_a^2 \bar{C}_{2a}^2 + \left(1 - \Omega_T' + \frac{\bar{H}_T}{2} \right)^2 \right] + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \left[\bar{C}_{2a}^2 + \left(\Omega_T' + \frac{\bar{H}_T}{2} \right)^2 \right] \right\}, \quad (2-2-4a)$$

若注意到

$$\frac{C_{1u}}{2} = \bar{H}_T - \bar{C}_{2a} \cot \alpha_2,$$

$$\frac{C_{2u}}{u} = \bar{C}_{2a} \cot \alpha_2 .$$

则有

$$\eta_{TST}^* = 2\delta_{sc} \bar{H}_T / \left\{ 2\delta_{sc} \bar{H}_T + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) [K_a^2 \bar{C}_{2a}^2 + (\bar{H}_T - \bar{C}_{2a} \cot \alpha_2)^2] + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) [\bar{C}_{2a}^2 / \sin^2 \alpha_2 + 1 + 2\bar{C}_{2a} \cot \alpha_2] \right\}, \quad (2-2-4b)$$

根据 § 1 中所述的 ΔW_u 同 Ω_T' 、 $\bar{C}_{2a}$ 和 α_2 的关系，有

$$\bar{H}_T = 2(1 - \Omega_T') + 2\bar{C}_{2a} \cot \alpha_2, \quad (2-2-4c)$$

式 (2-2-4a) 和 (2-2-4b) 是由 (2-2-4c) 式联系起来的效率 η_{TST}^* 的两个不同计算式。其中 φ ， ψ ， δ_{sc} 是损失系数； K_a ， $\bar{C}_{2a}$ ， Ω_T' 和 $\bar{H}_T$ 是决定基元级气流速度三角形形状的参数，因为

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{K_a \bar{C}_{2a}}{\frac{1}{2} \bar{H}_T + (1 - \Omega_T')}, \quad (2-2-5)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\bar{C}_{2a}}{\frac{1}{2} \bar{H}_T - (1 - \Omega_T')}, \quad (2-2-6)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\bar{C}_{2a}}{\frac{1}{2} \bar{H}_T - \Omega'_T}, \quad (2-2-7)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{\bar{C}_{2a}}{\frac{1}{2} \bar{H}_T + \omega'_T}. \quad (2-2-8)$$

就是说, 涡轮级的效率 η_{TST}^* 由确定基元级速度三角形形状的参数及损失系数 φ , ψ , δ_{sc} 决定。

下面简单地分析一下它们对效率的影响

一、扭速(载荷)系数 $\bar{H}_T$ 的影响

在其它条件不变下 $\bar{H}_T$ 对 η_{TST}^* 的影响如图 2-2-4 所示。

图中曲线 2 是由(2-2-4a)式计算结果得出。计算时取 $\bar{C}_{2a} = 0.6$, $K_a = 0.85$, $\varphi = 0.975$, $\psi = 0.94$, $\Omega'_T = 0.3$, $\delta_{sc} = 0.97$ 。

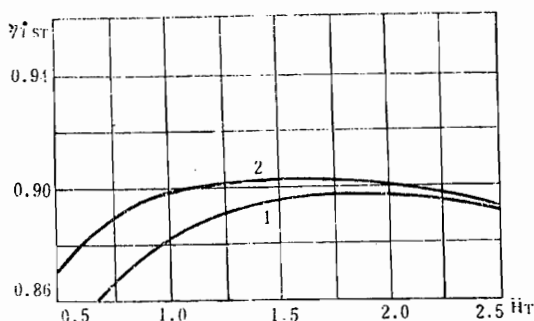


图 2-2-4

图中曲线 1 是用(2-2-4b)式计算结果,

计算时取 $\alpha_2 = 80^\circ$, 其它数据和曲线 2 相同。这两条曲线明显不同, 曲线 1 是保持 $\alpha_2 = 80^\circ$ 不变, 此时 Ω'_T 随 $\bar{H}_T$ 按 $\bar{H}_T - 2(1 - \Omega'_T) = \text{常数}$ 规律变化; 而曲线 2 则是保持 $\Omega'_T = 0.3$ 不变, 此时 α_2 随 $\bar{H}_T$ 增大而减小(见式 2-2-6)。

将(2-2-4b)式对 $\bar{H}_T$ 求导(设其他参数不变)并令其导数为零, 可以得到效率最大时的 $\bar{H}_{TOPT}$ 计算式:

$$\bar{H}_{TOPT} = \bar{C}_{2a} \sqrt{K_a^2 + \cot^2 \alpha_2 + \frac{\frac{1}{\psi} - 1}{\frac{1}{\varphi^2} - 1} \left[\frac{1}{\sin^2 \alpha_2} + \frac{1 + 2\bar{C}_{2a} \cot \alpha_2}{\bar{C}_{2a}^2} \right]}. \quad (2-2-8b)$$

当涡轮级的出口气流角 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时, 有

$$\bar{H}_{TOPT} = \bar{C}_{2a} \sqrt{K_a^2 + \frac{\frac{1}{\psi^2} - 1}{\frac{1}{\varphi^2} - 1} \left[1 + \frac{1}{\bar{C}_{2a}^2} \right]}. \quad (2-2-8c)$$

当扭速系数为最佳时, 所对应的级反力度 Ω'_T 由(2-2-4c)式, 有

$$\Omega'_T = 1 - \frac{1}{2} \bar{H}_{TOPT} + \bar{C}_{2a} \cot \alpha_2.$$

比如设 $\alpha_2 = 90^\circ$, $\bar{H}_{TOPT} = 1.4$, 则对应的 $\Omega'_T = 0.3$; 若 $\bar{H}_{TOPT} = 1.6$, 则对应的 $\Omega'_T = 0.2$ 。 Ω'_T 的这些值都是可以接受的。

可以看出, 对于给定的数据, 有一个 $\bar{H}_T$ 的最佳值使 η_{TST}^* 最大, 而且在最大值附近较大的 $\bar{H}_T$ 范围内 η_{TST}^* 变化不显著。通常 $\bar{H}_T$ 在 1.2~1.7 范围内 η_{TST}^* 变化很小, 取决于给定的其它数据, 在平均半径处最佳的 $\bar{H}_{TOPT}$, 一般在 1.3~1.65 范围内, 甚至还可更高些。

一般说来, 叶根处叶栅槽道的收敛最小, M_{w1} 和气流转折角也最大, 而且叶根处的 $\bar{H}_{Th}$ 越大, 上述情况越严重; 另一方面, 在考虑通路型式时选定 $\bar{H}_{Th}$ 做起来也可能要方便些。所以在设计中有一种做法是选定叶根处的 $\bar{H}_{Th}$ 。

根据叶根和平均半径处基元级功的比值, 有

$$\bar{H}_{Th} = \left(\frac{U_{av}}{U_h} \right)^2 \frac{L_{eTh}}{L_{eTav}} \bar{H}_{Tav} .$$

当采用算术平均半径时,

$$\frac{U_{av}}{U_h} = \frac{D_{av}}{D_h} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\bar{d}} \right),$$

$$\bar{H}_{Th} = \frac{1}{4} \left(1 + \frac{1}{\bar{d}} \right)^2 \frac{L_{eTh}}{L_{eTav}} \bar{H}_{Tav} . \quad (2-2-9)$$

当采用几何平均半径时, 可得

$$\bar{H}_{Th} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\bar{d}^2} \right) \frac{L_{eTh}}{L_{eTav}} \bar{H}_{Tav} . \quad (2-2-10)$$

若 $\bar{d} = 0.65 \sim 0.75$, 并且基元级功沿半径不变, 则

$$\bar{H}_{Th} = (1.6 \sim 1.4) \bar{H}_{Tav} .$$

这样一来, 为了保证平均半径处 $\bar{H}_T$ 达到最佳值, 在上述条件下 $\bar{H}_{Th}$ 应在 $\bar{H}_{Th} = 1.8 \sim 2.6$ 范围内 (甚至更高些) 选取。但实际上由于受到叶栅槽道收敛度的限制, $\bar{H}_{Th}$ 的上限选不到那样大的值。

当叶根处气流角 $\beta_1 = \beta_2$ 时, Ω'_{Th} 近似为零, 此时由 (2-2-7), (2-2-8) 和 (2-2-4c) 式可以得到

$$\bar{H}_{Th} = (1 + K_a)(1 + \bar{C}_{2a} \cot \alpha_2), \quad (2-2-11)$$

K_a 一般在 $0.8 \sim 1.0$ 之间, 设 $K_a = 1.0$, 则在 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时, 叶根叶栅槽道不扩张的 $\bar{H}_{Th} = 2.0$; 在航空多级涡轮中 $\alpha_2 = 75^\circ \sim 90^\circ$, $M_{c2a} = 0.25 \sim 0.6$ 或更高一些, 所以 $\bar{H}_{Th}$ 不大于 $2.2 \sim 2.3$ 。

这就是说, 从叶根叶栅槽道不出现扩张来考虑, 叶根的 $\bar{H}_{Th}$, 对应于 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时不超过 2.0 , 而对应于 $\alpha_2 < 90^\circ$ 时则不超过 2.2 。

以上讨论没有考虑 φ 和 ψ 随着 $\bar{H}_T$ 的变化而发生变化的情况。实际上, 当 $\bar{H}_T$ 变化时, φ 和 ψ 也是变化的, 随着 $\bar{H}_T$ 的增加, φ 和 ψ 要减小。因而 $\eta_{TST}^* = f(\bar{H}_T)$ 的关系最好采用实验数据。图 2-2-5 就是外径 $D_T = 600$ 毫米的五种不同涡轮的实验结果。进行实验的五种方案区别是

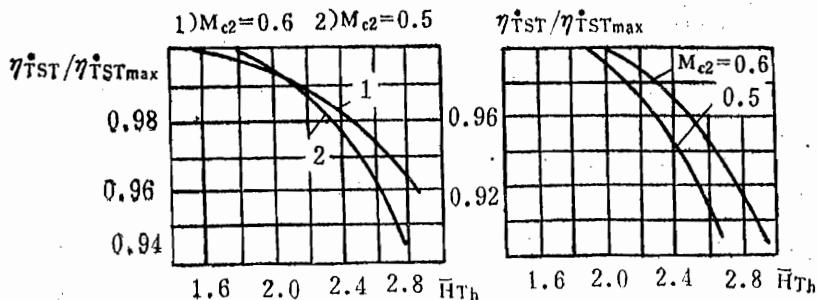


图 2-2-5

- ① 叶片的高度 $h = 40 \sim 100 \text{ mm}$;
- ② 轮毂比 $\bar{d} = 0.65 \sim 0.75$;
- ③ 平均半径外的 $\alpha_{lav} = 18^\circ \sim 25^\circ$ 和 $\alpha_{lav} = 30^\circ \sim 35^\circ$;
- ④ 涡轮燃气膨胀比 $\pi_T^* = 2.0 \sim 3.0$;
- ⑤ 子午截面的通路形状, 内径由圆柱形到稍许扩张, $\gamma = 0 \sim 12^\circ$;
- ⑥ 叶根的 $\bar{H}_{Th} = 1.5 \sim 3.0$ 。

由图可以看出, 对 $M_{c1} = 0.5 \sim 0.6$ 的涡轮级, $\bar{H}_{Th}$ 大于 2.2 对效率是不利的。建议: 对 $\alpha_{lav} = 18^\circ \sim 25^\circ$ 的级 $\bar{H}_{Th} \leq 2.0$; 对 $\alpha_{lav} = 30 \sim 35^\circ$ 的级, $\bar{H}_{Th} \leq 2.2$ 。

二、 Ω_T' 的影响

对于给定的损失系数和其它参数的一组特定的值, Ω_T' 对 η_{TST}^* 的影响表示在图 2-2-6 上。

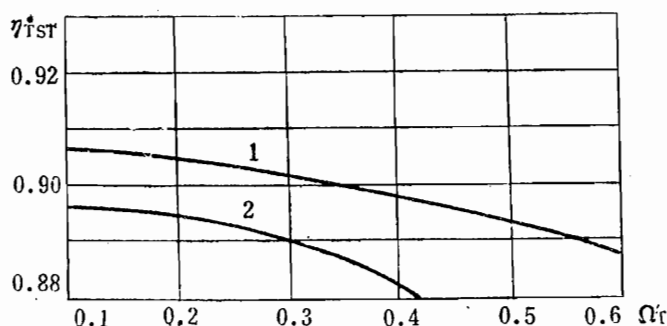


图 2-2-6

图中曲线 1 是式 (2-2-4a) 的计算结果, 计算时取 $\bar{H}_T = 1.5$, $\varphi = 0.975$, $\psi = 0.94$, $K_a = 0.85$, $\bar{C}_{2a} = 0.6$, $\delta_{ac} = 0.97$ 。此时 α_2 角按式 (2-2-6) 进行变化; 曲线 2 是按 (2-2-4b) 和 (2-2-4c) 式计算结果, 计算时取 $\alpha_2 = 80^\circ$, 其他数据 (除 $\bar{H}_T$) 同曲线 1。此时 $\bar{H}_T$ 按式 (2-2-4c) 变化。

当 Ω_T' 加大、 $\bar{H}_T$ 不变而 α_2 按 (2-2-6) 式改变时, α_2 就减小, C_{2u} 加大, 因而 W_2 加大 (图 2-2-7), 损失 $\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \frac{W_2^2}{2}$ 增加, 使 η_{TST}^* 降低。同时, C_{1u} 应减小, C_1 减小, 损失 $\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{C_1^2}{2}$ 降低, 使 η_{TST}^* 增加。

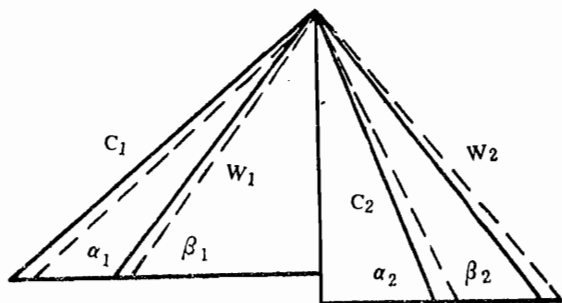


图 2-2-7

一般说来, 在较大的反力度下工作叶片中损失的变化起主要作用, 所以 η_{TST}^* 随着 Ω_T' 的加大而下降; 但当 Ω_T' 较小时喷嘴环叶片中损失的变化将起主要作用, 因而 η_{TST}^* 将随着 Ω_T' 的加大而上升。也就是说, 在较小的 Ω_T' 下将出现 η_{TST}^* 的最大值。将 (5-2-4a) 式对 Ω_T' 求导并令其导数为零, 可得

$$\Omega_{TOPT}' = \frac{(1-B)\bar{H}_T + 2}{2(1+B)}, \quad (2-2-12)$$

其中 $B = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) / \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right)$ 。由于涡轮中 $\psi < \varphi$ ，比值 $B = 1.5 \sim 2.1$ 或更高些。取 $\bar{H}_T = 1.3 \sim 1.65$ 。则由式 (2-2-12) 可得

$$\Omega'_{TOPT} = 0.27 \sim 0.058 \text{ 甚至是负值。}$$

这时对应的 α_2 由 (2-2-4c) 式确定。对于上述数据范围，在各种参数适当配合下， Ω'_T 在 0.2~0.3 范围内可以得到能够接受的 α_2 角。

当 Ω'_T 加大保持 α_2 不变而 $\bar{H}_T$ 按 (2-2-4c) 式改变时， $\bar{H}_T$ 下降， C_{1u} 和 C_1 减小，使 η_{TST}^* 增加；另一方面，此时小的 Ω'_T 对应于大的 $\bar{H}_T$ ，起先 $\bar{H}_T > \bar{H}_{TOPT}$ 时， Ω'_T 加大 $\bar{H}_T$ 下降，使 η_{TST}^* 增加，直到后来 $\bar{H}_T < \bar{H}_{TOPT}$ 时， Ω'_T 加大 $\bar{H}_T$ 下降使 η_{TST}^* 也下降。这样，就在某一 Ω'_T 值下出现 η_{TST}^* 的最大值。将 (2-2-4b) 和 (2-2-4c) 式对 Ω'_T 求导并令其导数为零可得

$$\Omega'_{TOPT} = 1 + \bar{C}_{2a} \left(\cot \alpha_2 - \frac{1}{2} \sqrt{K_a^2 + \cot^2 \alpha_2 + B \left[\frac{1}{\sin^2 \alpha_2} + \frac{1 + 2\bar{C}_{2a} \cot \alpha_2}{\bar{C}_{2a}^2} \right]} \right) \quad (2-2-13)$$

对于比值 B 的上述范围，若 $\alpha_2 = 75^\circ \sim 90^\circ$ ， $\bar{C}_{2a} = 0.6 \sim 0.8$ ， $K_a = 0.8 \sim 1.0$ 。由 (2-2-13) 式可得 $\Omega'_T = 0.01 \sim 0.32$ 。较大的 Ω'_T 对应较小的 $\bar{H}_T$ ，所以过大 (0.4~0.5 以上) 的 Ω'_T 值，从所要求的 $\bar{H}_T$ 来说是不合适的。

同样，在上面的分析中没有考虑 Ω'_T 变化时 φ 和 ψ 的变化。实际上 Ω'_T 改变时 φ 和 ψ 要发生变化。

1. 对 $\bar{H}_T$ 不变的情况。此时 Ω'_T 加大 α_2 减小， α_1 加大 (图 2-2-7)，所以 φ 增加；同时 β_1 加大， β_2 减小。由 (2-2-7) 和 (2-2-8) 式可知 (设 $K_a \approx 1.0$)

$$\operatorname{tg}(\beta_1 + \beta_2) = \frac{\bar{H}_T \bar{C}_{2a}}{\left(\frac{1}{4} \bar{H}_T^2 - \bar{C}_{2a}^2 \right) - \Omega_T'^2}, \quad (2-2-14)$$

因而 Ω'_T 加大时 $\beta_1 + \beta_2$ 加大，所以 ψ 也增大。

2 对 α_2 不变的情况。此时， Ω'_T 加大 $\bar{H}_T$ 减小， C_{1u} 减小， α_1 增加 (图 2-2-8)，所以 φ 加大；同时由于 β_1 加大而使 β_1 与 β_2 的和加大，因而使 ψ 也加大。

总之，在 $\bar{H}_T$ 或 α_2 以及其它条件不变下，加大 Ω'_T ，将使 φ 和 ψ 增加。

三、 $\bar{C}_{2a}$ 对 η_{TST}^* 的影响

由 (2-2-4a) 和 (2-2-4b) 可以看出，

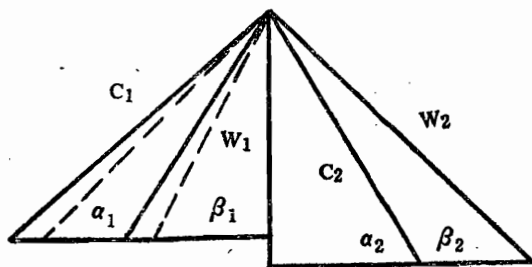


图 2-2-8

$\bar{C}_{2a}$ 加大在其他条件不变情况下， η_{TST}^* 降低。这是因为 $\bar{C}_{2a}$ 加大时 W_2 和 C_1 均增加，损失 $\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{W_2^2}{2}$ 加大。另一方面， $\bar{C}_{2a}$ 加大时 φ 和 ψ 将增加，因为在 $\bar{H}_T$ 和其它条件不变情况下，不论是保持 Ω'_T 为定值还是保持 α_2 为定值， α_2 和 $\beta_1 + \beta_2$ 均增大 (图 2-2-9 (a) 和 (b))。 φ 和 ψ 增加使 η_{TST}^* 加大。因此在某一 $\bar{C}_{2a}$ 下，损失将有最小值，效率 η_{TST}^* 则有最大值。计算表明，当 $\bar{H}_T = 1.3 \sim 1.65$ 时， $\bar{C}_{2a}$ 的最佳值约在 0.6~0.85 之间。

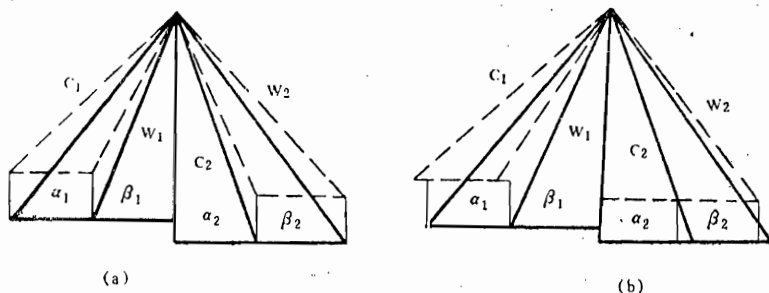


图 2-2-9

值得指出的是, $\bar{C}_{2a}$ 对级的流通能力 (因而对叶片高度) 和功率储备有重要的影响, 因此, 它的设计选择要全面考虑。

在级的流通能力和功率储备的考虑中用 $M_{c2a}(\lambda_{c2a})$ 和 $M_{c1}(\lambda_{c1})$ 较方便, 因此需要给出 $\bar{C}_{2a}$ 同 M_{c1a} 的关系, 这种关系由 M 数的定义和级进口的能量方程是不难得到的。

$$M_{c2}^2 = \frac{\bar{C}_{2a}^2}{(K-1) \left(\frac{C_p T_{in}^*}{U^2} - \delta_{sc} \bar{H}_T \right) \sin^2 \alpha_2 - \frac{K-1}{2} \bar{C}_{2a}^2}, \quad (2-2-15a)$$

或

$$M_{c2}^2 = \frac{\bar{C}_{2a}^2 + \left(\frac{1}{2} \bar{H}_T + \Omega_T' - 1 \right)^2}{(K-1) \left[\frac{C_p T_{in}^*}{U^2} - \delta_{sc} \bar{H}_T \right] - \frac{K-1}{2} \left[\bar{C}_{2a}^2 + \left(\frac{1}{2} \bar{H}_T + \Omega_T' - 1 \right)^2 \right]}, \quad (2-2-15b)$$

$$M_{c2a}^2 = \bar{C}_{2a}^2 / \left\{ (K-1) \left[\frac{C_p T_{in}^*}{U^2} - \delta_{sc} \bar{H}_T \right] - \frac{(K-1) \bar{C}_{2a}^2}{2 \sin^2 \alpha_2} \right\}, \quad (2-2-16a)$$

或

$$M_{c2a}^2 = \frac{\bar{C}_{2a}^2}{(K-1) \left[\frac{C_p T_{in}^*}{U^2} - \delta_{sc} \bar{H}_T \right] - \frac{K-1}{2} \left[\frac{1}{2} \bar{H}_T + \Omega_T' - 1 \right]^2 - \frac{K-1}{2} \bar{C}_{2a}^2}. \quad (2-2-16b)$$

其中 T_{in}^* 是涡轮级进口的燃气总温。 $C_p T_{in}^*/U^2$ 由下式决定,

$$\frac{C_p T_{in}^*}{U^2} = \frac{\delta_{sc} \bar{H}_T}{[1 - \pi_{TST}^{* \frac{K-1}{K}}] \cdot \eta_{TST}^*}. \quad (2-2-17)$$

若 $\pi_{TST}^* = 1.7 \sim 2.5$, $\eta_{TST}^* = 0.89 \sim 0.93$, $\bar{H}_T = 1.5 \sim 1.65$, $\delta_{sc} = 0.97$, 则 $C_p T_{in}^*/U^2 = 6.5 \sim 14.5$ 。这样, 对于 $\alpha_2 = 75 \sim 90^\circ$, 由式(2-2-16a)可确定与 $\bar{C}_{2a}$ 最佳值对应的 M_{c2a} 的大致范围为 $0.28 \sim 0.65$ 。而 $M_{c1} = M_{c1a}/\sin \alpha_2$ 。

至于损失系数 δ_{sc} , φ , ψ 本身对 η_{TST}^* 的影响是显而易见的, 即它们降低, 级效率 η_{TST}^* 下降。

§ 3 影响涡轮流通能力的因素

和压气机一样, 定义单位迎风面积所通过的流量来说明涡轮级的流通能力。

但和压气机也有不同之处, 由于燃气在涡轮中膨胀降压, 涡轮的外壳直径最大的地方在出口而不在进口, 那里的叶片也最长, 强度问题突出。所以加大涡轮出口的流通能力, 对减小外壳直径, 缩短叶片长度, 保证叶片强度都有重要的意义。

对于涡轮出口截面:

$$\varphi_T = m \sqrt{\frac{P_2^*}{T_2^*}} (1 - \bar{d}_2^2) \cdot q(M_{c_1}) \cdot \sin \alpha_2,$$

由于 $P_2^* = P_3^*/\pi_T^*$, $T_2^* = T_3^*[1 - (1 - \pi_T^{*\frac{K-1}{K}})\eta_T^*]$, 所以

$$\varphi_T = m \sqrt{\frac{P_2^*}{T_2^*}} \frac{(1 - \bar{d}_2^2) q(M_{c_1}) \sin \alpha_2}{\pi_T^* \sqrt{1 - (1 - \pi_T^{*\frac{K-1}{K}})\eta_T^*}}, \quad (2-2-18)$$

对于多级涡轮机, P_2^* , T_2^* , $\bar{d}_2$, M_{c_1} , α_2 等是最后一级涡轮出口参数。式中,

$$m = 0.0396 \sqrt{\frac{\text{kg} \cdot \text{deg}}{J}} \quad (R = 288.4 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{deg}), K = 1.33).$$

在一定的进口条件下, φ_T 取决于 π_T^* , $\bar{d}_2$, M_{c_1} , α_2 。

涡轮机的落压比加大, 涡轮最后级的流通能力减小, 这是因为 π_T^* 加大, 在一定进口压力 P_3^* 下, 涡轮后的压力 P_2^* 减小使单位迎风面积所通过的流量减小。

M_{c_1} 增加, $q(M_{c_1})$ 增加 ($M_{c_1} < 1.0$), 使 φ_T 加大。对于单级涡轮, M_{c_1} 由式 (2-2-15) 决定; 对于多级涡轮最后级出口的 M_{c_1} 计算式可将 (2-2-15) 式改写成

$$M_{c_2}^2 = \frac{\bar{C}_{2a}^2}{(K-1) \frac{L_T}{U^2} \left[\frac{1}{(1 - \pi_T^{*\frac{K-1}{K}})\eta_T^*} - 1 \right] \sin^2 \alpha_2 - \frac{K-1}{2} \bar{C}_{2a}^2} \quad (2-2-19a)$$

或

$$M_{c_2}^2 = \frac{\bar{C}_{2a}^2 + \left(\frac{1}{2} \bar{H}_T + \Omega_T' - 1 \right)^2}{(K-1) \frac{L_T}{U^2} \left[\frac{1}{(1 - \pi_T^{*\frac{K-1}{K}})\eta_T^*} - 1 \right] - \frac{K-1}{2} [\bar{C}_{2a}^2 + (\bar{H}_T/2 + \Omega_T' - 1)^2]} \quad (2-2-19b)$$

其中 U , $\bar{C}_{2a}$, Ω_T' , $\bar{H}_T$, α_2 均为多级涡轮最后一级及其出口的参数。

可见, 对于多级涡轮, M_{c_1} 除了取决于最后一级气流速度三角形参数外, 还取决于涡轮级的落压比 π_T^* , 效率 η_T^* 和涡轮功 L_T 。对于给定上述诸参数, M_{c_1} 即可计算出。

但 M_{c_1} 大小的确定要全面考虑它对级效率, 流通能力, 功率储备及涡轮后部件的流动损失的影响。很清楚, 从加大流通能力, 缩短叶片长度来说, M_{c_1} 大些好, 但由于 $q(M_{c_1})$ 随 M_{c_1} 变化的曲线性质, M_{c_1} 加大到超过 0.7 以后, φ_T 的提高和叶片缩短都很缓慢; 从级效率来说, 前面已经分析过, 取决于速度三角形参数, M_{c_1} 最好在 0.25~0.65 之间选取; 要使涡轮级有一定的功率储备, M_{c_1} 必须小于 1.0; 而且涡轮最后级出口的 M_{c_1} 加大, 涡轮后面部件的损失增加, 特别是当 $\alpha_2 < 90^\circ$ 时更是如此 (图 2-2-10)。图中 σ^* 是涡轮后扩张段的总压恢复系数。综合上述各方面考虑, 建议 M_{c_1} 在 0.45~0.55 范围内选取。涡轮螺旋桨发动机的 M_{c_1} 数值有时可达 0.7。

从(2-2-18)式看, α_2 加大, φ_T 增加。但 α_2 的改变受到 $\bar{H}_T$ 和 Ω_T' 的制约, 而 α_2 减小涡轮后部件的流动损失也增加。所以, 涡轮最后级出口的 α_2 不得小于 $80^\circ \sim 82^\circ$ 。

在上面的三小节里, 我们对级的热焓降、效率和流通能力的影响因素进行了分析。根据这些分析, 由气动设计的主要要求, 在设计中对于单级就能较好地指导基元级气流速度三角形参数的选择。但是, 对于多级涡轮还不能较好地做到这一点, 因为各个级按一定次序轴向组装在一起后, 和压气机相类似。前后级有着不同的工作特点, 因而其气流速度三角形参数在选择时也有相应变化。

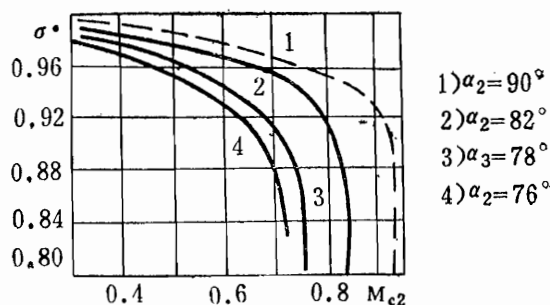


图 2-2-10

§ 4 多级涡轮中各级的不同特点所带来的速度三角形参数的变化

涡轮和压气机相反, 前面级温度高压力大, 后面级则温度低压力小。因而涡轮的子午流道成扩张形。 $\bar{a}$ 从第一级往后逐渐减小, 前面级叶片短, 后面级叶片长。这个最基本的特点, 决定着平均半径处气流速度三角形参数沿级往后有一定的变化。

一、为了保证各级叶根处的反力度 Ω_{T0h} 大于零, 多级涡轮平均半径上的反力度 Ω_{Tav}' 应是逐级加大的。

前面级叶片较短, $\Omega_{Tav}' = 0.2 \sim 0.3$;

后面级叶片较长, $\Omega_{Tav}' = 0.35 \sim 0.5$ 。

前几级的反力度值取得较小, 还可以在大的 α_2 下得到较大的载荷系数 $\bar{H}_T$ 值。

二、燃气的轴向速度从第一级到最后一级也应是递增的, 如果不是这样, 那么由于燃气密度下降会使涡轮子午流道扩张角过大。过大的扩张角 ($\gamma = 20^\circ$), 可能出现气流的分离, 从而使损失增加效率降低。通常在涡轮的设计计算中给出的不是轴向分速度而是气流的 M 数 ($M_{c,a}$ 或 $M_{c,\alpha}$, α_2)。由于气流温度逐级降低, 所以气流的 M 数由第一级到最后一级逐级增加的速度比轴向速度增加的要快。

第一级轴向 M 数在 $M_{c,a} = 0.25 \sim 0.35$ 范围内, 而最后一级轴向 M 数 (出口处) 为 $M_{c,a} = 0.5 \sim 0.6$ 或更大些。中间级 $M_{c,a}$ 值根据获得均匀通道的条件选择。

如果叶片强度和涡轮尺寸允许的话, 那么在任何情况下, 都希望减小涡轮出口 M 数到 $M_{c,a} = 0.45 \sim 0.5$, 对低载荷涡轮级则减到 $M_{c,a} = 0.4 \sim 0.45$ 。

三、在轴向速度增大情况下, α_1 角和 β_1 角 (相应的 α_2 角) 也将逐级增大。第一级的 α_1 角在 $15^\circ \sim 25^\circ$ 范围内, 最后几级可达到 $30^\circ \sim 35^\circ$ 或更大些。对于前几级 $\alpha_2 = 65 \sim 75^\circ$, 后几级 $\alpha_2 = 80 \sim 90^\circ$ 。

四、多级涡轮各级效率的变化取决于 φ , ψ , δ_{ac} 及其它决定气流速度三角形参数的选择。 φ 根据 $(90 - \alpha_1)$ 查曲线, ψ 由 $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ 和 $\sin \beta_1 / \sin \beta_2$ 查曲线, 由于第一级 α_1 , β_1 和 β_2 均较小, 故 φ 和 ψ 较低; $\delta_{ac} = 0.97 \sim 0.98$, 第一级叶片较短取较大的 δ_{ac} 。由于后面级 Ω_T' 较大, 故在一定 α_2 和其它参数下, 由式 (2-2-13) 知道, 这对后面级的效率有利。

但 Ω_T' 加大, 动叶叶背与叶盆以及前缘与后缘的压差加大, 这将引起二次损失的加大。

因为前一级的摩擦温升可以在下一级利用一部分, 所以在多级涡轮的前几级增加损失对多级涡轮效率的影响较小(和在后面级增加同样损失相比)。

多级涡轮的效率比各单级的效率高。若 η_{STaV}^* 表示多级涡轮的平均效率, 则

$$\eta_T^* = (1 + \alpha) \eta_{STaV}^*, \quad (2-2-20a)$$

$$\alpha = \frac{1 - \eta_{STaV}^*}{Z} \left(\frac{1}{1 + a} + \frac{1}{2 + a} + \dots + \frac{Z - 1}{Z - 1 + a} \right), \quad (2-2-20b)$$

$$a = \frac{Z}{\frac{K - 1}{\pi_T^{*(K-1)}}}, \quad (2-2-20c)$$

其中 Z 是涡轮级数。多级涡轮各级的平均效率 η_{STaV}^* 由下式计算:

$$\eta_{STaV}^* = \frac{\pi_{STaV}^* \eta_{STP}^{\frac{K-1}{K}}}{\pi_{STaV}^{\frac{K-1}{K}}}, \quad (2-2-21a)$$

$$\eta_{STP}^* = \left(\frac{K}{K - 1} \right) / \left(\frac{n^*}{n^* - 1} \right), \quad (2-2-21b)$$

$$\pi_{STaV}^* = \sqrt[n^*]{\pi_T^*}. \quad (2-2-21c)$$

当 $\eta_{STaV}^* = 0.9$ 和 $\pi_T^* = 4 \sim 16$ 时, α 在 $0.01 \sim 0.025$ 范围内。

在知道 η_{STaV}^* 情况下, 式 (2-2-20) 可以用来估算涡轮的效率。而 η_{STaV}^* 可以选取或者在取定滞止多变指数 n^* 后由 (2-2-21) 式计算。

目前多级涡轮效率 $\eta_T^* = 0.9 \sim 0.93$; 级效率 $\eta_{ST}^* = 0.87 \sim 0.91$ 。

五、多级涡轮各级功的变化

多级涡轮各级功的变化, 主要地取决于 $\bar{H}_T$ 和 U 沿级的变化。

原则上讲, $\bar{H}_T$ 由使 η_{ST}^* 最大的最佳值决定, 但前面已经讲到在 $\bar{H}_{Top}$ 附近较大的范围内效率 η_{ST}^* 变化不大, 因而就可能根据各个级的不同要求考虑 $\bar{H}_T$ 。多级涡轮的前面级, $\bar{H}_T$ 一般较大, 后面级 $\bar{H}_T$ 小些。这主要是因为前面级的 Ω_T' 和 α_2 较小, 后面级的 Ω_T' 和 α_2 较大所造成。

实际上, 由 (2-2-16a) 式解出 $\bar{C}_{2a}$ 并将 (2-2-17) 和 (2-2-4c) 式代入, 可得关于 $\bar{C}_{2a}$ 的二次方程, 解之得

$$\bar{C}_{2a} = A \delta_{Sc} \cot \alpha_2 + \sqrt{A^2 \delta_{Sc}^2 \cot^2 \alpha_2 + 2A \delta_{Sc} (1 - \Omega_T')},$$

进而可以得到

$$\bar{H}_T = 2[1 - \Omega_T' + (A \delta_{Sc} \cot \alpha_2 + \sqrt{A^2 \delta_{Sc}^2 \cot^2 \alpha_2 + 2A \delta_{Sc} (1 - \Omega_T')}) \cot \alpha_2], \quad (2-2-22)$$

其中,

$$A = \frac{\frac{1}{(1 - \pi_{ST}^{\frac{K-1}{K}}) \eta_{ST}^*} - 1}{\frac{1}{(K - 1) M_{c2a}^2} + \frac{1}{2 \sin^2 \alpha_2}}, \quad (2-2-23)$$

可见, 在 Ω_T' , α_2 , M_{c2a} , π_{ST}^* , η_{ST}^* , δ_{Sc} 一定时, 各级的 $\bar{H}_T$ 也就定了。在各级落压比 π_{ST}^*

和效率 π_{sT}^* 变化不大的情况下, 由上述的 Ω_T , α_2 和 M_{o2a} 的前后级的不同数据范围, 由 (2-2-22) 式计算表明, 前面级的 $\bar{H}_T$ 较大, 后面级的小些。

根据统计数据:

第一级 $\bar{H}_T = 1.6 \sim 1.85$;

中间级 $\bar{H}_T = 1.6 \sim 1.75$;

最后级 $\bar{H}_T = 1.4 \sim 1.65$ 。

各级 U 的变化, 在涡轮最大外壳直径由发动机总体协调确定以后, 就由涡轮子午流道的形式决定。

和压气机一样, 涡轮子午流道有图 2-2-11 所示的三种基本形式。若 $D_{av} = \text{常数}$, 则 U_{av}

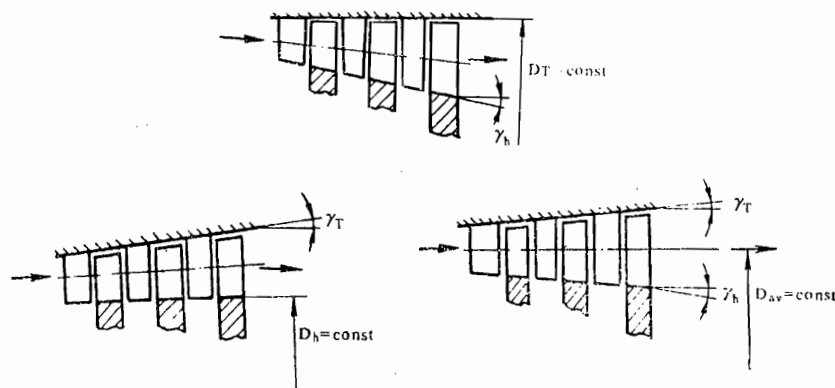


图 2-2-11

不变; 若 $D_T = \text{常数}$, 则 U_{av} 将减小; 而若 $D_h = \text{常数}$, 则 U_{av} 沿级将加大。

除了这三种基本形式外, 还有得到较广泛采用的是折衷方案 (D_T , D_{av} 和 D_h 都不是常数) 和组合式方案, 如前几级用 $D_{av} = \text{常数}$, 后几级用 $D_T = \text{常数}$ 。

在选择子午流道形式时, 还要考虑它对重量和扩张角的影响。显然, 等外径子午流道的扩张角最大, 等内径次之, 等平均直径最小。

第三节 基元级气流速度三角形参数和叶栅几何参数间的联系

和压气机气动设计作类比, 我们想到, 在根据设计要求确定了基元级气流速度三角形以后, 接着就要用叶型来实现所选择的速度三角形, 因此要找到气流速度三角形参数和叶栅几何参数间的联系。在压气机中用叶栅吹风数据建立了这种联系。比如由压气机叶栅额定工作点整理的的数据, 可以确定气流对叶型的冲角、落后角和叶栅稠度等, 从而在知道速度三角形之后, 可以算出叶栅稠度 b/t ; 叶型前后缘构造角 β_{1c} , β_{2c} ; 叶型弯曲角 θ 和叶型最大挠度的相对位置 $\bar{a}$ 等几何参数; 又比如由压气机叶栅最小损失状态整理的实验数据, 建立了气流冲角、落后角以及损失参数同叶栅叶型几何参数及气流速度三角形参数间的联系。从而在知道气流速度三角形以后, 可以确定(选择或计算)叶栅的稠度 b/t , 叶型的弯曲角 θ , 中线, $C_{m,x}/b$, 叶型型式, 以及 x_1 , x_2 , β_{1c} , β_{2c} , γ 等几何参数。这里也一样, 通过实验数据和分析, 找到气流冲角、落后角和叶栅稠度等确定或选择的依据, 建立损失和叶栅基本参数的

关系, 即建立基元级气流速度三角形参数和叶栅几何参数(稠度, 构造角, 叶型弯折角, 喉部宽度的相对值等)间的联系, 然后再结合其他要求选定其它几何参数(主要是叶型的), 进行基元级叶片造型, 把设计要求落实到叶栅上, 完成基元级气动设计。

§ 1 最佳叶栅稠度的确定

叶栅稠度 b/t 对损失的影响有两个方面; ① b/t 减小, 在相同 b 下叶片数目减小, 气体和叶片的摩擦面减小, 损失减小; ② b/t 减小, 叶栅槽道对气流的作用长度减小, 在叶背段流动可能产生局部扩张导致附面层分离, 使损失加大。这两个互相对立的因素影响的结果使每一个叶栅都有一个最佳的稠度, 损失最小。

最佳叶栅稠度可以这样来确定。

作用在叶片上的周向作用力 P_u 是由叶背和叶盆的压力差产生的, 这种压力差沿弦长是不同的。我们假设平均压力差为

$$\varepsilon = (P_1^* - P_2),$$

ε 为取决于压力沿叶片分布情况的系数。

假定气体是不可压缩的, 而且无流动损失, 则

$$\frac{P_1^* - P_2}{\rho} = \frac{W_2^2}{2}.$$

这时, 叶片的周向作用力 P_u 为(图 2-3-1)

$$P_u = \varepsilon(P_1^* - P_2) \cdot b_z,$$

或者

$$P_u = \varepsilon \frac{W_2^2}{2} \rho b_z.$$

另一方面, 我们已经知道

$$P_u = \rho C_a t (W_{1u} + W_{2u}).$$

于是可得

$$\frac{b_z}{t} = \frac{C_a (W_{1u} + W_{2u})}{W_2^2} \cdot \frac{2}{\varepsilon},$$

将 $W_2 = C_a / \sin \beta_2$ 和 $W_{1u} + W_{2u} = C_a (\cot \beta_1 + \cot \beta_2)$ 代入, 得到

$$\left(\frac{b_z}{t} \right)_{opt} = \frac{3}{\varepsilon} \frac{\sin \beta_2 \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin \beta_1},$$

式中 $\varepsilon = 0.9 \sim 1.1$ 。将 b_z 换成 b 后有

$$\left(\frac{b}{t} \right)_{opt} = \frac{2}{\varepsilon} \frac{\sin \beta_2 \sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin \beta_1 \sin \gamma}. \quad (2-3-1)$$

根据实验数据整理得到的经验公式:

$$\left(\frac{b}{t} \right)_{opt} = \frac{1}{0.55(1-\bar{C})} \left[\frac{180 - (\beta_1 + \beta_2)}{180} \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (2-3-2)$$

在 $\beta_2 < 40^\circ$ 时上二式所得的 $(b/t)_{opt}$ 值很相符。式中 $\bar{C} = C_{max}/b$ 。

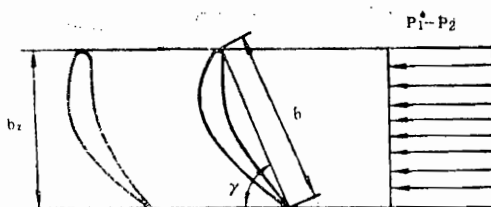


图 2-3-1

可以看出稠度的最佳值主要取决于气流转折角和收敛度。设计时叶栅稠度的选择必须尽可能接近最佳值。

为了近似地确定叶栅稠度，也可使用气流转折角 $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ 与稠度和 β_2 角的关系曲线（图 2-3-2）。

但是，对于航空气燃涡轮叶栅，有时为了保证叶片有必要的强度，不得不放弃叶根截面的最佳稠度值而加大该截面的面积，叶尖截面的面积则应用减小稠度的办法尽可能加以缩小。

静叶放弃最佳稠度值常常是由于它的制造工艺和涡轮结构上的要求所致，如承力联结件通过静叶片的内部，要求叶型有足够的厚度。但由于航空发动机燃气涡轮所采用的最佳稠度附近， b/t 改变时效率变化缓慢，因此 b/t 比最佳稠度大些或小些是不会造成很大损失的。

对于现代的涡轮喷气发动机涡轮，在平均半径处

静叶： $(b/t)_{opt} = 1.0 \sim 1.43$ ；

动叶： $(b/t)_{opt} = 1.25 \sim 1.67$ 。

对于冲击式涡轮（带动附件的涡轮）， $\left(\frac{b}{t}\right)_{opt} = 1.33 \sim 2.0$ 。

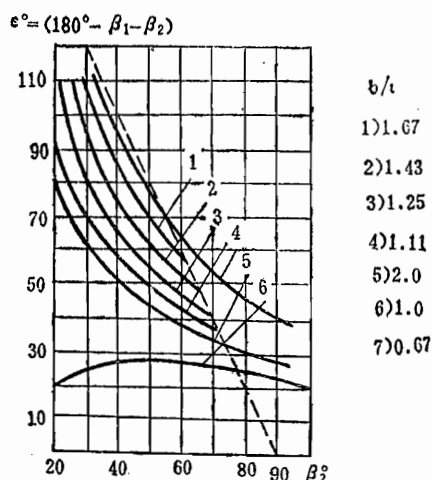


图 2-3-2

§ 2 气流冲角的选择

涡轮叶栅的气流冲角 $i = \beta_{1c}(\alpha_{1c}) - \beta_1(\alpha_1)$ 是决定叶栅流动状态的主要参数之一，它对叶栅的流动损失有显著影响。

随着进气角 $\beta_1(\alpha_1)$ 偏离设计值，叶栅的尾缘损失实际上保持不变（图 2-3-3）；而叶栅

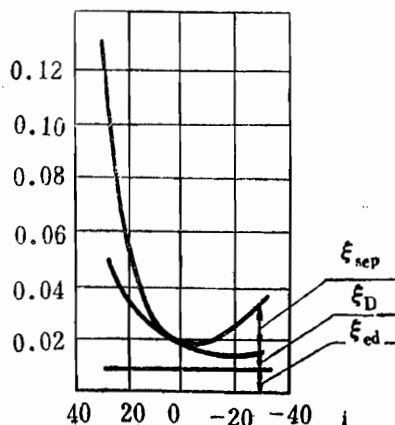


图 2-3-3

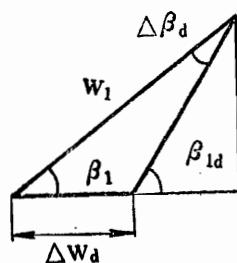


图 2-3-4

的摩擦损失则随进气角的减小（冲角 i 的加大）而增加，非设计冲角时叶栅摩擦损失的能量损失系数可以是

$$\xi_{Dd} + B \left[\left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \right)^2 - \left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_{1d}} \right)^2 \right],$$

其中 B 是系数, ξ_{Dd} 和 β_{1d} (图 2-3-5) 表示设计冲角时的摩擦损失系数和进气角。

和设计冲角时不同, 此时还要附加上由于冲角偏离设计值而引起的分离损失, 它主要取决于进气速度 W_1 和设计进气速度差值 ΔW_a (图 2-3-4) 的相对值 $\Delta W_a/W_2$ 。可以写成

$$\xi_{sep} = C \left(\frac{\Delta W_a}{W_2} \right)^2 = C \left(\frac{\sin \Delta \beta_a \sin \beta_2}{\sin \beta_1 \sin \beta_{1d}} \right)^2,$$

这样, 在气流冲角偏离设计值时的叶栅的叶型损失系数 ξ_F 可表示为 (假定设计时叶型损失系数为 $\xi_{Fd} = \xi_{Dd} + \xi_{ed}$)

$$\xi_F = \xi_{Fd} + B \left[\left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \right)^2 - \left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_{1d}} \right)^2 \right] + C \frac{\sin \Delta \beta_a \sin \beta_2}{\sin \beta_1 \sin \beta_{1d}}, \quad (2-3-3)$$

式中系数 B 和 C 建议取 $B = 0.058$, $C = 0.265$ 。

图 2-3-5 表示了 ξ_F 的实验结果。可以看出, 最小损失时 $\beta_1 > \beta_{1d}$, 即 $i < 0$ ($\beta_{1d} = 90^\circ$ 例外, 那时 $\beta_1 = \beta_{1d}$)。而且由图 2-3-3 和图 2-3-5 均可看出, 在正冲角时损失系数曲线的变化较负冲角时的陡, 这是因为正冲角时叶背的流动变坏, 而那里的速度和损失是高的; 而负冲角时叶盆的流动变坏, 而那里的速度和损失是低的。

实验还表明, 叶栅的型式和稠度 (特别对冲击式叶栅) 对冲角损失系数曲线的性质有显著的影响。反力式叶栅和具有厚的前缘的叶

栅, 对冲角变化的敏感性较小。对于现代的亚音速涡轮叶栅, 转子叶片尖部截面前缘小圆半径 $r_{in} = (0.2 \sim 0.4) C_{max}$, 喷咀环叶片和动叶叶根截面上 $r_{in} = (0.12 \sim 0.15) C_{max}$ 。

对于进气边半径 (即前缘小圆半径) 小的反力式叶栅, 冲角应在 $-1^\circ \sim -6^\circ$ 之间选择。这相当于动叶叶尖截面的情况。

虽然对于每个特定叶栅最小损失发生在负冲角, 但有些时候特别是进气边缘半径相当大的、稠度相对来说也较大的叶片根部叶栅, 往往还是选择正冲角, 而且正冲角的值可达到 12° 。其目的是改善叶栅槽道使其不扩张或更收敛些。因为 $\beta_1 \approx \beta_2$ 的叶根截面上的槽道, 即使 $i = 0$, 获得的槽道还可能是扩张的。图 2-3-6b 所示的是打算用于叶根截面的三个叶栅的流动实验结果。这三个叶栅共同的速度三角形的 $\beta_1 = 25^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$ 。由于进口构造角 β_{1c} 的不同, 可以有三种可能的情况:

1. $\beta_{1c} = 25^\circ$, $\beta_{2c} = 30^\circ$ 的扩张叶栅, $i = 0$ (曲线 1);
2. $\beta_{1c} = 30^\circ$, $\beta_{2c} = 30^\circ$ 的冲击式叶栅, $i = +5^\circ$ (曲线 2);
3. $\beta_{1c} = 40^\circ$, $\beta_{2c} = 30^\circ$ 的收敛式叶栅, $i = +15^\circ$ (曲线 3)。

可以清楚地看出, 设计时宁肯用冲击式叶栅 ($i = +5^\circ$, B 点, 甚至是 $i = +15^\circ$ 的收敛式叶栅 (C 点)), 也比用扩张式叶栅 ($i = 0$, A 点) 为好。此时在设计点的损失也较小。图 2-3-6a 表

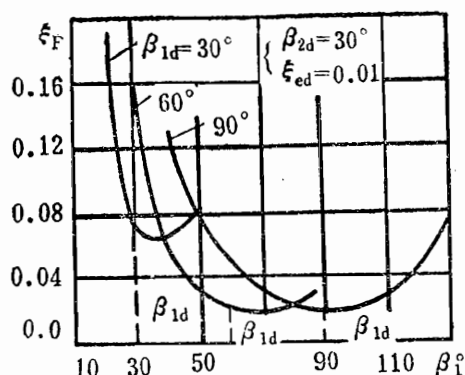


图 2-3-5

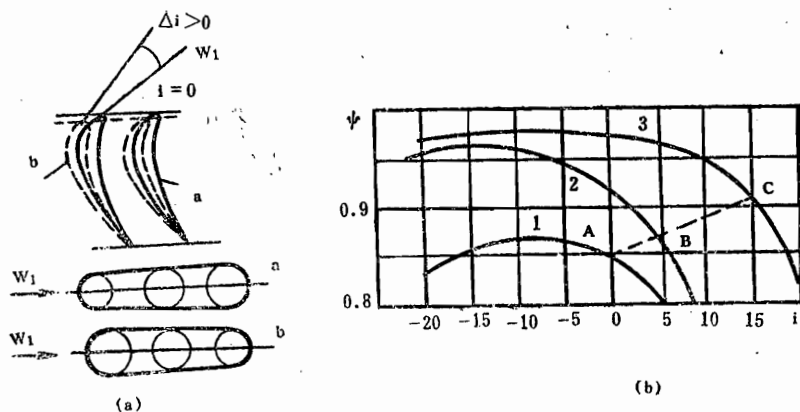


图 2-2-6

示在同一进气速度 W_1 下，不同叶型进口构造角下叶栅槽道的变化。

这就告诉我们，涡轮叶栅冲角的正确选择，要求在每一种情况下研究上述的所有方面，研究时要利用不同叶栅在不同冲角下损失大小的准确数据，而且还要考虑涡轮的非设计工作条件。

涡轮静叶，尤其是进气边半径大、进口速度小的前几级静叶，冲角在 $\pm 10^\circ$ 范围内变化实际上对损失无什么影响。

§ 3 涡轮叶栅落后角的计算

很多实验已经表明，对于具有最佳稠度和出口气流 M 数接近于 1.0 (0.8~1.2) 的动叶栅和静叶栅，出气角 $\beta_2(\alpha_1)$ 和叶栅有效角 $\beta_{2e}(\alpha_{1e})$ 完全相等，即（比如动叶）

$$\beta_2 = \beta_{2e} = \arcsin \frac{a}{t} \quad (2-3-4)$$

这个式子是由 $a-a$ 到 2-2 截面（图 2-3-7）的流量连续方程得到的（假定 $W_a \gamma_a \approx W_2 \gamma_2$, $X=0$ ）。

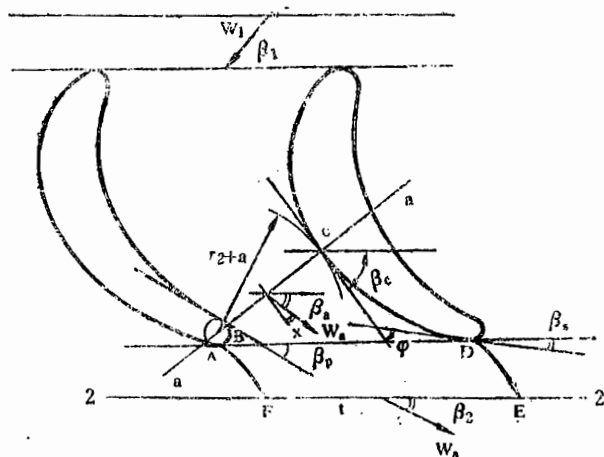


图 2-3-7

对于亚音速气流，由于有尾缘厚度的影响， $W_a \gamma_a > W_2 \gamma_2$ ，所以 β_2 要大于 β_{2e} ，即

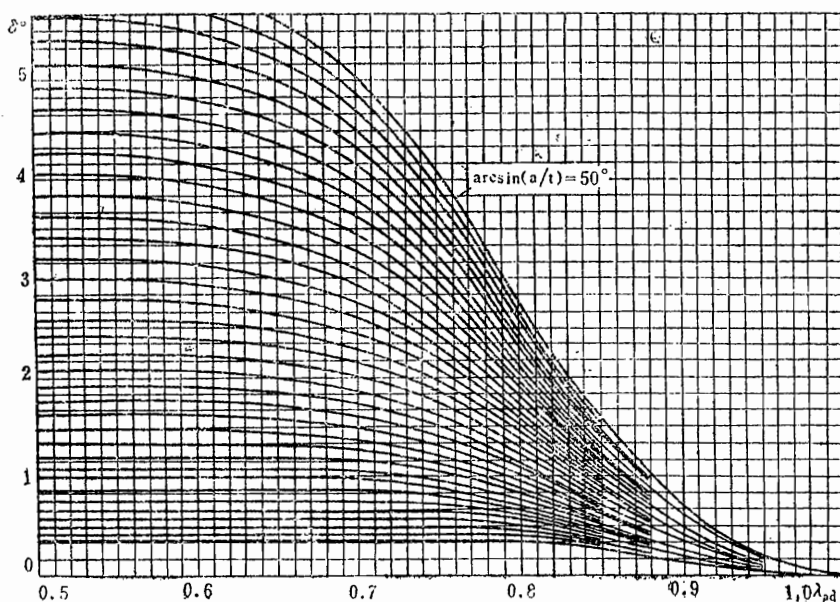
$$\beta_2 = \arcsin \left(K_2 \frac{a}{t} \right), \quad (2-3-5)$$

系数 K_2 取决于叶栅类型、稠度、叶型吸力面后段的曲率和出口气流 M 数。

气流出气角 $\beta_2(\alpha_1)$ 相对于有效叶栅角 $\beta_{2e}(\alpha_{1e})$ 的增加量用有效落后角来表示，

$$\delta_e = \beta_2 - \beta_{2e}. \quad (2-3-6)$$

δ_e 与 $\beta_{2e}(\alpha_{1e})$ 及 $\lambda_{w1a_d}(\lambda_{c1a_d})$ 的关系的实验曲线示于图 2-3-8 上。可以看出， β_{2e} 大，



图中 $\arcsin(a/t)$ 值，向下每一条线减少 1 度。

图 2-3-8

δ_e 大，这是因为 β_{2e} 大 K_e （其意义下述）小，即叶栅收敛度减小的原因； $\lambda_{2a_d}(\lambda_{c1a_d}) = 1.0$ ， $\delta_e = 0$ ， λ_{a_d} 越小， δ_e 越大，也是由于加速收敛的程度减小的缘故。

在已知叶栅几何参数 a/t 和出口气流 M 数下，图 2-3-8 曲线可以用来计算 $\beta_2(\alpha_1)$ ，比如对动叶，此时 $\lambda_{w2a_d} = \lambda_{w2}/\psi$ ，由 λ_{w2a_d} 和 $\arcsin a/t$ 查出 δ_e ， $\beta_2 = \beta_{2e} + \delta_e$ 。在设计时，根据已知的叶栅出气角和 λ 数，图 2-3-8 可用来求叶栅几何参数 a/t 。比如静叶，此时将 α_1 当作 α_{1e} ，由 α_{1e} 和 $\lambda_{c1a_d} = \lambda_{c1}/\varphi$ ，查出 δ_e ， $\alpha_{1e} = \alpha_1 - \delta_e$ ， $\frac{a}{t} = \sin \alpha_{1e}$ 。

由图 2-3-7 上 $a-a$ 到 2-2 截面的流量连续方程以及对控制面 $ABCDEF$ 流体在切向运用动量方程，并假设 ABC 和 CDE 压力积分在切向投影之和为零，可以得到 β_2 （或 α_1 ）的计算式为（以动叶为例）

$$\sin \beta_2 = \frac{a}{t} \cos X \frac{Y \left(\lambda_{w2a_d} \cdot \psi_{1-2} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_a} \right) \cdot \pi \left(\lambda_{w2a_d} \frac{\psi_{1-2} \cos \beta_2}{\psi_{1-a} \cos \beta_a} \right)}{Y(\lambda_{w2a_d} \cdot \psi_{1-2}) \cdot \pi(\lambda_{w2a_d})}, \quad (2-3-7)$$

其中 Y ， π 为气动函数； ψ_{1-2} 表示 1-1 到 2-2 的速度损失系数； ψ_{1-a} 表示 1-1 到 $a-a$ 的速度损失系数，它可近似取

$$\psi_{1-a} = \sqrt{1 - \xi_D},$$

$$\beta_a = \frac{1}{2}(\beta_F + \beta_c), \quad (2-3-8)$$

$$X = \beta_c - \beta_a. \quad (2-3-9)$$

在已知叶栅几何参数时, 利用(2-3-7)式计算 β_2 要求采用逐次逼近法。在由(2-3-8)和(2-3-9)式求出 β_a 和 X 后, 第一次近似取 $\beta_2 = \beta_{2e}$, 然后由式(2-3-7)进行逐次逼近就可求出 β_2 来。

方程(2-3-7)式还可用来计算叶栅落压比超临界后斜切口的膨胀气流的出气角, 此时($\lambda_{wa a_d} = 1.0$)

$$\sin \beta_2 = \frac{a}{t} \cos X \frac{Y(\psi_{1-2}) \cdot \pi(\lambda=1)}{Y(\lambda_{w2 a_d} \psi_{1-2}) \cdot \pi(\lambda_{2 a_d})}. \quad (2-3-10)$$

对于叶栅落压比超临界的情况, 还可以用式(如动叶)

$$\sin \beta_2 = \frac{\sin \beta_{2e}}{q(\lambda_{w2})} \quad (2-3-11)$$

来计算 β_2 。该式是由 $a-a$ 到2-2的流量连续方程并假定 $a-a$ 到2-2无损失和 $X=0$ ($\lambda_{wa} = 1.0$)而得到的。它虽然是近似计算式, 但其计算结果还是较满意的。用(2-3-11)式计算结果和实验数据的比较示于图2-3-9上。图中 β_1 的极限值与叶栅出口气流轴向速度等于当地音速的条件相适应, 即与

$$\lambda_{w2} \cdot \sin \beta_2 = 1.0 \quad (2-3-12)$$

条件相适应。

最后, 还要指出, 和压气机叶栅一样, 涡轮叶栅的出气角还可用于叶栅出口构造角 $\beta_{2c}(\alpha_{1c})$ 的差值来确定, 该差值用后缘落后角 δ 表示。

$$\delta = \beta_2(\alpha_1) - \beta_{2c}(\alpha_{1c}), \quad (2-3-13)$$

δ 通常在 $0 \sim 1.5^\circ$ 之间。若动叶或静叶的叶根截面的排气边有较大的相对厚度 d_2/a ($d_2 = 2r_2$, r_2 为排气边小圆半径), 可以允许 $\beta_{2c}(\alpha_{1c})$ 适当地超过 $\beta_2(\alpha_1)$, 即 δ 为负值。其原因是 d_2/a 愈大, $\beta_2(\alpha_{1c})$ 减小得就越多。

由(2-3-6)和(2-3-13)式可得

$$\beta_{2o} = \beta_{2e} + (\delta_e - \delta), \quad (2-3-14)$$

当 $\delta_e = \delta$ 时, $\beta_{2c} = \beta_{2o}$ 。在叶片造型时第一次近似就用这个关系。

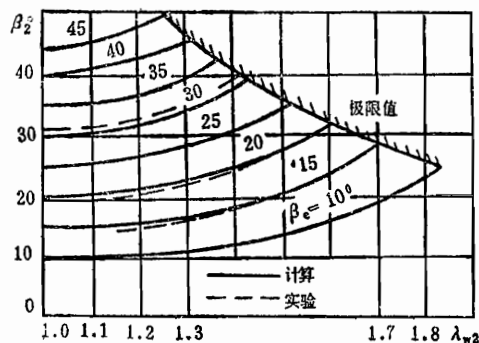


图 2-3-9

§ 4 叶栅损失系数同叶栅基本参数间的关系

一、叶型损失系数 $\xi_F(\xi_F)$ (或速度损失系数 φ, ψ)

实验研究指出, 叶型损失系数 $\xi_F(\xi_F)$ 主要取决于下列参数: 叶栅气流转折角 ε ($\varepsilon = 180^\circ - \beta_1 - \beta_2$ 或 $= 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_2$)或者叶型弯折角 ε_c ($\varepsilon_c = 180^\circ - \beta_{1c} - \beta_{2c}$ 或 $= 180^\circ - \alpha_{1c} - \alpha_{2c}$); 叶

栅槽道的收敛度 K_o ($K_o = \sin \beta_{1o} / \sin \beta_{2o}$ 或 $= \sin \alpha_{3o} / \sin \alpha_{1o}$) 或气流的收敛度 K ($K = \sin \beta_1 / \sin \beta_2$ 或 $= \sin \alpha_3 / \sin \alpha_1$)；进气边厚度 d_1 和排气边厚度 d_2 ；叶栅稠度以及冲角 i ； M 数和 R_o 数等。

实验时叶型损失是作为摩擦损失系数 ξ_D (ξ_D) 与尾缘损失系数 ξ_{ed} (ξ_{ed}) 之和取得的。在设计时，最好把它们分开。

对于亚音速气流绕流的现代叶型来说，叶栅的摩擦损失与 $(\beta_1 + \beta_2)$ 角和气流收敛度 K 的关系示于图 2-3-10 上。可以看出，当 $\beta_1 + \beta_2$ 和 K 加大时，摩擦损失减小。这样看来，反力式叶栅的损失将大大小于冲击式叶栅的损失，这是因为冲击式叶栅在前缘之后在吸力面的出口段有较大的扩张区，而反力式叶栅仅在叶背上有小的扩张段。研究表明，冲击式叶栅吸力面的最大速度和平均速度 ($W_{av} = \frac{1}{2} W_1 + \frac{1}{2} W_2$) 的比值可达 2.8，而反力式 W_{max}/W_{av} 则为

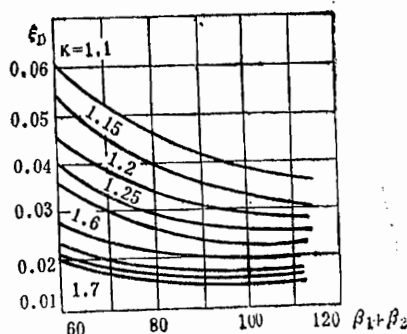


图 2-3-10

2.2，因此气流通过反力式叶栅的流动比通过冲击式叶栅顺利些。

图 2-3-10 所示的平面叶栅摩擦损失是对于叶型最大相对厚度为最佳值时的情况。即用下式决定 $(C_{max}/b)_{opt}$ ：

$$(C_{max}/b)_{opt} = 1 - A \sin \beta_{1c}, \quad (2-3-15)$$

式中 A 为实验系数，对冲击式叶栅，取 0.8~1.0，对反力式叶栅取 1.0~1.1。由图还可以看出收敛度 $K \geq 1.6$ 后， ξ_D 实际上与 K 无关。

尾缘损失（即压气机流动损失里所说的叶型压差损失和尾迹损失两部分）和尾缘后附面层状况有关。附面层分离时，尾缘损失将剧增。尾缘损失系数建议用下面经验公式进行估算：

$$\xi_{ed} = 0.2 \cdot \frac{b}{t} \cdot \frac{d_2}{\sin \beta_{2e}}, \quad (2-3-16)$$

式中 $\bar{d}_2 = d_2/b$ 是尾缘相对厚度， β_{2e} 是叶栅的有效出气角。

若取平均值 $\bar{d}_2 = 0.03$ 和 $\frac{b}{t} = 1.667$ ，则 $\xi_{ed} = 0.01 / \sin \beta_{2e}$ ，用这个式子计算的数据表示在图 2-3-11 的曲线上。由图上曲线可以看出，尾缘损失和摩擦损失具有相同的数量级。

当摩擦损失系数和尾缘损失系数为已知时，则可求出亚音速平面叶栅的叶型损失系数，

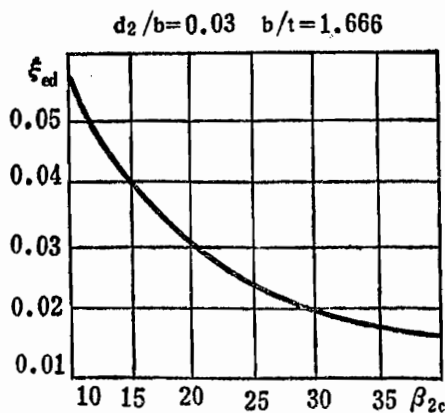


图 2-3-11

$$\xi_F = \xi_D + \xi_{ed} \quad (2-3-17)$$

对于静子叶栅有同样的结果。

图 2-3-12 表示了 $\psi_F = f(\beta_{1c} + \beta_{2c}, K_c)$ 的曲线, 它是由 $\psi_F = \sqrt{1 - \xi_F}$ 计算的。在 R_e 数自动模化范围内, 它可以用来查找亚音速叶栅的速度系数 φ 和 ψ 。实际上由于静叶的 K_c (或 K) 都很大, 因此 φ 与 K 无关, 故有的直接给出 φ 与 α_1 的关系如图 2-3-12a 所示。

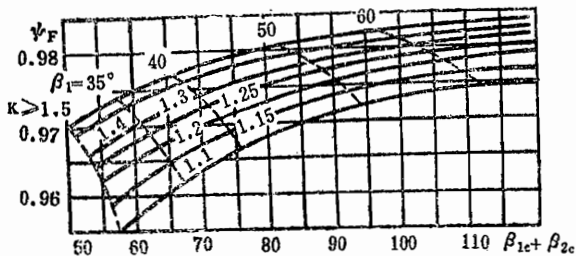


图 2-3-12

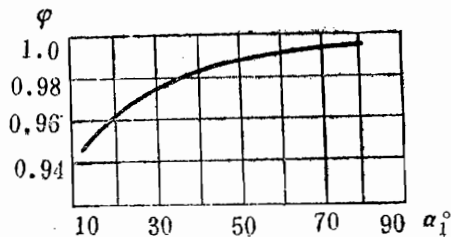


图 2-3-12 a

二、二次损失系数

为了计算叶栅的二次损失系数, 可用由实验数据所得出的半经验公式

$$\xi_s = \frac{A}{1 + 0.5\bar{h}} \xi_F,$$

其中 $\xi_s = \xi_F + \xi_s$, $\bar{h} = h/a$, h 为叶片的高度,

$$a = t \sin \beta_{2c} (\text{或 } t \sin \alpha_{1c});$$

系数 $A = 1.0 \sim 1.1$, 若气流转折角 $\varepsilon = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) \leq 70^\circ$, 则 A 的最低值为 1.0; 若气流转折角 $\varepsilon = 110^\circ$, 则 A 的最高值 1.1。于是二次损失系数为

$$\xi_s = \xi_F \frac{1}{\frac{1 + 0.5\bar{h}}{A} - 1}. \quad (2-3-18)$$

可以看出, 在一定的 ξ_F 下, $\bar{h}$ 越小即叶片越短, 二次损失系数就越大, 即二次损失越大。

二次损失还可以利用下面的经验公式直接计算 δ_{sc} :

$$\delta_{sc} = 1 - 1.5 \frac{\delta + \alpha_1}{h}, \quad (2-3-19)$$

式中 α_1 是考虑对涡损失的验经系数, 可以取 $\alpha_1 = 0.3$; δ 是径向间隙 (单位是毫米); h 是叶片高度 (单位毫米)。

式 (2-3-19) 已经包括了径向间隙损失, 而式 (2-3-18) 则不包括径向间隙所引起的损失。因此在应用 (2-3-18) 式计算叶栅二次损失时, 还要加上径向间隙所引起的损失。

三、径向间隙泄漏所造成的损失

燃气通过径向间隙泄漏所带来损失系数 ξ_δ , 可以认为与通过间隙的燃气流量和通过叶栅的燃气流量之比相等 (假设流过间隙的燃气动能完全丧失)。对无叶冠叶片, 其流量比与相应的面积比近似成正比, 即

$$\xi_\delta = G_\delta / G \approx K_{\delta t} \frac{b_\delta}{h \cdot \sin \beta}, \quad (2-3-20)$$

式中 $K_{\delta} = 0.5 \sim 0.7$, 它取决于间隙中的流动阻力, 叶尖截面越薄的叶片, K_{δ} 值就越大。 b_δ 为叶尖处的叶片弦长。

计算和实验数据表明, 相对径向间隙 $\bar{\delta} = \delta/h$ 增加 0.01 涡轮级的效率平均降低 1.5~2.5%。图 2-3-13 所示为 $(1 - \xi_\delta)$ 值与相对径向间隙的实验曲线。

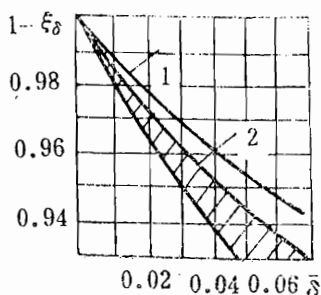


图 2-3-13

1) 冲击式
2) 反应式

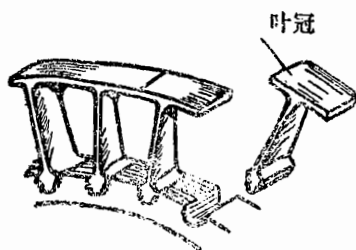


图 2-3-14

当采用带有可以形成轮箍的叶冠时(图 2-3-14), 可使间隙损失减小到 0.5%; 若采用专门的封严齿几乎可以完全排除燃气在轮箍上泄漏的可能性, 这时可取 $\xi_\delta = 0$ 。采用叶冠和封严齿大约可以提高涡轮效率 2~3%。

但是采用叶冠常常受到强度的限制, 所以有的涡轮采用在外环上嵌石墨块和采用蜂窝结构来减小径向间隙。例如某发动机采用石墨嵌块外环, 把涡轮径向间隙由原来的 2.3 毫米减小到 0.6 毫米, 使发动机的推力增加 3.7%。如前面提到的, 在近代高负荷涡轮级中采用主动间隙控制技术来达到不同工况下尽量小的径向间隙, 它能较显著地改善涡轮的性能。

有些情况, 为防止转子叶片共振, 采用拉筋。叶间槽道采用拉筋(图 2-3-15)会额外增加流动损失。图 2-3-16 表示出叶栅损失系数(拉筋引起)与拉筋相对直径的关系曲线。

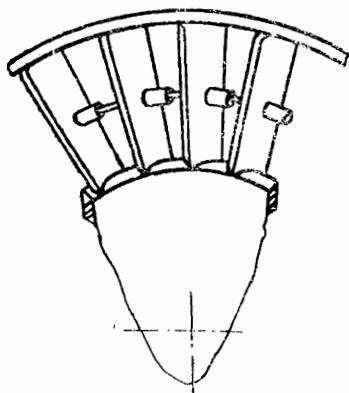


图 2-3-15

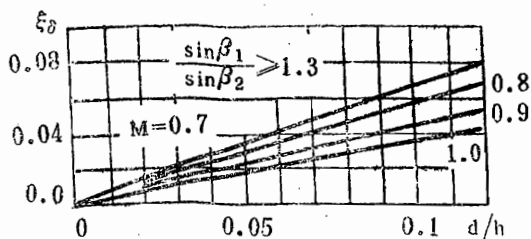


图 2-3-16

四、端面损失系数 ξ_{en}

这里的端面损失包括子午通道内外环壁的摩擦损失和对涡损失。它可以这样来作近似估算。

端面损失系数是两端壁处气体能量损失量 q 和无损失时可用能量 $G \frac{C_{ad}^2}{2}$ 的比值, 其中 G 是叶栅中所通过的气体流量, $G = \gamma_2 t \sin \beta_2 W_2 h$ 。 h 是叶片高度。

假设两端壁损失的能量 $q = K \frac{C_d^2}{2} \gamma_2 \cdot R_T b$ 。其中 K 是系数, R_T 是绕叶型的环量, $R_T = t(W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2)$ 。

这样可得

$$\xi_{end} = K \frac{W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2}{W_2 \sin \beta_2 \cdot \bar{b}} \quad (2-3-21)$$

根据实验数据, 可以近似地得到

$$K = 0.01 \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \quad (2-3-22)$$

上述公式是在长叶片情况下得到的(二维流动), 在叶片较短的情况下, 可以利用图 2-3-17 的曲线。该曲线是由最佳 b/t 和 β_1 值下的实验数据得到的。

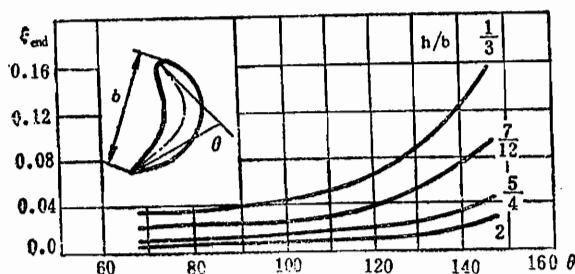


图 2-3-17

可以看出, $\bar{h}$ 大而叶片长, 端面损失则小; 叶型弯度 θ 大, 端面损失就大; 叶栅槽道中气流加速程度小, 端面损失也大。

五、 R_e 数和 M 数的影响

雷诺数 $R_e = W_2 \rho_2 b / \mu$ 对速度系数的影响, 示于图 2-3-18 上。 $R_e \geq (1.1 \sim 1.2) \cdot 10^5$ 为自动模化的范围, R_e 无影响时, $R_e < R_{ecr}$, R_e 的降低使 ψ 较快的降低。

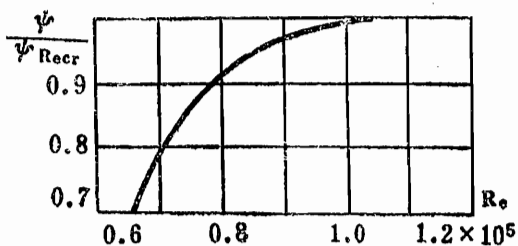


图 2-3-18

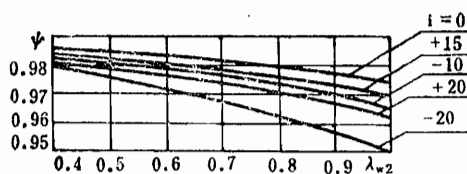


图 2-3-19

可压缩性即 $M_{w_2} = W_2/a_2$ 或 $M_{c_1} = C_1/a_1$ 对损失的影响, 对于不同的冲角 i 值示于图 2-3-19 上。可以看出, 反力式涡轮接近设计冲角时($i=0$), 在直到 $\lambda_{w_2} = 0.8 \sim 0.9$ 范围内损失系数 ψ 变化都很小, 小于 1%。而在非设计冲角时, λ_{w_2} 对 ψ 的影响较强。关于冲角对叶栅损失的影响在冲角选择中已经讨论过。

叶栅几何参数中还有一个重要的参数 b/t , 对叶栅的损失也是有较大影响的, 这个问题已在 § 1 中讨论过了。

第四节 涡轮级的计算参数系统

为了设计涡轮，对于涡轮的每一级在设计中都必须选择在平均半径处选择一些设计计算参数，这些计算参数要能决定基元级气流速度三角形，并便于检查设计时的某些要求。

在航空和地面涡轮级的设计中，由于具体情况的不同，可以采用不同的设计计算参数系统。

一、采用 $\bar{H}_T$, Ω'_T , $\bar{C}_{2a}$ 和 K_a 系统

就是在设计时，根据设计要求在平均半径处选择 $\bar{H}_T$, Ω'_T , $\bar{C}_{2a}$ 和 K_a 的值。这样有了 u 以后，基元级速度三角形和其他气流参数都可计算出。

二、采用 $\bar{H}_T$, $M_{c_{2a}}$, α_2 和 K_a 系统

选定这些参数并确定 u 值后，在已知进口条件下，由(2-2-16a)式可算出 $\bar{C}_{2a}$ ，然后由 $\bar{C}_{2a}$ 和 K_a 求出 C_{1a} 和 C_{2a} ，再由 α_2 和 $\bar{H}_T$ 求出 C_{1u} 和 C_{2u} 。

三、采用 $\bar{H}_T$, Ω'_T , α_1 , α_2 (或 $M_{c_{2a}}$) 系统

此时由 $\bar{H}_T$, Ω'_T 算出 C_{1u} 和 C_{2u} ，由 α_1 和 C_{1u} 算出 C_{1a} ，若给出 α_2 ，则由 α_2 和 C_{2u} 决定 C_{2a} ；若给定 $M_{c_{2a}}$ ，则由(2-2-16a)式计算 $\bar{C}_{2a}$ ，从而得到 C_{2a} 。

四、采用 $\frac{u}{C_{ad}}$ (或 $\frac{u}{C_1}$), Ω_{T0} , α_1 , β_2 系统

其中 C_{ad} 定义为

$$C_{ad} = \sqrt{2L_{STa_d}}, \quad (2-4-1)$$

由(2-4-1)式和 Ω_{T0} 的定义可得

$$C_1 = \varphi C_{ad} \sqrt{1 - \Omega_{T0}}, \quad (2-4-2)$$

$$W_2 = \psi \sqrt{\Omega_{T0} C_{ad}^2 + W_1^2}, \quad (2-4-3)$$

$$W_1^2 = C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1. \quad (2-4-4)$$

这样，对于确定的 U 由 U/C_{ad} 求出 C_{ad} ，由(2-4-2)到(2-4-4)式求出 C_1 、 W_1 ，和 W_2 ，它们和 α_1 、 β_2 一起决定了 C_{1a} 、 C_{1u} 、 C_{2a} 和 C_{2u} 。

这个计算系统在地面涡轮中得到广泛应用。对于航空燃气涡轮发动机的涡轮来说，使用这个参数系统不方便，因为对于这种涡轮来说给的是有效功而不是等熵功。

五、采用 P_3^*/P_1 , P_1/P_2 , F_1 , F_2 计算系统

实际设计中有一种算法就是选取静叶栅和动叶栅的落压比进行计算。这时工作轮叶片进口和出口的环形面积 F_1 和 F_2 作为已知量。

在一定的进口条件 P_3^* 、 T_3^* 和燃气流量 G_a 下，给定静叶栅落压比 P_3^*/P_1 ，计算出 C_1 ，再由 $T_1^*(=T_3^*)$ 和 C_1 求 T_1 和 P_1 ；由 G_a 和 F_1 计算 C_{1a} ，再由 C_{1a} 和 C_1 求出 C_{1u} 和 α_1 。决定了动叶进口速度三角形 (U_1 为已知量)。

给定动叶栅落压比 P_1/P_2 ，计算出 W_2 (所需的 W_1 由 C_1 , U_1 和 α_1 求得)，再由

$$T_2 = T_1 + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2C_p} - \frac{U_1^2 - U_2^2}{2C_p} + \Delta T_s$$

(其中 ΔT_s 为二次损失引起的温升) 计算 T_2 ，由 P_1/P_2 和 P_1 求得 P_2 ；由 G_a 和 F_2 求 C_{2a} (W_{2a})，则 W_2 和 W_{2a} 决定 β_2 ，从而得到 C_{2u} 和 C_{2a} (U_2 为已知量)。这样动出口气流速度三角形就被确定了。

和前面几种计算系统相比, 这个计算系统有它的优点: ①选取的参数较少, 面积 F_1 和 F_2 在流程形式初步选择后, 只要选择两个参数 P_3^*/P_1 和 P_1/P_2 就可以进行计算; ②它可以直接用于 $U_1 \neq U_2$ 的情况, 就是说这个计算系统中可以不用 $U_1 = U_2$ 的条件。这个计算系统的主要缺点, 就是系统中没有直接包括检查和控制的一些量 (如 α_2 , M_{a1} , $\bar{H}_T$, Ω_T' 等), 最后算出的这些量可能是不能接受的, 特别计算出的轮缘功可能和给定值不符。这就决定了该计算系统有一个试凑的计算过程。

为了避免在给定 P_3^*/P_1 和 P_1/P_2 时试凑的盲目性, 可以选定一些参数的值, 比如 α_1 , α_2 , Ω_T' 和 $\bar{H}_T$ 的值, 事先估算 P_3^*/P_1 和 P_1/P_2 。这就要找到这些参数和 P_3^*/P_1 , P_1/P_2 的关系。

可以推导出

$$\frac{P_1}{P_3^*} = \left[1 - \frac{K-1}{2K} \frac{1}{\varphi^2} \left(\frac{1 - \Omega_T' + \frac{1}{2} \bar{H}_T}{\cos \alpha_1} \right)^2 \frac{U^2}{RT_3^*} \right]^{\frac{K}{K-1}}, \quad (2-4-5)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left\{ 1 - \frac{K-1}{2K} \frac{U^2}{RT_1} \left[\frac{1}{\psi^2} \left(\frac{W_2}{U} \right)^2 - \left(\frac{W_1}{U} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{K}{K-1}}.$$

由静叶进口出口的能量方程和式 (2-2-2) 可得

$$T_1 = T_3^* \left[1 - \frac{K-1}{2K} \left(\frac{1 - \Omega_T' + \frac{1}{2} \bar{H}_T}{\cos \alpha_1} \right)^2 \frac{U^2}{RT_3^*} \right],$$

由速政三角形和式 (2-2-2), (2-2-3) 得

$$\left(\frac{W_2}{u} \right)^2 = \left[\frac{\frac{1}{2} \bar{H}_T - (1 - \Omega_T')}{\cos \alpha_2} \right]^2 + (2\Omega_T' - 1 + \bar{H}_T),$$

$$\left(\frac{W_1}{U} \right)^2 = \left(\frac{1 - \Omega_T' + \frac{1}{2} \bar{H}_T}{\cos \alpha_1} \right)^2 + (2\Omega_T' - 1 - \bar{H}_T),$$

将这些关系式代入 P_2/P_1 的表达式中可得

$$\frac{P_2}{P_1} = \left\{ 1 - \frac{K-1}{2K} \left[\left(\frac{\frac{1}{2} \bar{H}_T - (1 - \Omega_T')}{\psi \cos \alpha_2} \right)^2 + \frac{2\Omega_T' - 1 + \bar{H}_T}{\psi^2} - \left(\frac{1 - \Omega_T' + \frac{1}{2} \bar{H}_T}{\cos \alpha_1} \right)^2 - (2\Omega_T' - 1 - \bar{H}_T) \right] \right\} \left/ \left[\frac{RT_3^*}{U^2} - \frac{K-1}{2K} \left(\frac{1 - \Omega_T' + \frac{1}{2} \bar{H}_T}{\cos \alpha_1} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{K}{K-1}} \quad (2-4-6)$$

为了考虑 $U_1 \neq U_2$ 的影响, 在式 (2-4-5) 和 (2-4-6) 中和 U 有关的量可以取 $U = \frac{1}{2}(U_1 + U_2)$ 。

不难看出, P_3^*/P_1 , P_1/P_2 , α_1 和 α_2 (或 M_{a1}) 也是和该系统相类似的计算参数系统。由它们的给定值计算基元级气流速度三角形参数及其他参数的步骤也是不难找到的。

第五节 多级涡轮气动设计(流程设计)

第一节已经说到, 在多级涡轮的设计中, 在已知燃气流量 G_a , 进口总压和总温 P_3^* 、

T_3^* , 涡轮功 L_T (或功率 N_T) 和效率 η_T^* 以及转速 n 的情况下, 首先要进行的是多级涡轮的气动计算或叫流程设计。其目的在于初步确定多级涡轮的子午流道的几何尺寸和各级平均半径处的气流速度三角形。这个计算的计算步骤一般为

一、选择涡轮级数, 分配各级的功

根据统计数据, 大致可以给出下列涡轮级数同在试车台条件下的压气机设计增压比之间的关系 (下面的 π_{K0}^* 为地面条件下的压比)。

1 涡轮喷气发动机

$\pi_{K0}^* = 4.0 \sim 5.5$, 采用一级;

$\pi_{K0}^* = 5.5 \sim 6.0$, 圆周速度较大时用一级, 圆周速度相对来说不大时为二级;

$\pi_{K0}^* = 6.0 \sim 10$, 采用二级;

$\pi_{K0}^* = 10 \sim 15$ 采用三级或二级 (高圆周速度时);

$\pi_{K0}^* \geq 15$, 采用三级。

2. 函道比 $Y = 0.7 \sim 1.5$ 的涡轮风扇发动机

$\pi_{K0}^* = 9 \sim 10$, 采用二级到三级;

$\pi_{K0}^* = 11 \sim 19$, 采用三级到四级。

3. 函道比 $Y = 4 \sim 8$ 的涡轮风扇发动机

$\pi_{K0}^* = 20 \sim 27$ 和 $Y = 4 \sim 5$, 采用五级到六级;

$\pi_{K0}^* = 20 \sim 27$ 和 $Y = 6 \sim 8$, 采用七级到八级。

4. 涡轮螺桨发动机

$\pi_{K0}^* = 4 \sim 5$, 采用二级;

$\pi_{K0}^* = 5 \sim 8.5$, 采用三级;

$\pi_{K0}^* = 8.5 \sim 16.0$, 采用四级到五级。

级数确定后, 根据第二节之 § 4 中第五个问题所述的原则确定各级功的大致分配。

二、计算涡轮出口截面的环形面积 F_4 ,

$$F_4 = \frac{G_a}{m(P_4^*/\sqrt{T_4^*}) \cdot q(\lambda_{c4}) \cdot \sin \alpha_4}, \quad (2-5-1)$$

其中 α_4 和 λ_{c4} 是多级涡轮最后一级出口的绝对气流角和 λ 数。 α_4 可在 $85^\circ \sim 90^\circ$ 范围内选取, 初次近似可用 90° 。由 $M_{c2a} (= 0.5 \sim 0.6)$ 确定 λ_{c4} 。而

$$T_4^* = T_3^* - \frac{L_T}{\frac{K}{K-1} R}, \quad (2-5-2)$$

$$P_4^* = P_3^* \left[1 - \frac{L_T}{\frac{K}{K-1} R T_3^* \eta_T^*} \right]^{\frac{K}{K-1}}. \quad (2-5-3)$$

三、选定最后叶根截面的载荷系数 $\bar{H}_{Th}$, 确定叶片长度 h 。

在 $2 \sim 2.2$ 之间选取 $\bar{H}_{Th}$, 根据叶根处的功 L_{STh} , 确定叶根处的内径。

$$U_h = \sqrt{\delta_{80} L_{STh} / \bar{H}_{Th}}, \quad (2-5-4)$$

$$D_h = 60 U_h / (\pi \cdot n), \quad (2-5-5)$$

然后由下式确定外径 D_T ,

$$D_T = \sqrt{D_h^2 + \frac{4F_4}{\pi}} \quad (2-5-6)$$

叶片长度

$$h_4 = (D_T - D_h) / 2 \quad (2-5-7)$$

如果最后级出口的外径 D_T , 已由发动机总体设计要求确定, 则 $\bar{H}_{Th}$ 就不是选定而是计算出的。此时

$$D_h = \sqrt{D_T^2 - \frac{4F_4}{\pi}}, \quad (2-5-8)$$

$$U_h = \frac{\pi n D_h}{60},$$

$$\bar{H}_{Th} = \frac{\delta_{sc} \cdot L_{STh}}{U_h^2} \quad (2-5-9)$$

四、校核最后一级叶片的强度

对于叶片截面沿叶高为常数的叶片, 叶根截面上由离心力造成的最大拉伸应力为

$$\sigma_{P,h} = \frac{\gamma_B}{2} \left(\frac{n\pi}{60} \right)^2 \cdot D_T^2 (1 - d_4^2), \quad (2-5-10)$$

其中 γ_B 是叶片材料密度。实际叶片截面是沿叶高减小的, 故拉伸应力应小于 $\sigma_{P,h}$, 即

$$\sigma_P = K_\phi \sigma_{P,h}, \quad (2-5-11)$$

式中 K_ϕ 为叶片的形状系数, 它取决于 d , $f = F_h / F_T$ (叶根截面面积和叶尖截面面积之比), 和叶片截面面积沿叶片高度的变化规律。

对于航空燃气涡轮发动机涡轮的绝大多数转子叶片来说, 形状系数变化范围是相当窄的, $K_\phi = 0.48 \sim 0.54$ 。

为了更客观地评定动叶片的可靠性, 必须考虑叶身离心力所造成的非补偿剩余弯曲应力 (气动弯矩和离心弯矩未平衡完剩余弯矩产生) σ_u 它和拉伸应力 σ_P 的比值与最大相对燃气流量 G_{max} / G_{a0} 的关系曲线示于图 2-5-1 上。 G_{max} 为在整个发动机工作范围内通过涡轮的最大燃气流量 (考虑涡轮非设计工况决定), G_{a0} 为在试车台条件下相当于最大换算转速时的燃气流量。叶片的总应力

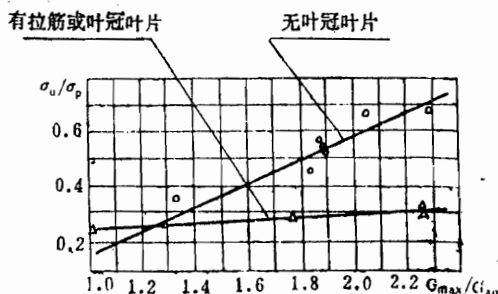


图 2-5-1

$$\sigma_z = \sigma_P + \sigma_u = \left(1 + \frac{\sigma_u}{\sigma_P} \right) \sigma_P \quad (2-5-12)$$

叶片的允许应力取决于叶片材料和叶片载荷最大截面处的温度。

叶片表面上的温度 $T_B = (0.9 \sim 0.95) T_{w1h}^*$ 。

$$T_{w1}^* = T_3^* - \frac{\sum_{i=1}^{z-1} L_{STi}}{\frac{K}{K-1} R} - \frac{C_1^2}{2C_P} + \frac{W_1^2}{2C_P},$$

由于 $C_1^2 - W_1^2 = C_{1u}^2 - (C_{1u} - U_1)^2 = 2U_1 C_{1u} - U_1^2$, 所以

$$T_{w_{1h}}^* = T_{3h}^* - \frac{\sum_{i=1}^{z-1} L_{STh_i}}{\frac{K}{K-1} R} - \frac{K-1}{2KR} U_{h_1}^2 (\bar{H}_{Th} - 2\Omega'_{Th} + 1) \quad (2-5-13)$$

式中 Z 为涡轮级数, U_{h_1} 为最后级动叶根进口的 U , $\bar{H}_{Th}$ 与 Ω'_{Th} 为最后级的叶根处的 $\bar{H}_T$ 和 Ω'_T 。

根据 T_B 和所用的材料, 由材料持久强度极限图可求得破坏应力 σ_B , 它与规定的安全系数之比为许用应力。

通常在大致初步验算叶片强度时, 则只考虑拉伸应力。在这种情况下, 安全系数 n 为

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_P} \geq 2.0 \quad (2-5-14)$$

如果安全系数 n 达不到所要求的值, 则可以采用①加大 M_3 来减小 F_4 , ②减小 K_Φ , ③降低转速 n 这样三种方法。

五、选择通道形式, 确定基本尺寸

选定涡轮进口气流 M 数 M_3 , 确定进口面积:

$$F_3 = G_a / [m \cdot (P_3^* / \sqrt{T_3^*}) \cdot q(\lambda_3)], \quad (2-5-15)$$

其中 λ_3 由选定的 M_3 确定。 $M_3 = 0.18 \sim 0.22$ 。

涡轮通道宽度根据统计数据确定。如图 2-5-2 所示

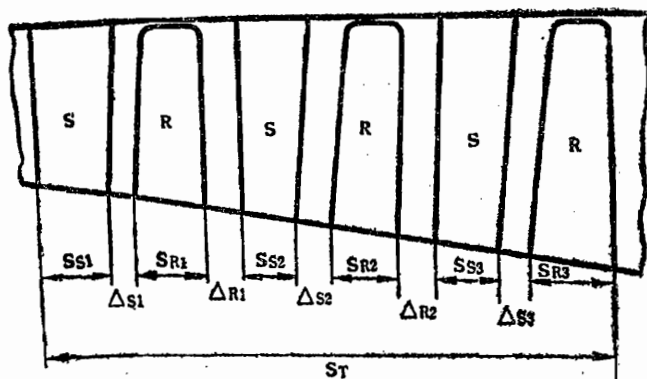


图 2-5-2

$$S_T = \sum_{i=1}^z (S_S + \Delta_S + S_R + \Delta_R)_i - \Delta_{Rz}, \quad (2-5-16)$$

其中 Z 为涡轮级数。 $(S_S, S_R, \Delta_S, \Delta_R)_i$ 由统计数据和叶片长度 h_i 来确定。

对多级涡轮的工作叶片, $h_R/S_R = 2.3 \sim 6.5$, 前几级取较小值, 后面级取较大值。

对多级涡轮的静叶, $h_S/S_S = 1.5 \sim 4.5$, 前面级取较小值, 后面级则逐渐加大。

$$\Delta/S = 0.2 \sim 0.3$$

然后选择通道形式, 计算子午流道扩张角。

若 $D_T = \text{常数}$, 则

$$h_3 = \frac{D_T}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{4F_3}{\pi D_T^2}} \right], \quad (2-5-17)$$

$$\gamma_h = \arctan \frac{h_4 - h_3}{S_T}, \quad (2-5-18)$$

若 D_{av} = 常数, 则扩张角 γ 为

$$\gamma = \arctan \frac{h_4 \left(1 - \frac{h_3}{h_4} \right)}{2S_T}. \quad (2-5-19)$$

此时 $\frac{h_3}{h_4}$ 由 $\frac{F_3}{F_4}$ 求得。若取算术平均半径, 则 $\frac{h_3}{h_4} = \frac{F_3}{F_4}$ 。

涡轮子午流道的扩张角 γ (γ_T 或 γ_h) 要求不大于 $15^\circ \sim 18^\circ$, 过大将会引起环壁和叶型中气流的分离。

六、进行第一级以及以后各级平均半径气流参数的计算

选定计算参数系统, 比如 P_3^*/P_1 、 P_1/P_2 、 F_1 和 F_2 。每一级的具体计算步骤如下:

1. 静叶出口气流参数的计算

① 根据实验结果或统计数据选定 φ ;

② 在 1.4~1.55 范围内给定 P_3^*/P_1 若干个值 (或按前述给定 Ω_T' 、 $\bar{H}_T$ 、 α_1 和 α_2 值估算 P_3^*/P_1);

③ 计算 C_1 ;

④ $T_1 = T_3^* - \frac{C_1^2}{2C_p}$, $P_1 = P_3^* / \left(\frac{P_3^*}{P_1} \right)$;

⑤ $C_{1a} = G_a / \left(\frac{P_1}{RT_1} F_1 \right)$, $\alpha_1 = \arcsin \frac{C_{1a}}{C_1}$;

$$W_1 = \sqrt{(C_{1u} - U)^2 + C_{1a}^2}, \quad \beta_1 = \arctan [C_{1a} / (C_{1u} - U)].$$

如果计算结果出现 $U_1 C_{1u} > L_u$, 则该组数据就无意义了, 若 $C_{1u} \cdot U_1 \leq \frac{1}{2} L_u$, 则该组数据也无意义 (反力度太大)。

2. 动叶出口气流参数计算

① 根据实验和统计数据选择 ψ 和 δ_{sc} ;

② 在 1.2~1.3 范围内选取若干个 P_1/P_2 , $P_2 = P_1 / \left(\frac{P_1}{P_2} \right)$;

③ 计算 W_2 ;

④ $T_2 = T_1 + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2C_p} - \frac{U_1^2 - U_2^2}{2C_p} + \Delta T_d$,

$$\text{其中} \quad \Delta T_d = (1 - \delta_{sc}) L_u / \left(\frac{K}{K-1} R \right), \quad (2-5-20)$$

⑤ $C_{2a} = G_a / \left(\frac{P_2}{RT_2} F_2 \right)$, $C_{2u} = \sqrt{W_2^2 - C_{2a}^2} - U_2$,

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}, \quad \beta_2 = \arctan \frac{C_{2a}}{C_{2u} + U_2};$$

⑥ 检查各组计算的 L_u 计 值是否与给定值 L_u 给 ($= L_T / \delta_{sc}$) 相符, 要求 $(L_u \text{ 计} - L_u \text{ 给}) / L_u \text{ 给}$ 不超过 $\pm(0.5 \sim 0.8)\%$ 。

3. 级参数的计算

根据求得的工作轮叶片出口即级的出口气流参数 T_2 、 C_2 求出 M_{c4} ，若是单级涡轮则 M_{c2} 应与原先选定的 M_{c4} 相等。

$$P_2^* = P_2 / \pi(\lambda_{c1}),$$

$$T_2^* = T_2 / \tau(\lambda_{c1}),$$

$$\pi_{ST}^* = P_3^* / P_2^*,$$

$$\eta_{ST}^* = L_{ST} / L_{STa4}^*,$$

$$L_{STa4}^* = \frac{K}{K-1} RT_3^* [1 - \pi_{ST}^{*\frac{K-1}{K}}].$$

多级涡轮在逐级计算中要考虑到①下级涡轮转速是否相同；②有无冷却空气加入；③前面级流程是否修正过，是否因此而引起整个流程的改变。

七、全台涡轮参数的计算

各级的参数计算结束，就进行全台参数的计算。

$$\pi_T^* = P_3^* / P_4^*,$$

$$L_T = \sum_{i=1}^z L_{STi},$$

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{Ta4}^*} = \frac{\sum L_{STi}}{\frac{K}{K-1} RT_3^* [1 - \pi_T^{*\frac{K-1}{K}}]},$$

$$N_T = \frac{G_B \cdot L_T}{735.8} \quad (\text{马力}).$$

第六节 轴流涡轮级叶片的扭向设计

由于级叶片排中不同半径上气流参数是彼此联系的，所以一般来说要在进行了叶片扭向设计计算以后，才能确定平均半径处的气流参数和子午流通道尺寸。

涡轮和压气机同是和气流进行能量交换的叶片机械，这决定着它们之间有着许多共同的道理。就叶片扭向设计来说，关于叶片的扭转及其缘由，基元级速度三角形沿叶高变化的约束条件；简化径向平衡方程的由来及其说明的问题；衡量叶片扭向规律的一些主要原则和某些叶片扭向规律的计算方法；一般径向平衡方程及其求解方法；叶片排和级的质量平均参数的计算方法；等等，涡轮和压气机没有原则上的差异。因此共同性的东西就没有必要再作仔细的讨论了。

但是，涡轮和压气机能量转换在程序上恰恰相反，因而上述共性中的一些问题又将以不同的形式叙述和表示出来。这一节就是在压气机级叶片扭向设计的基础上，对涡轮叶片扭向设计中上述共性问题的不同形式的表述，以及其他某些特殊问题进行必要的阐述和讨论。

§ 1 涡轮叶片扭向设计的特点

一、由于涡轮是将燃气的焓降转变成轴上功，所以其叶片沿径向扭转的目的是为了使级具有尽可能大的焓降和效率。

二、燃气在涡轮级中对外做功，因此轴向间隙中的简化径向平衡方程（压气机叶片扭向设计中的（1-5-8）式）应为（设 $\frac{dL_D}{dr} = 0$ ）

$$-\frac{dL_T}{dr} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \cdot \frac{d(rC_u)^2}{dr} + \frac{dC_a^2}{dr} \right], \quad (2-6-1)$$

式中 L_T 对于第一级工作轮后为

$$L_{ST} = \delta_{Sc} L_u = \delta_{Sc} (U_1 C_{1u} + U_1 C_{2u}) . \quad (2-6-2)$$

三、在衡量叶片扭向规律原则的表述中同压气机有下面一些不同：

1. 由于气流在涡轮叶栅槽道中是加速的，故流出叶片的气流 M （或 λ ）数受到限制。
2. 为了使级具有尽可能大的焓降和效率，涡轮叶栅不允许出现压气机工作状态。就是说，工作轮叶栅和喷嘴环叶栅的入口气流通道面积 f_{in} 不能小于出口通道面积 f_{out} 。这就要求比如工作轮叶片的任一截面上其进口压力必须满足 $P_2 < P_1$ 。

在平均半径上这个条件总是满足的，但由于涡轮工作轮前的 C_{1u} 总是大于 C_{2u} ，因而根据简化径向平衡方程（1-5-6），动叶前的气流压力 P_1 沿叶高增加的速度大于动叶后的气流压力 P_2 沿叶高增加的速度。就是说从平均半径到叶根， P_1 比 P_2 减小得快，因此对于给定的平均半径处的压力差 $P_{1av} - P_{2av} > 0$ ，只要叶片足够长，到叶根处就可能出现 $P_1 < P_2$ 的情况，如图 2-6-1 所示。此压力差沿叶高变化的快慢对于不同的扭向规律是不同的。所以它仍是涡轮叶片扭向规律的重要原则。

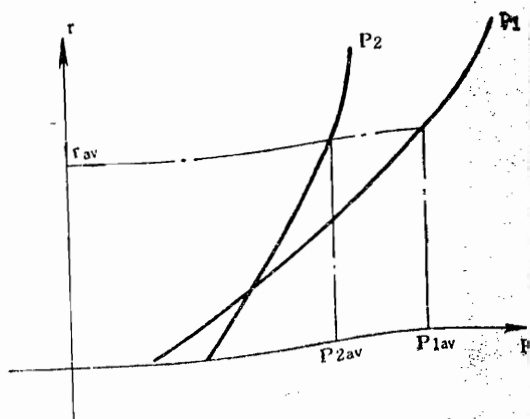


图 2-6-1

和压气机类似，用 $\Omega_{Toh} > 0$ 来限制叶根出现压气机工作状态。

由于 $\Omega_{To} = \frac{L_{R\alpha_d}}{L_{ST\alpha_d}} = 1 - \frac{C_{1h}^2}{2\varphi^2} \cdot \frac{1}{L_{ST\alpha_d}}$ 而这个式子对于平均半径和叶根都成立，所以

得（假定 φ 沿叶高不变）

$$\frac{1 - \Omega_{Toav}}{1 - \Omega_{Toh}} = \frac{C_{1av}^2}{C_{1h}^2} \cdot \frac{L_{ST\alpha_dh}}{L_{ST\alpha_dav}}, \quad (2-6-3)$$

如果级的工作轮叶片出口的 C_{2u} 较小（ $\alpha_2 = 85 \sim 90^\circ$ 的级），则出口静压变化不大，级进口压认为是均匀的，故级的等熵功沿径向近似不变，这时有

$$\Omega_{Toh} = 1 - (1 - \Omega_{Toav}) \frac{C_{1h}^2}{C_{1av}^2} . \quad (2-6-4)$$

若对于 C_{2u} 不能认为是较小的级，要考虑等熵功沿径向的变化，则假定 $C_{2\alpha_d} \approx C_2$ 时可以得到

$$\Omega_{T_{0h}} = 1 - (1 - \Omega_{T_{0av}}) \frac{C_{1h}^2}{C_{1av}^2} \cdot$$

$$\cdot \frac{\left[L_{ST} + \frac{1}{\psi^2} \cdot \frac{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}{2} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{2UC_{2u} + U^2}{2} + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \frac{C_1^2}{2} \right]_{av}}{\left[L_{ST} + \frac{1}{\psi^2} \cdot \frac{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}{2} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{2UC_{2u} + U^2}{2} + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2} \right]_h},$$

(2-6-5)

对于涡轮动叶的叶根, 要求 $\Omega_{T_{0h}} \geq 0 \sim 0.1$ 。

3 为了使级具有尽可能大的焓降和效率, 涡轮叶栅槽道出现局部扩张也是不希望的。如果和其他要求(强度和工艺)发生矛盾达不到这一点时, 那么允许叶栅槽道有局部的扩张, 但局部扩张度不得超过 5%。(如图 2-6-2)。

一般用根部叶栅选正冲角 i 来保证, 并用作内切圆的方法检查槽道的收敛情况。

4 和压气机相比, 涡轮叶片加工的工艺性是衡量涡轮叶片扭向规律的更为重要的原则。

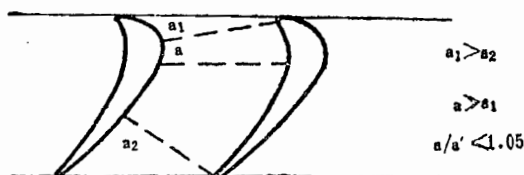


图 2-6-2

四、一般径向平衡方程的各种形式

及其讨论, 以及方程的简化及其求解方法和压气机里所说的没有什么原则的区别。这里要指出的一点就是近些年来(60年代以后)在国外, 在涡轮气动设计中有所谓“可控涡”设计一说。实际上可控涡设计一方面是相对于过去常用的所谓“自由涡”(等功等环量)设计而言的, 就是沿叶高采用变环量设计; 过去通常用的非自由涡设计如等功等 α_1 扭向规律, 其“涡”也是控制得使 α_1 沿径向不变, 但涡轮级的载荷和效率也不见得高了多少。所以可控涡设计还包含有尽量接近实际地考虑焓的径向梯度、流管的子午向收敛(或扩张)及弯曲的影响, 以及径向变功的设计。

在有可用实验数据的情况下, 可控涡设计能够提高涡轮级的焓降和效率。

§ 2 简化径向平衡方程的计算应用

在涡轮的简化径向平衡方程的应用中, 和压气机一样, 通常也是将方程(2-6-1)中的 $\frac{dL_T}{dr} = 0$, 即只考虑沿径向等功的情况。

如果考虑涡轮中流动的损失功, 则方程(2-6-1)在等功的条件下应为

$$\frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \frac{d(rC_u)^2}{dr} + \frac{dC_a^2}{dr} \right] + \frac{dL_D}{dr} = 0, \quad (2-6-6)$$

在压气机叶片扭向设计中假定 $dL_D/dr = 0$ 。在涡轮叶片扭向设计中可以和压气机一样假定 $dL_D/dr = 0$; 也可以假定 φ 和 ψ 沿叶高不变而 $dL_D/dr \neq 0$, 这时静叶中的流动损失功 L_{SD} 设其近似为(略去 ΔL_{SD} 的影响)

$$L_{SD} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2}, \quad (2-6-7)$$

基元级中的流动损失功 L_{STD} 设其近似为 (略去 ΔL_{STD} 影响)

$$L_{STD} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{\dot{W}_2^2}{2}, \quad (2-6-8)$$

现在就根据 (2-6-6) 式并假定 φ 和 ψ 沿叶高不变来讨论简化径向平衡方程在涡轮叶片排间隙中的计算应用。

一、喷咀环叶片出口气流参数沿径向的变化

此时由 (2-6-6) 和 (2-6-7) 可得

$$\frac{1}{2\varphi^2} \left(\frac{dC_{1u}^2}{dr} + \frac{dC_{1a}^2}{dr} \right) + \frac{C_{1u}^2}{r} = 0. \quad (2-6-9)$$

1. 若 C_{1a} = 常数, 则

$$\frac{dC_{1u}^2}{C_{1u}^2} = -2\varphi^2 \frac{dr}{r},$$

积分之得到

$$C_{1u} r^{\varphi^2} = \text{常数}. \quad (2-6-10)$$

2 若 $C_{1u} r$ = 常数, 则

$$\frac{dC_{1a}^2}{dr} = -2\varphi^2 \frac{r_{av}^2 C_{1ua}^2}{r^3} + 2 \frac{r_{av}^2 C_{1ua}^2}{r^3},$$

积分之得

$$C_{1a} = C_{1aav} \sqrt{1 - \cot^2 \alpha_{1av} (1 - \varphi^2) (\bar{r}^{-2} - 1)}, \quad (2-6-11)$$

其中 $\bar{r} = r/r_{av}$ 。

由于 $C_{1a} = C_{1u} \tan \alpha_1 = \frac{r_{av} C_{1ua}}{r} \tan \alpha_1$, 所以可得 α_1 的计算式为

$$\tan \alpha_1 = \bar{r} \sqrt{\tan^2 \alpha_{1av} - (1 - \varphi^2) (\bar{r}^{-2} - 1)}. \quad (2-6-12)$$

3. α_1 = 常数, 则由 (2-6-9) 式可得

$$\frac{1}{2\varphi^2} \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} \cdot \frac{dC_{1u}^2}{dr} + \frac{C_{1u}^2}{r} = 0,$$

移项积分之可得

$$C_{1u} r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = \text{常数}. \quad (2-6-13)$$

由于 $C_{1a} = C_{1u} \tan \alpha_1$, 所以有

$$C_{1a} r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = \text{常数}. \quad (2-6-14)$$

综合上述三种情况, C_u 沿径向的变化规律可以写成

$$C_u r^m = \text{const.}, \quad (2-6-15)$$

若用这个条件去解方程 (2-6-9) 可得静叶出口轴向速度的计算式为

$$C_{1a} = C_{1aav} \sqrt{1 - \left(1 - \frac{\varphi^2}{m} \right) \cot^2 \alpha_{1av} (\bar{r}^{-2m} - 1)}, \quad (2-6-16)$$

静叶出口气流角 α_1 的计算式为

$$\tan \alpha_1 = \bar{r}^m \sqrt{\tan^2 \alpha_{1av} - \left(1 - \frac{\varphi^2}{m} \right) (\bar{r}^{-2m} - 1)}. \quad (2-6-17)$$

二、动叶出口气流参数的变化 (设 $U_1 = U_2 = U$)

对于动叶出口, 由方程(2-6-6)和(2-6-8)可以得到

$$\frac{dC_{2a}^2}{dr} + \frac{\psi^2}{r^2} \frac{d(rC_{2u})^2}{dr} + (1-\varphi^2) \frac{d(U+C_{2u})^2}{dr} + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \psi^2 \left(\frac{dC_{1a}^2}{dr} + \frac{dC_{1u}^2}{dr}\right) = 0, \quad (2-6-18)$$

由于沿径向等功, 所以得

$$\begin{aligned} (rC_{2u})^2 &= [r_{av}(C_{1ua} + C_{2ua}) - C_{1ua}r_{av}^m r^{1-m}]^2, \\ (U+C_{2u})^2 &= [U + r_{av}(C_{1ua} + C_{2ua})r^{-1} - C_{1ua}r_{av}^m r^{-m}]^2. \end{aligned} \quad (2-6-19)$$

根据(2-6-15)和(2-6-16)式有

$$C_{1u}^2 = C_{1ua}r_{av}^{2m}r^{-2m}, \quad (2-6-20)$$

$$C_{1a}^2 = C_{1ua}^2 \left[1 - \left(1 - \frac{\varphi^2}{m}\right) \cot^2 \alpha_{1av} (r_{av}^{2m} r^{-2m} - 1) \right], \quad (2-6-21)$$

将方程(2-6-19), (2-6-20)和(2-6-21)对 r 求导, 并代入(2-6-18)式, 经简化运算得到 C_{2a} 的计算式为

$$\begin{aligned} C_{2a}^2 &= C_{2aa}^2 - (1-\psi^2)U_{av}^2(\bar{r}^2 - 1) - (1-\psi^2)(C_{1ua} + C_{2ua})^2(\bar{r}^{-2} - 1) \\ &\quad + 2\left(1 - \frac{2}{m+1}\psi^2\right)C_{1ua}(C_{1ua} + C_{2ua})(\bar{r}^{-m-1} - 1) \\ &\quad - \left(1 - \frac{\varphi^2\psi^2}{m}\right)C_{1ua}(\bar{r}^{-2m} - 1) + 2(1-\psi^2)U_{av}C_{1ua}(\bar{r}^{1-m} - 1). \end{aligned} \quad (2-6-22)$$

在功沿径向不变的条件下(且 $U_1 = U_2$), 式(2-6-19)到(2-6-22)是计算涡轮级动叶进出口气流轴向和切向分速的一般方程, 也就是计算基元级气流速度三角形沿径向变化的一般方程。这时气流角 β_2 的计算式为

$$\operatorname{tg} \beta_2 = C_{2a}\bar{r} / [U_{av}\bar{r}^2 + C_{1ua}(1 - \bar{r}^{1-m} + C_{2ua})], \quad (2-6-23)$$

气流角 α_2 计算式为

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{2a}\bar{r}}{C_{1ua}(1 - \bar{r}^{1-m}) + C_{2ua}}, \quad (2-6-24)$$

反力度 Ω_{T0} 用(2-6-4)或(2-6-5)式计算(式中叶根截面参数换成要计算的截面参数)。

图(2-6-3)至(2-6-6)为 $\bar{C}_{1a} = C_{1a}/C_{1aa}$, $\bar{C}_{2a} = C_{2a}/C_{2aa}$, α_1 , α_2 , β_2 和 β_2 在不同 m 值下随 $\bar{r} = r/r_{av}$ 的变化曲线。可以看出, m 值的变化对这些参数沿径向的变化影响较大。而且 $\bar{r}$ 值愈小(接近叶根)影响愈大。

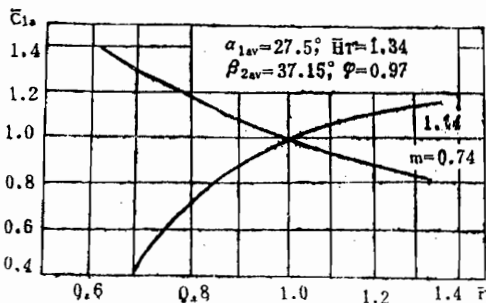


图 2-6-3

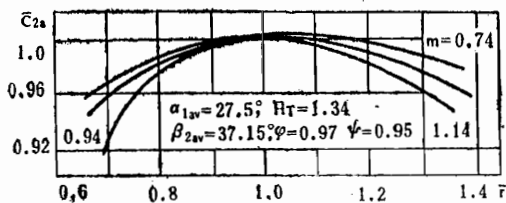


图 2-6-4

显然, $m = 1.0$ 时为等环量扭向规律, 而当 $m = \varphi^2 \cos^2 \alpha_1$ 时, 则为等 α_1 扭向规律 (对于图中所给数据, $m = 0.74$)。

由于转子叶片后的气流角 α_2 很快地减小和轴向分速 C_{1a} 、 C_{2a} 不均匀度很大, 进一步减小 m 值使其小于 $\varphi^2 \cos^2 \alpha_1$ 是不适宜的。因为 C_{1a} 及 C_{2a} 的较大的不均匀度意味着在叶根截面和叶尖截面处, 通过静叶和动叶时的燃气流量之间发生明显的不协调, 从而促使在叶间槽道的燃气产生较大的径向分速。

m 数值大于 1.0 则会增加叶根的气流转折角, 使反力度变成负值。

所以在设计涡轮时, 在简化径向平衡和等功条件下, 应在 $m \geq \varphi^2 \cos^2 \alpha_1$ 范围内选定 m 数。

工作轮叶片进口气流的绝对和相对 λ 数的计算式如下:

$$\lambda_{c_1} = \frac{C_1}{\sqrt{\frac{2}{K+1} K R T_3^*}},$$

$$\lambda_{w_1} = \frac{W_1}{\sqrt{\frac{2}{K+1} K R T_{w_1}^*}},$$

$$\lambda_{c_2} = \frac{C_2}{\sqrt{\frac{2}{K+1} K R T_2^*}},$$

$$\lambda_{w_2} = \frac{W_2}{\sqrt{\frac{2}{K+1} K R T_{w_2}^*}},$$

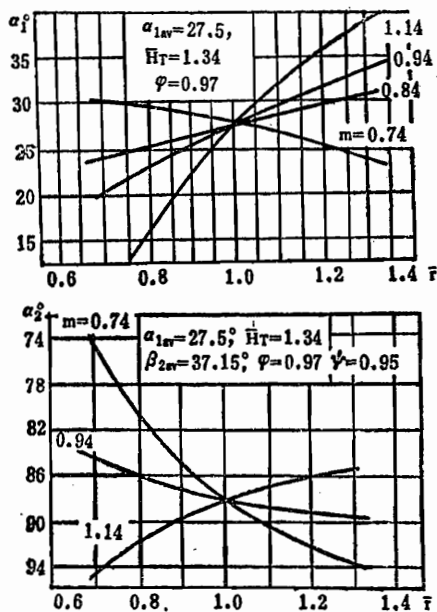


图 2-6-5

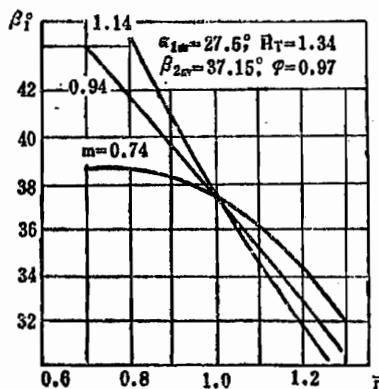
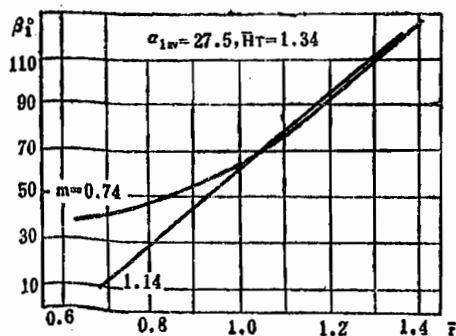


图 2-6-6

其中

$$T_{w_1}^* = T_3^* - \frac{2UC_{1u} - U^2}{2C_p},$$

$$U_1 = U_2 \text{ 时, } T_{w_1}^* = T_{w_2}^*,$$

$$T_3^* = T_2^* - \frac{L_{gst}}{C_p}$$

第七节 涡轮叶片造型

涡轮叶片的造型, 现在有着不同的方法。可以用二次抛物线、双扭线或其他曲线, 用图解的办法绘制叶栅叶型的型面。也可以和压气机类似用标准的原始叶型来进行造型。我们这里讨论的是后者, 这种方法便于考虑制造和气动两方面的要求及相互调整。它分两步完成: ①构成中弧线; ②确定叶型型面。

叶片造型中用到的基本数据是叶片扭向设计计算得到的不同半径上的气流参数。

§ 1 叶型中弧线及有关参数的确定

涡轮动叶栅及其有关参数示于图 2-7-1 上。静叶栅也可画出类似的图。叶型中线及其有关参数的确定步骤如下:

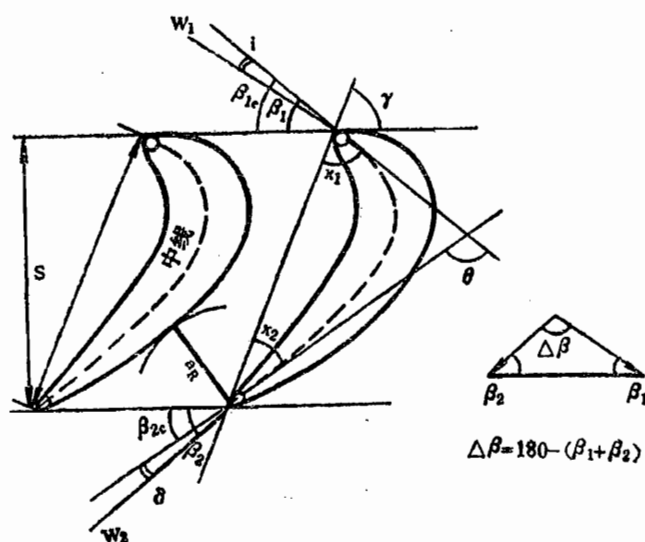


图 2-7-1

1. 确定静叶平均半径处的叶栅稠度

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{av} = \frac{1}{0.8} \sim \frac{1}{0.9}$$

2. 选定静叶展弦比 $\bar{h} = h/b_{av}$, 计算平均半径处的弦长

$$b_{av} = h/\bar{h}$$

$\bar{h}$ 的值可在第五节中指出的 h_s/S_s 的数据范围内选定。或者在选定 S_s 下用式子 $b_{av} = S_s/\sin \gamma$ 计算 b_{av} 。安装角 γ 计算式在第14步给出。

在其它设计半径上可以取 $b = b_{av}$ 。

3. 求平均半径处的间距 t_{av}

$$t_{av} = b_{av} \left(\frac{t}{b} \right)_{av}.$$

4. 计算静叶叶片数目

$$Z_s = \frac{\pi D_{av}}{t_{av}},$$

取整数后重新确定 $(b/t)_{av}$ 和 t_{av} 。

5. 选定动叶叶片平均半径处的稠度

$$\left(\frac{b}{t} \right)_{av} = \frac{1}{0.6} \sim \frac{1}{0.7},$$

有时为了强度和降低叶片数目取比上面数据较小的稠度。

6. 在第五节所指出的 h_R/S_R 数据范围内选取 $\bar{h} = (h/b_{av})_R$, 计算 b_{av} 。或者在取定 S_R 下, 由 $b_R = S_R / \sin \gamma$ 计算 b_R 。

在其它设计半径上, 取 $b = b_{av}$ 。

7. 求平均半径处的间距 t_{av}

$$t_{av} = b_{av} \left(\frac{t}{b} \right)_{av}.$$

8. 计算动叶叶片数 (Z_R 和 Z_s 要互为质数)

$$Z_R = \frac{\pi D_{av}}{t_{av}},$$

计算结果取整数。然后再计算 $(b/t)_{av}$ 和 t_{av} 值。

9. 根据所得叶片数校核叶片在盘上安装的可能性。

在所有选择的半径上都要进行上述的对静叶和动叶相类似的计算。这些计算一般可平行地列表进行。

10. 假定叶型出口构造角和叶栅有效角相等, 即

$$\beta_{2c} = \beta_{2e},$$

$$\alpha_{1c} = \alpha_{1e},$$

对于超音速出口速度, 由 $\lambda_{w_1}(\lambda_{c_1})$ 利用图 2-3-9 求 $\beta_{2e}(\alpha_{1e})$ 。

对于亚音速出口速度借助于图 2-3-8 用试凑法求出有效角。比如对动叶, $\beta_2 = \beta_{2e} - \delta_e$, 取定若干个 β_{2e} 值由已知的 λ_{w_1} (或者由 ψ , λ_{w_1} 找出 $\lambda_{w_{2ad}}$) 求出 δ_e , 然后算出 β_2 , 取 β_2 和给定值相等时 β_{2e} 即为所求的动叶栅的有效角。

11. 按第三节之 § 2 中所述的道理选定气流冲角 i , 计算叶型进口构造角。如 $\beta_{1c} = \beta_1 + i$ 。

12. 计算叶栅中叶型弯折角 θ , 如

$$\theta = 180^\circ - (\beta_{1c} + \beta_{2c})$$

13. 按第三章第三节之 § 4 中所述的方法, 用抛物线作中线, 求出 x_1 和 x_2 以及中弧线的坐标。

14. 求叶型安装角 γ , 比如

$$\gamma = 180^\circ - (\beta_{1c} + x_1),$$

叶片宽度 $S = b \sin \gamma$ 。

§ 2 叶片型面及有关参数的确定

原始叶型(图 2-7-2)的坐标如表 2-1 所示。

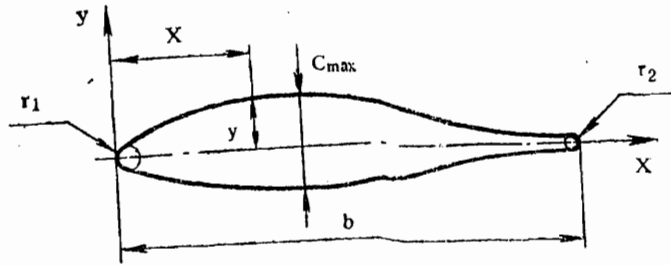


图 2-7-2

表 2-1

$\bar{X} = \frac{X}{b} \times 100\%$	0	1.25	2.5	7.5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
$\bar{Y} = \frac{Y}{b} \times 100\%$	0	1.17	1.54	1.99	2.74	3.40	3.95	4.72	5.0	4.76	3.70	2.51	1.42	0.85	0.72	0

由给定的原始叶型的厚度分布,按第一章第三节之§4中所述的方法(作图时可以在中线各点上用叶型厚度 $C/2$ 为半径作圆,圆的包络线为叶型上下表面)将其搬到弯曲的中线上,就得到弯曲的叶型和叶栅,然后根据叶栅槽道形状和不出现大的局部压力梯度(不出现气流分离)的要求对叶栅叶型进行适当的修正。这个方法十分简单,便于应用。

前缘小圆半径 $r_1 = (0.2 \sim 0.3)C_{\max}$; 后缘小圆半径 $r_2 = (0.05 \sim 0.08)C_{\max}$ (在叶根处), $r_2 = (0.08 \sim 0.15)C_{\max}$ (在叶尖处); 或者直接选择 r_1 和 r_2 的值如下: r_1 从 1 mm (动叶叶尖) 到 3 mm (动叶叶根和静叶); $r_2 = (0.3 \sim 0.8)$ mm。

叶型最大相对厚度推荐值如下

- ① 静叶所有半径 $\bar{C}_{\max} = 10\%$;
- ② 动叶根部 $\bar{C}_{\max} = 20 \sim 30\%$ (较大的值适于冲击式);

叶尖处 $\bar{C}_{\max} = 4 \sim 5\%$;

平均半径处 $\bar{C}_{\max} = 10 \sim 15\%$ 。

实际上动叶根部叶型最大相对厚度可由槽道不扩张的条件作估算。如图 2-7-3 所示, $C_{\max} = t - a'$, 要使 a' 大于 a , 则必须使 $C_{\max} < (t - a)$, 即

$$\bar{C}_{\max, h} \leq (1 - \sin \beta_{2ch}) / \left(\frac{b}{t} \right)_h$$

这些量的最终选取取决于叶片的高度; 计算的叶片应力之和叶尖处叶型的绝对厚度, 它必须小于 (2-3) mm。

动叶最大相对厚度沿叶高的变化, 取决于叶片剖面(叶型)的面积沿叶高的变化。若叶型面积沿叶高线性变化, 则

$$f_r = f_h - \frac{f_h - f_r}{r_T - r_h} (r - r_h),$$

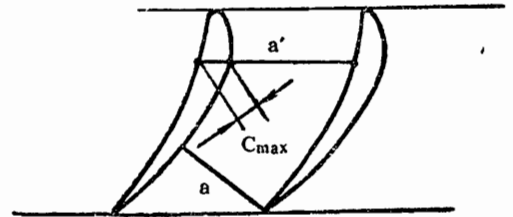


图 2-7-3

若叶型面积沿叶高为指数规律变化, 则

$$f_r = f_h \left(\frac{f_T}{f_h} \right)^{\frac{r-r_h}{r_T-r_h}},$$

在这两种情况下, $\bar{C}_{\max \cdot r}$ 可用下式计算

$$\bar{C}_{\max \cdot r} = \bar{C}_{\max \cdot h} \frac{f_r}{f_h},$$

其中 $\bar{C}_{\max \cdot r}$ 和 f_r 分别是任意半径上的最大相对厚度和叶型面积。

在设计实践中常常选取线性和指数变化的中间的某一变化规律。

在静叶各半径上叶型的积叠中, 各半径叶型的前缘重合一致(图 2-7-4)。在弦长沿叶高不变下, 叶型轴向宽度沿叶高稍增加 ($S > S_h$)。图中 1 表示叶根; 2 表示平均半径; 3 表示叶尖; 4 为涡轮轴线。

静叶各半径叶型也可按扭转中心进行积叠, 即各叶型围绕扭转中心旋转, 当叶片中穿过发动机的径向承力螺杆时, 宜采用这种方法。

动叶各半径上叶型在积叠时, 往往使各半径上的叶型重心放在一条线上 (所有半径上叶型重心必须落在不大于 2-3mm 的三角形内), 以阻止产生附加的弯曲应力。有时还需考虑气动补偿, 就是使重心偏离径向线所产生的离心力弯矩部分地或全部地抵消气动弯矩。

叶栅中各叶型的型面确定后, 动叶和静叶各半径上的叶栅有效角可由喉部宽度 a 和间距 t 计算:

$$\beta_{20} = \arcsin \frac{a_R}{t_R},$$

$$\alpha_{10} = \arcsin \frac{a_S}{t_S}.$$

在 § 1 的第 10 步中已经由 $\lambda_{w1}(\lambda_{c1})$ 和 $\beta_2(\alpha_1)$ 确定了 $\beta_{20}(\alpha_{10})$ 。由于在初步造型中假定 $\beta_{20} = \beta_{2e}$, $\alpha_{10} = \alpha_{1e}$, 所以由叶栅几何得到有效角与第 10 步中确定的值可能不等。

为了由造型后叶栅几何得到的叶栅有效角和第 10 步确定的值相等, 可以使叶栅边缘部分再弯些或转动整个叶栅。

叶栅槽道面积要光滑地变化, 不能有扩张段。就是说对反应式叶栅槽道必须光滑收敛, 对于冲击式叶栅要有不变的槽道面积, 用作内切圆的办法来校核叶栅槽道的变化情况。如果出现了不允许的扩张度, 则用改变前面或后面部分的型面来消除。前面已经说过叶栅进口有轻微的扩张 (扩张度不超过 1.05) 是允许的。

二元涡轮叶栅的最小宽度 (喉部) a 必须在叶栅的出口部分。前面也已经说过, 叶根处可以用选取正冲角来消除槽道的扩张。

对于新设计的叶栅, 将其和叶栅图册中类似的叶栅进行比较, 以及用理论的方法进行速度分布的校核和分析都是很有意义的。

叶片造型完成并积叠成叶片后, 就要进行涡轮叶片强度的分析。

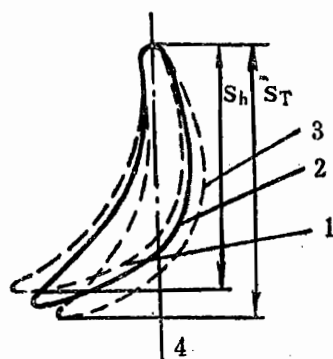


图 2-7-4

第八节 燃气涡轮叶片的冷却

改善燃气涡轮发动机基本性能指标（加大单位推力和推重比，减小耗油率）的途径之一是提高涡轮前燃气温度，但这在很大程度上受到静叶和动叶热负荷和强度的限制。解决这一课题有两个方向可供选择：一是提高叶片材料的热强度；二是采用冷却叶片，以保证叶片在高温燃气条件下可靠地工作。

对燃气涡轮零件进行开式气冷的方案跟其他方案比较，有优点，这就是结构简单，使用可靠。这种冷却方案就是由压气机引出的压缩空气在对叶片完成冷却之后又进入通道。它是目前在航空发动机上唯一在实际上可以实现的冷却方案。但是，这种方案中冷却空气量愈大，由提高燃气温度所带来的好处就愈小。所以提高燃气温度的基本课题之一就是研制一种高有效度的叶片结构，在其它条件相同下冷却空气量最小。

开式气冷结构的叶片可用内对流冷却法、气膜冷却法和发散冷却法来降低叶片的温度。

§ 1 内对流冷却法

采用内对流冷却叶片时，冷却空气流经叶片内的专门制造的通道然后流入主通道。这种叶片的某些结构方案参看图 2-8-1。

三通道叶片(a)的冷却空气由叶根进入，顺尾缘沿通道向上流动；大部分经上端面孔流出，其余部分折入中间通道向下，然后流经靠前缘的通道，经上端面孔向径向间隙流出。叶长30毫米的这种叶片装在涡轮前燃气温度为1240K的《苔茵》发动机的第一级涡轮上。当冷却空气流量占燃气流量的1%时，叶片中截面的温度平均可降低40°。这已经足可以使发动机寿命增加一倍多了。

叶片(b)也是三通道的。冷却空气分别由叶片伸根两侧面上的孔流入和流出叶片的，冷却空气首先同时沿靠近前缘和后缘的两条通道向上流动，然后折入中间通道向下流动。这种叶片装在涡轮前燃气温度为1310K的《康维》发动机的第一级涡轮上。在叶片中截面（叶背中心和排气边）温差接近的条件下，如冷却空气量占燃气流量的1.42%，叶片中截面可冷却120°。

叶片(c)的冷却空气从叶片伸根的两侧面进入，流过椭圆形纵向（径向）通道向径向间隙流出。长度为38毫米的这种叶片装在《斯贝》发动机的涡轮上。该发动机涡轮前燃气温度最高值不超过1360K。流过叶片近2%的冷却空气在叶片中截面的中间部分和排气边的温度差为200°的条件下，可降低叶片中截面温度达220°。

(d)型叶片具有直径为1-1.2mm的径向通道。冷却空气经叶片榫头进入，通过通道，向径向间隙流出。这种叶片是用耐热合金铸造的，通道数量多达35条。尽管通道数量如此之多，当经叶片的燃气温度为1250K，冷却空气为310K，冷却空气流量为1.5~1.8%时，

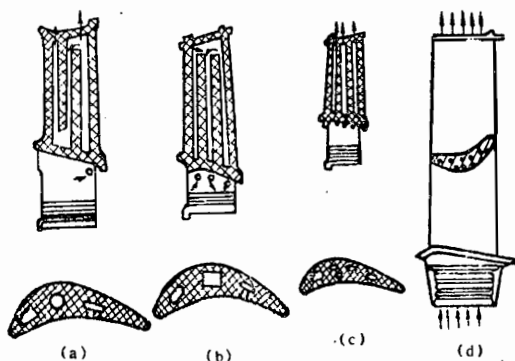


图 2-8-1

截面上叶片中部与叶片边缘之间的温差可达 250° 。横向截面上温度不均匀性较大是具有径向通道的冷却叶片的特点。如果采用空心叶片,其内有导流片,冷却空气从根部进入,经导流片然后由后缘流出,即冷却空气相对叶身有横向流动的空心冷却叶片,其温度不均匀度不会超过 50° 。

§ 2 气膜冷却

当采用气膜冷却时,空气经叶片上专门制造的缝隙或孔溢出,同时在燃气和叶片表面形成一层保护层。冷却空气层在流经叶片叶型的某一段时,中途被燃气冲掉,在气膜还没被冲毁之前的那些叶型地方必须制出一系列类似的可引进一部分新的冷却空气的缝隙和孔(图 2-8-2)。很明显,内对流冷却是在气膜冷却之前存在着,因为冷却空气到达叶片表面是沿内通道流过的。所以在这些叶片上,对流冷却作用和气膜冷却作用常常是同时存在的。

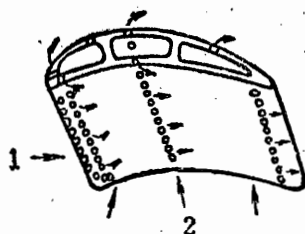


图 2-8-2

§ 3 发散冷却

发散冷却的效率最高。其原因就是空气通过叶片壁上的细孔(气孔)带走叶片的热量并在外表面上形成一层绝热层(图 2-8-3)。这种叶片是由具有特形肋条的内承力骨架1和形成叶型型面的多孔蒙皮2组成。蒙皮可以用丝钢制作。骨架上的肋条是用来固定蒙皮和形成纵向冷却通道,以保证沿叶片表面所需的压力分布和冷却空气流量的分配。

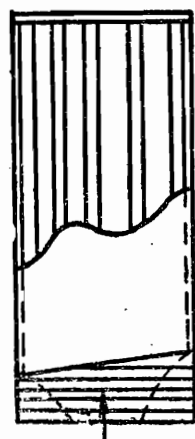


图 2-8-3

目前由于发散冷却所采用的多孔蒙皮材料的耐热性还不够好,所以还不能用来实现对动叶片的有效降温。

显然,冷却叶片的流动损失,一般来说要比非冷却叶片大些。比如采用发散冷却的静叶,冷却后的总压损失系数 $\overline{\omega}_c$ 和不冷却时 $\overline{\omega}$ 有如下近似关系:

$$\overline{\omega}_c = \overline{\omega} + 0.04 + 0.5 \frac{G_c}{G_a}$$

其中 G_c 为冷却空气流量。

§ 4 压气机增压比和飞行速度对冷却效果的影响

随着压气机增压比和飞行速度的提高,压气机后的冷却空气温度提高了,因而恶化了叶片的冷却条件。所以随着飞行 M 数和 π_{K0}^* 的提高,在规定了叶片温度以后,涡轮前允许的燃气温度就降低了,当 M_H 很大时,这一点表现尤为突出。例如当 $M_H = 3.0$ 和 $\pi_{K0}^* = 6$ 时,燃气允许温度比在试车台工作状态下下降 150° ,而当 $\pi_{K0}^* = 9$ 时,还要再降低 50° 。此时,飞行工作状态下冷却空气的相对流量为 2%。

如果增大飞行工作状态下的冷却空气的相对流量到 4%，可以保证在 $\pi_{K0}^* = 6$ 条件下涡轮前燃气温度不变。但这对带加力的涡轮喷气发动机来说一方面会提高耗油率大约 1% (η_H 不变情况下)；另一方面则需大大加大冷却空气的通道截面。这就需要加大冷却通道的尺寸和叶片厚度，从而也要增加涡轮的流动损失。增大冷却相对空气量和降低涡轮效率，无论是在大 M_H 数还是在小 M_H 数下，都会减小发动机的最大推力和增加起飞工作状态发动机的耗油率。因此用加大冷却相对空气量来提高飞行条件下的涡轮前温度是不可取的。

能否不用压气机后冷却空气而用温度比较低的压气机中间级冷却空气来解决这个问题呢？

总的来说，解决这一课题是非常困难的，因为这取决于发动机型别，发动机主要参数值，结构方案，使用条件，冷却流路和冷却叶片结构等多方面因素。

图 2-8-4 表示了冷却叶片温度与取冷却空气的部位的关系曲线。

可以看出，取冷却空气所在部位的级数愈高，冷却空气的压力和流量愈大，冷却效果就愈好。因此，尽管在压气机中间级后引冷却空气，其温度低于 T_K^* ，然而涡轮叶片所受的温度几乎不变，就是说涡轮前的允许的燃气温度比起从压气机后面取冷却空气还是不高。

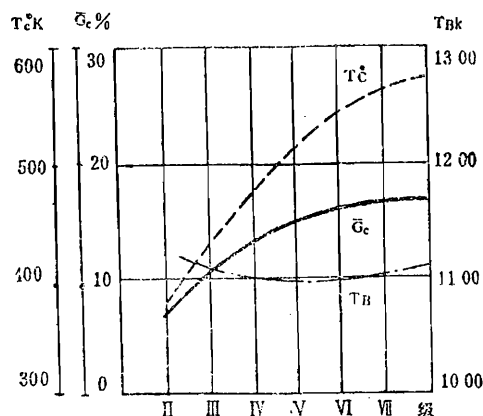


图 2-8-4

所以， π_{K0}^* 高的发动机在高速飞行条件下，提高涡轮叶片冷却效果的唯一办法是预冷空气。在这种情况下，还是自压气机后面取空气最有利。

所取的空气进入热交换器，热交换器是利用进气道或涵道风扇后的空气或燃料作为冷却介质。

在一定叶片温度限制下，经燃料—空气热交换器中降低冷却空气的温度可以大大提高涡轮前燃气温度。例如，压气机增压比换算成试车台条件下的值 $\pi_{K0}^* = 12$ ，在 $H = 23$ 公里， $M_H = 3.0$ ， $T_3^* = 1515K$ 时，降低冷却空气温度（占压气机流量的 2.5%，叶片温度为 1200K）220K（由 920K 降到 700K），可使涡轮前燃气温度增高 125K。这时，燃油温度在热交换器中大约可提高 120°。当然，燃油所能吸收的热量受发动机燃油进口温度和热交换器燃油出口极限允许温度的限制。另外在起动工作状态和非设计工作状态下，所消耗的燃油和冷却空气的绝对值以及它们间的比值都是变化的。这就给这种冷却方法带来困难。

如果发动机有外涵道而且在外涵道中装上空气—空气交换器，那么在上述条件下可提高涡轮前燃气温度几乎达 90°。但此时却增加了外涵道的流动损失。

当利用飞机进气道的空气作为冷却空气时，由热交换器所取得的空气冷却效果是不大的。

在评定开式涡轮气冷结构各种方法的优缺点时，发动机和整架飞机基本参数改善程度具有决定的意义。

§ 5 冷却叶片温度与涡轮级载荷系数的关系

对于单级, 动叶中气流相对的滞止温度的计算式可以写为

$$\Delta T_w^* = T_{3h}^* - T_{wh}^* = \frac{K-1}{2KR} U_h^2 (\bar{H}_{Th} - 2\Omega_{Th}' + 1) .$$

假定 $\bar{H}_{Th}$ 加大时, Ω_{Th}' 保持不变且接近于零, 则

$$\Delta T_w^* = \frac{K-1}{2KR} U_h^2 (\bar{H}_{Th} + 1) . \quad (2-8-1)$$

(2-8-1)式是 ΔT_w^* 和 $\bar{H}_{Th}$ 的一般关系(在上述条件下)。当 $\bar{H}_{Th}$ 加大时, ΔT_w^* 加大, 即 T_w^* 减小。

在有冷却的情况下, 冷却叶片温度不直接随 T_w^* 的变化而变化, 而是取决于燃气和冷却空气温度之比即冷却强度。冷却强度用 θ 表示。

$$\theta = \frac{T_w^* - T_B}{T_w^* - T_c^*} , \quad (2-8-2)$$

式中 T_B 为叶片温度, T_c^* 为冷却空气温度。

由(2-8-1)和(2-8-2)可以得到

$$T_B = (1-\theta) \left[T_{3h}^* - \frac{K-1}{2KR} U_h^2 (\bar{H}_{Th} + 1) \right] + \theta T_c^* . \quad (2-8-3)$$

在一定的 T_{3h}^* 和 T_c^* 下, 冷却强度 θ 越小, 随 $\bar{H}_{Th}$ 的加大(即 ΔT_w^* 加大), 叶片温度下降的值越大, 但这时叶片温度的绝对数值增大。

此如, $T_{3h}^* = 1490\text{K}$, $T_c^* = 810\text{K}$, $U_h = 400\text{ M/S}$, $\bar{H}_{Th} = 2.0$ 和 $\theta = 0.5$, 算得叶片温度为 1046K , 将 $\bar{H}_{Th}$ 加大 20% ($\bar{H}_{Th} = 2.4$), $T_B = 1033\text{K}$ 。假定其他条件相同, 取 $\theta = 0.4$, 则可得 $T_B = 1093\text{K}$ ($\bar{H}_{Th} = 2.0$) 和 $T_B = 1077\text{K}$ ($\bar{H}_{Th} = 2.4$)。前者叶片温度降低了 13° , 后者温度降低了 16° , 但叶片温度的绝对大小却增加约 44° 。

这是在 θ 不随 $\bar{H}_{Th}$ 变化时的结果。实际上, 在冷却叶片中 θ 和 $\bar{H}_{Th}$ 同时增大。主要原因是级中燃气膨胀比随 $\bar{H}_{Th}$ 的增加而加大, 因而冷却系统中的压降也加大, 由于这样, 在选定的冷却空气流道尺寸下, 冷却空气速度增加, 冷却空气流量增加。

因此, 在冷却叶片的设计中, 加大 $\bar{H}_{Th}$, θ 也增加, 这两个因素使叶片温度 T_B 随 $\bar{H}_{Th}$ 增加而下降, 如图 2-8-5 所示。

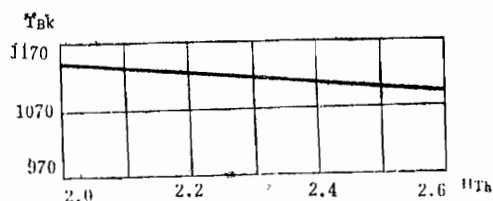


图 2-8-5

由图可见, $\bar{H}_{Th}$ 从 2.0 加大到 2.4 时, 叶片温度降低不是 13° 或 16° , 而是 34° 。这就是说在冷却叶片的情况下, 加大 $\bar{H}_{Th}$ 可以更多地降低叶片温度, 从而可以提高涡轮前燃气温度, 减轻涡轮的重量。

但是在利用这一方法降低叶片温度时，还必须考虑级出口环形面积 F_2 的变化而引起的叶片强度的变化。图 2-8-6 表示了在 M_{c1} 不变下，用式(2-5-1)和(2-2-11)计算得到的 $\bar{F}_2$ 随

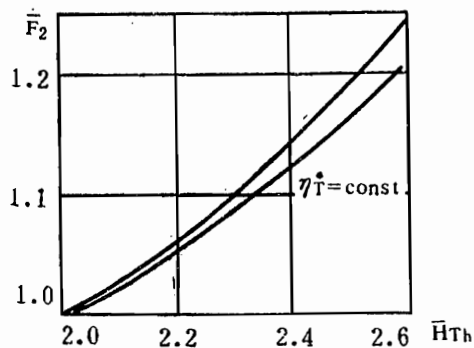


图 2-8-6

$\bar{H}_{Th}$ 加大的变化情况，当 $\bar{H}_{Th}$ 从 2.0 增加到 2.4 时，级出口面积 F_2 加大了 14%。这样叶片总的应力将和 F_2 成正比的加大(假设 σ_u/σ_p 不变)。

所以，冷却叶片的涡轮级的载荷系数 $\bar{H}_{Th}$ 必须根据具体情况考虑各方面的因素后 方能正确的确定。

第三章 轴流压气机和涡轮参数的配合^[2,3]

在航空涡轮喷气发动机系统中压气机和涡轮用一根轴固联着，它们的气流通道是整个发动机流道的一部分。因此，压气机和涡轮设计参数的选择及其非设计状态下的工作情况，必须考虑压气机和涡轮及其与其它部件的共同工作。在这一章里着重讨论压气机和涡轮设计参数的配合。即根据压气机和涡轮（包括燃烧室和尾喷管）的共同工作约束条件和其他设计要求，确定转速，叶片的圆周速度，流通能力，尺寸和其他某些设计参数。给压气机和涡轮的气动计算提供必要的参数。已经知道，利用综合参数 $\Pi = U_{KT}^2 \bar{G}_K / [\sigma_{pq}(\lambda_4)]$ 进行这个讨论和计算是很方便的。

第一节 压气机和涡轮的综合参数

§ 1 压气机和涡轮共同工作的约束条件及综合参数计算式

在涡轮喷气发动机系统中，各部件（主要是压气机和涡轮）间存在以下流动的和机械上的联系。

一、流量连续。即通过压气机的空气流量 G_a 和通过涡轮的燃气流量 G_g 应有如下关系：

$$G_g = \nu G_a \quad (3-1-1)$$

为了和前面的叙述有所区别，燃气流量用 G_g 表示， ν 是考虑燃油量和冷却及漏气流量的影响系数。它取决于涡轮前的燃气温度及涡轮的结构形式， $\nu = 0.98 \sim 1.02$ ，可取它的平均值 $\nu = 1.0$ 。

二、压气机和和涡轮功率平衡

$$N_K = N_T \cdot \eta_m \quad (3-1-2)$$

其中 η_m 是机械效率，它考虑轴承中的摩擦损失和带动附件所消耗的功率。 $\eta_m = 0.98 \sim 0.99$ 。

由(3-1-2) (3-1-1)式可得

$$\frac{T_4^*}{T_H^*} = \frac{T_3^*}{T_H^*} - A l(\pi_K^*), \quad (3-1-3)$$

$$\pi_T^* = \left[1 - A \frac{T_H^*}{T_3^*} \frac{l(\pi_K^*)}{\eta_T^*} \right]^{-\left(\frac{K}{K-1}\right)\nu}, \quad (3-1-4)$$

其中

$$A = \frac{\left(\frac{K}{K-1} R\right)_a}{\nu \left(\frac{K}{K-1} R\right)_g \eta_m}, \quad (3-1-5)$$

$$l(\pi_K^*) = [\pi_K^{*(\frac{K-1}{K})a} - 1] / \eta_K^* . \quad (3-1-6)$$

三、压气机和涡轮的转速相等

$$n_K = n_T = n \quad (3-1-7)$$

由于 $U_{KT} = \pi D_{KT} n_K / 60$ ，并定义

$$\bar{G}_K = \varphi_K / \left(m_a \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \right) = (1 - \bar{d}_1^2) q(\lambda_1) \sin \alpha_1, \quad (3-1-8)$$

可得

$$U_{KT}^2 \bar{G}_K = \frac{4\pi}{60^2 m_a} n_K^2 \frac{G_a \sqrt{T_1^*}}{P_1^*} . \quad (3-1-9a)$$

注意到空气的 $m_a = 0.0404$ ，

$$U_{KT}^2 \bar{G}_K = \frac{n_K^2}{11.58} \frac{G_a \sqrt{T_1^*}}{P_1^*} . \quad (3-1-9b)$$

在地面标准大气条件下 ($P_H^* = 1.014 \text{ bar}$ 和 $T_H^* = 288 \text{ K}$)， φ_K 和 $\bar{G}_K$ 的数值关系如表 3-1。

表 3-1

φ_K	120	130	140	150	160	170	180	190
$\bar{G}_K$	0.496	0.538	0.580	0.621	0.662	0.704	0.745	0.785

$\bar{G}_K$ 是流通能力系数。

可以看出，对于给定的换算流量，圆周速度 U_{KT} ，压气机进口流通能力系数 $\bar{G}_K$ 取决于压气机的转速 n_K 。

如果压气机转速不受限制，则 U_{KT} 和 $\bar{G}_K$ 将受动叶进口的最大相对 M 数 M_w 的限制。

但是由于 $n_K = n_T$ ，压气机转速受涡轮叶片强度的限制。由 (2-5-10) 式知

$$\sigma_P = \frac{\gamma_B}{2} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 D_{TT}^2 (1 - \bar{d}_4^2) K_\Phi,$$

用流量方程消去 $D_{TT}^2 (1 - \bar{d}_4^2)$ 得到

$$\sigma_P = \frac{2\gamma_B}{m_g} \frac{\pi}{60^2} K_\Phi \frac{G_g \sqrt{T_1^*}}{P_4^*} \frac{1}{q(\lambda_4) \cdot \sin \alpha_4}, \quad (3-1-10a)$$

或者

$$n_K^2 = \frac{60^2}{2\pi} m_g \frac{P_4^* \sin \alpha_4}{G_g \sqrt{T_1^*} K_\Phi} \cdot \frac{q(\lambda_4) \cdot \sigma_P}{\gamma_B} . \quad (3-1-10b)$$

四、发动机通道中气流压力平衡

$$P_4^* = \frac{P_1^* \pi_K^* \sigma_g^*}{\pi_T^*}, \quad (3-1-11)$$

其中 $\sigma_g^* = P_g^* / P_2^*$ 。

由 (3-1-11)，(3-1-10b) 和 (3-1-9a) 式可得

$$\frac{U_{KT}^2 \bar{G}_K}{q(\lambda_4) \cdot \sigma_P} = \frac{2}{\gamma_B} \frac{m_g}{m_a} \frac{\pi_K^* \cdot \sigma_g^* \cdot \sin \alpha_4 \cdot \sqrt{T_H^*}}{\pi_T^* \nu K_\Phi \sqrt{T_4^*}}, \quad (3-1-12)$$

将(3-1-3)和(3-1-4)式代入(3-1-12)式中,就可得到综合参数 Π 的计算式

$$\Pi = \frac{U_{KT}^2 \bar{G}_K}{q(\lambda_4) \sigma_P} = \frac{\sigma_y^* \pi_K^* \sin \alpha_4 \left[1 - A \cdot \frac{T_H^*}{T_3^*} \cdot l(\pi_K^*) / \eta_K^* \right]^{\left(\frac{K}{K-1}\right)_g} \sqrt{\frac{T_H^*}{T_3^*}}}{\frac{\gamma_B}{2} \frac{m_a}{m_g} \gamma K \phi \sqrt{1 - A \frac{T_H^*}{T_3^*} l(\pi_K^*)}} \quad (3-1-13)$$

若 U_{KT} 的单位是 M/S , 应力 σ_P 的单位是 N/M^2 , 则综合参数的单位是 $M^4/(S^2 \cdot N)$ 。将其乘上 γ_B 就变成无因次量。

利用综合参数 Π 来研究压气机和涡轮的参数配合之所所方便, 是因为它包括了压气机和涡轮的基本动力参数。因而可综合地考虑当某一特定参数变化时其余参数的变化。

综合参数 Π 可以主要地作为 T_H^*/T_3^* 和 π_K^* 的函数, 因而根据(3-1-13)式可以得到

1. 对于 $\pi_K^* = \text{const}$, 取 $\frac{\partial \Pi}{\partial (T_H^*/T_3^*)} = 0$, 有

$$\left(\frac{T_H^*}{T_3^*} \right)_{opt} = \frac{\eta_T^*}{2 \left(\frac{K}{K-1} \right)_g - A \cdot l(\pi_K^*)} \quad (3-1-14)$$

2. 对于 $T_H^*/T_3^* = \text{const}$, 取 $\frac{\partial \Pi}{\partial \pi_K^*} = 0$, 有

$$\pi_{Kopt}^* = \left\{ \frac{\left(\frac{K}{K-1} \right)_a \left(\eta_K^* \eta_T^* + A \frac{T_H^*}{T_3^*} \right)}{A \frac{T_H^*}{T_3^*} \left[\left(\frac{1}{K-1} \right)_a + \left(\frac{K}{K-1} \right)_g - \frac{\eta_T^*}{2} \right]} \right\}^{\left(\frac{K}{K-1}\right)_a} \quad (3-1-15)$$

在研究了涡轮喷气发动机整台原理之后, 将会知道, 使综合参数 Π 最大的压气机增压比和使复燃加力涡轮喷气发动机单位推力最大的压气机增压比基本上一致。但比涡轮喷气发动机单位推力最大的增压比大, 特别是在较小的 T_H^*/T_3^* 值下。使 Π 最大的 T_H^*/T_3^* 值, 并不总是能使发动机的单位推力和经济性最佳。所以不能根据使 Π 最大来决定发动机的 π_K^* 和 T_H^*/T_3^* , 而是在发动机参数选择时, 尽可能地使 π_K^* 和 T_H^*/T_3^* 靠近使 Π 最大的最佳值。

§ 2 综合参数 Π 同其他参数相互关联的讨论

压气机和涡轮的综合参数

$$\Pi = \frac{U_{KT}^2 \bar{G}_K}{q(\lambda_4) \sigma_P} \quad (3-1-16)$$

中有四个变量, 三个可以选定, 第四个(比如 σ_P)则应根据计算得到的综合参数 Π 值来确定。而 Π 的值可用(3-1-13)式或(3-1-12)式进行计算。

在配合中得到的压气机和涡轮的综合参数和飞行 M 数 M_H 有关, 而 M_H 是在发动机设计时定的。在高超音速($M_H \geq 2.5$)飞行时由于 T_H^*/T_3^* (在通常的 T_3^* 下)大, 使综合参数 Π 的值减小(参看3-1-12式)所以圆周速度 U_{KT} 或流通能力系数 $\bar{G}_K$ 受 σ_P 和 λ_4 可用值的限制。

例如, $M_H = 2.5$, $H = 11$ 公里, $T_3^* = 1200K$, $T_H^*/T_3^* = 0.408$, $\pi_K^* = 4.0$, $\Pi = 4.39$,

取 $U_{KT} = 370 \text{ M/S}$, $\sigma_P = 20000 \text{ N/cm}^2$, $\lambda_4 = 0.6$, 可得 $\bar{G}_K = 0.522$ 。而 $\bar{G}_K$ 可用值为 $0.65 \sim 0.7$ 。

取较低的圆周速度 U_{KT} 和高的涡轮叶片应力 σ_P , 可以得到大的 $\bar{G}_K$ 值 (在高 M_H 下)。例如, $U_{KT} = 350 \text{ M/S}$, $\sigma_P = 25000 \text{ N/cm}^2$ 在上述其他条件相同下, $\bar{G}_K = 0.73$ 。

和 $\bar{G}_K$ 值一起来考虑 U_{KT} 值的选择是很重要的。因为 $\bar{G}_K$ 和 U_{KT} 决定了 M_{w_1} 。对于跨音速和超音速第一级 $U_{KT} = 370 \sim 380 \text{ M/S}$ 或更高些, 相应的 $\bar{G}_K = 0.6 \sim 0.75$; 对于亚音速级, $U_{KT} = 330 \sim 360 \text{ M/S}$, 相适应的 $\bar{G}_K = 0.6 \sim 0.65$ 。

由 (3-1-16) 式可知, 若保持涡轮出口的 λ_4 不变, 则 $\frac{U_{KT}^2 \bar{G}_K}{\sigma_P} = \text{const}$, 就是说, 拉伸应力 σ_P 与 $U_{KT}^2 \bar{G}_K$ 成正比。这将使亚音速和跨亚音速两种情况下, 涡轮最后级的叶片拉伸应力 σ_P 有很大的不同。例如, 取 $\bar{G}_K = 0.75$, $U_{KT} = 430 \text{ M/S}$ 和 $\bar{G}_K = 0.6$, $U_{KT} = 340 \text{ M/S}$, 可得两种情况拉伸应力的比值 $\bar{\sigma}_P = 430^2 \times 0.75 / (340^2 \times 0.6) = 2.0$, 即两种情况拉伸应力相差一倍。

叶片所能承受的应力值, 在一定的安全系数要求下, 取决于叶片表面的温度 T_R 、叶片在最大工作状态 (最大转速和最高涡轮前燃气温度) 下的工作时间和所用叶片材料。

由于第一级涡轮叶片所受的温度较最后一级叶片的为高, 虽然最后级叶片较长, 但是还有可能第一级叶片强度首先达极限值。所以在参数配合计算中, 要计算第一级和最后级叶片拉伸应力的比值 $\sigma_{P_1} / \sigma_{P_4}$ 。

由 (3-1-10a) 式可得

$$\frac{\sigma_{P_1}}{\sigma_{P_4}} = \frac{q(\lambda_4) \sin \alpha_4}{q(\lambda_{T_1}) \sin \alpha_{T_1}} \cdot \left(\frac{T_{T_1}^*}{T_4^*} \right)^{-\frac{n+1}{2(n-1)}}, \quad (3-1-17)$$

式中 λ_{T_1} 和 α_{T_1} 为第一级涡轮动叶后的气流入数和角度。 n 是燃气的多变指数。

$$T_{T_1}^* = T_3^* - \frac{L_{TST}}{\left(\frac{K}{K-1} R \right)_g}, \quad (3-1-18)$$

$$T_4^* = T_3^* - \frac{L_T}{\left(\frac{K}{K-1} R \right)_g}, \quad (3-1-19)$$

比值 $q(\lambda_4) \sin \alpha_4 / [q(\lambda_{T_1}) \sin \alpha_{T_1}] \approx 1.25 \sim 1.5$, 对于涡轮螺旋桨发动机可达 1.8 。

如果第一级叶片强度不能满足要求, 应考虑①第一级叶片选用和最后级叶片不同的耐热材料; ②采取冷却措施; ③改变各级功的分配; ④改变 U_{KT} 和 $\bar{G}_K$ 的值。

在压气机和涡轮的参数配合中要确定压气机进口外径 D_{KT} 和涡轮出口外径 D_{TT} 的比值以及涡轮最后级轮毅比 d_4 , 它们同综合参数 Π 是相关的。

和压气机一样, 定义涡轮的流通能力系数 $\bar{G}_T = \varphi_T / \left(m_g \sqrt{\frac{P_4^*}{T_4^*}} \right) = q(\lambda_4) \cdot \sin \alpha_4 \cdot (1 - d_4^2)$ 则

$$D_{TT}^2 = \frac{4G_g \sqrt{T_4^*}}{\pi m_g P_4^* \bar{G}_T} \cdot \quad (3-1-20)$$

同样压气机第一级的外径 D_{KT} 可表示为

$$D_{KT}^2 = \frac{4G_a \sqrt{T_1^*}}{\pi m_a P_1^* \bar{G}_K} \quad (3-1-21)$$

上两式相除可得

$$\left(\frac{D_{KT}}{D_{TT}}\right)^2 = \frac{G_a m_g}{G_g m_a} \sqrt{\frac{T_H^*}{T_4^*}} \frac{P_4^*}{P_1^*} \frac{\bar{G}_T}{\bar{G}_K} \quad (3-1-22)$$

注意到(3-1-12)式, 可以得到

$$\left(\frac{D_{KT}}{D_{TT}}\right)^2 = \Pi \frac{\gamma_B}{2} K_\phi \frac{q(\lambda_4) \cdot (1 - \bar{d}_4^2)}{\bar{G}_K} \quad (3-1-23)$$

由于 $\sigma_P = \frac{\gamma_B}{2} \cdot U_{TT}^2 \cdot (1 - \bar{d}_4^2)$, 取算术平均半径得

$$\left(\frac{U_{TT}}{U_{Tav}}\right)^2 = \frac{4}{(1 + \bar{d}_4)^2}$$

可以得到 $\bar{d}_4$ 的计算式为

$$\bar{d}_4 = \frac{2 \cdot \gamma_B \cdot K_\phi \cdot \frac{U_{Tav}^2}{\sigma_P} - 1}{2 \cdot \gamma_B \cdot K_\phi \cdot \frac{U_{Tav}^2}{\sigma_P} + 1} \quad (3-1-24)$$

对于较小的 $U_{KT} (\leq 330 \sim 360 \text{ M/S})$; $U_{Tav} = 280 \sim 300 \text{ M/S}$; 在较大的 U_{KT} 时, $U_{Tav} = 350 \sim 370 \text{ M/S}$ 或更高些。第一次近似取 $U_{Tav} = (0.8 \sim 0.9) U_{KT}$ 。

第二节 压气机和涡轮参数配合的计算方法

在上面讨论的基础上, 我们结合实例看一下, 压气机和涡轮参数配合的计算方法和步骤。

实例的给定原始数据为

$H = 0, M_H = 0; T_3^* = 1200 \text{ K}; \pi_K^* = 7.5; G_a = 70.5 \text{ kg/s}; \eta_K^* = 0.91$; 燃气的 $K_g = 1.33$, $R_g = 289.3 \text{ J/kg} \cdot \text{deg}$; 气的空 $K = 1.4$, $R = 287.3 \text{ J/kg} \cdot \text{deg}$; 燃气的多变指数 $n = 1.29$ 。

对于给定的条件计算方法和步骤如下:

一、选定 $\nu = 1.0$; $K_\phi = 0.5$; $\sin \alpha_4 = 0.995 (\alpha_4 = 84^\circ)$; $\sigma_g^* = 0.95$; $A = 0.885$; $\gamma_B = 8.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$; $m_a/m_g = 1.021$ 。

由 $T_H^*/T_3^* = 0.24$ 和 $\pi_K^* = 7.5$, 利用(3-1-12)计算 Π 。

1. 计算涡轮落压比 π_T^* 。由(3-1-4)式

$$\pi_T^* = \left[1 - 0.885 \times 0.24 \times \frac{7.5^{0.286} - 1}{0.85 \times 0.91} \right]^{-4} = 2.6$$

2. 计算涡轮出口燃气温度 T_4^* 。由(3-1-3)式

$$T_4^* = 1200 \left(1 - 0.885 \times 0.24 \times \frac{7.5^{0.286} - 1}{0.85} \right) = 1200 \times 0.8053 = 966 \text{ K}$$

3. 利用(3-1-12)计算 Π ,

$$\Pi = \frac{0.995 \times 0.95 \times 7.5 \times \sqrt{288}}{0.5 \times 0.42 \times 1.021 \times 2.6 \times \sqrt{966}} = 6.94$$

二、选定压气机圆周速度 U_{KT} ，流通能力系数 $\bar{G}_K$ 和涡轮出口的 λ_4 ，求涡轮最后级叶片的拉伸应力 σ_P 。

取 $U_{KT} = 350 \text{ M/S}$ ， $\bar{G}_K = 0.66$ ， $\lambda_4 = 0.6$ ，

$$\sigma_P = \frac{U_{KT}^2 \bar{G}_K}{q(\lambda_4) \bar{H}} = \frac{350^2 \times 0.66}{0.8133 \times 6.94} = 14324.2 (\text{N/cm}^2)。$$

三、校核涡轮最后级叶片的强度

取涡轮最后级平均半径处的圆周速度 $U_{Tav} = 300 \text{ M/S}$ ($U_{Tav}/U_{KT} = 0.86$)，设 $C_{4u} = 0$ 。

$$T_w^* = T_4^* + \frac{U_{Tav}^2 - 2U_{Tav}C_{4u}}{2\left(\frac{K}{K-1}R\right)_g} = 966 + \frac{300^2}{2332} = 1004.6 \text{ K} \quad (t_w^* = 731.6^\circ\text{C})。$$

根据最大状态使用时间（比如 500 小时），叶片表面温度（设 $T_B \approx T_w^*$ ）和所选用的材料，由材料持久强度极限图可查得 σ_{500} （比如 $\sigma_{500} = 38000 \text{ N/cm}^2$ ）。可以得到安全系数 n ，如 $n = 38000/14324.2 = 2.65$ 。

即使最后级叶片造型时取 $K_\phi = 0.6$ 而不是 0.5，则安全系数为

$$n = 2.65 \frac{0.5}{0.6} = 2.2，$$

也是可以接受的。

四、在 1.6~1.25 之间选取涡轮的平均级载荷系数 $\bar{H}_{Tav}$ ，假设涡轮的 $D_{av} = \text{const.}$ 确定涡轮级数 Z_T 。

取 $\bar{H}_{Tav} = 1.5$ ，

$$Z_T = \frac{L_T}{U_{Tav}^2 \bar{H}_{Tav}} = \frac{\left(\frac{K}{K-1}\right)_g (T_1^* - T_4^*)}{U_{Tav}^2 \bar{H}_{Tav}} = 2.02$$

取 $Z_T = 2.0$ ， $\bar{H}_{Tav} = 1.51$ 。

五、校核涡轮第一级叶片的强度

1. 第一级出口的燃气温度 T_{T1}^* ，

$$T_{T1}^* = T_3^* - L_T / \left[Z_T \cdot \left(\frac{K}{K-1} R \right)_g \right]，即功在两级中平均分摊。$$

$$T_{T1}^* = 1200 - 272836.2 / (2 \times 1166) = 1083 \text{ K}。$$

2. 计算第一级叶片气流相对总温 T_w^* ，设第一级叶片出口的切向气流速度为零。

$$T_w^* = T_{T1}^* + \frac{U_{Tav}^2}{2332} = 1083 + \frac{300^2}{2332} = 1121.6 \text{ K} (849^\circ\text{C})。$$

3. 取 $q(\lambda_4) \cdot \sin \alpha_4 / [q(\lambda_{T1}) \cdot \sin \alpha_{T1}] = 1.4$ ，由 (3-1-17) 式计算 σ_{P1}/σ_{P4} ，

$$\sigma_{P1}/\sigma_{P4} = 1.4 \left(\frac{966}{1083} \right)^{\frac{2.29}{0.58}} = 0.891，$$

所以， $\sigma_{P1} = \sigma_{P4} (\sigma_{P1}/\sigma_{P4}) = 14324.2 \times 0.891 = 12762.9 \text{ N/cm}^2$ 。

如果所用材料在 850°C 时的 $\sigma_{500} = 14700 \text{ N/cm}^2$ ，则安全系数

$$n = 14700/12762.9 = 1.15，$$

这是不能接受的。改用更最好的叶片材料，设其在 850°C 时的 $\sigma_{600} = 25500 \text{ N/cm}^2$ ，则

$$n = 25500/12762.9 = 1.998,$$

因而可以接受。

六、求 $\bar{d}_4$ 和 D_{KT}/D_{TT}

由(3-1-24)式

$$\bar{d}_4 = \frac{2 \times 0.84 \times 0.5 \frac{300^2}{14324.2} - 1}{2 \times 0.84 \times 0.5 \frac{300^2}{14324.2} + 1} = 0.68;$$

由(3-1-23)式

$$\frac{D_{KT}}{D_{TT}} = \sqrt{\frac{6.94 \times 0.42 \times 0.5 \frac{0.8133(1-0.68^2)}{0.66}}{0.66}} = 0.983;$$

$$D_{av}/h = \frac{1 + \bar{d}_4}{1 - \bar{d}_4} = \frac{1.68}{0.32} = 5.25.$$

所求之 D_{av}/h , $\bar{d}_4$ 和 D_{KT}/D_{TT} 值都是合理的。

七、利用(3-1-21)式计算 D_{KT}

考虑附面层的影响取 $K_G = 1.03$;

$$D_{KT} = \sqrt{\frac{4 \times 1.03 \times 70.5 \times \sqrt{288}}{\pi \times 0.0404 \times 101400 \times 0.66 \times 0.97}} = 0.7733 \text{ M},$$

其中 $P_1^* = 101400 \times 0.97$ ($P_H^* \cdot \sigma_{in}^*$, σ_{in}^* 为考虑进气道和第一级进口导流叶片中的损失)。

八、计算涡轮的外径 D_{TT}

$$D_{TT} = D_{KT} / \left(\frac{D_{KT}}{D_{TT}} \right) = \frac{0.7735}{0.983} = 0.787 \text{ M}.$$

九、求转速 n

$$n = 60 U_{KT} / (\pi D_K) = \frac{60 \times 350}{\pi \times 0.7735} = 8642 \text{ 转/分}.$$

十、计算压气机第一级动叶进口平均半径处的 M_{w1} , C_{1a} , $\bar{C}_{1a}$ 。取 $\bar{d}_1 = 0.4$, 则

$$q(\lambda_1) \cdot \sin \alpha_1 = \bar{G} / (1 - \bar{d}_1^2) = \frac{0.66}{1 - 0.4^2} = 0.7857.$$

为了求出 C_{1a} , $\bar{C}_{1a}$ 及 M_{w1} , 需取若干个 α_1 值进行试算, 有了 α_1 值, 按

$$\lambda_{1a} = \lambda_1 \sin \alpha_1, \quad C_{1a} = \lambda_{1a} a_{cr},$$

$$a_{cr} = 18.3 \sqrt{T_H^*} = 310.6 \text{ M/S},$$

$$\bar{C}_{1a} = C_{1a} / U_{av}, \quad U_{av} = U_{KT} \frac{1 + \bar{d}_1}{2} = 350 \times 0.7 = 245 \text{ M/S},$$

计算 λ_{1a} , C_{1a} 和 $\bar{C}_{1a}$ 。计算列表于表 3-2。

表 3-2

α_1	$\sin \alpha_1$	$q(\lambda_1)$	λ_1	λ_{1a}	C_{1a}	$\bar{C}_{1a}$
90	1.0	0.7857	0.573	0.573	178	0.727
80	0.9843	0.7978	0.586	0.577	179	0.731
70	0.9397	0.8361	0.628	0.590	183	0.747
60	0.866	0.9073	0.722	0.625	194	0.792

对于计算得到的 α_1 , λ_1 及 λ_u 值求 M_{w_1}

$$\lambda_u = U_{av}/a_{av} = 245/310.6 = 0.79,$$

$$M_{w_1} = \frac{a_{cr}}{a_1} \sqrt{\lambda_1^2 + \lambda_u^2 - 2\lambda_1\lambda_u \cos \alpha_1},$$

$$\frac{a_{cr}}{a_1} = \sqrt{\frac{2}{K_g + 1} \cdot \frac{1}{\tau(\lambda_1)}} = 0.9129 \sqrt{\frac{1}{\tau(\lambda_1)}},$$

计算值列于表 3-3。

表 3-3

α_1	$\cos \alpha_1$	λ_1	$\tau(\lambda_1)$	λ_1^2	a_{cr}/a_1	$2\lambda_1\lambda_u \cos \alpha_1$	M_{w_1}
90	0	0.573	0.9453	0.328	0.939	0	0.916
80	0.1736	0.586	0.9428	0.343	0.940	0.161	0.844
70	0.342	0.628	0.9343	0.394	0.944	0.339	0.778
60	0.50	0.722	0.9131	0.521	0.955	0.570	0.724

十一、估算压气机第一级平均半径处的 $\bar{H}_K$, L_{KST} 和 b/t 。

根据亚音速级的要求和上述计算结果, 取 $M_{w_1} = 0.8$ 和 0.75 两点进行计算。为此, 可由上述结果插值找到当 $M_{w_1} = 0.8$ 和 0.75 时的 α_1 角, 相应的 α_1 角度为 67° 和 75° 。

取 $\Omega'_K = 0.5$, 由式

$$\bar{H}_K = 2[(1 - \Omega'_K) - \bar{C}_{1a} \cot \alpha_1]$$

计算 $\bar{H}_K$ 。然后根据 $\bar{H}_K/\bar{C}_{1a}$ 和 $\Omega'_K/\bar{C}_{1a}$ 算出 $\Delta\beta$ 和 β_2 , 由图 1-3-9 和 1-3-12 查找 b/t 。

计算列表进行 (见表 3-4)

表 3-4

M_{w_1}	α_1	λ_1	$q(\lambda_1)$	$\sin \alpha_1$	λ_{1a}	C_{1a}	$\bar{H}_K$	L_{KST1}	b/t	$\bar{C}_{1a}$
0.75	67°	0.603	0.853	0.921	0.555	172.4	0.402	24130	0.95	0.704
0.80	75°	0.648	0.813	0.966	0.626	194.4	0.575	—	—	0.793

由于 $\bar{H}_K$ 太高, 故 $M_{w_1} = 0.8$ 不可取, 而取用 $M_{w_1} = 0.75$ (此时 $\bar{H}_K$ 也稍偏高)。

十二、估算压气机的级数 Z_K

$$L_K = 1005 \times 288 [7.5^{0.288} - 1] / 0.85 = 265390 \text{ J/kg}.$$

取压气机平均的级有效功 $L_{KSTav} = L_{KST1} / 0.73$,

$$Z_K = \frac{L_K}{L_{KST1}} \times 0.73 = \frac{265390}{24130} \times 0.73 = 8.03,$$

取 $Z_K = 8.0$ 。

经过压气机和涡轮参数的上述配合, 所得到的数据, 就可用来分别进行压气机和涡轮的气动设计和计算。

参 考 文 献

- [1] B. C. 斯捷金, 喷气发动机原理(叶片机), 国防工业出版社, 1958。
- [2] K. V. Kholshchevnikov, Theory and Design of Aircraft Turbomachines, National Technical Information Service, 1972.
- [3] NASA, 轴流压气机气动设计, 国防工业出版社, 1975。
- [4] W. R. Hawthorne, Aerodynamics of Turbines and Compressors, London Oxford University Press, 1964.
- [5] 朱方元, 周新海, 刘松龄, 范非达, 轴流跨音速压气机级的气动设计方法, 《西北工业大学论文选(上)》, 1979。
- [6] N. T. Monsarrat, M. J. Keeman and P. C. Tramm, Design Report of Single Stage Evaluatin of Highly Loaded High Mach Number Compressor Stage, NASA, CR 72562, 1969.
- [7] H. E. Messenger and E. E. Kenedy, Two Stage Fan: 1. Aerodynamic and Mechanical Design, NASA CR 120859, 1972.
- [8] D. R. Seyler, L. H. Smith, Single Stage Experimental Evaluation of High Mach Number Compressor Rotor Blading: Part I. Design of Rotor Blading, NASA CR 54581, 1967.
- [9] A. J. Wemerstrom, R. M. Hearsey, The Design of an Axial Compressor stage for a Total Pressure Ratio of 3 to 1, AD 7277001, 1971.
- [10] 国外航空技术(发动机10)总123号, 1978。
- [11] L. C. Wright, Blade Selection for a Modern Axial-Flow Compressor, NASA SP 304, 1970.
- [12] M. J. Hartmann, W. A. Benser, C. H. Hauser and R. S. Ruggeri, Fan and Compressor Technology, NASA SP 259, 1970.
- [13] Wu, Chung-Hua, A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types, NACA TN 2604, 1952.
- [14] L. H. Smith, The Radial Equilibrium Equation of Turbomachinery, Trans. ASME S(A), Vol. 88, 1966.
- [15] H. Marsh, A Digital Computer Program for the Thoughflow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine Using a Matix Method, ARC R. M. 3509, 1968.
- [16] Ch. Hirsch and G. Warzee, A Finite Element Method for Though Flow Calculation in Turbomachines, ASME J. Fluid Engin. Vol. 98, 1976.
- [17] J. H. Horlock, On Entropy Production in Adiabatic Flow in Turbomachines, Trans. ASME (B), Vol. 93, No. 4, 1971.
- [18] С. З. Копелев, Н. Д. Тихонов, Расчет Турбин Авиационных Двигателей (Газодинамический Расчет Профилирование Лопаток), Москва

《Машиностроение», 1974.

- [19] S. L. Dixon, Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, The Pergamon Textbook Inspection Copy Service, 1978.

附录 主要符号与注角

主要符号

W	相对气流速度, 权函数
C	绝对气流速度, 叶型的厚度
P	气流压力, 气体对叶片的作用力
ρ	气流密度
T	气流温度
a	音速, 叶栅喉道宽度, 最大挠度到前缘的距离
F	面积, 叶片力
C_p	气体定压比热
C_x	阻力系数
C_y	升力系数
μ	阻升比, 气体动力粘性系数
h	气体静焓, 叶片高度
H	气体总焓, 飞行高度
K	气体的比热比, 收敛度, 绝对温度 (单位)
L	一公斤气体的功, 长度
G	气体的流量
M	气流马赫数, 扭矩, 米 (单位)
n	转速, 多变指数, 系数或指数
N	功率, 牛顿 (单位), 元素的插值函数
R	气体常数, 曲率半径, 速度环量, 单位
S	熵, 未知函数的插值函数, 秒 (单位), 速度边界
Q	熵函数 $e^{-(S-S_0)/C_p}$, 任意量
σ_T	熵函数 $e^{-(S-S_0)/R}$
D	直径, 扩散因子
Ω	反力度, 计算域
π	增压 (降压) 比, 气动函数
η	效率
$\bar{d}$	轮毂比
σ	压力恢复系数, 应力
ξ, ζ	能量损失系数
$\bar{\omega}$	总压损失系数
f	最大挠度, r, Z 的函数

b	弦长
e	最大厚度到前缘距离
φ	单位迎风面积空气流量, 速度系数, 子午流线倾斜角
ψ	流函数, 速度系数
$\bar{G}$	流通能力系数
ν	气体运动粘性系数, 燃气流量和空气流量的比值
δ_{sc}	二次损失系数
t	间距
f_s	耗散力
x	叶型前后缘叶型角, 坐标
α	绝对气流角
β	相对气流角
θ	叶型弯度, 冷却强度
γ	叶型安装角, 扩张角
ω	叶片角速度, 角度
i	冲角, 计算站
δ	落后角, 径向间隙
K_g	消失功系数, 燃气比热比
K_a	流量堵塞系数
B	堵塞度
kg	公斤(单位)
deg	度(单位)
J	焦耳(单位)
λ	速度系数
y	气动函数, 坐标, r , Z 的函数
q, r	气动函数

注 角

*	滞止参数, 额定点参数
K	压气机
T	涡轮, 叶尖
h	叶根
ST	级
P	多变, 拉伸
e	有效, 当量
S	静叶, 二次, 单位
D	设计, 与阻力 P_x 对应的流动损失
m	子午向, 质量, 平均
aV	平均

<i>R</i>	动叶
<i>a</i>	轴向, 空气
<i>g</i>	燃气
<i>r</i>	径向
<i>u</i>	切向
<i>opt</i>	最佳
<i>cr</i>	临界
<i>F</i>	叶型
<i>t</i>	理论
<i>in</i>	进口
<i>out</i>	出口
<i>max</i>	最大
<i>min</i>	最小
<i>b</i>	叶片
<i>ref</i>	参考, 折合
<i>Sh</i>	形状
<i>ad</i>	等嫡
<i>CT</i>	中心
<i>ed</i>	尾缘
<i>end</i>	端面
<i>c</i>	构造, 绝对
<i>w</i>	相对

