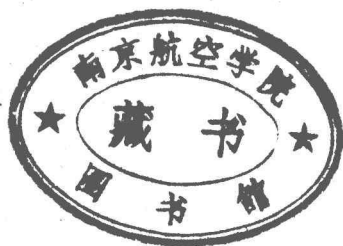


航空轴流叶片气动设计

航空轴流叶片机气动设计

朱方元 编



航空专业教材编审室

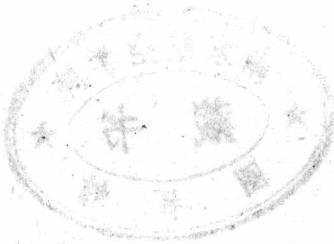
507215

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

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。最后由西安通交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不同特点	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）。

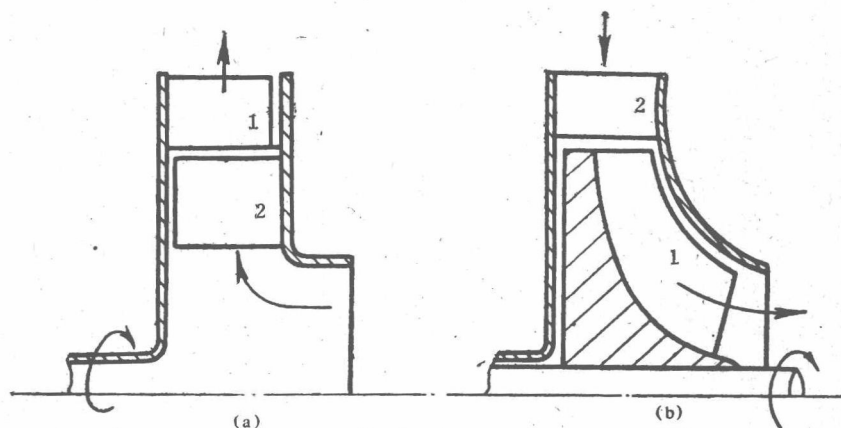


图 0-1 径流式涡轮原理简图

(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。

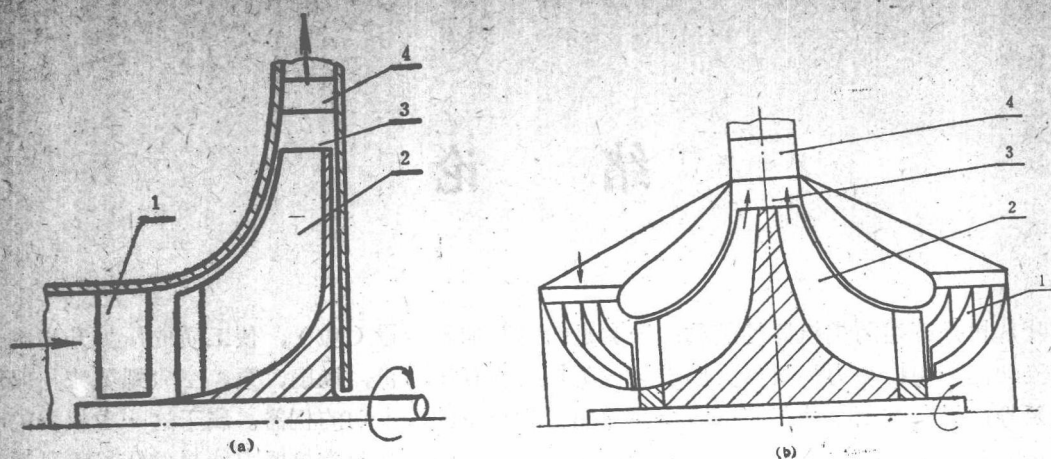


图 0-2 径流式压气机原理简图

- (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。

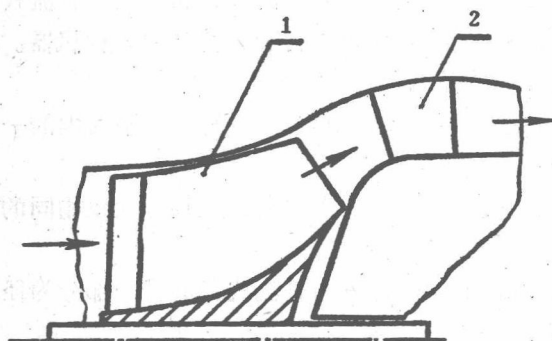


图 0-3 斜流式压气机原理简图

1. 动叶轮, 2. 静叶。

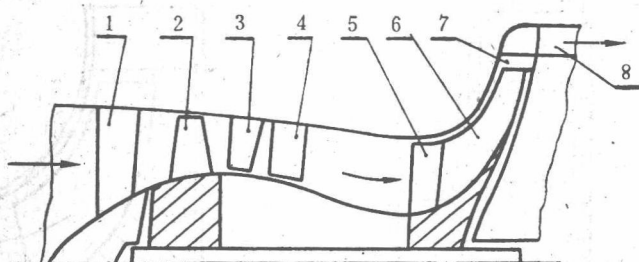


图 0-4 混合式压气机原理简图

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。

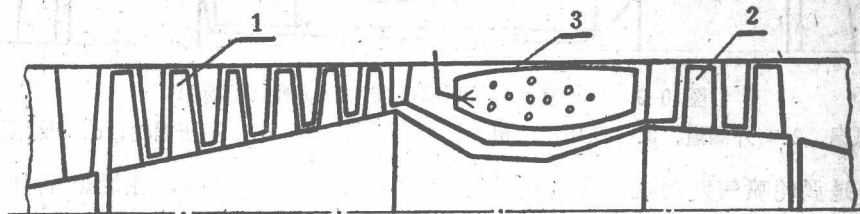


图 0-5 涡轮喷气发动机原理简图

1. 多级轴流压气机，2. 轴流涡轮，3. 燃烧室。

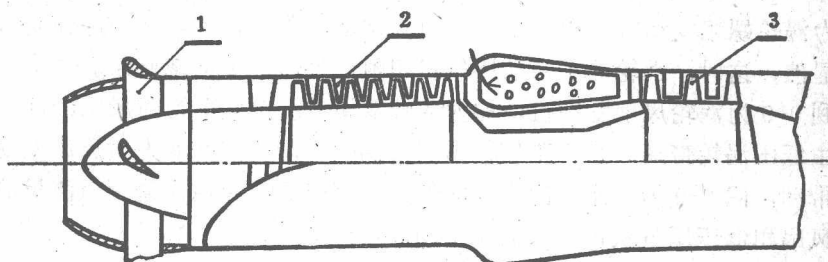


图 0-6 涡轮螺旋桨发动机原理简图

1. 螺旋桨，2. 轴流式压气机，3. 轴流涡轮。

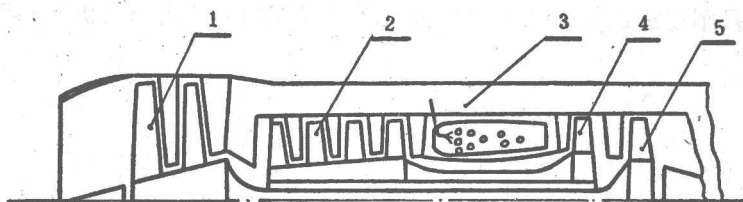


图 0-7 涡轮风扇（前）发动机原理简图

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。

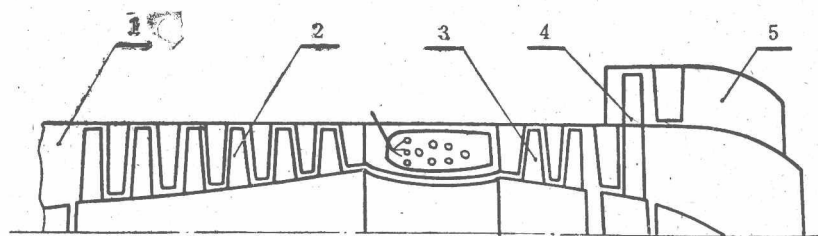


图 0-8 涡轮风扇（后）发动机原理简图

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。

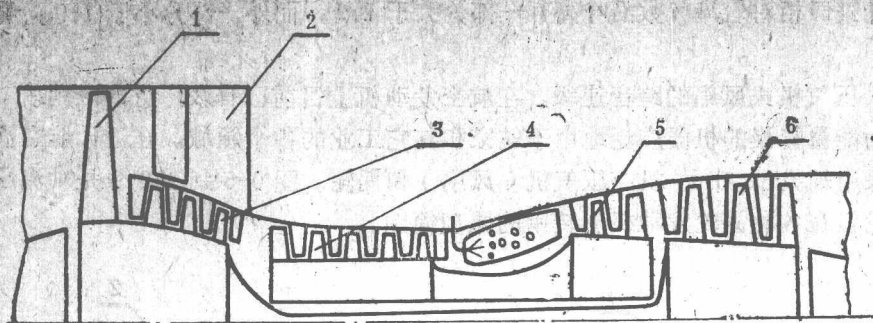


图 0-9 高涵道比涡轮风扇（前）发动机原理简图

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。

怎样着手去究研呢？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，就是不知道那件事的规律，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的沿轴向的变化（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（一般称为叶片的扭向设计）。

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,细算阶段调整确定的参数值,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_0 (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 σ_{in}^* ;

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,都是据根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 $W_{1T} = \sqrt{U_T^2 + C_{1aT}^2}$ （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扭速 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 可以加大扭速 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 $\Omega_K' = \Delta W_u/U$ 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:

$$G_a = m \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} F_1 q(\lambda_{01a})$$

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

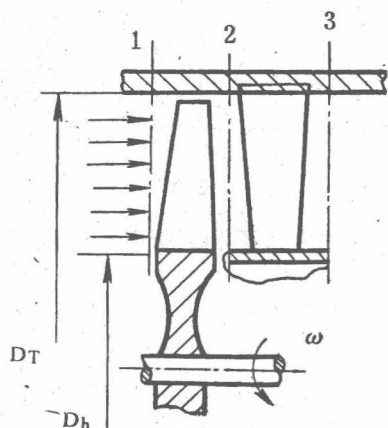


图 1-2-1

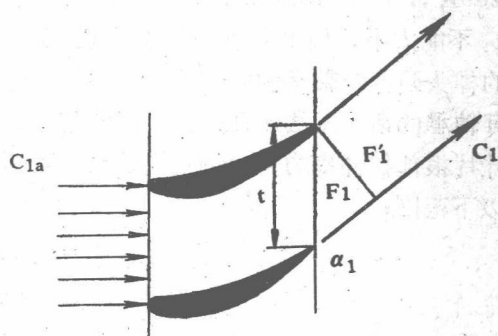


图 1-2-2

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

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

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

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, $P_1^* = \sigma_{1n}^* P_H^*$, $T_1^* = T_H^*$ 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 $T_1^* = 288K$, $P_0^* = 101337.3N/M^2$, $\sigma_{1n}^* = 0.89$ 。

$\bar{d}_1$ 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,

等外径 $\bar{d}_1 = 0.35 \sim 0.45$,

等内径 $\bar{d}_1 = 0.55 \sim 0.60$ 。

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/秒以后再加大 C_{1a} , φ_K 的增加就不显

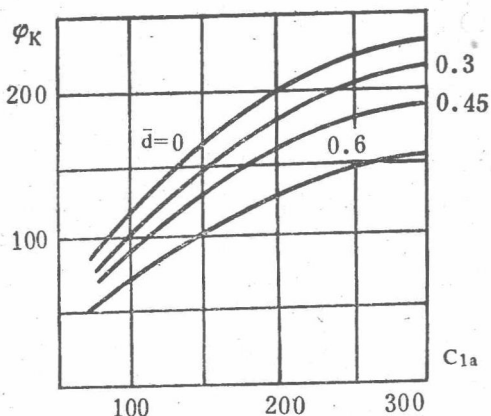


图 1-2-3