

飞机座舱制冷附件

陈德雄 李 敏 合编



国防工业出版社

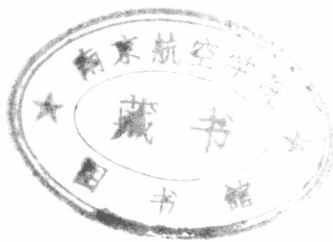
V245.3
1001

飞机座舱制冷附件

陈德雄 李 敏 合编



30267375



国防工业出版社

403230

内 容 简 介

本书作为航空院校的教材。内容包括飞机座舱制冷附件涡轮冷却器及热交换器两部分。

上篇涡轮冷却器主要阐述径向涡轮和离心式压气机的原理、工作过程、气动热力和基本尺寸计算,提供了设计计算所需的各种有关数据以及涡轮参数的合理选择计算方法。还讨论了涡轮冷却器结构设计中的几个主要问题。

下篇热交换器主要阐述空调系统用的紧凑式热交换器的类型、热力计算方法、压力损失计算方法以及热交换器的设计计算。此外还专门介绍了环形散热器,水蒸发器以及热管等的原理和计算方法。

本书除用作航空院校的教材外,亦可供航空工业的有关工厂、科研单位以及从事内燃机增压器设计及深冷装置的科技人员参考之用。

飞机座舱制冷附件

陈德雄 李 敏 合编

国防工业出版社

北京市书刊出版业许可证出字第 074 号

南京航空学院印刷厂印装 内部发行

787×1092 1/16 印张17.75 插图1张 45.28万字

1981年1月第一版 1981年1月第一次印刷 印数00,001—01000册

统一书号: 15034(三教)11 定价: 1.90元

063003

前 言

近代飞机要求对其座舱实现空气参数(如压力、温度和湿度等)的调节。温度调节是座舱空调系统的主要内容。飞机高速飞行时的气动加热以及炎热季节里太阳的照射,都会使座舱温度超过规定值。在此情况下,为了保证飞行人员的正常工作条件和乘客舒适的生活环境,以及保证电子设备的正常可靠工作,要求对座舱和设备舱进行冷却降温,使舱内温度维持在适宜的范围内。

要使座舱降温,必须采用人工制冷。从原理上讲可以采用空气压缩制冷循环,蒸气压缩制冷循环以及热电制冷等。但在飞机上由于压缩空气可以方便地从发动机压气机或由发动机所驱动的其他增压器上获得,因而采用空气制冷循环具有明显的优越性,它可使系统简化,大大地减少所占空间和重量,所以目前大多采用空气制冷循环。在空气制冷系统中实现降温的主要附件为热交换器和涡轮冷却器。因此为了掌握整个飞机空调系统的工作原理,从事设计计算和性能测试等工作,必须同时了解这两种附件的工作原理、结构类型,气动热力以及主要结构尺寸的设计计算等,本教材即为此目的而编写的。

本书是根据 1978 年 10 月在北京制订的高空设备专业“飞机座舱制冷附件”教材大纲编写的。在编写中,吸取了以往的教学经验,同时注意收集国内外近期资料的有关数据和设计计算方法,充实了涡轮参数选择的内容;在热交换器中增加了环形散热器和新型传热装置——热管等的原理和热力计算。主要设计计算均列举了详细的例题。

全书分上下两篇,上篇涡轮冷却器由陈德雄编写;下篇热交换器由李敏编写。本书上篇承北京航空学院 505 教研室徐扬禾、程尔玺同志、下篇承南京航空学院 105 教研室俞勤芳、裘燮纲等同志审阅,并提出了许多宝贵意见。在编写过程中曾得到袁修干、寿荣中、宋宾周、曹玉璋、姜正良等同志的帮助,在此谨向他们表示感谢!

由于时间仓促,编者水平有限,书中一定存在不少缺点和错误,请使用本书的同志批评指正。

编者 1980.12

目 录

前 言

上 篇 涡轮冷却器

概 述	1
1 涡轮冷却器的降温原理和基本结构	1
2 涡轮冷却器的分类	2
第一章 径向涡轮的工作过程、气动热力和基本尺寸计算	6
1—1 径向涡轮的工作过程	6
1—2 气体在喷嘴环中的流动	9
1—3 气体在叶轮中的流动	23
1—4 涡轮效率分析和主要参数的选择	42
1—5 涡轮的气动热力及基本尺寸计算	54
1—6 涡轮的通用特性及非设计状态下涡轮的性能估算	66
第二章 离心式压气机及离心式风扇的原理和主要参数计算	71
2—1 离心式压气机的工作过程和效率	71
2—2 气体在进气管和叶轮中的流动	76
2—3 气体在扩压器和蜗壳中的流动	86
2—4 离心式压气机计算	93
2—5 离心式压气机特性	102
2—6 离心式风扇和轴流式风扇	112
2—7 涡轮和压气机(或风扇)的共同工作	117
第三章 涡轮冷却器结构设计的几个问题	119
3—1 转子的平衡	119
3—2 转子的临界转速	123
3—3 轴承的载荷	126
3—4 轴承的润滑和冷却	131
3—5 轴承的预紧装置及密封结构	136
3—6 空气轴承简介	138
参考文献	141

下 篇 热 交 换 器

第一章 概 述	143
1—1 热交换器的种类及功用	143

II

1—2	热交换器的效率及其影响因素	148
1—3	介绍几种传热表面	149
第二章	热交换器的热力计算	154
2—1	热力计算要解决的问题	154
2—2	热力计算的基本方程	154
2—3	热力计算方法	165
第三章	热交换器的压力损失	174
3—1	压力损失的组成	174
3—2	压力损失计算	178
第四章	传热表面的放热系数及摩擦阻力系数	181
4—1	准则方程解析式形式	181
4—2	试验曲线形式	184
第五章	热交换器设计计算	187
5—1	传热表面设计的一般原则	187
5—2	热交换器芯体设计计算	189
5—3	结构设计一般原则	200
第六章	环形散热器	202
6—1	概 述	202
6—2	环散微元段各部分传热量及基本方程组	205
6—3	逆流式环散的热力计算方法	220
6—4	环形散热器的压力损失估算	227
6—5	计算举例	229
第七章	水蒸发器	235
7—1	水蒸发器在飞机空调系统上的应用	235
7—2	水蒸发器工作的原理	237
7—3	水蒸发器的热力计算	239
7—4	水蒸发器设计中的几个问题	244
第八章	热 管	247
8—1	概 述	247
8—2	工质、吸液芯和管壳	252
8—3	热管工作的极限	257
8—4	热管的计算	259
8—5	热管的设计和制造	268
	附录 I	270
	附录 II	275
	参考文献	276

上篇 涡轮冷却器

概 述

1 涡轮冷却器的降温原理和基本结构

涡轮冷却器在空气调节系统中的作用,是将来自发动机压气机的空气,在经过散热器预冷却之后,再进一步降温。其降温的基本原理在于空气在冷却涡轮中进行膨胀,同时对外做功。对一定量的空气来说,由于它通过涡轮的时间极其短暂,与外界进行热交换的数量很少,所以在工程应用上,我们可以近似认为空气在涡轮中进行的是绝热膨胀过程。假定在涡轮进口处空气的压力为 p_0 , 温度为 T_0 , 涡轮的出口压力为 p_3 , 在这样的压力范围内空气进行绝热膨胀时,根据热力学的观点,空气的温度必将降低。而且我们知道在不考虑气体内部摩擦损失的理想情况下,涡轮的出口温度应为

$$T_{3t} = T_0 \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

举例来说,若涡轮的进口压力 $p_0 = 2.8$ 公斤/厘米², 进口温度 $T_0 = 343K$, 涡轮的出口压力 $p_3 = 1.1$ 公斤/厘米², 则由上式算出的涡轮出口的理论温度为 $T_{3t} = 263K$, 也就是说在此膨胀过程中的理论温降为 $\Delta t_0 = 343 - 263 = 80^\circ C$ 。实际上,由于在涡轮内部存在着一系列的损失,这些损失最终变为热量从内部加给气体,于是使涡轮的实际出口温度 $T_3 > T_{3t}$, 因此实际温降 $\Delta t = T_0 - T_3$ 小于理论温降。在涡轮冷却器中,把实际温降与理论温降之比(也就是实际焓降与理论焓降之比),定义为涡轮的绝热效率(内效率),即

$$\eta_i = \frac{\Delta t}{\Delta t_0}$$

假设涡轮的绝热效率 η_i 为 0.7, 则在上例中的实际温降仍有 $\Delta t = 0.7 \times 80 = 56^\circ C$ 。

气体发生膨胀降温的同时,它的内能减少,作出膨胀功,这部分功必须对外输出,加以利用。为了说明涡轮冷却器内能量转变的过程,在图 1 上表示出涡轮冷却器的基本结构。与机壳固定在一起的喷咀环起着转变气体的压力能为动能的作用,即在喷咀环内气体的压力降低,速度增加。自喷咀环出来的高速气流径向流入涡轮的叶轮,冲击叶轮做功,使叶轮产生高速的旋转。叶轮固定在轴上,于是带动轴

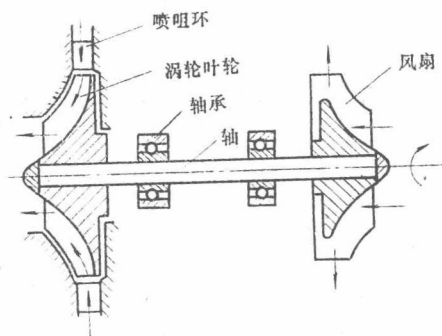


图1 涡轮冷却器的基本结构

一起转动。在轴的另一端固定着风扇（或压气机）的叶轮，当轴转动起来后，气体从其进口吸入，经过叶轮后气体得到压缩，升高其压力，随后从排气口排出。由于压缩过程要消耗功，所以风扇就吸收了涡轮发出的功率而成为涡轮的负载。从涡轮排出的空气温度已降低，可经导管送至座舱使用。涡轮和风扇的叶轮以及轴等零件一起支承在轴承上（这里所示为滚珠轴承），使其转动灵活，阻力小。而轴承则是支承在涡轮冷却器的壳体上（图上未示出）。为了使涡轮冷却器有效可靠地工作，还需要一些其他的部件，如对轴承进行良好润滑和冷却的装置等，它们也是涡轮冷却器中必不可少的甚至是关键性的部件，在第三章内将分别讲述其构造。

在我们所讨论的范围内，空气是作为理想气体来处理的。理想气体不作外功的绝热膨胀，就如气体流经阀门等的节流过程那样，节流后的压力虽然降低了，但据能量方程可知，节流前后的温度大致不变。因此，要实现降温的目的，只有采用像涡轮冷却器这类膨胀做功的装置才能达到。

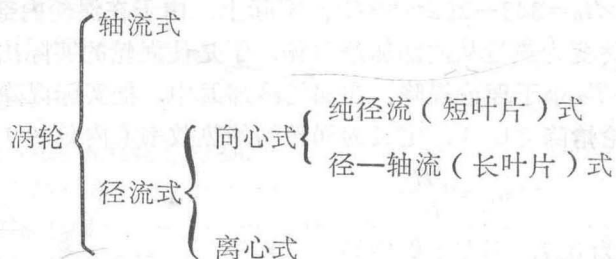
空气经过压气机升温升压，经过散热器放热，在涡轮中膨胀降温，最后又经座舱吸热。自座舱排出后，可以看作仍进入压气机，这样就构成一个空气压缩制冷循环。由于这循环的连续进行，保证了座舱空气调节系统的连续工作。

2 涡轮冷却器的分类

对于小功率的涡轮冷却器，一般有以下几种分类法。

1. 按气体在涡轮叶轮中的流动特点分类

按气体在涡轮叶轮中的流动特点分类，可以概括为：



首先将涡轮分为轴流式和径流（径向）式两种。在轴流涡轮中气体沿涡轮的轴向流入叶轮，并基本上沿轴向流出叶轮。径向涡轮又依气体的流动方向而分为向心涡轮和离心涡轮两种。在向心涡轮中气体沿叶轮外径径向流入，并向轴心流动；离心涡轮则相反，气体从轴心向外流动。

轴流涡轮一般用于大流量的场合，在空调系统中只有在某些大型旅客机和运输机上采用。径向涡轮中主要采用径向向心涡轮，离心涡轮因其作功能力小，效率低，只有在极个别的情况才用到它。在径向向心涡轮中又按叶轮的结构分为纯径向式（短叶片式）和径—轴流式（长叶片式）两种。径向向心涡轮具有流量小、转速高、结构紧凑、效率高、工作可靠以及工艺性好等优点，因而使它在各种场合下具有广泛的用途。例如在飞机的空气调节系统和地面的普冷、深冷装置中，主要是作为制冷的目的而采用径向涡轮（亦称透平膨胀机），

而在内燃机增压, 飞机、船舶以及宇宙飞行器等辅助设备中, 主要是作为小型动力源而采用径向涡轮。所以在本篇中主要讨论径向向心涡轮(以下简称径向涡轮)。

2. 按涡轮负载(风扇或压气机)不同分类

根据涡轮负载的不同, 可分为涡轮风扇式及涡轮压气机式两类。

1. 涡轮风扇式——即以风扇作为吸收涡轮功率达 $8 \sim 10\%$

冷却风扇(图2)和涡轮轴流风扇(图3)两种。根据风扇型式不同, 又可分为涡轮离心式(图2)和涡轮轴流式(图3)两种。在图2中风扇抽吸大气中的空气, 经风

涡轮冷却器自大气中, 其所起的作用纯粹为消耗涡轮的功率, 这种负载方式有时称制动式。在图3中, 为了充分利用风扇的抽风作用, 利用风扇来抽吸经过散热器的冲压空气, 以增加散热效果。

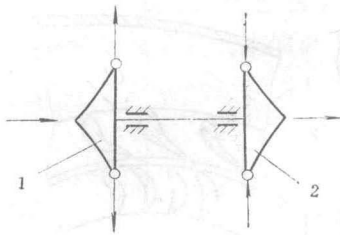


图2 涡轮离心风扇式

1—离心式风扇; 2—涡轮。

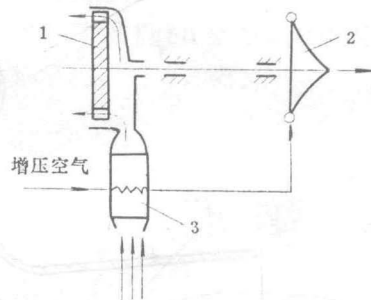


图3 涡轮轴流风扇式

1—轴流风扇; 2—涡轮; 3—散热器。

涡轮压气机式——以压气机作为吸收涡轮功率的负载。压气机一般都采用离心式。随着对经过压气机压缩过的空气使用情况不同, 在空调系统中常见的有图4及图5两种。

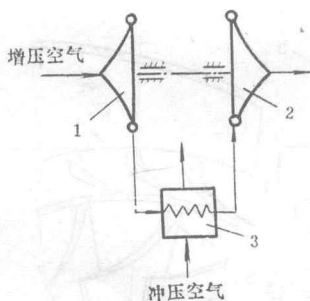


图4 升压式涡轮

1—压气机; 2—涡轮; 3—散热器。

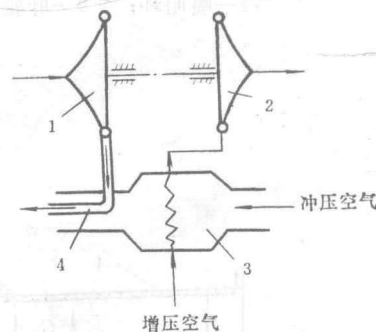


图5 涡轮压气机

1—压气机; 2—涡轮; 3—散热器; 4—引射器。

图4所示为利用压气机来升高进入涡轮前的空气压力, 以提高空调系统的性能, 此种结构即所谓升压式涡轮。其特点为流经压气机和涡轮是同一股气流, 并且因压气机不直接抽吸大气中的空气, 所以涡轮性能受高度变化的影响较小。图5所示为压气机向引射器提供引射气流以提高散热器降温性能。

此外, 还可按涡轮的级数分为单级涡轮和多级涡轮。所谓涡轮的“级”是由一系列喷咀及其后的一系列动叶片所构成。多级径向涡轮增加了结构的复杂性而失去其优点, 故实际上轮冷器中未见到, 本书只限于讨论单级径向涡轮。在涡轮叶轮的后面还有设置扩压器和不设置扩压器有足够两种情况, 设置扩压器可以略微提高涡轮的效率, 但增加了机器的尺寸, 所以是否采用或其效率要根据具体情况而定。

目前在歼击机和轰炸机的空调系统中, 纯径向式(短叶片)和径一轴流式(长叶片)两种径向涡轮都得到了应用, 它们的主要部件及气流在涡轮中的流动方向如图6及图7所示。两者相比, 径一轴流式适用于流量和焓降较大的情况, 涡轮效率高, 而纯径向式适用于流量和焓降较小的情况, 涡轮效率低。但是在同样的膨胀比下, 它的叶轮直径可小些。从制造工艺来看, 径一轴流式的叶轮目前已采用精密失蜡铸造工艺, 只需要少量的机械加工, 而纯径向式要在专用仿型铣床上铣制。

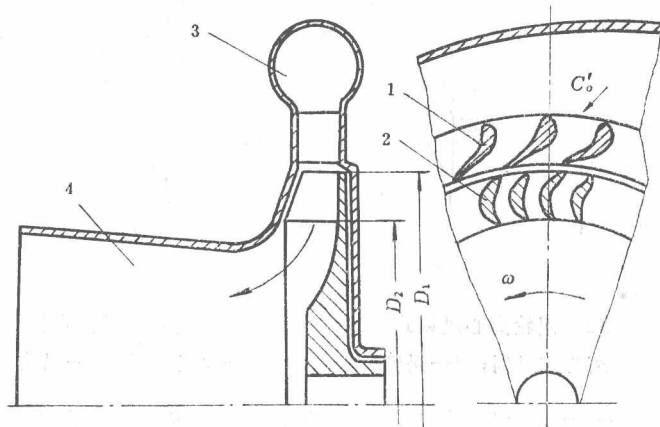


图6 纯径向式(短叶片)径向涡轮

1—喷咀环; 2—叶轮; 3—蜗壳; 4—扩压器。

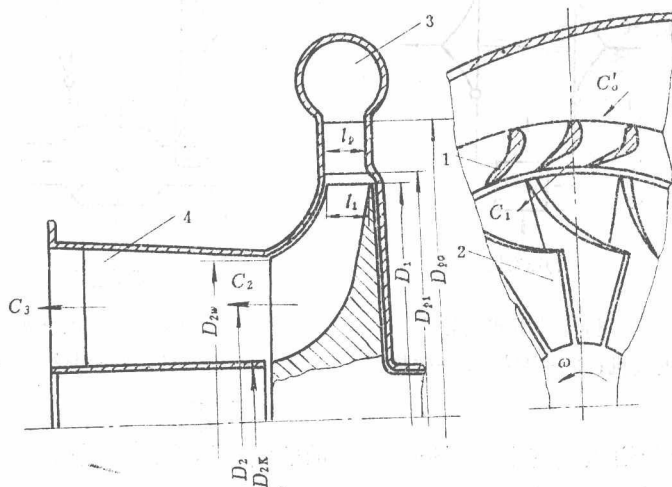


图7 径一轴流式(长叶片)径向涡轮

1—喷咀环; 2—叶轮; 3—蜗壳; 4—扩压器。

是由一系列喷 在飞机座舱空气调节系统中所采用的涡轮冷却器，具有一些特殊的要求：例如，要求涡轮冷却器能够适应空气的压力、温度、流量以及湿度同时发生较大幅度的变化；要求机器具有足够高的效率和最小的尺寸和重量；要求机器在各种不同的空间位置下以及较大的振动下是否采用或其它动力、热负荷条件下能够安全可靠地工作等。因为要求效率高、尺寸小，所以航空涡轮冷却器中主要特点为流量小、转速高（高达 8 ~ 10 万转/分），尤其转速高这一点，对涡轮冷却器的结构设计及工艺、材料等提出较高的要求。如转子的平衡，临界转速及叶轮强度，轴承的润滑及冷却等，都成为设计和制造中十分重要的问题。

涡轮冷却器自四十年代应用于飞机座舱空调系统以来，在其气动热力性能、结构设计及制造技术上都有了很大的改进，目前其结构已日臻完善。据国外资料报导[4]。与发展初期相比，目前涡轮冷却器的性能和其他各方面已有了如下的变化：涡轮效率从 0.3 至 0.85，涡轮冷却器内的温降自 30° 至 200℃，进口温度自 50° 至 350℃，通过涡轮的空气流量自 100 至 10000 公斤/小时，转速自 2 万至 15 万转/分，使用寿命自 50 至 10000 小时。此外，在飞行器的调节系统中还出现了以气体轴承代替滚珠轴承的涡轮冷却器。

第一章 径向涡轮的工作过程、气动热力和

基本尺寸计算

本章主要讨论径向涡轮的工作过程，涡轮各部件气动热力计算和基本尺寸的计算，分析各部件中产生损失的原因，探讨影响涡轮效率的因素和涡轮参数的合理选择的方法等，并举例说明计算的步骤。

1—1 径向涡轮的工作过程

涡轮的工作过程可以图 1—1 简单说明之。为了减少气流流动过程中的压力损失，气流由蜗壳均匀地引入喷咀环。喷咀环的叶片流道呈收敛形状，因此，气体流经喷咀环时发生膨胀加速，压力由 p_0 （接近于总压 p_0^* ）降低为 p_1 ，温度从 T_0 （接近于总温 T_0^* ）降低为 T_1 ，在这一过程中气体的一部分热焓转变为气流的动能，所以气体的速度由进口处的 c'_0 增加至 c_1 ，为叶轮作功做好准备。

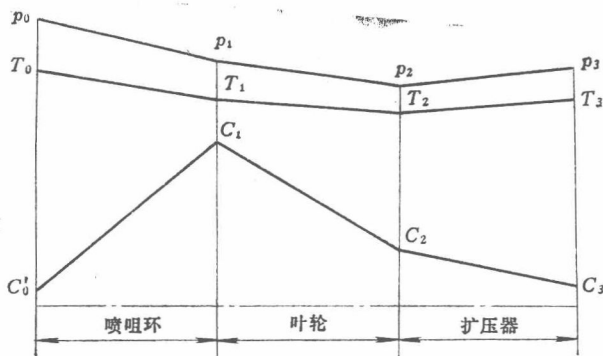


图1—1 涡轮工作过程示意图

经喷咀环加速后的气流，以一定的角度流入叶轮，冲击叶轮旋转做功，在径向涡轮中，一般在叶轮中气体继续发生膨胀，即其压力由 p_1 降为 p_2 ，温度由 T_1 降为 T_2 ，气体流经叶轮时相对于旋转叶轮的速度，即相对速度可能由 w_1 增加至 w_2 ，也可能不增加 ($w_2 \leq w_1$)。所以，叶轮的作用在于将气体的动能和热焓进一步转换为机械功，这部分功由涡轮的负载（风扇、压气机或电机、油泵等）所吸收。由于气体对叶轮做功的结果，气体本身的绝对速度由 c_1 降为 c_2 。

离开叶轮后的气体速度 c_2 仍然较高，为了改善涡轮的性能并与系统导管中的气流速度相适应，可以在叶轮后设置扩压器。在扩压器中气流减速，即速度由 c_2 降为 c_3 ，同时静压得到恢复，即压力由 p_2 略微回升到 p_3 ，温度也由 T_2 略微回升到 T_3 ，最后排入出口导管中。

利用气体的焓—熵 ($i-s$) 图可以将涡轮各部件中所发生的过程清晰地表示出来, 所以下面我们将常用 $i-s$ 图来进行热力分析, 并引出一些重要的涡轮参数来。由于在喷咀环进口处气体的初速度一般较小, 即 c'_0 在每秒几十米以内, 其对应的动能很小, 常可略去不计。所以在今后的分析中, 我们取 $c'_0 \approx 0$, 这样就有 $p_0 \approx p_0^*$, $T_0 \approx T_0^*$, 根据这两个参数就可在 $i-s$ 图上 (见图 1-2a) 定出过程的起点, 以点 0 表示之。气体在喷咀环中自点 0 膨胀到一个中间压力 p_1 。在作热力分析时, 我们首先讨论不计损失 (如摩擦损失等) 的理想过程, 即等熵过程。在喷咀环中气流的等熵膨胀过程以线 $0-1t$ 表示之。考虑喷咀环中实际存在的各种损失后, 则喷咀出口的气体焓值及熵值均比理想情况高, 故实际过程假设为线 $0-1$ 所示。同样, 在叶轮中的理想过程为自点 1 沿等熵线膨胀至 p_2 。考虑实际过程中的损失, 叶轮出口的状态设以点 2 表示, 叶轮中的实际膨胀过程为线 $1-2$ 。气体自叶轮出来以及最后进入扩压器的过程中, 仍有能量损失, 在扩压器中静压恢复到 p_3 , 在 $i-s$ 图上此过程以线 $2-3$ 表示之, 点 3 所对应的温度即为涡轮的出口温度。

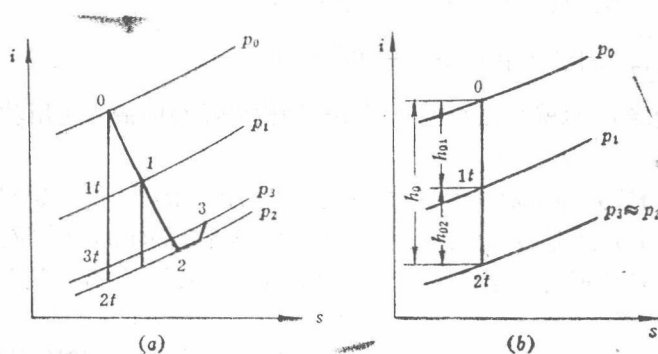


图1-2 涡轮的工作过程在 $i-s$ 图上的表示

为了着重说明主要的概念, 我们将实际过程作适当的简化。假设不考虑气体在扩压器中不大的静压回升, 即认为 $p_3 \approx p_2$, 同时只考虑喷咀环和叶轮中的等熵膨胀过程 (见图 1-2b)。由图上可见, 在整个涡轮级的压降范围内, 级的总等熵焓降为 $h_0 = i_0 - i_{2t}$, 其中分配于喷咀环的等熵焓降为 $h_{01} = i_0 - i_{1t}$, 分配于叶轮的等熵焓降为 $h_{02} = i_{1t} - i_{2t}$, 而且在压力 p_0 和 p_2 不变的范围内, 喷咀环后的压力 p_1 的大小显然直接影响到喷咀环和叶轮内的焓降分配情况, p_1 升高, 则 h_{02} 增大, h_{01} 减少; 反之, p_1 减少, 则 h_{02} 减少, h_{01} 增大。反过来也可以说, 喷咀环和叶轮内的焓降分配情况决定了压力 p_1 的大小。而这种焓降分配情况对涡轮的工作性能甚至结构都有重要的影响, 因而在此我们引入一个说明这种焓降分配比例的重要参数, 即涡轮的反应度 (或称反力度、反动度) ρ , 其定义为:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_0} = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} \quad (1-1)$$

根据定义, ρ 的大小说明在叶轮上焓降所占的比例, 而 $(1-\rho)$ 的大小说明在喷咀环上焓降所占的比例。

从式 (1-1) 可得:

$$h_{01} = (1-\rho)h_0 \quad (1-2)$$

涡轮进出口压力之比称为涡轮的膨胀比, 以 π_t 表示之, 即

$$\pi_i = \frac{p_0}{p_2} \approx \frac{p_0}{p_3} \quad (1-3)$$

因

$$h_0 = i_0 - i_{2i} = c_p(T_0 - T_{2i})$$

$$= c_p T_0 \left(1 - \frac{T_{2i}}{T_0}\right) = c_p T_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

又

$$c_p = \frac{k}{k-1} AR, \text{ 故}$$

$$h_0 = c_p T_0 \left[1 - \frac{1}{\pi_i^{\frac{k-1}{k}}}\right] = \frac{k}{k-1} ART_0 \left[1 - \frac{1}{\pi_i^{\frac{k-1}{k}}}\right] \text{ 大卡/公斤} \quad (1-4)$$

以上诸式中 c_p ——气体的定压比热, 大卡/公斤·度;

k ——绝热指数;

R ——气体常数, 公斤·米/公斤·度;

$A = \frac{1}{427}$ 大卡/公斤·米——功的热当量。

涡轮的总等熵焓降 h_0 也就是在给定的压力范围内涡轮级的最大可用功或等熵功, 即

$$h_0 = A l_0 \quad (1-4a)$$

式中 l_0 表示涡轮级的最大可用功或等熵功, 单位为公斤·米/公斤。这个最大可用功扣除涡轮各部件中的损失之后, 才是最后输出的有效功。我们研究涡轮的一个重要目的, 就在于如何设法减少涡轮中的各项损失, 尽可能地充分利用这个最大可用功, 以获到较高的涡轮效率和温降。

为表达概念及计算方便, 在径向涡轮中还采用另一个从总等熵焓降引伸出来的重要参数 c_0 。假想气体在涡轮级中从压力 p_0 一次膨胀到 p_3 , 也就是总焓降 h_0 全部地转变为动能, 这样得到的气流速度称之为假想等熵速度或等熵速度, 以 c_0 表示之, 即

$$h_0 = \frac{A}{2g} c_0^2$$

$$c_0 = \sqrt{\frac{2g}{A} h_0} = 91.5 \sqrt{h_0} \text{ 米/秒} \quad (1-5)$$

类似于式 (1-4), 同样可对 h_{01} 写出

$$h_{01} = \frac{k}{k-1} ART_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \quad (1-6)$$

在涡轮的实际设计计算中, 常常是首先定出涡轮的反应度 ρ , 然后据 ρ 值计算压力 p_1 , 此时将式 (1-4)、(1-6) 代入式 (1-2), 经整理得

$$p_1 = p_0 \left[\rho + (1-\rho) \frac{1}{\pi_i^{\frac{k-1}{k}}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-7)$$

对于空气, $k=1.4$, 故上式简化为

$$p_1 = p_0 \left[\rho + (1-\rho) \frac{1}{\pi_i^{0.286}} \right]^{3.5} \quad (1-7a)$$

1—2 气体在喷咀环中的流动

一、气体在喷咀环中的能量转换及其出口参数计算

涡轮的喷咀环也称导向器、导流器或静子。它的作用主要有以下几个：

1. 使气流通过喷咀环后均匀地进入叶轮；
2. 使气流在喷咀环中把规定部分焓降转变为动能而得到加速；
3. 使气流以一定的方向进入叶轮；
4. 通过喷咀环的喉道截面积（或最小截面积）控制通过涡轮的气体流量。

在工程应用上，通常以一元定常流（稳定流动）来分析喷咀环中的能量转换，在理想情况下，认为过程中不产生损失，与外界无热量交换及机械功的传递，此时能量方程表示为

$$i_0 + \frac{A}{2g} c_0'^2 = i_{1t} + \frac{A}{2g} c_{1t}^2 \quad (1-8)$$

前已述及，一般 c_0' 值较小，故 $\frac{A}{2g} c_0'^2$ 项与 i_0 相比可以略去，上式表示为

$$i_0 = i_{1t} + \frac{A}{2g} c_{1t}^2$$

或

$$i_0 - i_{1t} = h_{01} = \frac{A}{2g} c_{1t}^2$$

从上式得出喷咀环出口的理论速度为

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2g}{A} (i_0 - i_{1t})} = \sqrt{\frac{2g}{A} h_{01}} \quad (1-9)$$

将式 (1-6) 的 h_{01} 值代入上式得

$$c_{1t} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-9a)$$

或将式 (1-2) 代入式 (1-9)，得出 c_{1t} 的另一种表达式：

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2g}{A} (1-p) h_0} = 91.5 \sqrt{(1-p) h_0} \text{ 米/秒} \quad (1-9b)$$

实际上，由于存在着气流与流道壁面的摩擦，二次流损失，气流分离损失，尾缘损失以及出口冲波等损失，所以喷咀环出口的气体温度升高，出口实际焓值 i_1 比理想情况下的焓值 i_{1t} 高，其能量方程表示为

$$i_0 = i_1 + \frac{A}{2g} c_1^2 \quad (1-10)$$

可见，喷咀环出口的实际速度 c_1 小于理论速度 c_{1t} 。在实用上，用一个小于 1 的系数来考虑这种因能量损失而引起的速度减少。即

$$c_1 = \varphi c_{1t} \quad (1-11)$$

式中 φ 称为喷咀环的速度系数, 其值与喷咀环的尺寸、叶型、出口气流的 M_{c_1} 数以及加工精度等有关, 由实验确定之。在设计计算中, 可据现有的实验数据, 选取一适当的 φ 值 (见下)。

确定了 φ 之后, 可以从式 (1-11)、(1-9b) 及 (1-5) 得出常用的计算公式为

$$c_1 = \varphi 91.5 \sqrt{(1-\rho)h_0} = \varphi \sqrt{1-\rho} c_0 \quad (1-12)$$

喷咀环出口的理论速度对应的动能与实际速度对应的动能之差表示喷咀环的能量损失, 设以 q_p 表示之, 即

$$q_p = \frac{A}{2g} c_{1t}^2 - \frac{A}{2g} c_1^2 = i_1 - i_{1t} \text{ 大卡/公斤}$$

其值可在 $i-s$ 图上表示出来, 如图 1-3 所示。此损失亦可表示为

$$\begin{aligned} q_p &= \left(1 - \frac{c_1^2}{c_{1t}^2}\right) \frac{A}{2g} c_{1t}^2 \\ &= (1 - \varphi^2) \frac{A}{2g} c_{1t}^2 = (1 - \varphi^2) h_{01} \end{aligned} \quad (1-13)$$

将式 (1-2) 的关系代入上式, 得

$$q_p = (1 - \varphi^2)(1 - \rho)h_0 \quad (1-13a)$$

喷咀环中的损失也可用能量损失系数来表示, 能量损失系数 ζ_p 表示为

$$\zeta_p = \frac{q_p}{\frac{A}{2g} c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2 \quad (1-14)$$

另有一些资料 [5], 把能量损失系数定义为

$$\zeta'_p = \frac{q_p}{\frac{A}{2g} c_1^2} = \frac{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{A}{2g} c_1^2}{\frac{A}{2g} c_1^2} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \quad (1-15)$$

能量损失系数的定义虽然有所不同, 但对能量损失的计算并无影响, 即

$$q_p = \zeta_p \frac{A}{2g} c_{1t}^2 = \zeta'_p \frac{A}{2g} c_1^2 \quad (1-13b)$$

在实际计算中, 用相对能量损失来表示更为方便, 喷咀环的相对能量损失表示为

$$\xi_p = \frac{q_p}{h_0} = (1 - \varphi^2)(1 - \rho) \quad (1-16)$$

由式 (1-10) 及式 (1-12), 可以计算喷咀环出口的实际温度 T_1 为

$$T_1 = T_0 - \frac{A}{2g c_p} c_1^2 = T_0 - \frac{\varphi^2}{c_p} (1 - \rho) h_0 \text{ K} \quad (1-17)$$

喷咀环出口压力已由式 (1-7) 确定, 故出口处的气体重度为

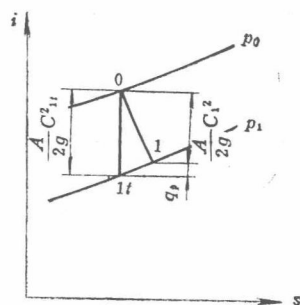


图1-3 喷咀环的能量损失

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{RT_1} \text{ 公斤/米}^3 \quad (1-18)$$

二、喷咀环的流量方程

在设计涡轮时, 流量常是已知值, 这时要根据流量方程求出所需要的喷咀环截面积。但有时也会遇到另一种情况, 即需要根据给定的涡轮来估算通过它的流量。由于涡轮的流量是由喷咀环的喉道面积 F_{min} 所限制, 所以估算涡轮的流量实际上就是估算通过喷咀环的流量。

计算流量时, 须要确定喷咀环出口的流动状态, 而要确定此状态又须预先知道喷咀环的压力比 $\frac{p_1}{p_0}$ 。在设计时, 涡轮的进出口参数为已知值, 按一定的原则确定反应度 ρ 之后, 就可算出 $\frac{p_1}{p_0}$ 值; 在估算流量时, 对于短叶片纯径向式涡轮, 由于 ρ 设计得很小, 所以 $\frac{p_1}{p_0} \approx \approx \pi_i$, 即可用涡轮的膨胀比来近似判断其流动状态。但对于长叶片径一轴流式涡轮, 就要考虑 ρ 的影响。压力比 $\frac{p_1}{p_0}$ 一经确定之后, 就可与气体的临界压力比 $\pi_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ 进行比较, 理论上当 $\frac{p_1}{p_0} > \pi_{cr}$ (对于空气, $\pi_{cr} = 0.528$) 时, 喷咀环出口处于亚临界状态; 当 $\frac{p_1}{p_0} < \pi_{cr}$ 时, 喷咀环出口处于超临界状态, 其喉道正处于临界状态。

对于不同的流动状态, 喷咀环的流量公式是不同的, 目前主要有两种计算方法:

1. 把气体在喷咀环中的实际流动过程, 看作是有摩擦损失的绝热过程, 用多变过程来计算。

多变过程的方程为 $\frac{p}{\gamma^n} = \text{常数}$, 其中 n 为多变指数。与不考虑损失的绝热 (等熵) 过程的方程 $\frac{p}{\gamma^k} = \text{常数}$ 相比, 我们看到其参数之间的关系在形式上是相同的。

对于定常流动, 气流通过喷咀环任一截面的流量都相同, 因而按任一截面来计算流量都一样。我们常取最小截面积 F_{min} (收缩喷咀的出口或扩张喷咀的喉道) 来计算流量, 据连续方程

$$G = F_{min} \gamma_h c_h$$

式中 γ_h 、 c_h ——喷咀环最小截面处的气体重度 and 速度。

因而

$$\frac{T_h}{T_0} = \left(\frac{p_h}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

式中 p_h 、 T_h ——最小截面处的气体压力和温度。

故可得最小截面处的气流速度为

$$c_h = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_h}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} \quad (1-19)$$

代入连续方程得

$$G = F_{min} \gamma_h \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_h}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} \quad (1-20)$$