

普通高等教育“九五”国家级重点教材

航空燃气轮机原理

(上册)

彭泽琰 刘 刚 编著

国防工业出版社

· 北京 ·

图书在版编目 (CIP) 数据

航空燃气轮机原理. 上册 / 彭泽琰, 刘刚编著. — 北京: 国防工业出版社, 2000. 9
ISBN 7 - 118 - 02316 - 7

I. 航... II. ①彭...②刘... III. 航空发动机 - 理论 IV. V23

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 26208 号

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号)

(邮政编码 100044)

北京奥隆印刷厂印刷

新华书店经售

*

开本 787 × 1092 1/16 印张 21 486 千字

2000 年 9 月第 1 版 2000 年 9 月北京第 1 次印刷

印数 1 - 5000 册 定价 29.00 元

(本书如有印装错误, 我社负责调换)

前 言

《航空燃气轮机原理》一书经国家教育部审定为普通高等教育“九五”国家级重点教材。它是根据飞行器动力工程专业的航空燃气涡轮发动机原理的教学大纲编写而成的。全书由上、下册组成。上册讲授燃气轮机主要部件(风扇、压气机、主燃烧室、涡轮、加力燃烧室)的工作原理、设计概要以及非设计工况特性与控制,下册讲授发动机原理。

本书为上册,由第一篇航空叶片机原理和第二篇燃烧与燃烧室组成。

在本书的编写过程中,既继承了建国以来我国编写和使用过的多种教材和讲义中的经典部分,又吸收了近期本学科发展及国内外新著中的先进材料。为激励学生钻研航空高科技之兴趣和跟踪研究国外先进燃气轮机关键技术之飞跃发展,本书还用一定篇幅介绍和分析近期已采用和今后即将采用的风扇、压气机、燃烧系统和涡轮的关键新技术。

此外,在本书的内容选取和编排方面,还特别注意吸取编者积累多年的课程讲授经验(航空叶片机原理二十多年,燃烧系统十多年)。在充分讲清基本概念的基础上,增加和丰富有关联系部件设计和使用实践方面讨论的内容。

本书第一篇由彭泽琰编著,第二篇由刘刚编著。书中涡轮和燃烧部分,重点参考了郭秉衡、王洪铭和杜声同曾写作的教材。本书最后经朱方元、王洪铭审阅。在此,特向他们表示感谢。

由于编者水平有限,书中可能有错误和不妥之处,请读者批评指正。

编 者

2000年3月16日

目 录

第一篇 航空叶片机原理

第一章 绪论.....	1
第一节 叶片机概念和叶片机的主要形式.....	1
第二节 航空叶片机的发展概况.....	3
小 结.....	5
思考和练习题.....	6
第二章 气体在叶片机内运动应遵循的基本方程.....	7
第一节 连续方程.....	7
第二节 能量守恒方程 (热焓形式的能量方程)	7
第三节 热力学第一定律方程.....	9
第四节 机械能形式的能量方程 (广义柏努利方程)	9
第五节 动量守恒方程 (欧拉方程)	11
第六节 动量矩方程	12
小 结	12
思考和练习题	13
第三章 轴流式压气机工作原理	14
第一节 压气机中的气动热力过程	14
第二节 多级轴流式压气机的分解研究方法	16
第三节 基元级的速度三角形	18
第四节 在基元级中对气流的加功和增压	20
第五节 压气机叶栅的基本参数	26
第六节 轴流式压气机级的工作原理	39
第七节 轴流式压气机超声速级和跨声速级的特点	54
第八节 多级轴流式压气机	60
第九节 轴流式压气机新技术的发展和应 用	68
小 结	74
思考和练习题	77

第四章 轴流压气机的非设计和非稳定工况	81
第一节 引言	81
第二节 单级轴流压气机特性	81
第三节 多级轴流式压气机特性的特点	84
第四节 压气机的相似准则和轴流压气机的通用特性	87
第五节 压气机的非稳定工况与进口流场畸变	94
小 结	105
思考和练习题	106
第五章 离心式压气机	109
第一节 离心式压气机的基本组成部分和工作概况	109
第二节 空气在进气装置中的流动	110
第三节 空气在工作轮中的流动	111
第四节 空气在扩压器中的流动	114
第五节 离心式压气机的损失和效率	117
小 结	118
思考和练习题	118
第六章 涡轮	119
第一节 涡轮的基元级	119
第二节 涡轮级和多级涡轮	132
第三节 涡轮特性	140
第四节 涡轮部件的材料、工艺和冷却	147
第五节 径流式涡轮	150
第六节 涡轮新技术的发展和应用	153
小 结	154
思考和练习题	156
主要参考文献	158

第二篇 燃烧与燃烧室

第七章 绪论	160
第一节 燃烧科学的应用和发展	160
第二节 燃料及燃烧方式	163
第三节 燃气轮机燃烧室的工作特点及基本要求	172
小 结	181

思考和练习题.....	182
第八章 燃烧理论基础.....	183
第一节 化学动力学基础.....	183
第二节 着火理论.....	195
第三节 预混可燃气体的火焰传播.....	208
第四节 火焰稳定.....	217
第五节 扩散燃烧.....	225
小 结.....	234
思考和练习题.....	235
第九章 液体燃料的雾化与喷嘴.....	237
第一节 液体燃料的雾化.....	237
第二节 燃油喷嘴.....	244
第三节 影响喷嘴喷雾特性的因素.....	257
小 结.....	259
思考和练习题.....	259
第十章 燃烧室工作过程及设计特点.....	261
第一节 气流流动过程的组织.....	261
第二节 燃烧区中燃料浓度场的组织.....	268
第三节 燃烧区中可燃混合物的形成与燃烧.....	270
小 结.....	272
思考和练习题.....	272
第十一章 燃烧过程的物质平衡与能量平衡计算.....	274
第一节 燃料完全燃烧的理论空气量计算.....	274
第二节 燃烧过程的能量平衡.....	278
第三节 燃烧室的排气污染.....	284
小 结.....	288
思考和练习题.....	288
第十二章 燃烧室工作特性.....	290
第一节 燃烧效率特性.....	290
第二节 燃烧稳定特性.....	294
第三节 燃烧室的流阻特性.....	295
小 结.....	300
思考和练习题.....	300

第十三章 加力燃烧室.....	301
第一节 加力燃烧室工作特点.....	301
第二节 加力燃烧室工作原理.....	304
第三节 振荡燃烧.....	311
小 结.....	316
思考和练习题.....	316
第十四章 燃烧系统技术的新发展和应用.....	318
第一节 高性能燃烧室的研究与发展.....	318
第二节 先进的设计方法和先进的燃烧诊断技术.....	320
小 结.....	322
思考和练习题.....	322
附录 1 国产喷气燃料技术条件	323
附录 2 焓值表	325
主要参考文献.....	327

第一篇 航空叶片机原理

第一章 绪 论

航空叶片机包括压气机(风扇)和涡轮,它们和燃烧室一样,是航空燃气轮发动机的重要组成部分。本篇主要阐述、讨论和研究航空叶片机的基本工作原理。本章将概略介绍叶片机概念和航空叶片机的发展概况。

第一节 叶片机概念和叶片机的主要形式

叶片机包括的范围很广泛,从人们生活中见到的电风扇到工业生产上用的各种形式的鼓风机和叶片式水泵,用于发电的水轮机和蒸气轮机,以及航空发动机或舰船上用的螺旋桨、风扇、压气机、涡轮等等统属叶片机范畴。它们的共同特点是都有叶片,且只作旋转运动而无往复运动部件。它们的工作原理都是建立在叶片和工质间的流体动力、能量交换以及工质在叶片机中的能量转换等基础上。工质可以是液体、气体或两相流体。本课程只讲授工质为气体的叶片机,且只讲授航空叶片机原理部分。但是,本书所讲内容对于研究和设计其它工业用叶片机亦具有参考价值。

由于叶片机是没有往复运动部件的旋转机器,因此,转子易于平衡(相对于曲柄、连杆、活塞等运动机构),适于高速旋转。我们知道,功率与转速和扭矩的乘积成正比,所以,高转速机器本身就意味着它可以是功率大,尺寸小的机器。此外,和往复式活塞发动机相比较,燃气轮机没有复杂的进、排气活门装置,气体流入和流出叶片机时都比较顺畅,因而有利于在单位时间内实现大量工质和叶片机之间的能量交换,这就是为什么一个尺寸不大(例如,约占 1m^3 空间)的多级涡轮部件,能发出数十万千瓦功率的原因。

由于叶片机工作原理主要建立在叶片与工质间的气体动力、能量交换以及工质在叶片通道中实现的能量转换等基础上,所以,在叶片机原理中特别重视对气流的组织,尽量使流阻损失最小,使能量的交换以及能量的转换最为有效。

如果在叶片机上输入机械功,使工作轮转动,同时气流组织合适,气体流经叶片机后总压升高,则这种叶片机称为压气机。气体流经压气机时,从旋转的工作轮上获得能量,因而气体的总温和总压都得到增加。反之,如果高压和高温的气体流经叶片膨胀加速到低压和低温状态,同时气流组织良好,则高速气体有效地吹动叶片并将在叶片机轴上输出

机械功,则这种机器称为涡轮(或气轮机)。气体流经涡轮时,推动工作轮旋转,气体把能量交给涡轮的工作轮(动叶)以后,总温和总压都下降。

叶片机按其工质流动的方向和增压(或膨胀)特征,可以分为轴流式、径流式和斜流式。由离心式和轴流式压气机组成的压气机被称为混合式压气机。

图 1-1 为轴流式压气机和涡轮示意图。气体轴向流入和流出,气流的静压增加(或降低)是通过叶栅通道实现的。

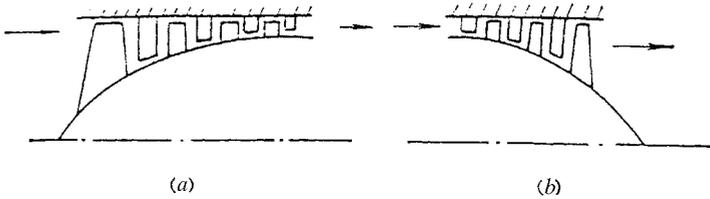


图 1-1 轴流式叶片机示意图

(a)轴流式压气机;(b)轴流式涡轮。

目前,在大型或中型航空燃气轮发动机中,主要用轴流式压气机和涡轮。它们的优点是效率高、径向尺寸小,因而适用于大流量、高性能的航空发动机。

图 1-2 为离心式压气机和径流式涡轮。离心式压气机的气体轴向(或径向)流入,径向流出(有的离心式压气机出口接轴向扩压器)。气体流经离心式压气机的叶轮,会受到强大的离心力作用,静压有效增高,离心增压(或向心膨胀)是径流式叶片机的重要特征。

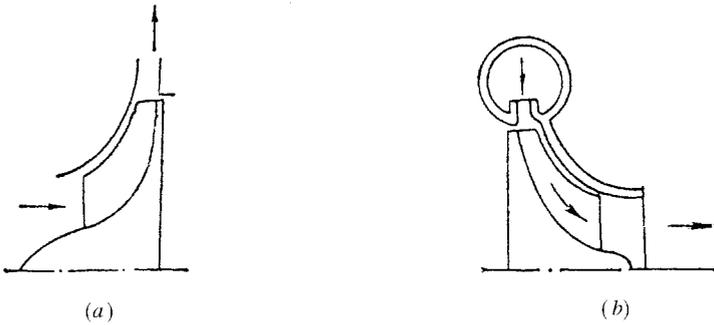


图 1-2 径流式叶片机示意图

(a)离心式压气机;(b)径流式涡轮。

离心式压气机在早期航空燃气轮发动机上曾经得到较广泛应用,目前,高性能的离心式压气机应用于小型航空发动机上。它的优点是结构简单、特性宽广,缺点是径向尺寸大和效率略低。径流式涡轮多用于航空附件。

图 1-3 为斜流式压气机示意图。气流轴向流入,斜向流出。气体流经斜流式叶轮静压提高,部分由于扩压叶栅作用,部分由于离心增压作用。近年来,斜流式压气机(含工业用鼓风机)有较大发展。

图 1-4 为混合式压气机示意图。混合式压气机由进口轴流级(1级或多级轴流级)

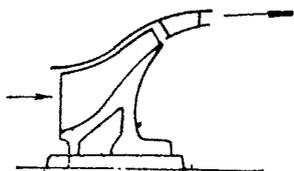


图 1-3 斜流式压气机示意图

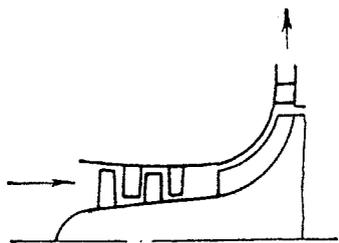


图 1-4 混合式压气机示意图

压气机和离心式压气机混合组成,它兼有轴流式和离心式压气机的优点,这种压气机在现代小型航空燃气轮发动机上获得广泛应用。

第二节 航空叶片机的发展概况

叶片机发展到今天这样完善的程度只有几十年的历史,但是,叶片机概念却在很早就产生了。在中国,早在南宋高宗时代(1131—1162年)就有走马灯的记载。所谓走马灯,就是利用燃烧灯火所产生的热气上升,推动带纸叶片的叶轮,使装在叶轮轴上的纸影(做成人马状)回转,如图1-5所示。这就是燃气涡轮的始祖。而中国古代玩具——竹蜻蜓则是螺旋桨(属压气机范畴)的雏形。

20世纪30年代,工业蓬勃发展,特别是航空事业的发展,促进了热力学、空气动力学、机械学和冶金材料等方面的发展,使首批叶片机(特别是涡轮)产品问世。

20世纪30年代末,飞机性能的提高受到发动机的限制,因而对涡轮喷气发动机展开了多方面的研究,作为涡轮喷气发动机的主要部件——压气机和涡轮,受到了极大重视。在广泛和深入研究的基础上,于20世纪40年代初,叶片机气体动力学在理论方面和实验方面都取得了重大进展(进行了大量的、系统的平面叶栅实验,并且从理论上成功地对这些实验结果进行了总结和概括),使得有可能设计并且制造出高效率高性能的压气机。而只有在冶金技术取得了新成就——即耐高温的高强度材料出现,才使得在高温、高压、高转速下工作的涡轮部件得以运行成功。然而,航空叶片机真正取得重大进展和突破还是最近四十多年的事情。

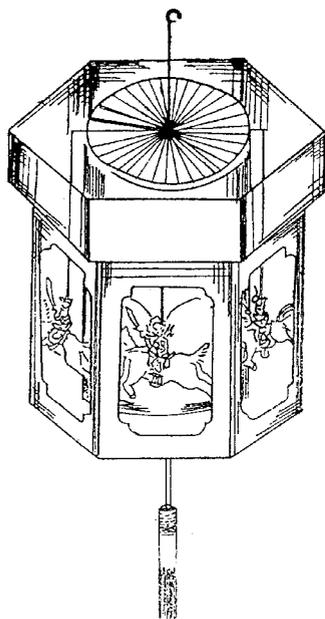


图 1-5 燃气涡轮的始祖——走马灯(南宋)

20世纪50年代末至70年代中期,航空工业进入了又一个新时代,一方面高空、高速

飞机对涡轮喷气发动机提出了迎风面积小、推重比高、特性好等要求,另一方面则是涡轮风扇发动机的出现和发展,大大地促进了航空叶片机的发展,无论是用于低涵道比加力风扇发动机的高性能压气机和风扇,或是用于高涵道比风扇发动机中的超跨声风扇,以及传动这些风扇和压气机的高温、高负荷涡轮,都给航空叶片机的研制提出了崭新的、极富挑战性的任务。在上述任务推动下,设计和研制成功的航空产品有:高速、高负荷、高失速裕度和高迎风面流量的进口级超、跨声压气机(风扇);高负荷、高效率、大尺寸单级跨声风扇;高速、高负荷、高效率和高失速裕度核心压气机;高温、高速、高负荷涡轮;低速、高负荷、高效率多级涡轮;还有用于小型航空发动机的高增压比离心式压气机(采用管式超声扩压器)。

20世纪80年代是航空燃气轮发动机和航空叶片机发展更为活跃和激进的年代,美国于80年代中期提出了“综合高性能涡轮发动机技术”跨世纪(1983—2003年)计划,该计划实施后,发动机推重比将从10提高到20,而耗油率则将降低40%。

近十多年来,航空叶片机方面引人瞩目的成就还有:具有先进蜂窝结构的高效率、宽弦长、无阻尼台风扇叶片;高亚声可控扩散度压气机叶型;改进效率和失速裕度的“端弯”叶片和“拱形”叶片;改善气动稳定性并减少损失的“前掠”和“后掠”叶片;改进的“带叶片”式处理机匣;主动间隙控制技术;多通道冷却三维单晶(第二代)叶片;以及对转涡轮的应用等。

一、关于高性能风扇和压气机的进展

1. 超跨声气体动力学在理论方面和实验方面都取得了重大进展

对超跨声基元级中气体流动物理图画、激波模型有较深入的了解,对叶栅几何和叶型形状与激波结构之间的关系以及减弱激波强度(特别是减弱激波与附面层之间的相互作用)的办法均有比较正确的认识。而且,在此基础上进行了大量的超跨声压气机试验(这里指能反映三维效应的“级”和“转子”实验),积累了比较多的、可供设计参考的实验资料和经验数据,包括:适用于高马赫数条件下工作的尖薄叶型;超跨声基元级设计的攻角选择及其落后角的确定(均考虑了三维影响),以及沿叶高的损失分布模型等。

2. 多级压气机端壁区内的旋涡结构与二次流动研究成果

低速大尺寸多级压气机模拟试验技术,使人们对于多级压气机(特别是后面级压气机)端壁区内的流动物理图画有了更详细和深刻的了解,“端弯”叶片以及所谓第二代可控扩散度叶型都是建立在对端壁区内的旋涡结构和二次流动有深刻了解的基础上而研制成功的。

3. 高速、大容量电子计算机的应用

早期的压气机和涡轮设计,由于受到计算工具的限制,在求解气体流经叶片机的运动方程时,不得不作了许多简化假设。今天,高速、大容量电子计算机的发展和运用使人们设计和计算中有可能更好地反映真实物理过程。在超跨声速的压气机设计中,采用考虑通道几何特征、叶片空间形状和位置、沿叶高焓熵梯度以及附面层增长等因素的三元流场计算方法或准三元流场计算方法(本计算需和实验、经验数据选取紧密结合)。不仅如此,高速、大容量电子计算机的采用使人们能够在极短时间内完成复杂程度不同的风扇和压气机流场计算,因而,在风扇、压气机和涡轮的设计过程中可以采用优化设计方法来进

行参数选择和通道形式的确定。今后,计算机辅助分析和计算机辅助设计将对新一代叶片的研制和发展发挥更大的作用。

4. 先进的实验(特别是测量方面)技术

激光技术和高频响应敏感元件和测量技术使人们有可能更细致和深入地了解叶片机转子中的流动,特别是关于非定常流动部分和复杂的激波结构。

5. 先进的材料、工艺和结构

提高风扇和压气机级负荷的最重要途径之一是提高叶片切线速度,钛合金叶片使风扇、压气机叶尖切线速度可提高至 $450 \sim 500\text{m/s}$ 以上,而先进的复合材料、工艺及结构不仅能大大提高叶片切线速度,还可大大降低风扇和压气机部件重量。

二、高性能航空涡轮产品和重要技术进展的关系

1. 采用了较详细的三元流场计算方法并充分利用电子计算机作数值解,所谓“可控涡”涡轮设计正是运用上述方法,优选出环量沿各叶片排和沿叶高的最佳分布,这不仅大大提高了涡轮的作功能力而且提高了涡轮效率。

2. 高速、高负荷跨声速涡轮在理论设计和实验研究方面取得的成功。

3. 涡轮冷却技术的实验成就。

近二十年来,由于涡轮冷却技术方面所取得的实验成就,使冷却效果达到 400°C 以上,因而有可能采用燃气温度 T_3^* 高达 $1850 \sim 2050\text{K}$ 的高温、高负荷涡轮。

4. 耐高温、高强度材料和工艺方面研制工作取得的重大成就。

多通道冷却的三维单晶涡轮叶片的研制成功,粉末冶金涡轮盘的应用不仅使涡轮可在高温环境下工作,而且可以承受极大的离心负荷在高切线速度下运行。

如上所述,近二十多年来,航空叶片机取得了巨大进展,然而,无论在叶片机内流气体动力学方面抑或是实验技术方面,还有很多课题待解决,例如:目前用于叶片机内流场的计算方法还没有很好解决激波和紊流附面层干扰问题(包括模型);风扇和压气机端壁区内的旋涡流结构和二次流动以及环壁附面层和叶型附面层间的干扰也都需要开展进一步的理论和实验研究,发展计及这方面效应的计算方法和控制技术;多级压气机的特性和不稳定边界的计算在和实验结果对比时,有时相差较远;在叶片机实验技术中至今尚未很好解决多级压气机级间气流参数的详细准确测量等。

最后应该指出,由于航空叶片机内的流动是极其复杂的,今后叶片机的研制、发展仍须遵循以叶片机实验研究为基础,并密切结合理论分析和数值计算这条道路前进。可以预计,在发展和研究更高性能的航空叶片机的过程中,先进的实验技术将仍占有特殊重要地位。

小 结

本章概略介绍了叶片机概念和航空叶片机发展概况。叶片机的最大特征是无往复运动部件,而且气体流入和流出顺畅。因而,叶片机是一种适于高速运行、尺寸紧凑、高流量、高功率和高效率的机器。为研究、发展新一代高性能航空叶片机,先进的实验研究技术和新概念应用占有特殊重要的地位。

思考和练习题

1. 指出下列机械中哪些属于叶片机类？哪些属于压气机类？哪些属于涡轮类？为什么？

(1) 齿轮油泵；(2) 风车；(3) 竹蜻蜓（儿童玩具）；(4) 打气筒；(5) 水力发电站的水轮机；(6) 理发用的吹风机；(7) 农业灌溉用的水泵。

2. 简单叙述压气机的产生、发展、取得重大进展的过程。
3. 简单叙述涡轮的产生、发展、取得重大进展的过程。

第二章 气体在叶片机内运动应遵循的基本方程

气体运动的基本方程组是研究任何流场的基础,这些方程联系着流场中各点的气流参数。在工程热力学和气体动力学中已经推导过这些方程,本章将这些方程重新列出,不作推导,着重从物理意义上和从它们在叶片机中的应用角度加以说明。

第一节 连续方程

在发动机原理和叶片机中得到广泛应用的连续方程形式是以气流的滞止参数和气动函数 $q(\lambda)$ 表示的。

由气体动力学知道,微元流股单位时间的流量 Δm_i 为

$$\Delta m_i = K \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} q(\lambda_i) \sin \alpha_i \Delta A \quad (2-1)$$

$$K = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

式中 p_i^* , T_i^* ——分别为研究截面 $i-i$ 上的滞止压强和温度;

$q(\lambda_i)$ —— $i-i$ 截面上的气动函数无因次密流;

K ——取决于气体绝热指数 k 和气体常数 R 的综合常数。

如果所研究的截面上气流参数是均匀的,或者把这些截面上的气流参数取平均值,则可以把上述微元流股的连续方程推广应用到叶片机任何一个截面,这时单位时间流过截面的流量 m_i 为

$$m_i = K \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} q(\lambda_i) \sin \alpha_i A \quad (2-2)$$

第二节 能量守恒方程 (热焓形式的能量方程)

热焓形式的能量方程 (简称能量方程),显式地反映外界对气体做功 (包括作负功) 和加热 (也可以是散热) 对气流参数静温 (或静焓)、速度和总温 (或总焓) 变化的影响。可以在两种坐标系情况下表示能量方程。

一、绝对坐标系

研究气体在叶片机中的流动时,可以略去重力影响,在定常流动情况下,热焓形式的能量方程可以表示为

$$\pm q_e \pm L_u = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_2^* - h_1^* \quad (2-3)$$

式中 q_e ——外界与流经叶片机单位质量气体交换的热量；

L_u ——外界与流经叶片机单位质量气体交换的机械功，在叶片机中又叫轮缘功；

h_1, h_2, h_1^*, h_2^* ——分别表示对应截面上的单位质量气体的静焓和滞止总焓。

式中，“+”号表示外界对气体加入热量或机械功，“-”号表示气体对外界输出热量或机械功。显然，对于压气机 L_u 前取“+”号，对于涡轮则取“-”号。

将焓的定义式 $h = c_p T$ 和 $h^* = c_p T^*$ 代入到式 (2-3) 中得到

$$\pm q_e \pm L_u = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p (T_2^* - T_1^*) \quad (2-3')$$

由以上方程可以看出，热焓形式的能量方程中没有显式的包含摩擦力所做的功，这是因为所研究的体系的摩擦力所消耗的功实际上全部转换成热，而在总的能量平衡中没有显式地反映。所以，上述热焓形式能量方程对于无粘和有粘的情况，都是正确和适用的。

必须指出，对于整体气流是正确的方程 (2-3) 和 (2-3') 也适用于单股微元流股，但是，这时必须计及相邻微元流股间的能量交换情况。

二、相对坐标系

在研究叶片机的动叶中的气体流动时，采用相对转动坐标系（即观察者站在旋转的叶轮上观察气体的流动）更为方便。当人们站在叶轮上观察时，动叶不再旋转而是相对静止的，因而动叶不对气体做功，即 $L_u \equiv 0$ ，此外，由于非惯性坐标系的采用，而必须计及所有惯性力所作的功，在相对旋转坐标系中受有离心惯性力和哥氏惯性力，后者与相对速度垂直，故其做功为零，离心惯性力对单位质量气体作的功为 $(u_2^2 - u_1^2)/2$ 。在对外界无热交换的情况下，相对坐标系的热焓形式的能量方程为

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = h_{2w}^* - h_{1w}^* = c_p (T_{2w}^* - T_{1w}^*) \quad (2-4)$$

式中 w ——气流的相对速度；

h_w^* ——相对滞止焓；

T_w^* ——相对滞止温度。

若沿流线 $u_1 = u_2$ ，则离心惯性力做功为零，气流的相对滞止焓不变，即

$$h_{1w}^* = h_{2w}^* = c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (2-5)$$

应用上式分析动叶中的气流速度和静温之间的转换关系极为方便，相对动能增加，静温下降，相对动能减少，静温增加。

若沿流线 $u_1 \neq u_2$ ，则可引用转焓定义 $I = h_w^* - \frac{u^2}{2}$ ，变换式 (2-4) 如下：

$$h_{2w}^* - \frac{u_2^2}{2} = h_{1w}^* - \frac{u_1^2}{2} = I \quad (2-4')$$

式 (2 - 4') 表明, 沿流线转焓守恒。

第三节 热力学第一定律方程

热力学第一定律方程是对气体微团而言的能量守恒方程式, 它对于运动和静止的气体都是正确和适用的。

由工程热力学可知, 它的表达形式之一为

$$dq = c_p dT - v dp = dh_1 - v dp \quad (2 - 6)$$

式中 dq ——输入气体微团的微小热量;

$v dp$ ——压缩功或膨胀功;

积分式 (2 - 6) 可得

$$q = h_2 - h_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2 - 7)$$

式中 $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ ——运动气体的压缩功 (或膨胀功)。

在此方程中 q 是输入到截面 1 - 1 和 2 - 2 之间的气体的全部热量。它是由外界输入到这部分气体的热量 q_e 和摩擦力做功所产生的热量 q_f 组成的, 因此有

$$\pm q_e + q_f = h_2 - h_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2 - 8)$$

如前所述, 不计相邻流股间的能量交换, 摩擦热和摩擦力所做的功是当量的, 即 $q_f = L_f$, 因此, 式 (2 - 8) 又可写成

$$\pm q_e + L_f = h_2 - h_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2 - 9)$$

第四节 机械能形式的能量方程 (广义柏努利方程)

热焓形式的能量方程不反映气体流动中机械能 (例如, 压强势能与速度动能) 之间的转换关系, 它也不能显式地反映流动损失对气流参数的影响, 因此, 导出机械能形式的能量守恒方程是必要的。可以在两种坐标系下列出机械能形式的能量守恒方程。

一、绝对坐标系

$$\pm L_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + L_f \quad (2 - 10)$$

可以看出, 方程 (2 - 10) 显式地表达了流阻损失功 L_f 对机械能平衡关系的影响。对压气机而言 (这时 L_u 前面取 “+” 号), 它表示输入给气体的轮缘功用于压缩功、增加气流动能以及克服流阻功三个方面。对于涡轮而言, 由于流阻功存在, 对应于同样的气体膨胀, 输出的轮缘功减少。显然, 方程 (2 - 10) 既可用于等熵过程也可用于有摩擦流阻的非等熵过程。

还需指出,方程(2-10)也可用于与外界有热量交换的情况。虽然在方程式(2-10)中没有显式地包含外加热量项,但这时,外界热量是通过影响气体的热力变化过程(例如多变指数)来影响方程中各项具体数值的。

在有摩擦和对外界有热交换的情况下,气体状态按多变过程变化,由工程热力学知,方程(2-10)中的积分为

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1) \quad (2-11)$$

式中 n ——多变指数。

对于压气机,我们用 L_{nk} 来表示这个积分,并称其为压气机的多变压缩功,它可表示为

$$L_{nk} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2-12)$$

式中 p_2/p_1 ——静增压比。

在没有摩擦和对外界没有热交换的情况下,即等熵过程,则多变指数 n 等于绝热指数 k ,这时积分 $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ 就变成等熵功。等熵压缩功用 $L_{ad \cdot k}$ 表示:

$$L_{ad \cdot k} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2-13)$$

在对外界无热交换的情况下,等熵压缩功是把气体从 p_1 压缩到 p_2 时所需的最少的功,因为它对应于没有流动损失的情况。

对于压气机,式(2-10)又可表示为

$$L_u = L_{nk} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_f \quad (2-14)$$

上式表明,压气机加给气体的功用来完成多变压缩、增加气流动能和克服流阻。

类似地,对于涡轮则有多变膨胀功 L_{nT} :

$$L_{nT} = - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R (T_1 - T_2) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}} \right] \quad (2-15)$$

式中 p_1/p_2 ——涡轮膨胀比。

涡轮的等熵膨胀功以 $L_{ad \cdot T}$ 表示:

$$L_{ad \cdot T} = \frac{k'}{k'-1} R' T_1 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}} \right] \quad (2-16)$$

式中 k' ——燃气的绝热指数;

R' ——燃气的气体常数。

涡轮的等熵膨胀功比多变膨胀功大。对于涡轮而言,方程(2-10)可以表达为

$$- L_u = - L_{nT} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_f$$

或

$$L_{nT} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = L_u + L_f \quad (2-17)$$

上式表明, 涡轮中燃气膨胀所作的多变膨胀功以及燃气动能的变化是用来产生涡轮轮缘功和克服流阻损失的。

二、相对坐标系

和推导相对坐标系中的热焓能量方程类似, 站在旋转的坐标系上观察气体流动时, 动叶不对气流做功, $L_u \equiv 0$, 但离心惯性力对气体微团做功, 其大小可以用 $(u_2^2 - u_1^2)/2$ 度量, 这时, 机械能形式的能量方程为

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_f \quad (2-18)$$

当 $u_1 = u_2$ 时, 离心惯性力做功为零, 此时

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_f = 0 \quad (2-19)$$

应用上式分析气体流经动叶过程气流参数发生的变化是方便的, 对于压气机而言, 空气流经动叶的相对动能减少, 用于克服流阻和对气流压缩 (气流静压增加); 对于涡轮而言, 燃气流经动叶发生的膨胀功 (燃气压强下降) 等于其相对的动能增加和流阻功。

第五节 动量守恒方程 (欧拉方程)

在分析和计算流动气体与物体相互之间力的作用时, 特别是对于内流问题, 采用动量守恒方程常常是很方便的, 因为在运用动量守恒方程求解合力时, 勿需知道气体与物体之间相互作用的细节, 例如: 有无加热、有无摩擦、以及受力分布详细情况等等。本节讨论用于分析和计算叶片机轴向力和切向力的动量守恒方程形式。

由气体动力学知道, 推导和应用动量守恒方程时, 正确选定控制面特别重要, 而且, 作用在控制面上的外力不能遗漏。

为研究气体流经叶栅的受力情况和动量变化, 选取如图 2-1 虚线所示控制面。现在考察作用在控制面上有哪些外力。

在动叶前方 1-1' 截面上, 作用有静压强 p_1 ; 在动叶后方 2-2' 截面上, 作用有静压强

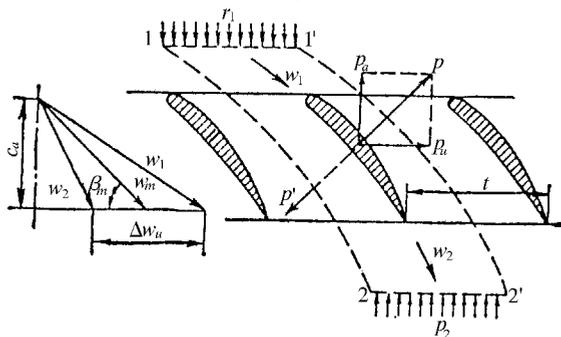


图 2-1 叶栅受力分析示意图

p_2 围绕动叶控制面内的气流受有叶片作用于气流的合力 P' 。控制面的另外两条由前到后的曲线边界为相距 t 的两条流线, 由于叶栅流场的周期性, 所以, 这两条曲线边界上所受的力大小相等方向相反而完全抵消。此外, 通过由两条流线构成的那部分控制面, 气体的流量等于零 (无动量变化), 因此, 仅通过流入和流出控制面 $1-1'$ 和 $2-2'$ 才有动量变化。根据动量守恒定理, 控制面边界上所受的合力等于流入和流出控制面的气流的动量变化率, 即

$$P' + p_1 t + p_2 t = m w_2 - m w_1 \quad (2-20)$$

式中 P' ——叶片作用在气流上的力;

m ——单位时间内通过截面 t 的气体质量;

w_1, w_2 ——叶栅前后的气流速度。

显然, 叶片作用在气流上的力 P' 和气流作用在叶片上的力 P 大小相等方向相反, 因此

$$P = m w_1 - m w_2 + p_1 t + p_2 t \quad (2-21)$$

将 P 投影到轴向和切向并以注脚 a 和 u 分别表示其在轴向和切向的投影, 则可得到叶片所受的轴向分力 P_a 和切向分力 P_u 分别为

$$P_a = m (w_{1a} - w_{2a}) + (p_1 - p_2) t \quad (2-22)$$

$$P_u = m (w_{1u} - w_{2u}) \quad (2-23)$$

以上公式可应用于对多级压气机和涡轮的轴向力分析计算。

第六节 动量矩方程

动量矩方程可以用来计算定常流动的气流作用在叶片上的力和力矩。知道单位时间内气体流入控制面和流出控制面的动量矩变化, 就可算出作用于控制面上的合力矩。叶片机作用于气体的合力矩等于气体作用于叶片机的合力矩, 大小相等方向相反。

由气体动力学, 对于叶片机旋转轴的动量矩方程可以表示为

$$M = m (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \quad (2-24)$$

式中 M ——作用于截面 $1-1'$ 和 $2-2'$ 之间的气体上的全部外力对叶轮转轴的力矩总和;

c_{1u}, c_{2u} ——气流在截面 $1-1'$ 和 $2-2'$ 上的绝对气流速度的切向分速;

r_1, r_2 ——截面半径。

式 (2-24) 在叶片机受力分析和气动计算中得到广泛应用。非圆柱面流动情况下的轮缘功正是利用它推导出来的。

小 结

本章介绍了适用于叶片机内流动分析的气体动力学基本方程形式, 着重从物理意义上讨论了它们的应用。关于这些方程的推导可参考工程热力学和气体动力学等教科书。为了参考方便, 表 2-1 列出了应用较广的方程形式。

表 2 - 1 常用气动基本方程

连续方程	$m_i = K \frac{P_i^*}{\sqrt{T_i^*}} \alpha (\lambda_i) \sin \alpha_i A_i \quad (2-2)$
能量方程 (热焓形式)	$\pm q_e \pm L_u = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p (T_2^* - T_1^*) = h_2^* - h_1^* \quad (2-3')$
能量方程 (机械能形式)	$\pm L_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + L_f \quad (2-10)$
等熵压缩功和膨胀功	$L_{ad \cdot K} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2-13)$
	$L_{ad \cdot T} = \frac{k'}{k'-1} R' T_1 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{-\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2-16)$
动量方程	$P_a = m (w_{1a} - w_{2a}) + (P_1 - P_2) t \quad (2-22)$
	$P_u = m (w_{1u} - w_{2u}) \quad (2-23)$
动量矩方程	$M = m (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \quad (2-24)$

思考和练习题

1. 讨论提高发动机单位迎风面积流量的途径, 计算在海平面标准大气条件下可达到的单位迎风面流量极限值。
2. 写出适用于压气机的热焓形式能量方程 (略去气流对外界的热交换); 写出适用于涡轮的热焓形式能量方程 (计入冷却影响)。
3. 举例说明两种不同形式的能量方程 (热焓形式和机械能形式) 的应用。
4. 判断压气机所受轴向力是向前还是向后, 并解释之。
5. 运用本章所学有关方程, 分析作用在压气机机匣上的力和力矩。

第三章 轴流式压气机工作原理

本章介绍轴流式压气机的基本工作原理。重点讨论组成压气机的基元级的工作原理并在此基础上分析压气机级的工作情况,本章还将涉及到部分基元级、压气机级以及多级压气机的设计问题,但限于篇幅,在此只作概略性的介绍,本章最后评述轴流压气机新技术。

第一节 压气机中的气动热力过程

压气机是燃气轮机发动机的主要部件之一。压气机的作用就是在低流阻损失情况下对所流过的气流加功以提高其压强。因为在一定范围内,压强提高得愈高,则燃气轮机发动机的有效功和热效率也就愈高,同样,流阻损失愈小,发动机热效率也愈高。

对于一台压气机而言,使用哪些参数来表示其气动热力过程呢?怎样来评价气动热力过程的质量呢?这在气动热力学中已经作过介绍。现在再把这些参数列举如下。

如图 3-1 所示,为一台压气机的简图。规定压气机进口处的截面为 1-1,出口处为 K-K。对于这两个截面上的参数分别加上注脚“1”和“K”。

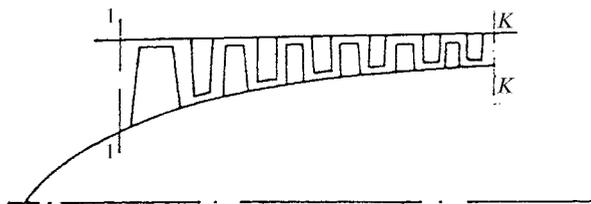


图 3-1 压气机简图

在工程计算和压气机试验研究中,人们常用滞止参数来定义和计算增压比、功、和效率,因为滞止压强和滞止温度易于测准而且使用方便。

设压气机进口及出口处的总压分别为 p_1^* 和 p_K^* ,则压气机的增压比定义为

$$\pi_K = \frac{p_K^*}{p_1^*} \quad (3-1)$$

为了提高发动机的热效率,近三十年来,压气机的增压比有了很大提高。40年代的早期涡轮喷气发动机的增压不过在 3.0 左右,而目前高温、高涵道比的涡轮风扇发动机的压气机总增压比高达 35~40。

通常,压气机加给每千克空气的功用 L_K 表示(单位为 $N \cdot m/kg$),压气机的流量用 m 来表示(单位为 kg/s),压气机消耗的功率 N_K 可由下式求出:

$$N_K = m \cdot L_K / 1000 \quad (3-2)$$

式中 N_K 的单位为 kW。

如前所述,由于存在流阻损失,因而不可能把压气机加给气体的功全部用在增压上,焓熵图能明晰地表示气体流经压气机的理想和实际过程(图 3-2),若压缩过程是等熵

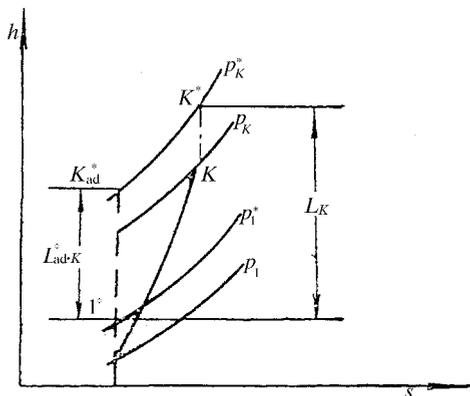


图 3-2 压气机热力过程在焓熵图上的表示

的,即流动损失为零,则气流总压由进口截面 p_1^* 增至出口的 p_K^* 所需的压缩功(称为等熵功,用 L_{ad-K}^* 表示)最小,见图 3-2 中的等熵直线段,这时,压气机对气流所加的功无损失地全部用于气流总压的增加。在图 3-2 中还示出了有熵增加的实际过程。实际过程的加功量 L_K 线段比 L_{ad-K}^* 线段为长。对比焓熵图上理想等熵过程和实际过程的线段长度,就可以衡量出压气机中实际过程的完善程度。人们正是这样,把压气机效率定义为在进口气流参数(这里指进口滞止温度 T_1^*)及总增压比相同的条件下,压气机的滞止等熵压缩功 L_{ad-K}^* 与实际加功量 L_K 之比。

$$\eta_K^* = \frac{L_{ad-K}^*}{L_K} \quad (3-3)$$

由气动热力学(或参考式(2-13))滞止参数的等熵压缩功^①可表示为

$$L_{ad-K}^* = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left[\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3-4)$$

压气机对气流的实际加功量 L_K 即轮缘功 L_u ,由能量方程(2-3')得

$$L_K = c_p (T_K^* - T_1^*) = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\frac{T_K^*}{T_1^*} - 1 \right) \quad (3-5)$$

将式(3-4)和式(3-5)代入到式(3-3)中,则得

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_K^*}{T_1^*} - 1} \quad (3-6)$$

^① 实际过程按静参数进行,引出滞止参数等熵压缩功仅为了工程计算方便。

类似地可以根据转子的增压比 π_R^* 定义压气机的转子 (动叶) 效率 η_R^* :

$$\eta_R^* = \frac{\pi_R^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_K^*}{T_1^*} - 1} \quad (3-6')$$

显然, 根据静叶的总压恢复系数 $\sigma_{23}^* = p_3^* / p_2^*$ 可以由级压比 π_K^* 算出转子压比 $\pi_R^* =$

$$\frac{\pi_K^*}{\sigma_{23}^*}$$

式 (3-6) 和 (3-6') 得到广泛应用, 它们既可用于分析全轴压气机效率, 也可用于分析和计算压气机基元级的效率。

第二节 多级轴流式压气机的分解研究方法

发动机要求压气机有足够高的增压比, 但是每级压气机增压能力是有一定限制的, 所以轴流式压气机总是做成多级的。图 3-3 所示为一多级轴流压气机结构简图, 它由两部分组成: 旋转的部分称为转子, 不动的部分称为静子。转子由沿轮周安装了许多叶片的 10 个轮盘组合而成, 每个轮盘以及上面所装的叶片合在一起称为工作轮, 工作轮的叶片称为“动叶”。静子则由 10 排 (圈) 固定在机匣上叶片组成。每排叶片称为一个整流器。整流器上的叶片称为“静叶”。静叶的作用是将动叶加给气流的动能部分继续转变为压力势能和将气流导引至下级动叶要求的进口方向, 所以, 压气机的动叶后面总是配置有静叶。在第一级动叶前可以有进口导流叶片。

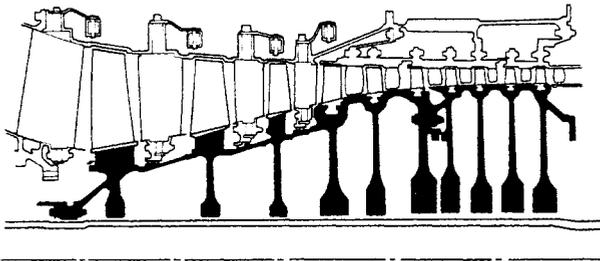


图 3-3 多级轴流压气机

每一个工作轮以及后面的整流器合在一起构成一个“级”, 图 3-3 所示轴流压气机由“10 级”组成。每一级压气机的基本工作原理是大致相同的。于是, 为了研究多级轴流压气机对气流的加功和增压原理, 可以先对一个“级”来分析和进行说明。图 3-4 所示为一个“级”的示意图。

为了说明在级中气流参数的变化, 在动叶前后和静叶后面各取一个与回转轴线相垂直的截面。人们习惯地规定动叶前的截面为 1-1 截面; 动叶后静叶前的截面为 2-2 截面; 静叶后的截面为 3-3 截面。对这些截面上的气流参数分别用注脚“1”、“2”和“3”。

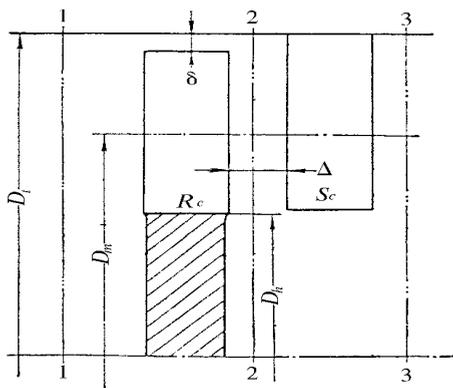


图 3 - 4 压气机级的示意图

级的主要几何尺寸有：

机匣外直径，即外径—— D_t ；

轮毂直径，即内径—— D_h ；

轮毂比—— $\bar{d} = \frac{D_h}{D_t}$ ；

径向间隙—— δ ；

轴向间隙—— Δ 。

对于级增压比不高的压气机级或多级轴流压气机的后面级而言，外径和内径沿轴向变化不大，在每个级中，流线基本上都各在一个圆柱面上。沿叶高不同半径处的流动情况虽不完全相同，但其工作原理大体相仿。可以设想，用刀沿着一个和压气机同轴的圆柱面对压气机的一个级进行剖切，就得到一个“基元级”，如图 3 - 5 所示。每个基元级沿叶高的厚度都是很薄的，所以，每一个级可看成是很多基元级相叠加而成，每个基元级的工作原理大体相仿。于是，可以把基元级的流动过程看作是压气机工作的缩影，所以，我们可以取级中的某一个基元级作为代表来分析压气机的基本工作原理。

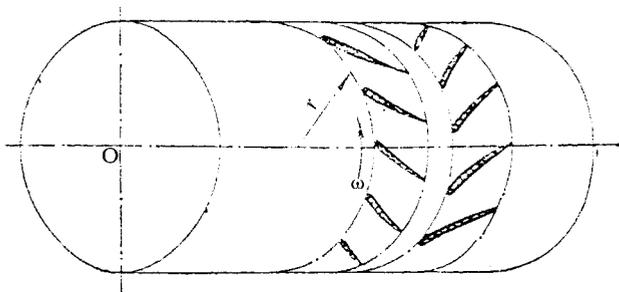


图 3 - 5 圆柱面上的基元级

由图 3 - 5 可见，基元级在一个圆柱面上。为便于分析和解决问题，把图 3 - 5 所示的圆柱面展开成为一个平面，如图 3 - 6 所示。由图可见，在展开成平面的基元级中包括两排平面叶栅，图中上面一排是动叶平面叶栅，下面一排是静叶平面叶栅。在很多情况下，以平面叶栅作为研究压气机工作的基本单位。

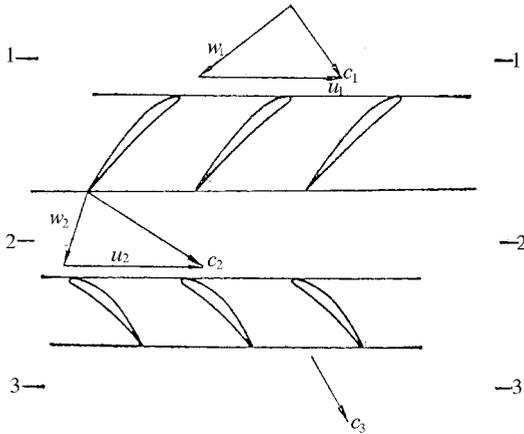
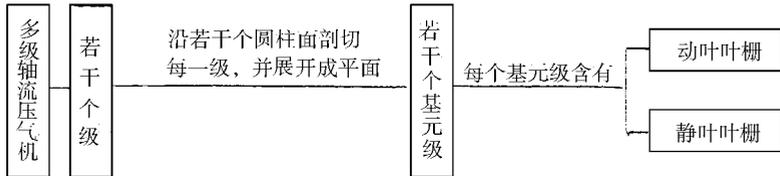


图 3 - 6 展开在平面上的基元级

为了清楚起见,现在把对于一台多级轴流压气机的分解过程列表如下:



第三节 基元级的速度三角形

在基元级所包含的两排叶栅中,动叶叶栅以圆周速度 u 运动,静叶叶栅则是静止不动的。对于静叶叶栅中的流动分析,自然是站在静止坐标也就是绝对坐标上来观察。然而,在研究动叶叶栅中的流动时,则必须分析气流相对于动叶的运动,这时,仍使用绝对坐标就不便于分析而必须采用随动叶一起运动的相对坐标系,如图 3-6 所示。图中 c 表示站在静止坐标系上观察到的气流的绝对速度, w 表示站在动叶上观察到的相对于它的相对速度, u 表示动叶叶栅的圆周速度,也就是力学中的牵连速度。在力学中已经了解到,绝对运动等于牵连运动和相对运动的矢量和,即

$$c = w + u \quad (3-7)$$

为了说明气流和叶栅间的关系,下面简单分析一下气体是如何流入动叶和静叶叶栅的。

动叶前的气流不断被压气机抽吸进来,气流的绝对速度为 c_1 ,由于动叶本身也在以圆周速度 u 运动,所以,气流不是以绝对速度 c_1 流入动叶而是以相对速度 w_1 的大小和方向流入动叶的,因此,动叶叶栅应当安装得大致对准相对速度 w_1 而不是 c_1 (图 3-6)。动叶出口相对速度为 w_2 ,它影响静叶叶栅的进口气流速度,然而,气流不是以 w_2 而是以 c_2 流入静叶叶栅的。为此,静叶叶栅应安装得大体对准气流绝对速度 c_2 (图 3-6)。

以上简单分析表明,对于动叶中的流动分析必须使用相对速度 w ,对于静叶中的流动分析则必须使用绝对速度 c ,所以,相对坐标和绝对坐标之间的互相转换就成为经常遇到的问题。于是联系着 w 和 c 的速度三角形,就成为经常使用的工具,一定要熟练掌握。

握。

为了便于分析和计算基元级速度三角形中的各个量,完全有必要用标量形式来表达速度三角形诸量之间的关系,即将基元级中的气流速度矢量 c 和 w 分解成轴向和周向两个方向的分速,并分别加以注脚 a 和 u 。人们还习惯的规定 c 与 u 之间的夹角为 α , w 与 u 之间的夹角为 β 。

为便于分析气体流经动叶和静叶的过程,人们还把动叶和静叶的进口和出口速度三角形画在一起。如图 3-7 所示,称为基元级速度三角形。图 3-7 所示为一般情况下的速度三角形。

一般来说,当气流流过一个基元级时, c 或 w 的周向分速有很大改变,而轴向分速的变化相对要小。特别是对于级增压比不高的亚声级。由于进口和出口轴向分速变化不大,这时,可近似认为

$$c_{1a} \approx c_{2a} \approx c_{3a} \tag{3-8}$$

这时的速度三角形如图 3-8 所示。

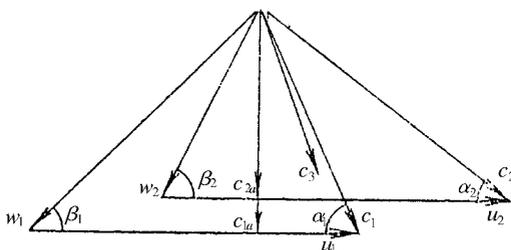


图 3-7 基元级速度三角形

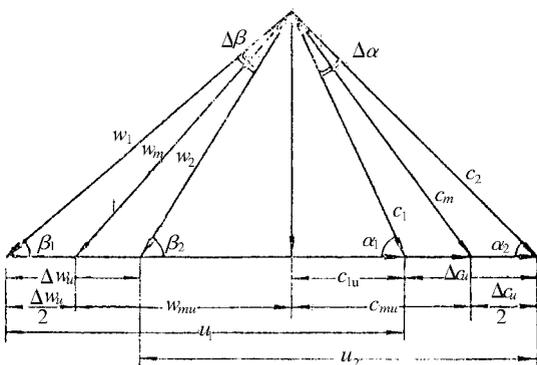


图 3-8 简化的基元级速度三角形

对于图 3-8 所示简化情况,只需确定以下四个参数,则基元级的速度三角形就基本确定了。

(1) 动叶进口处绝对速度的轴向分速 c_{1a} : 第一级压气机的 c_{1a} 值选取很重要,它决定或影响发动机的迎风面积和压气机效率等关键参数。一台用于民航发动机的十级压气机,进口处选取 $c_{1a} = 120\text{m/s}$ 。另一台用于歼击机的九级压气机,进口处 $c_{1a} = 202\text{m/s}$ 。前者追求效率,后者追求迎风面积小。

(2) 动叶进口绝对流速的周向分速 c_{1u} : 当气流进入动叶之前在圆周方向就有绝对流速分速时,就说明气流有了预先旋转(对于第一级压气机而言, c_{1u} 是由进口导流叶片保证的)。预先旋转的多少以周向分速 c_{1u} 来表示。若 c_{1u} 与圆周速度 u 的方向相同,则称为“正预旋”,图 3-7 和图 3-8 所示 c_{1u} 均为正预旋,若 c_{1u} 的方向与 u 相反,则称为“反预旋”。在压气机设计时,可以从不同的角度出发选取无预旋设计 ($c_{1u} = 0$),正预旋设计或反预旋设计。

(3) 圆周速度 u (或切线速度): 这个量直接影响叶片对气流加功量的大小。在其它条件相同的情况下, u 愈大则对气流加功愈多。几十年来,高性能压气机的发展特征之一是切线速度不断提高。有了 c_1 和 u 就可决定 w_1 , 有了 w_2 和 u 就可确定 c_2 。

(4) 动叶前后气流相对速度或绝对速度在周向的变化量 Δw_u (或 Δc_u) :它标志着气流在周向的扭转量, 又称扭速, 扭速愈大则加功量愈大。

$$\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u} \quad (3-9)$$

在 $u_1 = u_2$ 的情况下

$$\Delta w_u = \Delta c_u = c_{2u} - c_{1u} \quad (3-10)$$

已知 w_1 和 Δw_u 可以确定 w_2 , 由 w_2 和 u 可确定 c_2 , 从而就确定了动叶的出口速度三角形。

第四节 在基元级中对气流的加功和增压

一、动叶对气流的加功

如图 3-9 所示, 压气机动叶叶栅的运动方向 u 是和它对气体的作用力 P'_u 方向一致的, 所以, 压气机动叶对气流作了功。

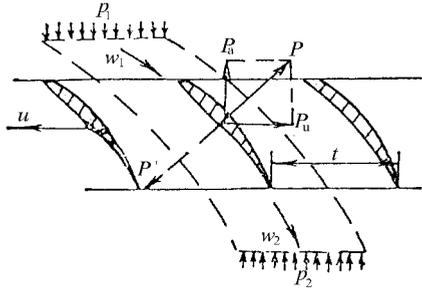


图 3-9 推导轮缘功公式用图

由于动叶只有周向旋转运动 (无轴向运动), 因而以它作为研究对象来推导动叶对气体作功的计算公式 (即气体对动叶作负功, 二者只差一个负号) 更为方便。

由式 (2-23), 气体作用于叶片的周向分力为

$$P_u = m (w_{1u} - w_{2u}) \quad (3-11)$$

在 1s 内动叶沿周向移动的距离为 $-u$, 因而在 1s 内流量为 m 的气流的气动力对叶片作的功为 $-m (w_{1u} - w_{2u}) \cdot u$ 。

用 m 除以本表达式就可得到单位质量气体对动叶作的功为

$$L' = -u (w_{1u} - w_{2u}) \quad (3-12)$$

因而, 动叶对气体作的功则为

$$L_u = u (w_{1u} - w_{2u}) = u \Delta w_u \quad (3-13)$$

上式中 L_u 又称为轮缘功, 常用单位为 $N \cdot m / kg$ 。

当 $r_1 \neq r_2$ 时, 应该用动量矩定理来推导轮缘功公式, 这时的轮缘功表达式为

$$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (3-14)$$

式 (3-13) 和式 (3-14) 都明确告诉我们, 增加动叶对气体作功的途径只有两条, 一是增加动叶圆周速度 u , 二是提高扭速 Δw_u , 三十多年来, 压气机的发展正是沿着这个方向前进的, 动叶叶尖圆周速度已从 50 年代前的低于 300m/s 发展到今天的 500m/s 左右,

超跨声级的出现使 Δw_u 有了显著的提高。

二、亚声基元级和超声基元级的扩压流动

由式 (3-13) 可知, 有扭速 Δw_u 才有可能对气流加功。但是, 在亚声基元级和超声基元级中, 产生 Δw_u 的原理不完全相同。

若动叶进口速度 w_1 和静叶进口速度 c_2 都分别低于当地声速, 则称为亚声基元级, 若 w_1 或 c_2 中的一个或 w_1 和 c_2 同时高于当地声速, 则称为超声基元级。在目前实用的超声基元级中, 多数是 w_1 比当地声速高, 而 c_2 不超过当地声速。本书只限于讨论这种超声基元级。

图 3-10 为亚声基元级工作原理示意图。

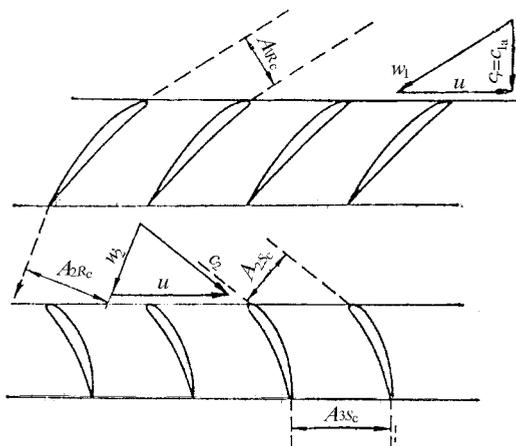


图 3-10 亚声基元级工作原理图

气流以相对流速 w_1 流入动叶叶栅, 以 w_2 流出, 由图可以看出, 两相邻的叶型组成一个曲线形的通道, 通道是扩张形的, 其出口面积 A_{R_o} (垂直于出口流线的面积) 大于进口面积 A_{R_i} (垂直于进口流线的面积)。根据气体动力学知识, 亚声速气流流过扩张通道时, 速度降低, 压力升高。因此, 气体流经动叶叶栅出口时, 相对速度 w_2 小于进口相对速度 w_1 , 动叶出口静压强 p_2 高于进口静压强 p_1 。这就是亚声气流流经动叶叶栅降速扩压的原理。图中还示出了静叶叶栅通道特征, 和动叶叶栅类似, 由相邻叶型组成的静叶叶栅通道面积也是逐渐扩大的, 静叶叶栅的出口面积 A_{S_o} 大于其进口面积 A_{S_i} , 气体流经静叶叶栅, 绝对速度降低 $c_3 < c_2$, 静压强升高 $p_3 > p_2$ 。

可以用动坐标中的机械能形式的能量方程 (2-19) 来说明气体流经动叶静压强提高的过程, 即气体流经动叶相对动能减少, 减少的动能大部分转化为静压强升高, 小部分消耗于摩擦流阻。类似地, 用式 (2-10) 可以说明气体流经静叶参数间变化的关系, 绝对动能减少, 静压强升高。

现在来讨论超声基元级。在设计压气机时, 为了减少级数就希望加大圆周速度 u , 为了减少发动机迎风面流量而希望加大 c_{1a} 。从速度三角形来看, u 和 c_{1a} 加大以后, 动叶进口处的 w_1 就会加大, 若 w_1 超过当地声速, 这个级就成了超声基元级。图 3-11 所示为超声基元级的示意图。由图可见, 此动叶叶栅为一等直通道 (即非扩张通道), 气流流经这样的通道以后流向基本不变, 即 $\beta_2 \approx \beta_1$ 。既然气流在动叶中不拐弯, 那么气流流经这样的

叶栅能否减速增压,叶栅能否给气体以作用力并推动气流对其加功呢?回答是肯定的!其条件就是来流必须超声。由气体动力学可知,超声气流经过激波而发生速度下降,静压强升高。

图3-11中用“+”号来代表激波后的高静压强,用“-”号来代表激波前的低静压强。由图可见,气流对动叶的作用力的总合力方向仍然是由叶盆指向叶背,动叶旋转要克服叶片承受的气动力而对气流作功。如图3-10所示,亚声叶栅是靠气流拐弯来产生扭速的,而超声叶栅可在气流不拐弯情况下,产生很大的扭速 Δw_u (见图3-11)。因为超声基元级的 u 和 Δw_u 都比亚声基元级为大,所以加功量和级增压比也比亚声基元级大得多。

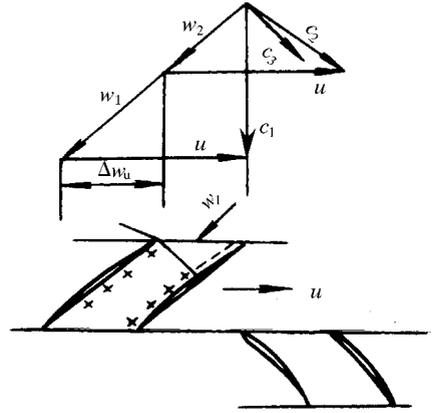


图3-11 超声基元级的示意图

关于亚声基元级和超声基元级的工作原理可以简单总结如下:在亚声基元级中,动叶叶栅迫使气流拐弯减速,从而实现加功和增压。在叶尖处的超声基元级中,动叶叶栅大体上是由无弯角的叶型构成,气流方向改变不多,是靠激波来实现对气流的加功(产生 Δw_u)和增压的。对于 w_1 超过当地声速不多的跨声速叶栅而言,动叶中气流的减速扩压以及切向扭速 Δw_u 的产生是通过激波和拐弯扩张通道两种作用来实现的。

三、气体流经压气机级的参数变化

(一) 气流参数与坐标系的关系

如前所述,在分析气体流经动叶和静叶叶栅时经常要变换坐标系,所以就必须要搞清哪些物理量与坐标系有关,哪些量与坐标系无关。

状态参数或称静参数(p, ρ, T)所描述的是分子热运动,所以和涉及宏观运动的绝对坐标与相对坐标变换无关。也就是说不管使用相对坐标还是绝对坐标,并不影响任一点处的静参数。

现分析滞止参数或总参数(p^*, ρ^*, T^*, h^*)。以滞止焓为例,其物理意义是代表气流所具有的总能量——静焓和动能之和,而动能与速度直接有关,因此,选用的坐标系不同,动能不同,因而滞止焓不同。绝对总焓的表达式为

$$h^* = h + \frac{c^2}{2} \quad (3-15)$$

相对总焓则为

$$h_w^* = h + \frac{w^2}{2} \quad (3-16)$$

于是,对于流场中同一点来讲,对应于两套坐标系就有两套总参数。对应于绝对坐标系为(p^*, ρ^*, T^*, h^*),对应于相对坐标系为($p_w^*, \rho_w^*, T_w^*, h_w^*$)。

(二) 气体流经压气机级发生的参数变化

运用第二章介绍的基本方程和本章分析的压气机基元级工作原理——流动、作功和增压,不难分析气体流经压气机动叶和静叶发生的参数变化。

图3-12上绘出了气体流经压气机级发生的参数变化(以平均半径上的参数为代

表,且假设平均半径不变)。图中 1-1 代表动叶进口截面 2-2 代表动叶出口和静叶进口截面 3-3 代表静叶出口截面。

(三)基元级的流动过程在焓熵图上表示

现在把基元级中气体流动的热力过程表示在焓熵图上,如图 3-13 所示。

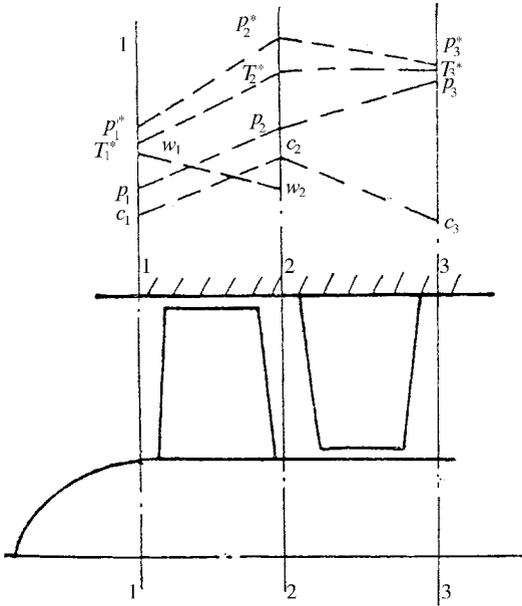


图 3-12 气体流经压气机级的参数变化

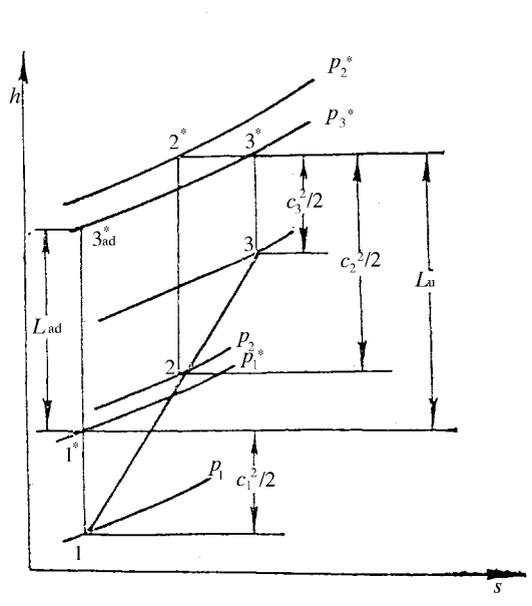


图 3-13 基元级的焓熵图

图中明晰地示出了气体流经动叶时总温、总压和总能均增加,图中也示出了由于流阻的存在,实际过程为熵增过程,和等熵过程相比较,在相同的 p_1^* 和 p_3^* 情况,实际消耗的功 L_u 大于等熵功 $L_{ad.K}$ 。

四、基元级的反力度

上一段已经谈到,气流流过动叶和静叶时静压都得到提高,若固定级增压比 p_3/p_1 ,则在动叶和静叶的静压升高可以有不同的比例。这个比例在某些情况下对于基元级性能是很有影响的,因此,对这个比例作些深入分析是非常必要的。为了说明这一分配比例,此处引入反力度概念。

在基元级中动叶对气流的做功量为 L_u ,在 $u_1 = u_2$ 情况下,可以证明 $L_u = (w_1^2 - w_2^2)/2 + (c_2^2 - c_1^2)/2$,显然, $(w_1^2 - w_2^2)/2$ 代表动叶中有多少动能用于压力势能的增加和克服动叶中的流阻,它代表动叶中发生的压力势能转换值。在 $c_3 = c_1$ 的情况下, $(c_2^2 - c_1^2)/2 = (c_2^2 - c_3^2)/2$ 代表静叶发生的绝对动能减少,它将用于在静叶中的静压升和克服静叶中的流阻,因而代表静叶中发生的压力势能转换值。所以,轮缘功 L_u 代表气体流经动叶和静叶发生的压力势能转换的总和,于是,反力度 Ω 可以定义如下:

$$\Omega = \frac{\frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2)}{L_u} \quad (3-17)$$

Ω 代表动叶中用于压力势能转换的能量和整个级(即动叶和静叶)用于压力势能转

换的能量的比例值。反力度数值过大,说明气流在动叶中减速扩压任务过于艰巨,这会导致动叶叶栅效率下降,因而基元级效率下降;反力度数值过小,则气流在静叶叶栅中减速扩压任务过重,会导致静叶叶栅效率下降,因而也使基元级效率下降。所以,在压气机设计中,反力度是一个很重要的参数,要认真、合理地进行选择。

式(3-17)是从能量形式来定义反力度的,称之为能量反力度。

能量反力度定义严格,但应用不很方便,人们希望建立反力度和速度三角形的直接关系,以便一看到速度三角形就可以大体了解到这个分配比例。下面推导和定义运动反力度,它和速度三角形有直接关系。从能量反力度定义式出发,通过简化假设便可导出。

在 $u_1 = u_2$ 和 $w_{1a} \approx w_{2a}$ 的假设前提下,则

$$\begin{aligned} w_1^2 - w_2^2 &= w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u}) \\ L_u &= u\Delta w_u = u(w_{1u} - w_{2u}) \end{aligned}$$

把上述两个式子代入到能量反力度 Ω 的定义式(3-17)中,就可得到运动反力度 Ω_K 的表达式如下:

$$\Omega_K = \frac{\frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2)}{L_u} = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u} \quad (3-18)$$

或

$$\Omega_K = \frac{u - c_{1u} + u - c_{2u}}{2u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u} \quad (3-18')$$

由式(3-18')可知,当 u 和 Δw_u 一定时(因而加功量 L_u 也一定),若增加 c_{1u} 则 Ω_K 降低,若减少 c_{1u} ,则 Ω_K 增大,在压气机设计中常遇到根部反力度过小的麻烦,由式(3-18')增加根部圆周速度或根部选取 $c_{1u} < 0$ 的设计(称为反预旋设计)就可以解决这个问题。

五、基元级速度三角形分析与设计

一台轴流压气机可以看成是由无数个基元级叠加而成的。压气机对气流的加功和压缩正是通过这些基元级实现的。基元级中的气体流动过程是轴流压气机流动的基础。轴流压气机基元级的气动设计就是根据给定原始设计条件和要求设计出基元级速度三角形,然后配上合适的动叶和静叶叶栅,以保证实现预期的流动,由此可见,当把设计要求和原始设计参数落实到叶栅和叶型时,基元级速度三角形起了重要的桥梁作用。因此,对基元级速度三角形作进一步分析并就其初步设计作些讨论是完全必要的。本节将重点对轴流压气机进口级的基元级速度三角形作分析讨论,分析基元级速度三角形应该怎样设计以满足压气机设计的主要要求——迎风面尺寸小,重量轻和效率高等。应该指出,这些要求之间是相互矛盾和相互制约的。

如前所述,在 $u_1 \approx u_2$ 和 $c_{1a} \approx c_{2a}$ 的假设前提下,决定基元级速度三角形的4个主要参数是 u 、 c_{1a} 、 c_{1u} 和 Δw_u 。现在简单分析应如何选取这四个参数以满足压气机设计要求,以及选取这些参数受到的限制。

首先来看参数 Δw_u 的选取。为了实现重量轻的要求,希望压气机的级数尽量少,这就要求增加基元级的加功量,根据 $L_u = u\Delta w_u$ 公式可知,应当尽量增大圆周速度 u 和切向扭速 Δw_u ,然而, Δw_u 的增加要受到效率下降的限制,先以亚声级速度三角形为例(图3-

8) 在 u 、 c_{1a} 和 c_{1u} 不变的情况下, 要想增加 Δw_u , 就必须加大气流在动叶中的转角 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ 。但是, 使高速气流在扩张形的通道中实现拐大弯是很不容易的, 因为气流在压气机叶栅中会遇到很大的逆压力梯度, 它对附面层的发展是十分有害的。当动叶转弯角过大时, 叶背上的气流就不再贴附壁面流动, 而会发生分离, 如图 3-14 所示。这时叶背上面有一大块死水和旋涡区, 并一直延续到下游使损失增加。对于超跨声基元级而言, Δw_u 是靠强烈的激波系而获得的, 因此, 超声级的 Δw_u 远较亚声级的 Δw_u 为大, 但是, 由于这时存在强烈的激波和附面层干扰, 这会导致附面层急剧增厚和分离, 因而损失剧增。所以, Δw_u 不能任意增加以保证动叶叶栅效率。由速度三角形可以导出

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + (c_{1u} + \Delta w_u)^2} \approx \sqrt{c_{1a}^2 + (c_{1u} + \Delta w_u)^2} \quad (3-19)$$

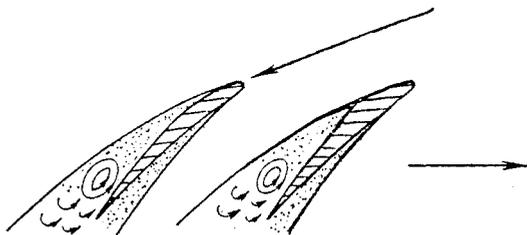


图 3-14 气流在叶背上发生分离的流动

由上式可以看出, 在 c_{1a} 和 c_{1u} 一定前提下, Δw_u 过大会导致 c_2 的增加, 即静叶叶栅进口马赫数 Ma_{c_2} 的增加, 实验表明, Ma_{c_2} 对静叶叶栅损失影响非常大, 所以 Δw_u 不能任意增加, 它还受到静叶叶栅流阻损失不能过大的限制。

再来看圆周速度 u 值的选取, 由轮缘功公式 $L_u = u\Delta w_u$ 可以看出, 提高切线速度 u 可以增加 L_u , 从而增加级压比。由此可减少压气机级数, 使压气机轴向尺寸缩小, 重量可以减轻。近三十年来, 压气机的发展正是沿着这一方向前进的。如前所述, 压气机的动叶叶尖速度已由 50 年代初的 300m/s 发展到今天的 500m/s 左右。早期的亚声速压气机设计中, 圆周速度 u 受到动叶进口相对马赫数 Ma_{w_1} 小于“1”的限制而不能选取过大, 这从下式可以看出。

$$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + (u - c_{1u})^2} \quad (3-20)$$

50 年代后期, 美国和苏联成功地研究了超跨声压气机, 发展了适用于高马赫数的超声速叶型, 圆周速度 u 值有了极大突破, 近十年来, 世界上很多国家发展了很多性能良好的超声速叶型, 使动叶叶尖马赫数 Ma_{w_1} 提高到 $Ma_{w_1} = 1.6 \sim 1.8$ 。

再来看一下 c_{1a} 的选取, 在给定压气机流量的前提下, c_{1a} 的选取数值愈高, 则压气机的迎风面尺寸愈小。然而, c_{1a} 的选取不是可以随意增大的, 它也会导致很大的损失, 尤其在动叶的根部。根部的叶栅稠度大, 叶片厚度大, 会发生堵塞, 使损失剧增。此外, 由气动函数无因次密流 q (Ma) 的变化可知, 当轴向速度已达到较高时, q (Ma) 增加缓慢, 压气机迎风面积下降就不显著了。因而, c_{1a} 无需增加到接近声速值。由于 c_{1a} (Ma_a) 的数值选取对压气机效率影响很大, 美国民用发动机的风扇 (压气机) 轴向马赫数的选取值不超过 0.50 ~ 0.55。美国歼击机的压气机 (风扇) 进口级轴向马赫数选取值小于 0.60 ~ 0.65。苏联的歼击机设计为追求小迎风面积而牺牲一些压气机效率, 其 Ma_a 选取值大于 0.65。中国的实践经验表明, Ma_a 的数值选取很关键, 当 $Ma_a \geq 0.65$ 时就可能导致压气机效率的下

降。

最后谈一下进口预旋值 c_{1u} 的选取。50 年代以前,人们采用正预旋 ($c_{1u} > 0$) 的设计来减少动叶叶尖进口马赫数 $Ma_{w_{1尖}}$ (见式 (3-20))。但是,由式 (3-19) 可以看出, c_{1u} 太大会导致静叶进口马赫数 Ma_{c_2} (c_2) 过大,尤其对于静叶的根部,这一矛盾更大(由于根部基元级切线速度 u 低,因而 $\Delta w_{u根}$ 很大,由式 (3-19) 可看出, c_2 急剧增加)。因此,在实践应用中,我们看到很多国家采用了尖部正预旋 ($c_{1u} > 0$) 和根部反预旋 ($c_{1u} < 0$, 或 c_{1u} 与 u 方向相反) 的设计。50 年代后期,超跨声压气机出现以后,绝大部分的超跨声压气机采用零预旋设计,即 $c_{1u} = 0$,这时无需配置进口预旋导流叶层。近年来,考虑到进口导流叶片对于提高压气机的抗畸变能力很有好处,而且,进口导流叶片还可用作变工况时的压气机调节,有的机种又采用了有预旋的压气机设计。还应指出, c_{1u} 值的选取对于控制基元级的反力度是很有效的,这可从式 (3-18') 看出,采用反预旋设计 ($c_{1u} < 0$) 可以解决进口级压气机根部反力度过小的矛盾。

综上所述,在确定基元级速度三角形诸参数时,必须根据压气机设计的主要要求和实践经验决定取舍,正确选定关键参数 u 、 c_{1a} 、 c_{1u} 和 Δw_u 。

第五节 压气机叶栅的基本参数

基元级是由动叶和静叶叶栅组成的,正确的叶栅几何设计是实现预期的速度三角形的保证。亚声压气机叶栅的设计是以平面叶栅的试验结果为依据的,它是在不旋转的平面叶栅风洞试验台上进行的,然而,这些试验结果既可用于静叶叶栅设计也可用于动叶叶栅设计,因为,跳到动叶上去看,动叶叶栅不再旋转。实践证明,以平面叶栅试验结果为依据而设计的亚声压气机动叶和静叶都是非常成功的。下面首先讨论用哪些几何参数来确定平面叶栅,接着介绍平面叶栅的气动参数,然后介绍平面叶栅的实验研究和结果,最后介绍平面叶栅几何参数的确定。

一、平面叶栅的主要几何参数

平面叶栅是由很多个几何形状相同并按照一定要求和相隔一定距离排列起来的叶型组成的,现讨论由哪些几何参数来确定叶型。

(一) 叶型的几何参数

一个典型的叶型有下列一些基本几何参数,具体可参考图 3-15。

(1) 中弧线:叶型内切圆中心的连线为中弧线,简称中线。

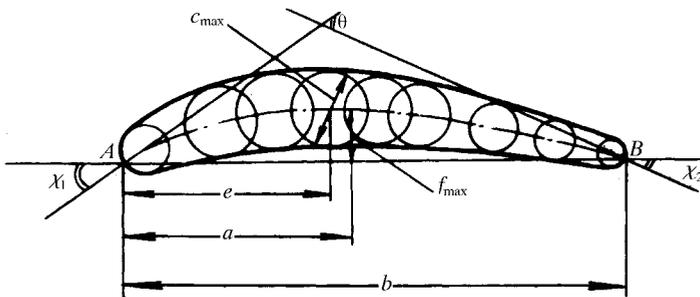


图 3-15 叶型的主要几何参数

(2)弦长 b :如图 3.15 所示,中弧线与叶型型线的前后缘分别相交于 A 和 B。A 和 B 两点连线叫弦,弦的长度以 b 表示,简称弦长。

(3)最大挠度 (f_{\max})及其相对位置:中线到弦的最大距离称为中弧线的最大挠度,此点距前缘的距离为 a ,从气体动力学的观点看,具有决定意义的往往不是绝对值,而是无因次相对值,故常用 $f = f_{\max}/b$ 和 $\bar{a} = a/b$ 来表示。

(4)最大相对厚度 \bar{c} 及其相对位置 \bar{e} :叶型的最大厚度用 c_{\max} 表示,它与前缘的距离为 e ,应该用相对值来表示它们的特征,即 $\bar{c} = c_{\max}/b$, $\bar{e} = e/b$ 。

(5)叶型前缘角 χ_1 和后缘角 χ_2 :中线在前缘点 A 和后缘点 B 处的切线与弦的夹角。

(6)叶型弯角 θ :由图 3-15 可知,弯角等于前缘角与后缘角之和,即 $\theta = \chi_1 + \chi_2$,它表示叶型弯曲的程度, θ 越大,则叶型弯曲越厉害。

(7)叶型型面坐标:叶型的型面通常用坐标来表示。亚声基元级的叶型坐标通常是由选定的原始叶型(由风洞吹风试验获得的最佳对称叶型厚度沿弦长的分布)覆盖在确定的中线上获得的。叶型的凸面又称吸力面或叶背,叶型的凹面又称压力面或叶盆。

(二)叶栅中决定叶型位置的几何参数。

把叶型排成叶栅时,也有一定的要求。决定叶栅的几何参数有(图 3-16):

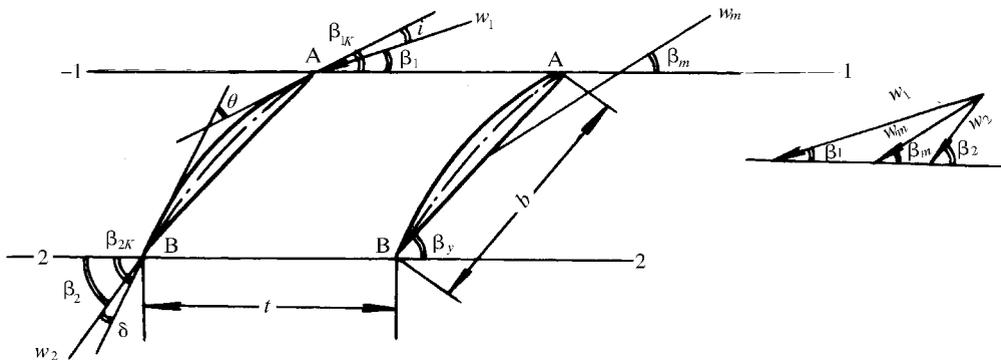


图 3-16 叶栅的主要几何参数

(1)叶型安装角 β_y :表示叶型在叶栅中的安装位置。它是叶型的弦与额线的夹角,额线就是联结所有前缘 A 点的直线。

(2)叶距(或称栅距) t :两相邻叶型对应点之间沿额线方向的距离。

在叶型几何参数已经确定的情况下,有了叶型安装角 β_y 和栅距 t 则叶栅几何参数便完全确定了。但是,在实践应用中,下面两个参数应用更直接、更方便,因而应用更多。

(3)叶栅稠度 τ :稠度等于弦长和栅距 t 的比值,即 $\tau = b/t$,表示叶栅相对稠密的程度,也叫叶栅实度。

(4)几何进口角 β_{1K} 和几何出口角 β_{2K} :分别是中弧线在前缘点 A 和后缘点 B 处的切线和额线的夹角。它们可由叶型的前后缘角 χ_1 和 χ_2 以及安装角 β_y 计算出来。这两个角度是确定气流在叶栅进口处和出口处方向的参考基准。

二、平面叶栅中气体流动的物理图画和损失

为了运用上述几何参数合理地设计出叶栅通道,以保证预期的速度三角形的实现,就需要了解平面叶栅中气流流动的物理图画,以便能够进一步分析几何参数对于流动过程的影响。

现在以图 3 - 17 所示的平面叶栅为例,来研究气体流过叶栅的物理图画。设此叶栅前方来流马赫数 Ma_1 为 0.8 左右,出口马赫数 Ma_2 为 0.6 左右,来流平行中弧线前缘处的切线,大体上近似于设计状况的气流方向。

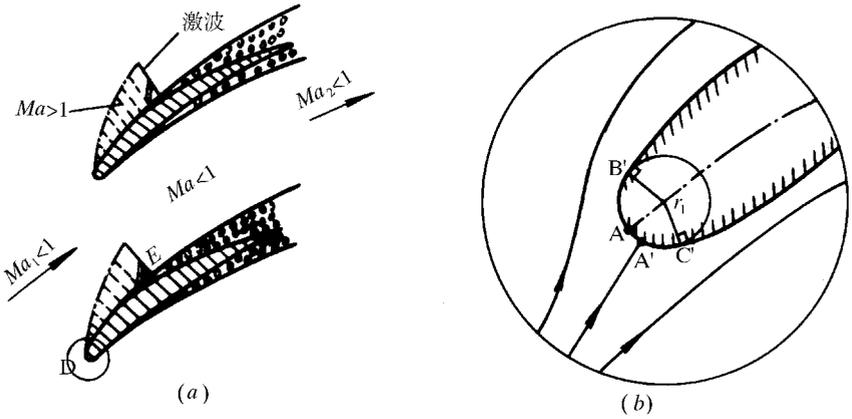


图 3 - 17 叶栅中流动的物理图画

如图所示,叶型前缘是一个半径为 r_1 的小圆圆周的一部分,当气流流到前缘处就分成两段,一股流向叶背,一股流向叶盆,于是在前缘圆周上就出现了一个分叉点 A' 。在 A' 点处的气流不可能有两个速度,于是 A' 点的速度应等于零,把 A' 点称为前驻点。前驻点 A' 不一定和前缘点 A 相重合,而且 A' 点随来流情况而变,不是一个固定点。

气流在前驻点分成两股,分别流向叶背和叶盆。由于前缘半径 r_1 很小,所以曲率就很大,这就造成绕小圆流动时角加速度很大的加速流动。由于叶背型面为外凸型,叶背的气流达到更高的速度,由图所示,可能在 D 点达到声速,在 D 点以后超声流绕叶背的凸面流动就会产生膨胀波而继续加速。图中虚线表示膨胀波,点划线则表示声速线,当达到 E 点时产生一道激波,波后流速降为亚声速,并进一步减速至尾缘。

由于叶盆的形状是凹面,对应于所列举的来流马赫数和方向条件下,叶盆上没有产生局部超声速流动。图 3 - 18 绘出了该叶栅叶型表面的 Ma 数分布图。由图可见,叶背的速度高,叶盆的速度低,因此叶

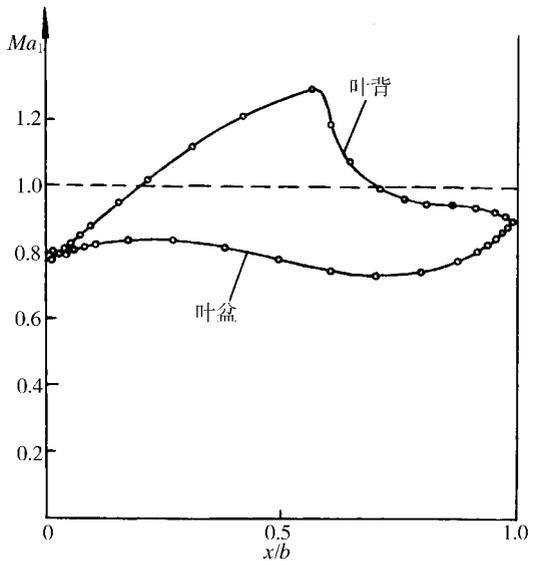


图 3 - 18 叶型表面的 Ma 数分布

背上的静压要比叶盆上的低。所以,有时也把叶背叫做吸力面,把叶盆叫做压力面。

高性能的叶栅设计是从控制叶栅中叶型表面 Ma 数分布出发的,平面叶栅中的流动损失和叶型表面 Ma 数分布有直接联系,下面介绍和讨论平面叶栅中的流动损失。

由于气体的粘性,叶片表面总有附面层存在。在叶盆上由于逆压梯度不大,所以附面层不太厚,带来的损失也不严重。在叶背上逆压梯度比较大,而且还有激波,激波后的静压突升会使附面层进一步增厚甚至分离,这就是所谓激波-附面层干扰造成严重损失的原因。

当气流分别由叶背和叶盆流到叶型尾缘处时,两边的附面层就汇合而成为叶片的尾迹。如图 3-19 (a) 所示,由于叶背附面层厚而叶盆附面层薄,所以尾迹是不对称的。如图所示,在尾迹区中的总压比主流区低得多,这是损失的主要部分。

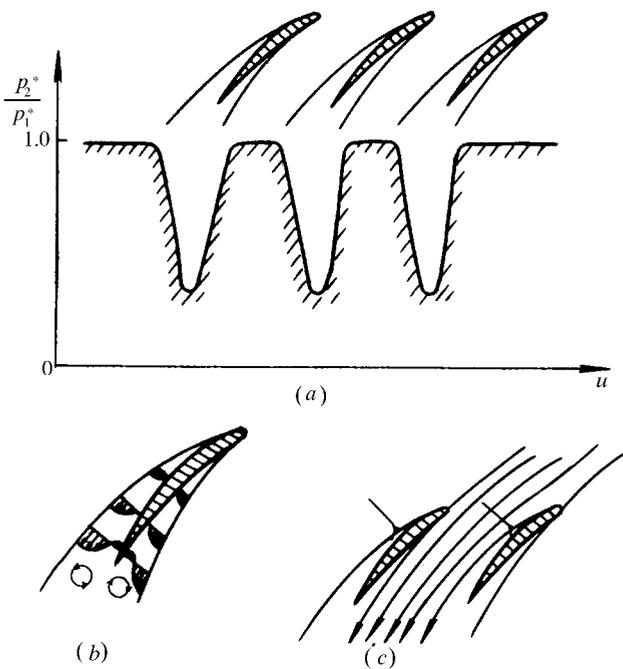


图 3-19 平面叶栅中的叶型损失

(a) 叶型后缘处的尾迹以及总压损失的分布; (b) 叶型上下表面附面层的分离; (c) 波阻损失。

由于尾迹区和主流区的总压和流速都不相同,在叶栅下游就会发生掺混和拉平现象。这和气动中讨论的射流有类似之处。随着流动向下游发展,尾迹就逐渐加宽,主流区和尾迹区的不均匀程度逐渐减少。在尾迹和主流的掺混过程中也会有损失,人们称此部分损失为尾迹掺混损失。

由上述分析可知,平面叶栅的流动损失由下列各项组成:

(1) 附面层内气体的摩擦损失。

(2) 在逆压力梯度作用下的附面层分离损失,如图 3-19 (b) 所示。特别是激波-附面层干扰会加重分离,导致分离损失急剧增加。

(3) 尾迹损失,即叶型上、下表面附面层在后缘汇合而形成涡流区导致的流动损失,如图 3-19 (b) 所示。

(4)尾迹和主流区的掺混损失,或称尾迹后气流的调匀损失。由气体动力学可知,速度不等的气流掺合时会发生动量交换并因此造成损失。

(5)气流流过激波而导致的总压下降。叶栅中出现超声速区就必定存在激波,图3-19(c)所示为叶栅流中的激波。实践表明,由激波本身导致的损失远较激波-附面层干扰引起的流阻损失为小。

在叶栅通道设计合理,来流方向和叶栅进口几何方向一致时,叶背上附面层分离将不严重,于是损失就比较小,效率就比较高;若来流方向不合理,则会带来较大损失。这就表明叶栅几何参数要和气动参数相协调。为此,下面介绍叶栅的气动参数。

三、平面叶栅的气动参数

叶栅流场中每一点的流动参数都不相同。但是从总体或从平均意义上来看,可以沿额线方向在一个栅距内取平均值,用以代表叶栅的远前方和远后方完全均匀的气动参数。用1-1截面表示栅前,2-2截面表示栅后,并对气动参数标以注脚“1”或“2”,则一个叶栅有下列基本气动参数(图3-16):

(1)进气角 β_1 :在1-1截面处气流来流方向和额线的夹角。

(2)攻角 i :气流进气角 β_1 和叶栅几何进口构造角 β_{1K} 之间的夹角。由图3-16,
 $i = \beta_{1K} - \beta_1$ 。

(3)出气角 β_2 :在2-2截面处气流方向和额线方向的夹角。

(4)落后角(又称脱轨角) δ :气流出气角 β_2 和叶栅几何出口构造角 β_{2K} 之间的夹角为落后角 $\delta = \beta_{2K} - \beta_2$ 。

(5)气流转角 $\Delta\beta_2$ 表示气流流过叶栅流动方向发生的改变,由图3-16可导出

$$\begin{aligned}\Delta\beta &= \beta_2 - \beta_1 = (\beta_{2K} - \delta) - (\beta_{1K} - i) = \\ &= \beta_{2K} - \beta_{1K} + i - \delta = \\ &= \theta + i - \delta\end{aligned}\quad (3-21)$$

(6)损失系数 $\bar{\omega}$ 表征气流流经叶栅的总损失,其定义式为

$$\bar{\omega} = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_1} \quad (3-22)$$

为了使用方便,利用叶栅总压恢复系数关系式 $\sigma = P_2^*/P_1^*$ 和气动函数,上式可以表示为

$$\bar{\omega} = \frac{1 - \sigma}{1 - \pi(Ma_1)} \quad (3-22')$$

(7)叶栅进口马赫数 Ma_1 和出口马赫数 Ma_2 。

(8)叶栅的静压增压比 p_2/p_1 。

在上述平面叶栅气动参数中,有的表征来流特征,例如 Ma_1 和 β_1 ;有的表征气动参数和叶栅几何参数的关系,例如攻角 i 和落后角 δ ;有的气动参数则表征叶栅气动性能,例如气流转角 $\Delta\beta$ 和增压比 p_2/p_1 以及损失系数 $\bar{\omega}$,前者表征叶栅做功潜力和扩压能力,后者直接影响叶栅效率。上述气动参数之间还存在着密切的关系,平面叶栅实验研究正是研究具有不同几何特征的叶栅在不同的来流条件(Ma_1 和 i)和流出条件(Ma_2 和 p_2/p_1)下的气动性能。如前所述,亚声压气机设计的基础是平面叶栅的试验结果,下面介绍平面叶栅的实验研究。

四、平面叶栅的实验研究

亚声平面压气机叶栅试验是指叶栅的来流马赫数 $Ma_1 < 1.0$ 的情况。然而,即使在 $Ma_1 = 0.75$ 左右,叶栅的流场中仍常常包含有局部超声区,因而有激波、激波-附面层干扰、附面层分离和失速以及主流区和尾流区的掺混问题,对于上述复杂情况,目前还难以完全依靠计算的办法来获得准确的定量结果。为此,必须靠平面叶栅试验来获得可靠数据。平面叶栅试验是在平面叶栅风洞上进行的,所以下面首先介绍平面叶栅风洞。本节只讨论亚声平面叶栅风洞。

(一)亚声平面叶栅风洞

图 3-20 所示为一亚声平面叶栅风洞的示意图。

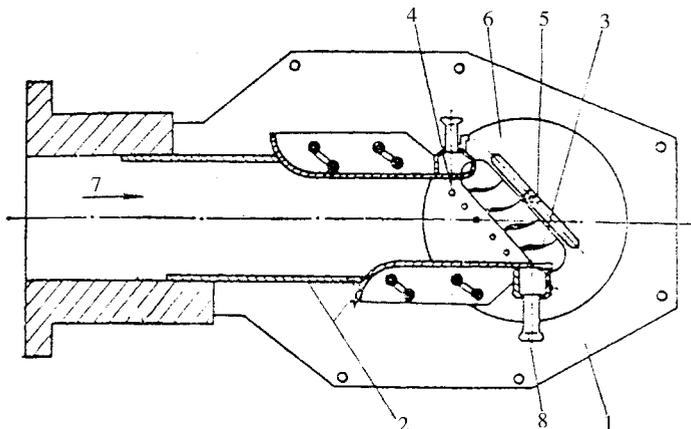


图 3-20 亚声平面叶栅风洞示意图

- 1 - 风洞基础 2 - 可移动的风洞侧壁 3 - 所试验的叶栅 μ - 叶栅前静压测量孔;
5 - 测量叶栅后静压、总压和方向的可移动测量装置 β - 改变气流攻角的可转动圆盘;
7 - 气流进入叶栅的方向 β - 抽吸侧壁附面层的抽气装置。

风洞由上游处的气源压气机供气,气流沿图中箭头所示方向流入风洞的收敛段。在亚声流情况下,气流经收敛段而加速,气流在顺压梯度的流动条件下,风洞壁面上的附面层将变薄,流场将更加均匀。所实验的叶栅安装在风洞收敛段的下游。

为了足够精确地用有限个叶片的叶栅来模拟无限叶栅(沿圆周所切得的环形叶栅展开在平面上相当于无限叶栅),在风洞中安装的叶片数目应不少于 7 片。为了减少风洞壁面上的附面层影响,叶片相对高度 h/b 应大于或等于 2.0。为了进一步减少风洞四个壁面上的附面层影响,还采用了吸取附面层的装置。此外,为了减少外界大气对栅后气流的影响,还可采用栅后导流板,以及使得连接叶片的端板向后面延伸。

测量数据应该在中间的一两个叶片通道处进行,以减少风洞侧壁的影响。同时,应在中间叶片的中间截面上测量气流参数,以避免上下壁面附面层的影响。

在进行平面叶栅试验前,将叶片按照所要求的稠度 τ 和安装角 β , 固定在圆盘上,转动叶栅圆盘可以改变来流和叶栅的相对位置,从而改变攻角,控制气源压气机的出口总压可以控制来流马赫数 Ma_1 的变化。

对应每一个来流条件,测出并记录栅前和栅后的气动参数,利用上面讲述的公式算出叶栅性能参数 $\Delta\beta$ 和损失系数 $\bar{\omega}$,改变来流条件并作测量和计算,便可获得叶栅的气动性

能曲线 $\Delta\beta = f_1(i, Ma_1)$ 和 $\bar{\omega} = f_2(i, Ma_1)$ 。

在低来流马赫数条件下 ($Ma_1 < 0.4 \sim 0.6$)，叶栅性能只取决于攻角，这时 $\Delta\beta = f_1(i)$ 和 $\bar{\omega} = f_2(i)$ ，被称为平面叶栅的攻角特性或称为平面叶栅的正常特性。

(二) 平面叶栅的攻角特性

图 3 - 21 所示为等叶栅的攻角特性。

可以看出，随着攻角从负值逐渐增加（除靠近左端的最大负值之外）气流转折角 $\Delta\beta$ 随攻角成正比地增加，而损失系数 $\bar{\omega}$ 则变化不大。这是因为在攻角还不太大的情况下气流还没有从叶片表面上分离，气流的落后角 δ 基本不变，由 $\Delta\beta = \theta + i - \delta$ 可以看出，对于给定叶栅 (θ 不变) $\Delta\beta$ 正比于攻角 i ；在无分离的流动中，气流损失基本上由附面层内的摩擦引起，所以 $\bar{\omega}$ 基本上不变。当攻角增加到某一数值 i_n 时，开始出现分离，落后角 δ 逐渐增大，随着 i 增加 $\Delta\beta$ 的增加逐渐变慢， $\bar{\omega}$ 逐渐增加（由于分离损失的出现和增加）。当攻角增加到临界攻角 i_{cr} 时， $\Delta\beta$ 达到最大值 $\Delta\beta_{max}$ ，若再继续增加攻角， $\Delta\beta$ 很快下降，而 $\bar{\omega}$ 急剧上升。因为，当 $i > i_{cr}$ 以后，气流发生严重分离以致于失速。

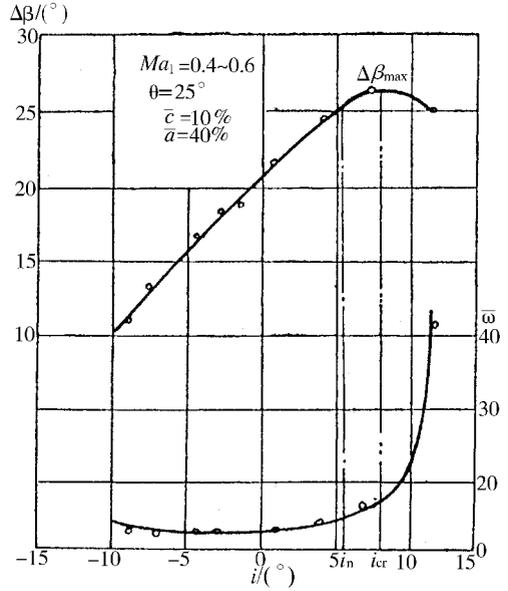


图 3 - 21 平面叶栅的攻角特性

应该指出，当负攻角很大时，也会导致 $\bar{\omega}$ 的显著加大，这时在叶盆处出现了较大的分离区。

图 3 - 22 示出了不同攻角下气流分离的情况示意图。

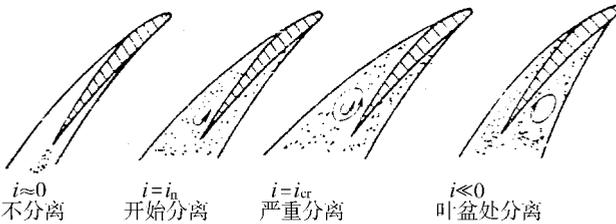


图 3 - 22 不同攻角情况下的气流分离

(三) 进口马赫数 Ma_1 对平面叶栅攻角特性的影响

图 3 - 21 只画出了某套平面叶栅的低进口马赫数 ($Ma_1 = 0.4 \sim 0.6$) 情况下攻角特性，当进口马赫数 Ma_1 大于 $0.6 \sim 0.7$ 时，它开始对攻角特性有明显影响，所以，对于每一套叶栅而言，应当有图 3 - 23 所示的曲线族，

$$\Delta\beta = f_1(i, Ma_1)$$

$$\bar{\omega} = f_2(i, Ma_1)$$

如图所示,横坐标仍为攻角 i , Ma_1 则作为参变数,叶栅攻角特性为一曲线族。

由图 3-23 可以看出,随着进口马赫数 Ma_1 的增加,低损失系数的攻角范围变得很窄,而且 $\bar{\omega}$ 的最低值也增加了,因而叶栅效率也明显下降。上述现象产生的原因是由于叶栅通道中出现了局部超声区,这时激波出现而且激波-附面层干扰不可避免,它会加重气流的分离,这是导致 $\bar{\omega}$ 上升的重要原因。工程上定义发生损失系数 $\bar{\omega}$ 急剧增长所对应的马赫数为临界马赫数,用 Ma_{cr} 表示。在平面叶栅试验中可以确定某一叶栅在某攻角时的临界马赫数 Ma_{cr} 的值。作为设计准则,在设计时应保证设计的叶栅进口马赫数 $Ma_1 < Ma_{cr}$ 。采用最大厚度和最大弯度后移的薄叶型,可以提高叶型的临界马赫数。

(四)影响平面叶栅攻角特性的其它因素

以上我们较详细地讨论了栅前来流马赫数对平面叶栅攻角特性的影响,这是重要的影响,在进行压气机设计时,必须根据基元级的栅前马赫数选取

叶型和有关实验数据(损失系数和转角等)。此外,还有几项因素也是非常重要的,尤其在我们进行平面叶栅试验和对试验结果进行整理时,以及在应用叶栅风洞试验结果数据时,都必须考虑这些因素,它们是雷诺数、紊流度和叶栅风洞的密流比。

1. 雷诺数对平面叶栅攻角特性的影响

压气机平面叶栅的自模雷诺数 Re 为 2×10^5 (涡轮平面叶栅流动条件好,自模雷诺数低于此数值)。当 $Re < 2 \times 10^5$ 时,在叶片吸力面会出现分离气泡的局部分离流动,总压损失系数有所增加。在 $Re < 10^5$ 时,吸力面上出现层流分离流动,损失明显增加,当雷诺数减低至 0.5×10^5 时,气流转角和静压升将大大减小。实验表明,正攻角增大(例如 $i \geq 5^\circ$) 低雷诺数对损失和转角影响明显增加。所以,进行平面叶栅实验研究时,应通过加大试件弦长或增大栅前来流风速以保证雷诺数高于自模区,即 $Re \geq (2 \sim 4) \times 10^5$ 。

2. 紊流度对扩压平面叶栅特性的影响

来流紊流度主要影响附面层从层流到紊流的转捩、附面层的发展以及附面层的分离情况。在低雷诺数时,紊流度增大使损失明显减小,这是因为紊流度增加气流抗分离本领增加,由此带来的好处大大高于紊流本身的耗散。在高雷诺数情况下,流动常常是附着于

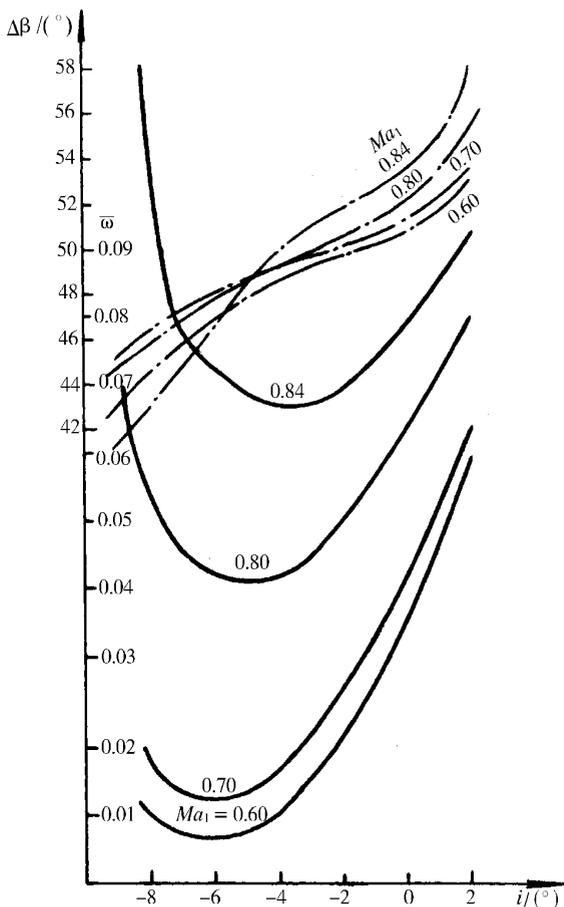


图 3-23 进口马赫数对攻角特性的影响

叶片的 (这里指攻角较小,即气流基本对准叶栅进口几何方向的情况),这时增大紊流度对叶栅性能改善几乎没有好处,而且,由于紊流导致的能量耗散,紊流度增大会导致损失增加。平面叶栅风洞应保证栅前来流紊流区在 1% ~ 1.5% 以下。

3. 密流比对扩压平面叶栅特性的影响

由于叶栅端壁附面层的存在,平面叶栅的进出口扣除附面层位移厚度以后的面积比不等于 1.0,这个面积比被定义为风洞的轴向密流比,它对叶栅性能有重要影响,具有良好二元性的叶栅风洞应有附面层抽吸装置。

(五) 平面叶栅的额定特性

图 3-24 所示为平面叶栅的额定特性 (又称通用特性),它是由大量叶栅几何不同的叶栅试验结果汇集而成的曲线族,是用来确定叶栅稠度的。我们先举一个简单例子说明它的用法,然后再介绍如何从大量的平面叶栅试验结果总结出这个曲线族。

叶栅设计任务之一就是根据给定的速度三角形,正确确定叶栅的稠度。实现一定的速度三角形必须选择足够大的稠度。例如,已知某基元级速度三角形的动叶流入角 β_1 为 50° ,而动叶流出角 $\beta_2 = 80^\circ$,为实现这一速度三角形,由图 3-24 可查出 (由 $\Delta\beta = 80^\circ - 50^\circ = 30^\circ$ 和 $\beta_2 = 80^\circ$ 查得)稠度 $\tau = 1.10$;若 $\beta_1 = 40^\circ$, β_2 仍为 80° ,则从图 3-24 查得 $\tau = 2.5$ 。可见,在工程设计中,应用图 3-24 是很方便的。

现在讨论上述额定特性图线是如何得到的。由图可见,在这张图上的曲线族,稠度是由 0.5 变到 2.0, β_2 由 20° 变到 100° , $\Delta\beta$ 由 0° 变到 55° 。这就说明,这张图线绝不是一套叶栅的试验结果建立的,而必定是关于稠度由稀到密,弯角由小到大,叶片安放角也由斜到正的很多组叶栅进行大量系统吹风以后进行汇总而得到的。也就是说,图 3-24 曲线上面的每一个点都有一套具体的叶栅几何参数,从而代表一个具体叶栅。对于每一个具体叶栅通过叶栅风洞吹风试验都会得到如图 3-21 那样的叶栅攻角特性。所以,额定特性图 3-24 实际上是由很多套叶栅的攻角特性曲线综合整理而得来的。但是,对于一个具体叶栅说来,转角 $\Delta\beta$ 是随攻角而变化的,那么应当把攻角特性上面哪个 $\Delta\beta$ 画到额定特性图 3-24 上面呢?从实现最大的对气流加功或扩压来看,自然希望选取 $\Delta\beta_{\max}$ 。但是,从攻角特性上可以看到,在最大转角时,所对应的损失系数 $\bar{\omega}$ 已经急剧增大了,这会导致叶栅效率急剧下降,因此,在选取攻角特性上的额定点时,应该对增压加功和效率两个方面都兼顾到,同时,还应使叶栅有一定的偏离设计工况的裕度,为此, $\Delta\beta^* = 0.8\Delta\beta_{\max}$ 被选作叶栅的额定工作点 (即设计工作点)。图 3-24 正是从大量叶栅的攻角特性中取出 $\Delta\beta^* = 0.8\Delta\beta_{\max}$ 额定工作点汇集整理而成 (对应于额定工作状态的气流参数都在其右上角注以“*”号,例如 i^* , β_2^* , 以及 δ^* 等)。

回顾叶栅和叶型的几何参数可知,描述一套叶栅的几何参数是相当多的,为什么有可能把额定特性图线整理成 $\Delta\beta^* = f(\tau, \beta_2^*)$ 而无需反应出其它参数呢?这也是根据大量叶

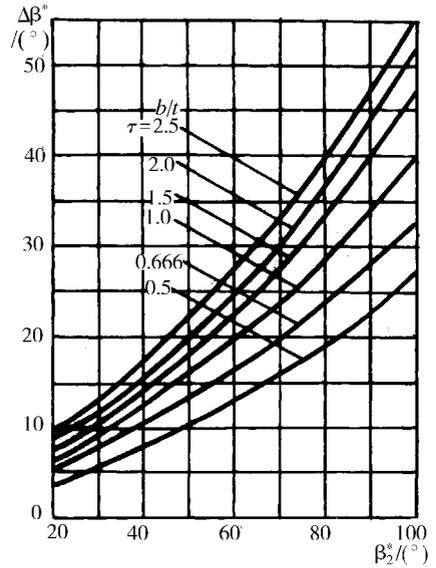


图 3-24 平面叶栅额定特性

栅吹风试验结果得出的结论。通过实验发现,在 $\tau = \frac{b}{t} = 0.5 \sim 2.5$ $\beta = 0^\circ \sim 40^\circ$ $\bar{a} = 0.4 \sim 0.45$ $\bar{c} = 0.05 \sim 0.12$ $i = \pm 5^\circ$ 以及 $Ma < Ma_{cr}$ 范围内,对于一般压气机采用的叶型,气流转角的额定值 $\Delta\beta^*$ 主要和稠度以及额定出气角 β_2^* 有关,而和其它叶栅几何参数(例如叶型的弯角 θ 以及叶型的相对厚度 \bar{c} 等等参数)基本无关。

必须强调指出,在使用图 3-24 额定特性曲线时是有严格限制的。首先是进口马赫数 Ma_1 的限制,高亚声压气机叶栅设计应用此曲线时会带来较大的误差,用这套曲线来确定超跨声压气机叶栅的稠度更是原则性的错误。其次,本曲线族是在 $-5^\circ < i < +5^\circ$ 范围内获得的,因此,本曲线只适用于额定状态,绝对不能用这张图来分析叶栅偏离额定状态时的气动参数变化。最后,对于其它叶栅几何参数超出上述给定范围太多时,也会导致误差,例如,对于弯角 θ 大于 50° 左右的叶栅,由图 3-24 曲线确定的稠度往往偏高,这时,应进行专门的吹风试验。

现简单解释额定特性曲线的变化规律。由图 3-24 可以看出 β_2^* 一定的前提下,稠度 τ 愈大,则可实现的额定转角 $\Delta\beta^*$ 愈大。这是因为稠度加大,弯曲通道对气流的作用长度加大,因而允许气流有更大的扩压。如图 3-25 所示,稠度加大,有效叶栅通道加长。由图 3-24 还可看出,稠度一定的前提下 β_2^* 愈大,则对应于可实现的额定转角 $\Delta\beta^*$ 也愈大,这是因为额定出气角 β_2^* 大,意味着叶栅安装角大,叶栅有效通道加长(图 3-26),气流不易分离。

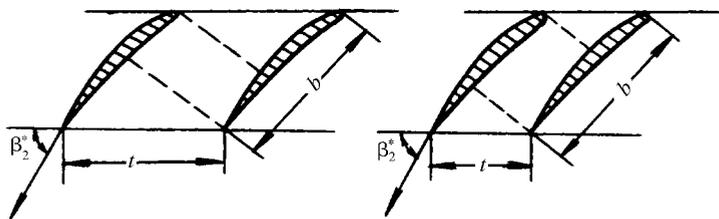


图 3-25 稠度对叶栅有效通道长度的影响

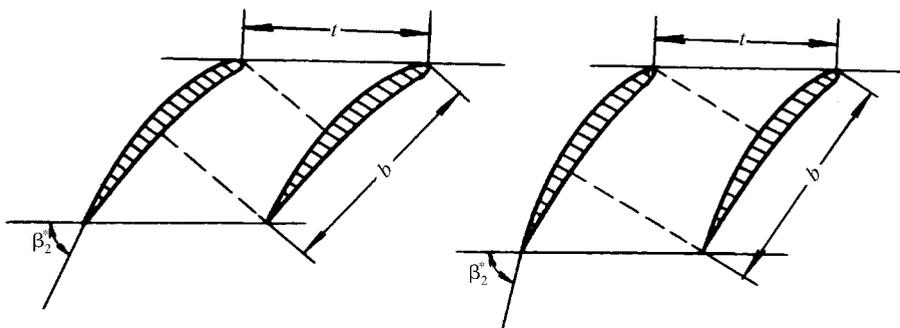


图 3-26 β_2^* 对叶栅有效通道长度的影响

五、平面叶栅几何参数的确定

在压气机设计过程中,首先是进行气动设计,即对每一排叶片沿叶高的每一个位置都规定出速度三角形,然后进行平面叶栅的造型设计,即根据已经规定的进、出口条件来

确定平面叶栅的全部几何参数,以保证给定速度三角形在较高效率情况下得以实现。如上所述,平面叶栅的造型设计是建立在大量平面叶栅试验结果的基础上。下面简单介绍亚声平面叶栅造型设计的大致过程。

(一)叶型选择

通过平面叶栅吹风试验,发现对于气动性能影响较大的几何参数有最大相对厚度 \bar{c} 及其位置 \bar{e} 、最大相对挠度 \bar{f} 及其位置 \bar{a} ,以及原始叶型厚度分布等,故应该根据叶栅进口马赫数 Ma_1 的大小来考虑上述参数的选择。

从气动观点看 \bar{c} 愈大,叶栅的临界马赫数愈低,于是希望在强度和工艺允许条件下,叶型尽量薄一些。动叶叶尖相对马赫数较高, \bar{c} 值选取较小,一般 $\bar{c} = 0.025 \sim 0.04$,根部断面所受拉伸应力最大 \bar{c} 选取范围为 $0.08 \sim 0.12$ 。

高速叶型的 \bar{e} 较大,即最大厚度位置后移,这样可以提高叶栅的临界马赫数 \bar{e} 较小的叶型则具有较好的低速性能。C-4 叶型 $\bar{e} = 0.30$; BC-6 叶型 $\bar{e} = 0.40$; 双圆弧叶型 $\bar{e} = 0.50$; T-1 叶型 $\bar{e} = 0.65$ 。

最大相对挠度 \bar{f}_{\max} 是和叶型弯角 θ 紧密联系的,显然 \bar{f} 愈大则叶栅的临界马赫数愈小,最大挠度相对位置 \bar{a} 对叶栅气动性能的影响和 \bar{e} 的影响类似。低速叶型的 \bar{a} 值较小,高速叶型的 \bar{a} 值较大。C-4 叶型和 BC-6 叶型的 $\bar{a} = 0.45$; 双圆弧中线的 $\bar{a} = 0.50$ 。

压气机设计中,通常根据不同的设计条件选择典型的叶型作为原始叶型。表 3-1 中给出了几种叶型的数据,以表示厚度的相对分布规律。

表 3-1 几种叶型分布规律

C-4 叶型								
$\bar{x} = \frac{x}{b} \times 100\%$	0.00	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00	15.0	20.0
$\bar{y} = \frac{y}{b} \times 100\%$	0.00	1.65	2.27	3.08	3.62	4.02	4.55	4.83
\bar{x}	30.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00
\bar{y}	5.00	4.89	4.57	4.05	3.37	2.54	1.60	1.06
NACA65-010 叶型								
\bar{x}	0.00	0.50	0.75	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00
\bar{y}	0.00	0.772	0.932	1.169	1.574	2.177	2.647	3.040
\bar{x}	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00	55.00
\bar{y}	4.143	4.503	4.760	4.924	4.996	4.963	4.812	4.530
\bar{x}	65.00	70.00	75.00	80.00	85.00	90.00	95.00	100.00
\bar{y}	3.682	3.156	2.584	1.987	1.385	0.810	0.346	0.00
BC-6 叶型								
\bar{x}	0.00	0.50	2.50	5.00	7.50	10.00	20.00	30.00
\bar{y}	0.00	0.80	1.86	2.59	3.10	3.54	4.56	4.92
\bar{x}	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	99.47	100.00
\bar{y}	4.86	4.45	3.78	2.86	1.74	1.15	0.63	0.00

还有其它类型的原始叶型分布规律,可以参考有关文献,此处不一一介绍了。

(二)中弧线的确定

亚声叶栅叶型的造型方法是先求出中弧线再把原始叶型按其相对厚度分布规律覆盖在中弧线上。常用的中弧线有抛物线、双圆弧和多圆弧。实验结果表明,低速时采用抛物线的中线损失小,在高速时采用圆弧或多圆弧中线损失小。美国亚声速压气机设计采用 NACA - 65 系列原始叶型和圆弧中线。

对于二次曲线的中弧线方程,只要根据叶型弯角 θ 分配好前缘角 χ_1 和后缘角 χ_2 的比例,便可根据解析几何知识解出中线方程。

(三)叶栅稠度的确定和扩散因子

在平面叶栅的额定特性一节中已经讨论过如何根据速度三角形的 $\Delta\beta$ 和 β_2 由图 3 - 24 查出所需稠度。但是对于高亚声叶栅,或对于超跨声叶栅的稠度确定,就不能再用图 3 - 24 额定特性了。这时,可用扩散因子准则法(D 因子法)来确定高速叶栅的稠度(D 因子法也可用于确定低速叶栅稠度),扩散因子还被用作设计准则,以评判基元级速度三角形的气动设计质量。下面介绍 D 因子概念和其计算式的推导。

图 3 - 27 所示为气流流过叶栅的大致速度分布图。可以看出,栅前气流速度 w_1 流经叶背时首先加速到 w_{\max} , 然后才减速到栅后速度 w_2 。如前所述,压气机中叶栅的损失急剧增长的主要原因是由于叶背上的附面层分离,而导致叶背附面层分离的主要因素则是叶背上最大速度点至尾缘这段的巨大逆压强梯度。D 因子的实质就在于尽量用最简单的办法来把这个逆压强梯度表示为数学公式,以建立起叶栅稠度和气动参数与逆压强梯度之间的关系,这样就可以根据许用的逆压强梯度值来确定稠度了。

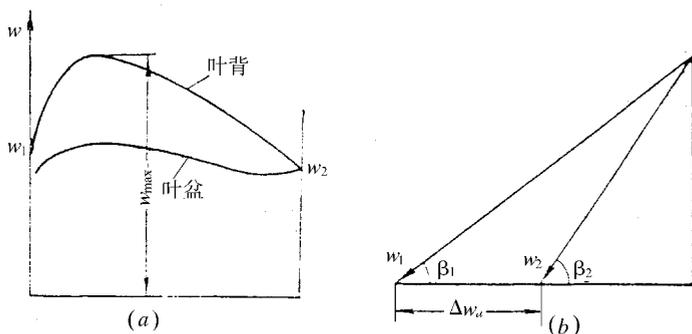


图 3 - 27 扩散因子 D 的物理意义说明图

沿叶背的气流扩压和沿叶背的气流减速是完全一致的。而使用速度来定义扩散因子 D 则便于直接将其和速度三角形以及叶栅稠度相联系起来。由图 3 - 27 定义 D 因子如下:

$$D = \frac{w_{\max} - w_2}{w_{1\max}} \quad (3 - 23)$$

式中分子表示气体流经叶栅的最大速度降,它表征了逆压强梯度的大小。

可以看出,上述定义式使用很不方便,很难确定 w_{\max} 数值,必须对式 (3 - 23) 进行简化。由实验发现

$$w_{\max} \approx w_1 + \frac{\Delta w_u}{2\tau} \quad (3-24)$$

上式中 Δw_u 为扭速,显然 Δw_u 愈大,则 w_{\max} 愈大,式中 τ 为稠度,稠度愈大,则叶栅对气流作用的限制愈甚, w_{\max} 下降。

此外,作为 D 因子定义的比较标准,采用 w_1 能使其表达式大大简化,故采用

$$D = \frac{w_{\max} - w_2}{w_1} \quad (3-25)$$

联立式 (3-24) 和式 (3-25) 则得到

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta w_u}{2w_1\tau} \quad (3-26)$$

式 (3-26) 为 D 因子计算的表达式,由其定义式可以看出, D 因子的物理意义是表征气流流经叶栅的相对扩压程度的大小。

根据实验结果和经验数据,动叶叶尖的 D 因子应不大于 0.4,否则会导致较大的损失。动叶沿叶高的其它部位和静叶的 D 因子以不大于 0.6 为宜,否则也会导致叶栅效率下降。

(四) 弦长和叶片数目的确定

同样的稠度,可以通过不同的弦长来实现。60 年代以前,英美发动机的压气机设计采用短弦长即大展弦比(叶高 h 与弦长 b 之比)设计,以获得高效率并减少压气机轴向尺寸。实践表明,对于平均级压比较低的压气机而言,这种设计是成功的。60 年代以后,压气机平均级压比显著增大,实验证明,对于高的级增压比的叶栅不宜采用小弦长大展弦比的设计,这时会导致失速裕度明显下降。这就是为什么在现代核心压气机的后面级(这时叶片高度 h 很小)仍然采用宽弦长设计。进口级压气机或风扇对于保证整台压气机失速裕度具有决定意义。实践证明,采用加宽进口级压气机或风扇弦长的办法(增大 $1/3$ 左右),可扩大压气机或风扇的稳定工作范围。此外,弦长应选择足够大以保证雷诺数 $Re > 2 \times 10^5$ 。

当选定弦长以后,再通过选择叶片数目 z 来计算各截面的实际稠度。这个实际稠度应大于或等于各截面上气动所需要的稠度。

(五) 攻角的选定和落后角的确定

攻角的选取非常重要,它直接影响效率和失速裕度,它的选取是以实验或经验为基础的。而且随着所用的原始叶型不同以及叶栅在沿叶高的位置不同而选取不同值,此外,动叶和静叶叶栅的经验数据也不相同。最后,攻角的选取还需计入三元影响。

落后角 δ 也是非常重要的,它不仅直接影响叶栅的加功和扩压,而且还影响下一排叶栅的气流流入角。以大量平面叶栅吹风实验数据为基础而整理出的用于确定二维叶栅落后角的经验公式为

$$\delta^* = m\theta\sqrt{\frac{t}{b}} \quad (3-27)$$

δ^* 表示叶栅在额定状态下的落后角, θ 为叶型的弯角, t 为栅距, b 为弦长。式中 m 为

经验系数,对于一般叶型(如上述 C-4 叶型,BC-6 叶型等),可使用如下经验公式:

$$m = 0.92 (\bar{a})^2 - 0.002\beta_2^* + 0.18 \quad (3-28)$$

式中的 β_2^* 采用单位为度。

还有和式 (3-27) 类似的其它经验公式,可参考有关资料。

可以看出,式 (3-27) 不便直接应用,为此将式 (3-27) 与 $\Delta\beta^* = \theta + i^* - \delta^*$ 联立,先求出叶型弯角 θ 数值,然后再由式 (3-27) 求出 δ^* ,联立求得的 θ 公式为

$$\theta = \frac{\Delta\beta^* - i^*}{1 - m\sqrt{\frac{t}{b}}} \quad (3-29)$$

必须指出,应用上述公式求得的落后角 δ^* 为二维平面叶栅的,在作压气机设计时,必须计入三维影响对落后角进行修正,尤其在端壁区的落后角修正还和结构(例如,静叶和机匣的连接形式等)有紧密关系,这些经验修正数据必须而且只可能从单级或多级压气机试验中获得。

第六节 轴流式压气机级的工作原理

如前所述,压气机“级”是由沿叶片高度的很多个基元级叠加而成,虽然各基元级的基本工作原理完全一样,但是各基元级的具体工作条件和流动情况却是互不相同的,不仅如此,在不同半径流面上的气流参数、速度三角形的形状还有着相互联系和相互制约的关系——即不同半径上基元级之间的共同工作条件。人们要想获得预期的流动,则必须保证气流参数满足上述共同工作条件。

一、压气机叶片为什么要做成扭的?

由于沿叶高各基元级是在不同条件下工作的,例如,沿叶高不同半径处切线速度就不相同。因而其流动参数、三角形也不可能一样,通常,人们看到的压气机叶片多是作成扭的(图 3-28),从叶片根部到叶片尖部,不仅叶型弯角不同,而且叶型安放斜度也不相同。

如图 3-28 所示,叶片尖部叶型弯度小,安装倾斜度大,叶片根部的叶型弯度大,安装倾斜度小(即叶片更接近于轴向)。下面就以轴向均匀进气的第一级动叶工作情况简单说明叶片必须设计成沿叶高是扭的。

首先分析流入动叶尖、中、根的气流进口速度三角形。

在轴向进气条件下,沿叶片全高的气流切向分速 c_{1u} 均等于零,在进口气流参数均匀且不考虑通道曲率影响的情况下,沿叶高气流轴向分速 c_{1a} 相等,而圆周速度则是叶尖最高,叶根最小。于是,我们得到如图 3-29 所示动叶进口速度三角形,其规律是 $\beta_{1t} < \beta_{1m} < \beta_{1b}$ 。为了减少气流流入动叶的流动损失,应使动叶叶型进口几何方向基本对准相对气流的来流方向 β_1 ,所以动叶叶型必须作成尖部叶型安装角小,根部叶型安装角大。

现在再来分析动叶沿叶高各截面的出口速度三角形。应该指出,气流出口速度三角形可以因为设计原则不同而有差异,通常,人们在可能条件下,都希望在动叶出口处获得气流总温、总压等参数沿叶高接近均匀的设计,以减少不均匀气流的附加掺混损失。为保

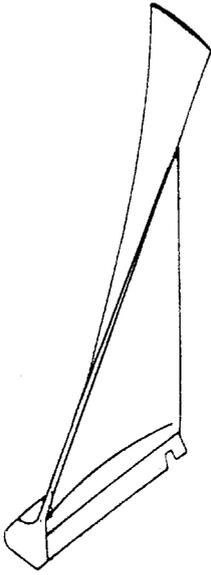


图 3 - 28 压气机动叶

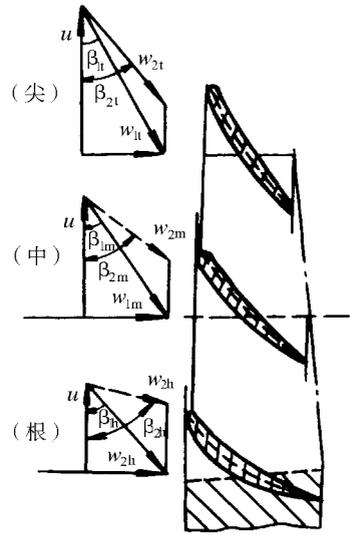


图 3 - 29 不同半径上的速度三角形与对应的叶型断面示意图

证动叶出口总温接近均匀就必须采用接近等功的设计,由轮缘功公式 $L_u = u\Delta w_u$ 可知,为使动叶根部做功的数值大致等于动叶叶尖对气流做功的数值,动叶叶片根部叶型应该比动叶叶尖的叶型有更大的弯角和出气角 β_2 (以获得大的 Δw_u)。图 3 - 29 示出了沿叶高不同位置的速度三角形和相应的叶型几何图形,其规律是:尖部叶型弯角小和出气角小;根部叶型弯角大且出气角大。实践证明,这样的设计能保证较高的压气机效率。

以上我们从定性的角度分析了必须对叶片进行扭向设计和怎样进行扭向设计,下面我们比较深入和严格地来研究沿叶高不同半径上气流参数间必须遵循的共同工作条件。

二、简化径向平衡方程及其应用

在不同半径的流面上的气流参数、速度三角形形状等相互之间是由一定关系联系着的,这些关系是根据气体运动的基本规律(质量守恒、动量守恒、能量守恒等方程和气体状态方程)而得出的。但是,由于气体流经叶轮机过程的复杂性(复杂的叶片几何、带激波的混合流场、激波的存在及其与紊流附面层的干扰、还有端壁区的二次流动等等),直接求解上述基本方程组还是非常困难的。为此,必须在一些合理的简化假设条件下,导出简化的“遵循方程”或“基元级的共同工作条件”。本节介绍推导简化径向平衡方程并讨论其应用。

(一)基本假设和简化径向平衡方程

在简化径向平衡方程推导中作如下假设:

(1)只研究叶片排轴向间隙中的气流参数沿叶高的变化,间隙中没有叶片力作用,故还可作气流参数沿周向均匀假设——又称“轴对称”假设;

(2)气流沿一系列同心圆柱面流动,即 $c_r = 0$ 。这一假设对于早期的压气机以及现代的多级压气机的后面级中的气体流动是基本合理的;

(3)不考虑作用于气体微团上的粘性力项;

(4) 气流是定常的, 即气流参数和时间无关;

(5) 作用于气体的重力不计。

根据上述假设, 气体流经压气机的非定常的、有粘性的、三维流场计算问题就可以简化为研究各轴向间隙中且气流参数只沿径向变化的一维、定常、无粘流场计算问题。

图 3-30 所示为作用于轴向间隙中一块单位质量的气体微团的所有力(包括惯性力)沿径向方向投影力的作用应该平衡。

由图 3-30 所示, 惯性力是离心力, 其值等于 $dm \cdot c_u^2/r$, 其中 $dm = \rho r d\theta dr da$ 是微团的质量。在间隙中的微团, 所受到的唯一有径向分力的外力是压力。根据图 3-30 来列这两个力沿径向的平衡方程式(消去 da , 简化后)得到

$$(p + dp)(r + dr)d\theta - p r d\theta - 2(p + \frac{dp}{2})dr \frac{d\theta}{2} = \rho c_u^2 dr d\theta$$

进一步化简得

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (3-30)$$

式(3-30)称为气体在级中的简化径向平衡方程式。它的物理意义是明显的, 即气体微团的离心惯性力靠气流沿径向的压力梯度 $\frac{dp}{dr}$ 来平衡。只要气流有切向分速 c_u , 则必然存在外径压强大内径压强小的压力梯度。

为了将式(3-30)变换成便于扭向设计应用的形式, 需要找出影响压力梯度的表达式, 为此, 引用能量方程。

由机械能形式的能量方程

$$L_u = \int_0^i \frac{dp}{\rho} + \frac{c_i^2 - c_0^2}{2} + L_r \quad (3-31)$$

式中 i - i 截面为研究截面。

假设在压气机进口截面 0-0 上所有参数都是一样的, 则可以就方程(3-31)对半径 r 取导数, 并且将注脚“ i ”取消, 于是得到

$$\frac{dL_u}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} + \frac{dL_r}{dr} \quad (3-32)$$

由式(3-32)可以看出, 在轴向间隙中, 气流沿径向的压力梯度分布, 不仅取决于气流的绝对速度沿径向分布, 还取决压气机对气体加的功 L_u 沿径向分布以及流阻功 L_r 沿

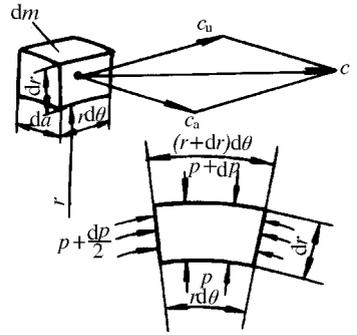


图 3-30 在 $c_r=0$ 条件下, 推导气流在叶片排间隙中简化径向平衡方程用图

径向分布。将 $c^2 = c_u^2 + c_a^2$ 关系代入到式 (3-32) 中, 并和式 (3-30) 联立, 消去 $\frac{dp}{dr}$ 则得

$$\frac{dL_u}{dr} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} \right] + \frac{dL_f}{dr} \quad (3-33)$$

在很多情况下, 采用沿径向加功量 L_u 不变的设计, 即 $dL_u/dr = 0$, 此外还假设沿径向流阻功 L_f 变化不大, 即 $dL_f/dr = 0$, 将这些关系式代入到式 (3-33) 则可得到

$$\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} = 0 \quad (3-34)$$

式 (3-34) 又被称为等功、等熵条件下的简化径向平衡方程式。

式 (3-34) 把沿叶高各基元截面的气流参数速度三角形参数间的关系联系起来。它指出: 给定不同的环量 $c_u r$ 沿径向分布规律, 则必须按相应的轴向速度 c_a 沿径向分布进行设计, 否则将不满足径向平衡条件——即不同半径上基元级共同工作的条件。

几十年来, 很多压气机和涡轮都是以简化径向平衡方程 (3-34) 为基础进行扭向设计的。

(二) 几种典型的简单扭向规律

给出 $L_u = f_1(r)$ 和 $L_f = f_2(r)$ 规律则可利用式 (3-33) 进行扭向设计。下面介绍以式 (3-34) 为基础导出的扭向规律。

1. 等环量扭向规律

在叶片机中, 习惯上称 $c_u r$ 为环量。人们称沿叶高 $c_u r = \text{常数}$ 的扭向设计规律为等环量扭向规律。

设动叶前后轴向间隙中沿叶高的气流规律为:

$$c_{1u} \cdot r_1 = K_1, \quad c_{2u} \cdot r_2 = K_2 \quad (3-35)$$

式中 K_1, K_2 ——给定常数。

将式 (3-35) 代入到轮缘功公式 (3-14) 中得到

$$L_u = \omega (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) = K = \text{常数} \quad (3-36)$$

式中 ω ——动叶角速度, 常数。

由式 (3-36) $dL_u/dr = 0$; 又设 $dL_f/dr = 0$ 则将式 (3-35) 代入到式 (3-33) 中得到

$$\frac{dc_{1a}}{dr} = 0 \quad \frac{dc_{2a}}{dr} = 0 \quad (3-37)$$

式 (3-37) 表明, 动叶前后轴向分速沿叶高保持为常数。

等环量扭向规律在空气螺旋桨和轴流式风扇以及轴流压气机中获得了广泛的应用, 原因之一是, 等环量级具有较高的效率, 由理论流体动力学可以证明, 在 $c_r = 0$ (即圆柱面流动条件) 和轴对称假设下, 等环量扭向规律满足气流中无涡旋条件, 空气在无涡旋的流动中, 不存在气流之间的滑移变形, 气流间没有这部分内摩擦引起的损失, 因而效率较高。

此外,在等环量扭曲规律情况,气流轴向分速 c_a 沿叶高不变的规律和实验测量吻合很好,因而计算可靠。

利用式 (3-35) 和式 (3-37) 很容易确定沿叶高速度三角形、反力度以及其它一些参数的变化。假如已知级某一半径 (例如平均半径) 处的速度三角形,则根据上述关系式就能直接确定任何其它半径处的速度三角形。图 3-31 所示为等环量扭曲规律的动叶尖、中、根处的速度三角形。

等环量扭曲规律的缺点是,在压气机进口级 (这时轮毂比很小,叶片很长) 应用时,动叶叶尖相对马赫数 Ma_{w_1} 和静叶根部绝对进口马赫数 Ma_{c_2} 容易超限,此外,根部反力度偏小,甚至出现负值,这些都会导致压气机效率下降。上述缺点是由 c_{1u} 随半径减少而增加这一规律造成的,如前面分析所指出,为改善压气机进口级的根部基元级设计,希望根部的预旋值 c_{1u} 小一些,甚至为负值。等环量扭曲规律特别适用于多级压气机的后面级,这些级的共同特点是轮毂比大,叶片短。下面讨论适用于小轮毂比长叶片的扭曲规律。

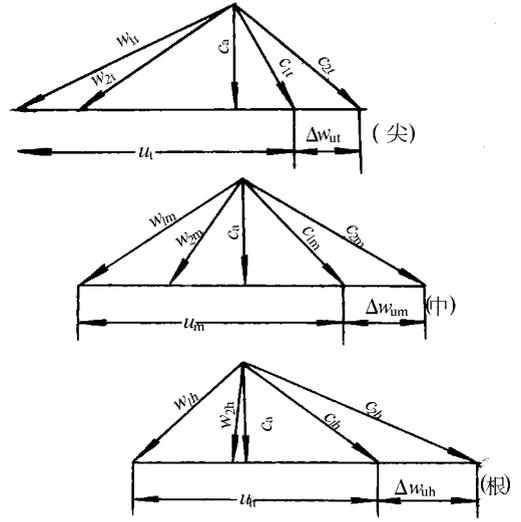


图 3-31 等环量规律的尖、中、根速度三角形

希望根部的预旋值 c_{1u} 小一些,甚至为负值。等环量扭曲规律特别适用于多级压气机的后面级,这些级的共同特点是轮毂比大,叶片短。下面讨论适用于小轮毂比长叶片的扭曲规律。

2. 等反力度扭曲规律

等反力度扭曲规律是指沿叶高 (运动) 反力度 $\Omega_k = \text{常数}$, 沿叶高加功量 $L_u = \text{常数}$ 。

根据上述两个条件,再将简化平衡方程 (3-34) 应用到动叶进口截面 1-1 和出口截面 2-2 上,就可以得到包含四个未知变量 (c_{1a} 、 c_{2a} 、 c_{1u} 、 c_{2u}) 的四个方程组,由这四个方程就可以解出 $c_{1a}(r)$ 、 $c_{2a}(r)$ 、 $c_{1u}(r)$ 、 $c_{2u}(r)$ 。

等 (运动) 反力度 Ω_k 的计算表达式为

$$\Omega_k = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = \text{常数} \quad (3-38)$$

由上式可以看出,随半径减小,预旋值 c_{1u} 是减小的。

等反力度扭曲规律的速度三角形沿叶高变化的特征是:气流轴向分速 c_u 从叶根到叶尖是逐渐减小的,气流切向分速从叶根到叶尖是逐渐增大的。因而,气流马赫数和气流转角沿叶高的变化均较等环量扭曲规律平缓。

等反力度扭曲规律的缺点是,由求解联立方程组获得的 $c_a(r)$ 与实验测得的 $c_a(r)$ 相比有较大的偏差。不同的文献建议了不同的经验修正公式来计算 $c_a(r)$ 。

50 年代某些发动机的进口级压气机采用了等反力度扭曲规律设计。

限于本书篇幅,未对等反力度规律的计算公式作推导,可参考有关文献,也可利用式 (3-38) 和式 (3-34) 自行导出。

3. 中间规律

为了更灵活地控制环量沿叶高的变化规律,提出了所谓中间扭向规律——这是一种将 c_u 与半径成反比的等环量规律和 c_u 与半径成正比的“固体”规律的线性组合,所以,中间规律又叫“混合规律”,其表达式为

$$c_{1u} = Ar + \frac{B}{r} \quad (3-39)$$

$$c_{2u} = Cr + \frac{D}{r} \quad (3-40)$$

式中 A, B, C, D ——常数。

将式(3-39)和式(3-40)代入到($u_1 = u_2$ 情况下的)轮缘功的公式中,则得到任意半径处的公式

$$L_u = u \left[(C - A)r + \frac{D - B}{r} \right] = \omega l [(C - A)r^2 + (D - B)] \quad (3-41)$$

人们可以根据级的设计要求,控制和改变 A, B, C, D 四个任意常数的取值,就可以得到各种不同的、人们期望的 c_{1u} 和 c_{2u} 沿径向分布的规律以及 Ma 数和反力度沿叶高的变化。

由式(3-39)~(3-41)可以看出,前面讨论过的等环量扭向规律和等反力度扭向规律是上述中间规律的特殊情况。

(1)当 $A=C=0$ 时,为等环量规律;

(2)当 $A=C \neq 0$,且 $B = -D$ 和 $D > 0$ 时,得等反力度扭向规律。

由式(3-41)还可看出,只有在 $A=C$ 的情况下,才可能获得沿半径加功量不变的等功设计规律。而获得广泛应用的正是 $A=C$ 情况下的中间规律。

联立求解方程(3-39)、(3-40)和(3-34),并注意到 $A=C$ 这一条件,则可获得 $c_{1a}(r)$ 和 $c_{2a}(r)$ 的表达式。

利用已知平均半径上的速度三角形数值和中间规律的基本方程(3-39)、(3-40)或(3-41)再选定 A, B, D 中的任何一个常数,就可以定出另外两个常数来。

和等反力度扭向规律的缺点一样,采用中间规律时,气流轴向分速沿叶高的变化 $c_a(r)$ 的计算公式需经经验修正。

再强调一遍,以上扭向规律计算公式仅适用于接近于等圆柱面的流动情况,否则,要采用三元流场计算方法。

三、叶片机中的三元流场计算概述

如前所述,早期压气机设计时流场计算采用简化径向平衡方程(3-34),它是在沿叶高等功、等熵且气流沿圆柱面流动的假设条件下导出来的。这些假设对于低负荷、低马赫数以及通道内外径沿轴向变化不大的早期压气机而言,是基本符合实际情况的。但是,现代航空发动机的轴流压气机和风扇多采用高负荷、高马赫数以及内外径沿轴向变化很大的流路设计,对于这样的压气机,不仅圆柱面流动假设会带来很大的误差,而且由于沿叶高各基元级工作情况差别甚大(例如马赫数、转角、端壁影响等),这些因素使沿叶高等熵假设偏离实际很远,此外,为了考虑沿径向不可能等熵导致的出口总压流场分布不均而采用变功设计,以获得沿叶高较为均匀的出口总压分布。因此,对于近代风扇压气机的设

计,必须采用能反映变功梯度,沿叶高不等熵的非圆柱面流动的三元流场计算方法。

叶片机内三元流场计算问题可归结为对给定边界条件求解三维气动基本方程组(偏微分方程组或积分型方程组)。构成这个基本方程组的有:连续方程、运动方程、能量方程和气体状态方程。

由于叶片机内流场的极其复杂性(例如,激波与紊流附面层干扰,动静叶间的相互作用导致的非定常性,端壁区内的复杂粘性流动等等),直接用数字计算机求解上述方程组还有很大困难。

因此,必须根据大量实验结果作出一些既能简化计算又能反映实际流动的假定,或在计算方程中引入符合实际的经验模型(或数据),推导出便于实际应用的工程方法。

下面,首先介绍用于三元流场计算的基本方程组,然后介绍求解方法。

(一)基本方程组

1. 连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \Delta \cdot (\rho \mathbf{w}) = 0 \quad (3-42)$$

2. 运动方程

$$\frac{D\mathbf{w}}{Dt} - \omega^2 \mathbf{r} + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{w} = \mathbf{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \mathbf{f} \quad (3-43)$$

式中 \mathbf{F} ——叶片力;

\mathbf{f} ——粘性应力(含紊流应力)。

3. 热力学第一定律

$$q = \frac{DU}{Dt} + \left(p \frac{D(\rho^{-1})}{Dt} - \frac{\Phi}{\rho} \right) \quad (3-44)$$

式中 U ——单位质量气体的内能 $\frac{DU}{Dt} = c_v \frac{DT}{Dt}$;

Φ/ρ ——单位时间内,单位质量气体粘性耗散所产生的热量, Φ 即所谓“消散函数”。

4. 状态方程

$$p = \rho RT \quad (3-45)$$

上述各式,完全给出了气体流经叶片机时必须遵循的基本方程组。以求解气体流经动叶的三维流动而言,由方程(3-43)可得关于 \mathbf{w} 的三个分量 w_r 、 w_ϕ 和 w_z 的三个标量方程,连同方程(3-42)、(3-44)和(3-45)共有六个方程和六个未知数,因此,配上相应的边界条件和初始条件就可以确定叶片机内的气体流场。

在研究叶片机内气体流动问题时,用熵和滞止转子焓来代替上述方程组中的压强 p 和密度 ρ 更为方便,故方程(3-43)又可表示成

$$\frac{\partial \mathbf{w}}{\partial t} - \mathbf{w} \times (\nabla \times \mathbf{w}) + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{w} = -\nabla I + T \nabla S + \mathbf{f} \quad (3-46)$$

式中 I ——滞止转子焓 $I = h^* - \frac{1}{2} r^2 \omega^2$ 。

由于上述方程的推导运用了热力学第一定律和第二定律,方程中不仅反映了粘性力 f 对流场的影响,而且还通过熵增项 $T \nabla S$ 显式地反映粘性损失对流场的影响。

以上我们列出了粘性、非定常的基本方程组,气体流经叶片时必须遵循。可以看出,这个方程组是属于非线性的,不仅如此,对于方程中的粘性项目前还不能算准(尤其是流场中存在分离区,存在复杂激波系,存在激波与紊流附面层干扰等情况时,紊流粘性应力项很大而且无法算准)。此外,数目繁多的自变量和因变量意味着必须具有超大型计算机才能求解上述方程组。因此,如何求解这些方程组?如何实现叶片机中的三元流场计算?是一个必须解决的艰巨课题。下面介绍几种三元流场计算方法。

(二) 流线曲率法 (亦称流线迭代法)

流线曲率法是 20 世纪 50 年代末 60 年代初发展起来的一种求解叶片机流场的方法,在美国、英国、苏联等国家都得到了成功的应用,直到 80 年代的今天,流线曲率法仍然是叶片机设计的有效工程计算方法。

流线曲率法最早用于求解子午面流场,而且是在叶片排的间隙中求解运动方程,故称子午面流线曲率管流法(简称流线曲率管流法),以后流线曲率法又发展到求解 S_1 流面的流场——或称叶片到叶片的流场,子午面流线曲率管流法则发展成计算到叶片排里(可以考虑叶片力和叶片厚度影响等因素)的方法,称为流线曲率通流法。本书介绍子午面流线曲率管流法,掌握了这些知识就不难学会通流法和求解 S_1 流面的流线曲率法。

下面,首先讨论分析子午面流线曲率管流法的思路,然后介绍求解流场的主运动方程,最后介绍该方法求解过程大意。

流线曲率管流法是在动叶和静叶排间隙中求解流场的,因此无叶片力,此外还近似假设间隙中气流参数沿周向是均匀的(即所谓轴对称假设),于是方程中所有 $\frac{\partial}{r \partial \theta}$ 项均为零,这样,一个三元流场计算问题就简化为一个二元流场计算问题,不仅如此,由于流线曲率法是从假设全流场流线为已知的情况下求解的,因此,利用流线上各点的方向可代表该点气体微团速度方向的性质(径向速度 c_r 与子午面流速 c_m 之比可由流线倾角 ϕ 确定,即 $c_r/c_m = \sin \phi$),被求函数就可以减少,例如求解 (c_r, c_m) 的流场问题可以简化为求解 c_m 流场问题了。最后,流线假设的引入和迭代技术的采用使得遵循方程可以化成沿轴向逐站推算的形式。这样,一个复杂的三元偏微分方程组流场计算问题就被简化成一个沿径向求解的常微分方程问题了。计算工作量大大减少,对计算机的要求也大大降低。

必须指出,流场中的每一根流线本身都应该是被求解的一部分,因此,真实流场求解出以前是不可能已知流线的,这就决定了本法求解流场的过程是一个逐渐逼近的迭代过程,即从假设的非真实流线开始,求出初步近似的流场,再利用解得的初步近似流场计算

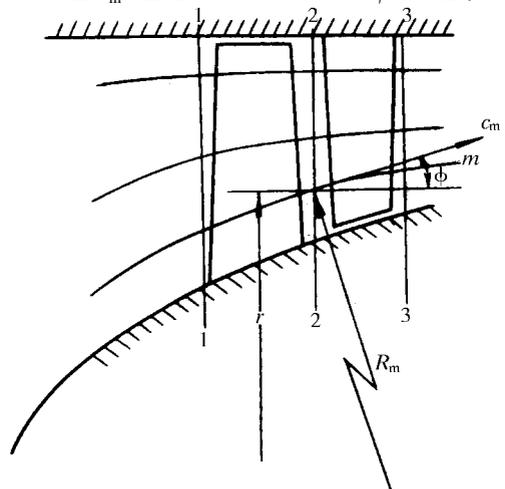


图 3-32 子午面流线和流速

出与其相对应的新流线,再利用新流线求解出更接近真实的流场,然后再求解出新的流线,如此重复地做下去,经过多次迭代便可最终解出真实流线和真实的流场来。

下面拟从物理概念出发,直接写出用于流线曲率法的遵循方程——完全径向平衡方程。

图3-32所示为进口级压气机通道形状示意图。图中画出了一系列流面与子午面的交线,即子午面流线,显然,根据流线性质,外壳壁面与轮毂壁面也应该是流面,因此,它们与子午面的交线也是流线。

由图3-32可以看出,由于子午流线为非等半径直线,因此,当气流微团沿子午流线作曲线运动时的向心加速度为 c_m^2/R_m ,即子午面的流速 c_m^2 被子午流线曲率半径 R_m 相除,对应于这个向心加速度的惯性力项(又称第二离心力)在径向的投影为 $dm \frac{c_m^2}{R_m} \cos\phi$ 。此外,气流微团沿子午流线作切向加速运动时,还有所谓切向惯性力,其在径向方向上的投影数值为 $dm \frac{dc_m}{dt} \sin\phi \left(\frac{dc_m}{dt} = \frac{\partial c_m}{\partial m} \frac{\partial m}{\partial t} = c_m \frac{\partial c_m}{\partial m} \right)$,或 $dm \cdot c_m \frac{\partial c_m}{\partial m} \sin\phi$ 。将这两项惯性力加到简化平衡方程中就得到完全径向平衡方程如下:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{R_m} \cos\phi - \frac{\partial c_m}{\partial m} c_m \sin\phi \quad (3-47)$$

为了将式(3-47)变换成便于工程计算并能显式地表示流阻损失对流场参数影响的形式,利用热力学第一定律和熵的定义,经过变换得到

$$\frac{\partial c_m}{\partial r} = \frac{1}{c_m} \left\{ \left[\frac{\partial h^*}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} \right] - \frac{c_u}{r} \frac{\partial (c_u r)}{\partial r} \right\} - c_m \left[\frac{\cos\phi}{R_m} - \frac{\sin\phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} \right] \quad (3-48)$$

式中 h^* ——滞止焓;

S ——熵。

由方程(3-48)可以看出,等式右边含 $\frac{\partial c_m}{\partial m}$ 项,可以利用上次迭代结果的流场计算出此项数值,也可以利用质量方程、运动方程以及式(3-47)导出 $\frac{\partial c_m}{\partial m}$ 的表达式,然后和式(3-48)联立求解流场。作为参考,下面列出 $\frac{\partial c_m}{\partial m}$ 的表达式:

$$\frac{\sin\phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} = \frac{-1}{(1 - Ma_m^2)} \left\{ \left[1 + Ma_u^2 + \frac{r}{R_m \cos\phi} \right] \frac{\sin^2\phi}{r} + \tan\phi \frac{\partial\phi}{\partial r} \right\} \quad (3-49)$$

方程(3-48)和方程(3-49)为流线曲率管流法求解流场的主运动方程,它的优点是可用于沿轴向逐站推算。

下面介绍流线曲率法求解过程大意。

一般在压气机设计中,给定进口截面总焓 h^* 、总压 p^* 以及各计算截面的环量分布(若为正问题则给定各计算截面的叶片出口构造角),并由给出的经验数据(压气机的效率或损失系数沿叶高的分布)算出熵沿叶高的分布,在已知预猜的流线情况下,则流线的

曲率 R_m 和倾角 ϕ 均为已知,这时使可利用上述方程沿径向求解子午流速 c_m 沿叶高的分布 $c_m(r)$ 。计算从预猜任意一点的 c_m 开始,然后沿径向求解。假定从叶片根部半径处算起,则给定根部处子午流速 c_{mh} ,就可解出对应于此 c_{mh} 数值的沿叶高子午流速分布来,给出 n 个 c_{mh} 数值,则可解出 n 种不同的 c_m 沿叶高分布规律。因此,还必须利用积分形式的质量方程作为检验方程,找出满足给定流量条件的 c_{mh} 和 c_m 沿叶高的分布规律来。

积分形式的流量方程为

$$m = \int_h^t 2\pi r \rho c_m \cos\phi dr$$

式中 \int_h^t ——从根部积分到尖部。

重复上述步骤,逐站求解出 $c_m(r)$ 分布来就得到了全流场的 c_m 分布,利用 c_m 再解出其它气流参数在全流场的分布,由求解出的流场参数就可计算出新的流线,于是又可解出更接近真实的流场,如此循环迭代下去,直到两次相邻迭代解的差别满足工程允许误差为止。

流线曲率法求解完全径向平衡方程,因而能计及通道形式、沿叶高变功和变熵对流场的影响,60年代的超跨声压气机的流场和计算正是以流线曲率法为基础进行的(也充分利用了单级压气机的试验和经验数据,反映了三维影响因素的经验数据),超跨声压气机设计和运行成功表明了流线曲率法在工程计算和设计中的可信性和实用性。

前面已经提及,流线曲率管流法可以推广发展成为流线曲率通流法,这时计算站不仅在动叶和静叶的间隙中作了安排,而且在动叶和静叶排内也安排了足够多的计算站,通过假定子午流面形状和叶片阻塞系数,以及环量和熵沿轴向分布就可把流线迭代法引伸到计算叶片排内的气流参数。 S_1 流面的流线曲率法和子午面流线曲率法类似,就不在此赘述了。

(三) 三元流场计算的其它方法

1. 流函数法

吴仲华教授于50年代初提出了关于两族流面的通用理论。在通用理论中,流体运动方程组在两族流面上得到满足,通过两族流面的流场解的多次相互迭代最终获得三元流场的完全解。由于流体运动基本方程组是沿流面导出的,三维问题被简化为二维问题,而且,主方程中的被求函数只有一个,即流函数,所以计算工作量大大减少,对计算机要求也明显降低,中国科学院工程热物理所发展了全套可用工程计算和设计的流函数法(S_1 流面程序和 S_2 流面通流程序,以及两族流面相互迭代的)计算机程序。有关通用理论和流函数方法可参考专门文献。

2. 三元流场直接求解法

由于电子计算机的飞跃发展,直接求解三元流场的数值方法正在迅速发展。70年代中期,发展了直接求解三维无粘欧拉方程组的方法,由于求解的方程组是非定常的,故称为时间推进法。当时间推进到足够大以后,就可获得和时间无关的定常解。目前已经发展的时间推进法,有积分形式的,也有微分形式的;有显式的,也有隐式的;有在物理平面中直接求解遵循方程组的,也有将遵循方程组变换到具有方形网格的计算平面中进行求解的。后来,还发展了和附面层计算相耦合的(有粘、无粘相互迭代)三维时间推进法,即

物体表面区域求解计入粘性的边界层方程,而对远离物面的流场仍然求解无粘欧拉方程组,和直接求解三维 NS 方程组相比,本方法对计算机的速度、内存要求大大降低。

近年来,直接求解三维粘性基本方程组的方法取得了突破性进展,应用先进的“并行”数值算法,使上千台的高性能 PC 机同时参与计算,解决了三维粘性计算对计算机的容量和速度的苛刻要求。应该指出,当今的三维粘性计算仍然采用了“紊流模型”以减少庞大的计算工作量。

以上所提及的三元流场直接求解法等内容已超出本课程范围,只在这里提一下它们的名称,欲深入了解可参考专门文献。

四、压气机叶片叶身设计大意

通过叶片的扭向计算,确定了沿叶高各半径处的气流速度三角形之后,便可以按照前面章节讲授的方法,在各计算半径处配上相应的叶栅。但是,在沿叶高造型过程应该考虑些什么因素?对于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叶身?下面将就这些问题作简单说明。

(一)压气机叶片叶身设计过程及要求

压气机叶片叶身设计过程,是综合考虑气动性能、叶片强度振动要求、工艺结构合理性的过程。这个过程往往需要经过多次反复协调、计算才能完成。例如,在造型过程中需随时根据所选叶栅叶型参数作堵塞检查和强度振动校核,有时为了解决叶片颤振断裂(或其它故障)问题,还要经过实验修正才能最后完成。

以压气机工作叶片为例,对它的基本设计要求有:

(1)良好的气动性能。各型面组成的叶身应准确地符合气动设计要求,不要因为型面本身的误差和型面间的相互位置的误差而使气流流动损失加大。

(2)结构合理。采用接近于等强度的设计。设计时应当尽可能设法减轻叶片的重量,使叶片上的材料都能充分发挥其作用,采用沿叶高接近于等强度的截面变化规律,合理叠加沿叶高的叶型以及叶片榫头设计结构的合理性等。这些都能有效地减轻叶片重量。计算表明,能使叶片的重量减少 1g,就可以使压气机的重量减轻 4~5g,使发动机重量减轻 1kg,就能使飞机重量减轻 10~15kg。因此,要合理选择叶片尖部叶型的最大相对厚度和相对厚度沿叶高的分布,同样要选择好稠度沿叶高的数值。

(3)足够的强度和抗振性能。压气机叶片除承受巨大的离心负荷外,还要承受巨大的气动负荷。压气机叶片在发动机中还经常受到各种频率的激振外力或自激振动力。在发动机严重故障中,叶片断裂故障占有相当大的比重。

(4)良好的工艺性。一台发动机上的压气机叶片数目多达几百片,而且叶片生产工艺复杂,因此,叶片的劳动生产量占发动机的比重是很大的,据估计约占 30%~40%。从叶片的设计方面,改善叶片的工艺性,对降低成本、缩短生产周期、节约劳动量等方面均有重要意义。

(二)叶身型面积叠的一些原则

当各半径处的叶型断面形状确定之后,就可以算出和确定各叶型截面的面积、重心位置、截面主惯性轴、断面系数等数值。这些数值在进行强度校核和沿叶高积叠叶型是要用到的。

下面以工作叶片为例,说明叶型断面沿叶高积叠的一些原则,它概括起来有:

(1)从强度观点看,叶根的叶型断面应当不超出榫头横断面之外,见图 3-33,否则将使超出榫头部分的叶片断面处产生过大的应力。同时,还必须使榫头轴线经过叶根断面的重心,以避免叶身对榫头产生附加弯曲力矩。

(2)其它叶型断面的安放,相对叶根断面而言,可以有两种积叠方法。一种是各个叶型断面的重心都积叠在一条通过旋转中心的半径方向的轴线上(图 3-34(a))。另一种

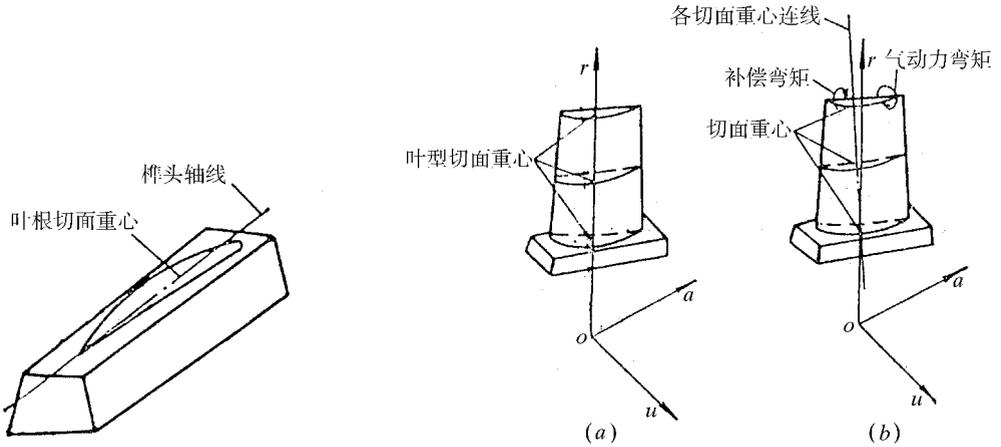


图 3-33 叶根叶型断面与榫头断面的相对位置

图 3-34 叶身叶型断面积叠法

是使各叶型断面按一定规律偏移(图 3-34(b)),使重心偏移产生的离心弯矩(简称补偿弯矩)和气动产生的弯矩相抵消,以减少叶片应力。以上两种方法均有应用。

(3)各叶型断面积叠后所形成的叶身应该具有良好的工艺性。

(4)各叶型断面之间应均匀过渡,不允许有明显的波纹度。叶身的进排气边,应保证沿叶高平滑转接。

以上简单介绍了压气机叶片叶身设计的大意,从设计过程和要求看是相当复杂,现代计算机的飞跃发展为叶片综合设计提供了有力手段,计算机辅助设计(简称 CAD)和优化技术使人们有可能在叶片设计中更全面、更综合,并从优化角度获得最佳设计,而计算机辅助制图(简称 CAGD)则使 CAD 过程的进行更具体、更直接并使计算机辅助设计和计算机辅助制造(简称 CAM)结成一体,使设计和制造融合成为一个整体。

(三)叶身型面积叠的新发展

20 世纪 80 年代以前,叶身型面积叠准则是从结构强度或工艺观点制定的。

有的转子叶片的各叶型断面重心积叠在一条直线上;有的静子叶片则设计成前缘或后缘在一条直线上。

近十多年的气动试验研究表明,采用全三维气动设计成的叶片不仅能大大减少气动损失并能大大提高风扇或压气机的气动稳定性(以及抗畸变能力),这种从全三维气动观点设计的叶片具有“掠”(前掠或后掠)、“倾”(或复合倾斜、或“拱形”)特征,其各叶型断面的重心积叠线为三维空间曲线。

五、压气机级的流动损失和叶片端壁区的流动分析

实验表明,压气机的级效率远较由平面叶栅数据算得的基元级效率为低,这是因为压

气机级的流动损失除含二维叶栅损失以外,还有由于环壁附面层存在引起的损失;由于间隙存在引起的损失;由于叶片附面层内径向潜移引起的损失等等。

(一)二次流动物理图画与损失

下面结合端壁区内的流动和叶片附面层内的潜流分析,讨论除二元损失以外的种种压气机级的流动损失。

1. 环壁附面层及其与叶型附面层的相互作用引起的损失

内外壁环面附面层内的摩擦本身就导致摩擦流阻损失,不仅如此,由于环壁附面层的阻滞作用,端壁区的叶型附面层将变得更厚,甚至提前或加剧分离。反过来,叶型附面层的阻滞作用又使环壁附面层内气体流动困难,附面层因而变厚。这种两种附面层之间的不良相互作用是导致端壁区叶栅效率急剧下降的重要原因之一。叶栅负荷愈重,叶栅效率下降愈甚。图 3-35 为环壁附面层简图。

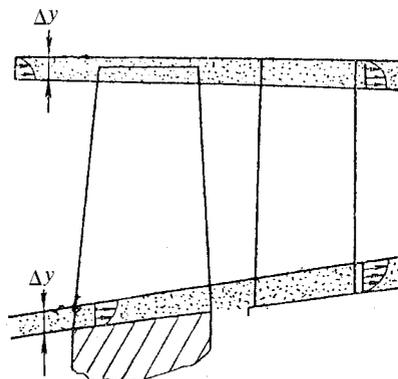


图 3-35 机匣和叶轮上的环壁附面层

2. 径向间隙引起的损失和最佳径向间隙

图 3-36 所示为径向间隙中的倒流和潜流示意图。经过增压的气流会经过径向间隙轴向倒流至前方,而叶盆的高静压气流也会经过径向间隙潜流至叶背。倒流和潜流都会使叶尖基元叶片的增压和加功能力下降和效率下降。70 年代以前,为了减少径向间隙,在机匣内壁上加石墨、滑石粉等材料的涂层。70 年代以后,出现了所谓“主动控制间隙”技术,这是一种在机匣上有环腔并在腔中通以可控制温度的气体,以保证机匣和动叶尖部在不同的飞行条件和发动机的不同运行工况下,均有“最佳”径向间隙。

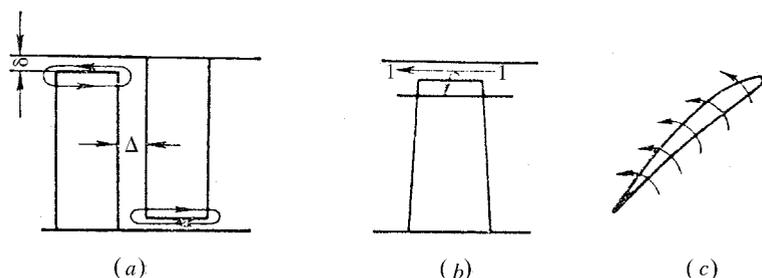


图 3-36 径向间隙中的倒流和潜流

(a) 径向间隙 δ 轴向间隙 Δ ; (b) 倒流与潜流; (c) 1-1 截面处的潜流现象。

应该指出,近年来的实验研究表明,动叶尖部的径向间隙(或悬臂式静叶结构的根部径向间隙)并不是愈小愈好,而是存在一个“最佳”间隙数值,这是因为径向间隙的存在除有不好的作用外,还有好的作用,一是减轻端壁区叶片的负荷作用,叶盆流向叶背的气流具有较大的动能和势能,使叶背气流推迟分离或分离区减小,损失下降,另一作用是间隙涡和叶尖区通道涡方向相反,有抑制作用,有关这方面的理论和实验研究尚在发展。下面介绍间隙涡和通道涡。

3. 间隙涡和通道涡引起的损失

图 3 - 37 所示为气流流过间隙产生的间隙涡和工作轮叶栅中的通道涡示意图。图 3 - 38 所示为静子叶栅通道中产生的通道涡。

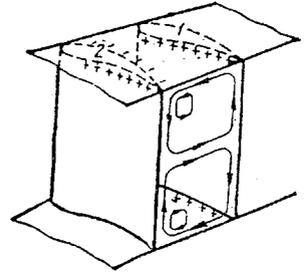
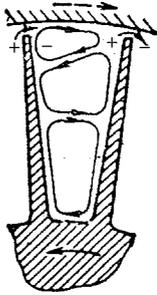


图 3 - 37 间隙涡和工作轮叶栅中的通道涡示意图

图 3 - 38 静子叶栅中的通道涡

在动叶尖部区,由于间隙存在,气流由叶盆经过间隙流向叶背并卷起旋涡。工作轮叶栅根部,叶盆区高静压气流经过轮毂环壁的附面层流向叶背并卷起通道涡,通道涡总是成对出现,又称对涡(或双涡旋)。静子叶栅中的通道涡也是由于叶盆高静压气流通过环壁附面层流向叶背而卷起的旋涡。旋涡本身由气流的机械能转换而成,因而导致流阻损失,旋涡还影响气流出气角,无径向间隙端壁结构中,通道涡使环壁附近处流动转角增大,离端壁一定距离处转角减小。有间隙的端壁结构中,间隙涡使近端壁处气流转角减小。

4. 叶片附面层潜移所引起的损失

图 3 - 39 所示为动叶叶片型面附面层内的潜流产生机理的分析和潜流示意图。

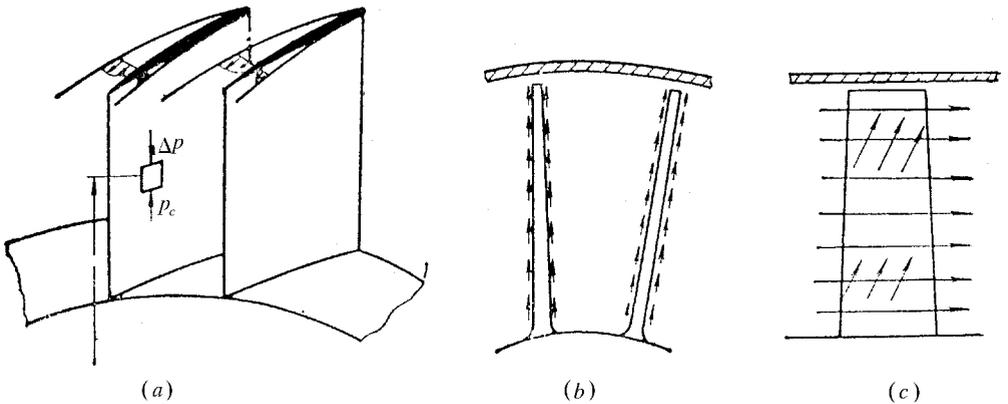


图 3 - 39 动叶附面层内的潜流

由扭向章节的分析可知,沿叶高由内径到外径的静压是逐渐增大的,这个压差力将与气流微团以 c_u 分速沿曲面流动产生的离心力相平衡,如图 3 - 39 (a) 所示。但是,在叶片型面的附面层内,可以认为气体微团是和叶片“粘”在一起旋转的。因此,这些气体微团的周向分速就不再是 c_u 而是接近于圆周速度 u 了。一般说来, u 远大于 c_u 。因此,附面层内气体微团的离心力就远远大于主流区的气流微团的离心惯性力,于是,和 c_u 所产生离

心力相平衡的静压差就抵抗不住由速度 u 所产生的离心力, 附面层内的气体微团就会沿着叶片型面由叶根流向叶尖, 如图 3-39 (b) 和 (c) 所示。

在静叶中, 叶片上的附面层内气流潜移的方向与动叶相反。因为在静叶型面的附面层内, 空气微团的绝对速度接近于零, 所以周向分速产生的离心力也接近于零, 也就是离心力不能平衡压差力。在压差力的作用下, 就形成了静叶型面上的附面层由外径向内径的气流潜移。

由于动叶和静叶上面附面层的潜移, 使叶片型面上的附面层朝着动叶外径和静叶内径堆积, 造成这些地方附面层加厚甚至引起分离, 流动损失增加。

由于环壁附面层中的窜流, 径向间隙中的倒流、潜流、叶身型面上附面层的潜移, 以及间隙涡和通道涡等等流动现象中的气流方向与主流方向不一致, 所以常统称为二次流动, 由于二次流动造成的损失称为二次损失。显然, 二次损失在沿叶高的不同基元截面上的数值差别很大, 下面介绍这方面的经验曲线。

(二) 沿叶高位置不同处基元叶片总压损失参数同 D 因子的关系

图 3-40 所示为动叶总压损失参数经验曲线。

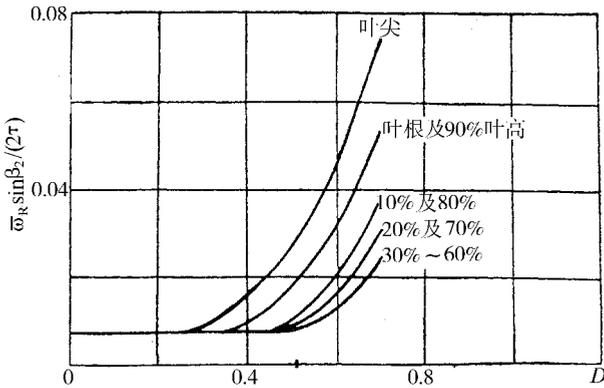


图 3-40 动叶总压损失参数经验曲线

图中横坐标为扩散因子, 纵坐标为动叶总压损失参数表达式 $\frac{\bar{\omega}_R \cdot \sin \beta_2}{2\tau}$, 式中 $\bar{\omega}_R$ 为

$$\bar{\omega}_R = \frac{P_{w_{2ad}}^* - P_{w_2}^*}{P_{w_1}^* - P_1} \quad (3-50)$$

$$\frac{P_{w_{2ad}}^*}{P_{w_1}^*} = \left(\frac{T_{w_2}^*}{T_{w_1}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left\{ 1 + \frac{k-1}{2} \cdot \frac{u_2^2}{kRT_{w_1}^*} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (3-51)$$

式中 $P_{w_{2ad}}^*$ ——是无流动损失时动叶出口处的相对滞止总压, 在 $r_2 \neq r_1$ 条件下, 它不等于 $P_{w_1}^*$, 而和 $T_{w_2}^*$ 对应。

由图 3-41 可以看出, 叶片端头区域损失很大, 尤其是动叶尖部, 此外, 叶根的损失也很可观, 所以减少端壁损失是今后非常重要的研究课题。最后, 为了获得准确的流场计算, 正确运用上述经验曲线非常重要。

图 3-41 所示为静叶总压损失参数曲线。图中纵坐标为静叶总压损失参数表达式

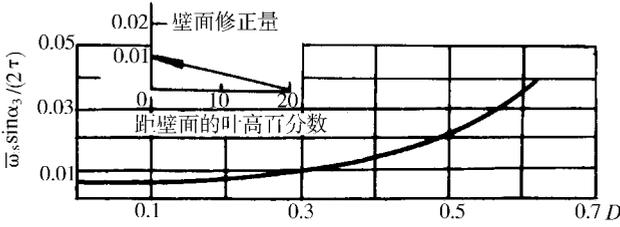


图 3 - 41 静叶总压损失参数经验曲线

$\frac{\bar{\omega}_s \cdot \sin \alpha_3}{2\tau}$ 式中 $\bar{\omega}_s$ 为

$$\bar{\omega}_s = \frac{P_2^* - P_3^*}{P_2^* - P_2} \quad (3 - 52)$$

应该指出, 当 $r_1 \neq r_2$ 时, 动叶的扩散因子 D 应该按下式计算:

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}}{(r_1 + r_2) W_1 \tau} \quad (3 - 53)$$

当 $r_2 \neq r_3$ 时, 静叶的扩散因子 D 按下式计算:

$$D = 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{r_2 c_{2u} - r_3 c_{3u}}{(r_2 + r_3) c_2 \tau} \quad (3 - 54)$$

六、压气机中的径向掺混

实验表明, 气体流经压气机动叶和静叶时都会产生径向掺混, 它是近年来国内外研究的重要课题之一。

压气机中的径向掺混, 使气流沿叶高的总温和总压都有被“均匀化”的趋势。图 3 - 42 所示为掺混对总温分布之影响图。

有关压气机中的径向掺混机理曾在国外引起较大争论, 有的学者 (美国 GE 公司) 强调“二次流迁移 (或对流)”是导致径向掺混的主要原因; 有的学者 (英国剑桥大学教授等) 认为“紊流扩散”是径向掺混的主要原因, 近几年来, 美国 GE 公司的叶轮机专家表示, “二次流”和“紊流扩散”均是导致径向掺混的原因, 在有的情况和条件下, 可能“二次流迁移”是径向掺混的主要原因, 而在另一情况和条件下, 则“紊流扩散”可能是导致径向掺混的主要原因。有关这方面的实验研究和数值模拟都正在更深入的进行中, 可参考专门文献。

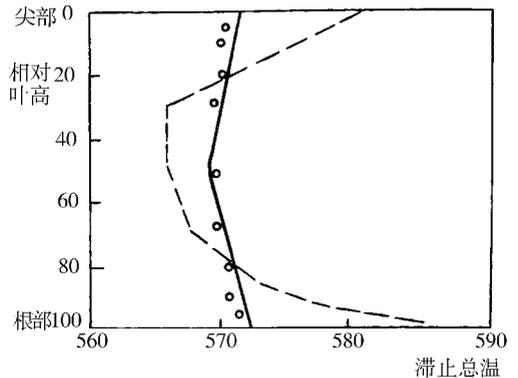


图 3 - 42 径向掺混对总温分布之影响

○实验; — 计入掺混的数值结果;
- - - 未计入掺混的数值结果。

第七节 轴流式压气机超声速级和跨声速级的特点

一、概述

压气机的超声级,是指从叶根到叶尖处的动叶相对进口马赫数 Ma_{w_1} 全部大于 1.0 的级。倘若动叶进口处的 Ma_{w_1} 在叶根处小于 1.0,则称这样的级为跨声级。在超声级和跨声级中,对于 $Ma_{w_1} > 1.0$ 的级称为超声基元级,相应的动叶平面叶栅称为超声平面叶栅。

高性能压气机的发展要求大大减少压气机的级数(即大大增加压气机的平均级负荷)和减少压气机的迎风面积尺寸,前者要求有效增加动叶圆周速度 u 和切向扭速 Δw_u ,后者要求增加气流轴向速度 c_{1a} ,高圆周速度 u 和高 c_{1a} 意味着压气机进口相对马赫数 Ma_{w_1} 急剧上升 ($Ma_{w_1} > 1.0$),而高切向扭速 Δw_u 只可能利用激波减速才能获得(参阅亚声基元级和超声基元级的流动)。因此,要想发展高性能压气机,必须发展超跨声级压气机,这是 30 多年来航空发动机发展实践作出的结论。50 年代以前,典型的亚声压气机平均级压比为 $\pi_{\text{级}}^* = 1.16 \sim 1.22$,60 年代的超跨声压气机平均级压比为 $\pi_{\text{级}}^* = 1.55 \sim 1.75$;80 年代的,超声压气机的单级压比可达 2.0 ~ 2.2 以上。现今压气机的单级压比可以达到 3.0 以上。

应该说从本世纪 30 年代就开始研究超跨声压气机了。但是,早期实验所达到的超声压气机级效率远低于亚声级(所以无法实际用于发动机上),这是因为没有采用适合于超跨声速进口来流的高速叶型。从 50 年代初期开始,大量超、跨声压气机实验研究在很多国家开展起来了。他们成功地研究和解决了高速叶型设计并进行了大量的超跨声单转子和单级压气机试验,从中总结出系统的可供超跨声压气机设计参考的经验数据,因而,一批高性能的超、跨声压气机问世了并在先进的航空燃气涡轮发动机中得到广泛的应用。

这里需要强调指出,和发展亚声级压气机所走的道路(即以平面叶栅实验为基础)不同,超跨声压气机的设计经验数据和实践依据,不是从超、跨声平面叶栅试验得到的,而是全部从单转子和单级压气机的实验获得的。

这一发展道路的花费和代价必然是巨大的,然而这或许是唯一必走的成功之路。这一方面是由于超、跨声平面叶栅实验技术难度大(在当时历史条件下还不可能提供超、跨声平面叶栅的可用数据),另一方面还在于超、跨声压气机中的三维(或三元性)流动特征突出,无论是损失特征或者叶栅的落后角的三维修正等等,都必须从三维实验中直接获得。作为发展超、跨声压气机的特点,上述几条是我们应该认识到的。

二、超声速平面叶栅的物理图画

(一)设计状态下超声平面叶栅流动物理图画简化模型图

图 3-43 所示为来流 Ma 数和栅后反压 p_2 一定的双圆弧叶型的超声叶栅流动简图。

由图 3-43 可见,每个叶片的前缘处有一道脱体曲线激波,这道激波的下半截伸向相邻叶片的叶背,并大体上接近于正激波的形状。对于脱体激波的下半段,就称为槽道激波。槽道激波基本上相当于一道正激波,所以波后气流为亚声流。脱体曲线激波的上半段,则一直伸向平面叶栅的左上方,称之为外伸激波。

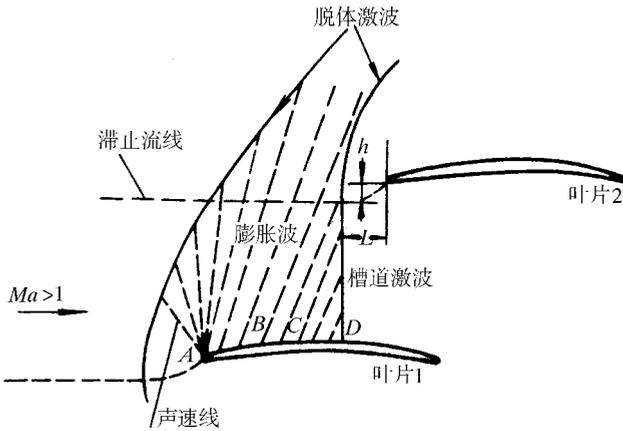


图 3 - 43 超声平面叶栅流动物理图画简化图

在叶片 1 的前缘处有一个小前缘圆角,脱体激波后的亚声流在流过前缘圆角时分成两支,分别流向叶背和叶盆,于是就形成前驻点 A。沿叶背流动的气流,在流过前缘和叶背曲面时重新加速为超声流,并发出一系列膨胀波,如图 3 - 42 上由 ABCD 所发出的虚线所示。气流膨胀加速的程度,取决于 ABCD 所折转的角度度数。由图可见,在这些膨胀波中,由型面 AB 所发出的膨胀波和由同一叶片发出的外伸激波相交,并使外伸激波削弱和向后弯曲;由 BC 发出的膨胀波和叶片 2 所发出的外伸激波相交并使其削弱。由 C 点发出的膨胀波打在叶片 2 的脱体激波与滞止流线的交点上,称这一道膨胀波为第一道吞入膨胀波;由 CD 发出的膨胀波和叶片 2 所发出的槽道激波相交,并使槽道激波的强度有所变化。在 D 点处槽道激波波前的当地马赫数最高,因而激波最强。

由于受到来自本叶片和下面一片叶背上所发出的膨胀波的削弱,所以外伸激波愈向叶栅左上方伸展时,激波的强度愈小,并且逐渐向后弯曲。伸到无限远处就削弱为一道微弱扰动波了,这时激波强度为零,它表明膨胀波和外伸激波在无限远处完全抵消。根据实验和理论研究计算,外伸激波衰减得很快。因此,尽管平面叶栅前应有无限多条不同叶片所发出的外伸激波和上面一片叶片发出的弓形曲线激波,但由于它们的强度因受到无限多的膨胀波削弱并逐渐向后弯曲,所以大体上接近一道斜激波。而槽道激波则大体接近于正激波。因此,在分析和控制叶栅损失时,应更加注意槽道激波。槽道激波导致的损失不仅在于激波本身引起的总压下降,还在于槽道激波一直伸到下面叶片的叶背上,引起激波附面层干扰,所造成的损失往往比激波本身引起的损失要大。为了减少超声叶栅的损失,就要设法降低槽道激波的强度,即降低槽道激波前的马赫数。在叶背型面 D 点处波前马赫数最高,而且附面层干扰也就发生在此型面附近,所以,降低 D 点处的马赫数会有效降低损失。由图可见,减少 D 点以前的型面转折角度数可以降低 D 点处的 Ma 数。这就是为什么来流 Ma 数高的超声叶栅,其叶型的进口叶背区设计成小转折角、零转折角甚至负转折角的型面(又称为预压缩叶型,适用于 $Ma > 1.6 \sim 1.8$ 情况)。

图 3 - 43 所示超声平面叶栅气体流动物理图画是在来流马赫数和栅后反压固定情况下获得的,下面简单介绍栅后反压 p_2 和栅前来流马赫数对超声叶栅波系结构的影响。

(二) 栅后静压(或栅后反压 p_2) 对于栅前流场的影响

当栅后反压降低时,槽道激波后反压也降低,由气体动力学,槽道激波强度也将减弱,

而变为斜激波。这时, 超声叶栅的静增压比 p_2/p_1 下降。图 3-44 示出了槽道正激波变成斜激波的情况 (来流马赫数 Ma_1 等于设计值 Ma_{1D})。

当栅后反压连续增加到某一数值 (接近设计状况的栅后反压), 槽道激波就会变成正激波, 这时正激波基本附体, 如图 3-43 所示。

若栅后反压继续上升到超过某一数值 (超过设计状况的栅后反压), 这时, 基本附体的正激波将被推向前方而成为脱体正激波, 栅后反压提高愈甚, 则脱体激波离栅前愈远, 如图 3-45 所示 ($Ma_1 = Ma_{1D}$)。

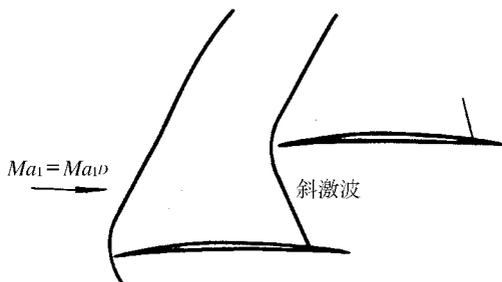


图 3-44 栅后反压降低对波系的影响

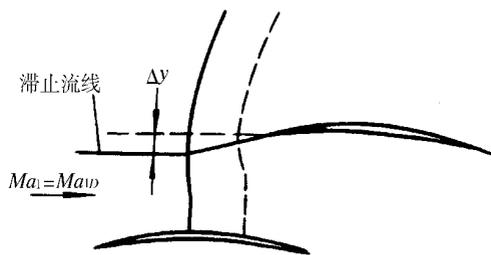


图 3-45 栅后反压增长过高对波系的影响

(三) 栅前马赫数 Ma_1 改变对流动图画的影响

栅前马赫数 Ma_1 的变化对超声叶栅的波系有直接的影响。栅前马赫数 Ma_1 为高亚声时, 超声叶栅中仅出现局部超声区, 局部超声区的结尾, 近似为一道正激波。随着 Ma_1 的增加, 局部超声区扩大, 结尾正激波加强。对于超声叶栅而言 (即叶型的最大厚度相对位置 \bar{a} 和最大挠度位置 \bar{e} 都很高, 叶栅中无气动喉道) Ma_1 可以继续增加。

当 $Ma_1 > 1.0$ 时 (但 Ma_1 仍小于设计值 Ma_{1D}), 叶背上的超声区和激波区伸展到无限远方, 于是在栅前建立起超声流场, 如图 3-45 所示。

当 Ma_1 继续提高, 且栅后栅前静压比 p_2/p_1 保持不变 (假定为设计状况的栅后栅前静压比), 则每个叶片前方的脱体激波和叶片前缘之间的距离减少, 直到槽道激波大体贴于叶片前缘 (这时 Ma_1 近似等于设计值), 如图 3-43 所示。

随着 Ma_1 的继续升高, 外伸激波和槽道激波同时变斜, 图 3-47 所示为我们所不希望的情况, 槽道内部和叶栅下游都是超声流, 超声叶栅没有实现有效增压, 这表明原来的栅后反压 p_2 对于现在的 Ma_1 是太低了。所以, 对于高来流马赫数的条件应该设计高增压超声叶栅。

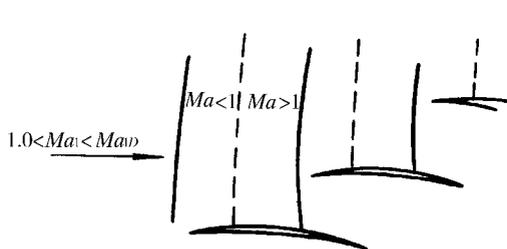


图 3-46 栅前 Ma_1 略大于 1.0 的波系

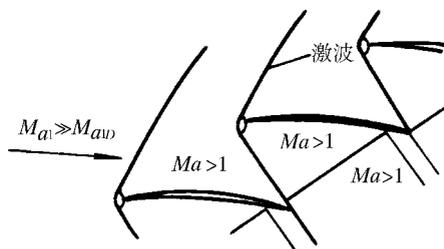


图 3-47 栅前 Ma_1 过大的波系

如果 Ma_1 继续增大,直到其轴向分速 Ma_{1a} 超过声速,这时前缘激波不再外伸到额线前方,所有外伸波系均在叶栅内,这时栅前流场和叶栅互无影响,也不再存在所谓“唯一攻角”问题了。图 3-48 所示为 Ma_{1a} 大于 1.0 的超声叶栅波系。这种流动情况在目前工程实践中尚未遇到。

以上我们简单地讨论了超声叶栅的物理图画,分析了栅前马赫数 Ma_1 和栅后反压 p_2 对叶栅波系的影响。我们是以双圆弧叶型构成的超声叶栅为研究对象的,它只适用于来流马赫数 Ma 在 0.8 ~ 1.20 范围中的情况。当 $Ma_1 > 1.20$ 时,应选用其它高速叶型,这时超声叶栅的物理图画(包括栅前 Ma_1 和栅后 p_2 对波系的影响图画)会有所变化,但是以上分析方法和定性结论都可引为参考。下面简单介绍几种超声叶型。

三、几种超声叶型

通过对双圆弧叶型叶栅流场的分析可知,双圆弧叶型所以不大适于更高的来流 Ma 数,是因为叶背前部的凸曲线使气流膨胀加速,造成槽道激波过强和损失过大。因此,为了发展适用于更高的来流马赫数的叶型,就要多从叶背前部型线几何方面考虑改进。此外,如果采用多道斜激波来代替一道正激波,则可起到同样增压效果而又能减少损失。所以,适用于更高来流 Ma 数的叶型的研究主要是从这些方面入手的。

(一)多圆弧叶型

和双圆弧叶型相比,多圆弧型可以控制叶型前段和后段的转角分配来减少叶片前半部叶背的转折角或曲率,从而减少叶型表面上的最大当地马赫数以及总压损失。曾在转子上进行过的对比实验表明,多圆弧的单转子比双圆弧的单转子效率高出 2.2%,并且增加了增压比和不稳定工作裕度。多圆弧叶型可以使用到来流马赫数为 1.60 左右。

(二)直线进口区叶型

这种叶型的叶背前段为直线,可以把这种叶型看成是多圆弧叶型的一种特殊情况。但是,从发展时间上看,这种叶型比多圆弧叶型出现更早。在 50 年代末的超、跨声压气机动叶叶尖就使用了这类叶型。此外,在有的大型涡轮风扇发动机风扇叶尖也采用了直线进口区叶型。图 3-49 所示为一种直线进口区叶型,称为 CW-1 叶型。

(三)预压缩叶型

为了适用于更高的来流 Ma 数 ($Ma_1 \geq 1.60$),发展和研究了预压缩叶型。其特点是叶背前段型线是根据超声速流场控制而设计的,不用专门的几何曲线。图 3-50 所示为此种叶栅进口处的流动简图。

应该指出,上面仅从物理概念的角度,简略地介绍了几种超声叶型几何特征和设计要

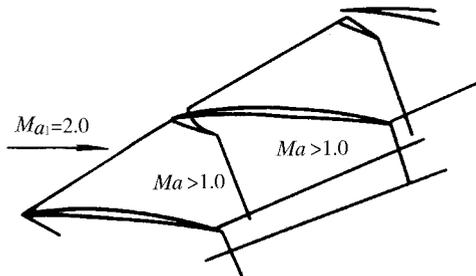


图 3-48 $Ma_{1a} > 1.0$ 的超声叶栅波系

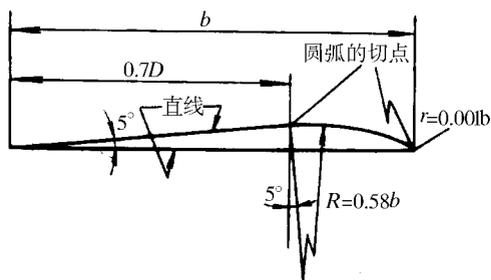


图 3-49 CW-1 叶型

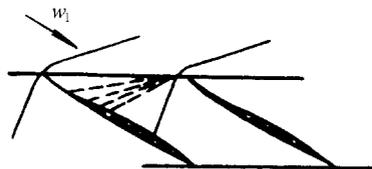


图 3-50 预压缩超声叶栅流动简图

点,这是一项非常重要而细致的工作,从事这方面工作的人要付出大量的劳动,并要以实验研究为重要基础。

四、超声和跨声压气机级的特点

以上,我们对超声速平面叶栅中的气体流动作了分析和研究,它是发展超、跨声压气机的重要基础之一,然而,仅仅从事这方面的研究工作是完全不够的,还必须研究超、跨声压气机“级”的工作特点,前面已经提到过,超、跨声压气机的成功发展是以大量的超、跨声压气机单级(或单转子)实验为后盾的,没有这些单转子和单级压气机的实验数据是不可能研制出性能良好的超、跨声压气机来的,所以,超、跨声压气机级的最大工作特点是“强烈的三元效应”。

(一)压气机通道壁的三元效应

特别是超、跨声压气机的进口级,压气机通道形状变化急剧,因而在流场计算中必须采用完全径向平衡方程或其它三元流场计算方法。此外,在通道设计中,在动叶的进口区,机匣外壁和轮毂处常采用负曲率通道,以局部减少来流轴向马赫数,在轮毂处可以改善动叶根部堵塞问题,在动叶尖部可以减弱激波强度,而在动叶的出口区,外机匣常采用收缩通道和正曲率形状,以达到局部地使 w_2 加速,以达到降低动叶叶尖处扩散因子的目的。同样,在静叶根部进口区也可采用通道曲率控制。

(二)叶片端壁区域的三元效应

超、跨声压气机叶片的端壁区域中的三元效应远比亚声压气机为强烈,这是因为在动叶叶尖部,存在强度很大的槽道激波,它和叶型附面层的相互干扰使附面层加厚、分离,加厚或分离的叶型附面层又和环壁附面层相互干扰使动叶尖部损失进一步加剧,在动叶根部,则由于巨大的叶型转折角和大的通道子午锥角。因此,在考虑超、跨声压气机级的各基元级共同工作条件时,必须对气流的攻角和落后角进行很大的修正。例如,某高性能超、跨声压气机动叶根部的落后角高达 17° ,大大超过了由二元经验公式算得的结果。此外,损失沿叶高分布也相差极大。所以,从事叶片设计工作的人员必须注意积累有关攻角和落后角三元修正的经验数据和曲线,搜集具有不同设计特征的超、跨声压气机级的损失沿叶高分布曲线。而所有这些经验曲线、修正数据必须而且只可能从超、跨声压气机的单级和单转子试验中获得。

(三)超、跨声压气机对进口流场的敏感性

超、跨声压气机对进口流场非常敏感,尤其是对于高迎风面流量的超、跨声压气机

(即高轴向马赫数, $Ma_{1a} > 0.6 \sim 0.65$)而言,更要注意这一问题。一台超、跨声压气机的试验表明,由于更改试验压气机帽罩,因而使动叶根部进口区偏离设计状况,导致在根部区附近沿叶高 $1/4$ 高度的基元级效率下降,最后导致压气机级效率下降 3% 。另一台超、跨声压气机,因排除振动故障而加“减震凸台”使该压气机级效率下降 2.5% (低轴向马赫数压气机加减震凸台导致压气机效率下降值小于 $0.5\% \sim 1.0\%$)。超、跨声压气机级的敏感性要求沿叶高各基元级间的良好协调配合,某一半径处的基元级偏离设计点太远都会影响其它半径处的基元级正常工作。也正因为这一原因,要特别注意飞机进气道流场畸变对超、跨声压气机性能的影响。

(四)超、跨声压气机特性陡峭

超、跨声压气机各基元级的叶栅中的通道马赫数都很高,其无因次密流 $q(\lambda)$ 都接近 1.0 ,因此,超、跨声压气机级的特征之一是容易堵塞。当压气机达到堵塞状态以后(切线速度保持不变前提下),压气机进口气流参数不可能再变化,这时,压气机在“唯一攻角”下工作。由于超、跨声压气机通道马赫数都很高,所以,流量的少量增加都会导致压气机达到堵塞状态,这就是超、跨声压气机特性线陡峭的原因。

综上所述,超、跨声压气机级是有其本身特点的,研制成高性能的超、跨声压气机级是一项艰巨任务,然而,正如以上所分析那样,它是有规律可循的,关键是注意积累经验和实验数据。

第八节 多级轴流式压气机

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任何一个级而言,其基元级和级的气动设计原理和单级的完全相同,这就是多级压气机和单级压气机的共同点。但是,许多个单级按照一定次序组成多级压气机以后,由于各个级在流程中的位置不同,它们的几何尺寸特征和进口参数是各不相同的,因而形成了多级轴流压气机中各个级的特殊性。由于有这个特殊性,各级的参数(包括加功量的分配、轴向速度的选定等)都有不同,本节从多级轴流压气机设计及其工作特点两个方面加以介绍和讨论。

一、多级轴流压气机设计概要

(一)多级轴流压气机气动设计的主要要求和设计思想

尺寸小、重量轻、性能好、安全可靠是对航空发动机压气机的基本要求,在压气机的气动设计中上述要求可归纳为:在保证压气机安全可靠工作的前提下(应有足够的失速裕度等),使压气机具有高的级加功量(因而压气机级数少、重量轻、轴向尺寸小),高的流通能力(压气机径向尺寸小)和高效率。然而,在实现上述要求的过程中是存在着矛盾的,例如,高的级加功量和高的流通能力会导致损失增加,因而效率下降;又如,级负荷高的压气机特性往往比较陡峭或失速裕度偏小。解决上述矛盾的办法只有两条:其一是研制出新的高性能压气机(高增压比、高效率、高失速裕度),争取在设计中有所突破。近十年来,这方面取得了较大的进展,即在压气机效率基本不降低的情况下,多级轴流压气机的平均级增压比已由过去的 $1.16 \sim 1.22$ 提高到 $1.60 \sim 1.80$;其二是必须根据具体设计任务、设计思想、正确分析和处理上述矛盾,找出设计中的主要矛盾,满足设计的主要要求,而对于一些较次要的要求,作出必要的、可以接受的牺牲。例如,用于歼击机的压气机设计中可

侧重于减轻压气机的重量和径向尺寸,而在压气机效率方面可作出一些让步,而对于远程运输机或轰炸机的发动机,则要求首先保证压气机具有较高的效率,而在径向尺寸和重量方面可作适当让步。

(二)多级轴流压气机中各个级的特点

多级轴流压气机中各个级的工作条件、设计矛盾都不相同,有的国家将多级轴流压气机划分为进口级、中间级、出口级(或后面级)而分别进行专门研究。下面拟对第一级压气机、后面级压气机和中间级压气机进行简短的讨论。

1. 第一级压气机

多级轴流压气机进口级的设计参数选择对整台压气机的设计性能产生直接的、决定性的影响。第一级压气机设计的难点、矛盾可以归纳如下:

(1)流入第一级压气机的气体未经增压,密度小,在流过同样的空气量前提下,第一级需要流通面积最大,因此,压气机的径向尺寸常常取决于第一级压气机的设计参数选择,即进口轴向马赫数 $Ma_{c_{1a}}$ 和进口轮毂比 \bar{d}_1 的选择。高性能的压气机设计选用较高的轴向马赫数和较小的进口轮毂比数值,前者容易导致气流堵塞(动叶根部区域),因而流动损失增加,效率下降,后者则使第一级动叶根部作功能力降低。

(2)流入第一级压气机的气体未经增压,温度低,声速小,因而气流马赫数容易达到临界值,超、跨声压气机的研制成功在很大程度上解决了马赫数过高带来的设计困难,但在动叶根部区域以及静叶根部区域仍然存在因马赫数过高引起该区域叶栅效率下降的问题。

(3)如下一章将要讨论的那样,发动机在偏离设计状态下工作时,第一级压气机的进口流动情况(气流方向和大小)偏离设计点最远,实践表明,发动机在低换算转速工作时,多级轴流压气机的旋转失速和喘振等不稳定工况首先在一级发生。此外,直接受进口流场畸变危害的也是一级压气机,因而要求一级压气机特性具有较宽的喘振边界,允许在较宽的攻角变化范围内安全可靠工作。采用稠度贮备(加大稠度,取用稠度大于所需稠度)可以推迟气流发生分离的攻角。实践表明,超、跨声一级压气机(或风扇)采用大弦长(小展弦比设计)叶片能有效地改善喘振边界(包括颤振边界)。为保证一级压气机的非设计工况性能,有的采用处理机匣,有的采用可变几何进口导叶。

(4)一级压气机(或风扇)动叶最长,强度和振动问题多,很多动叶叶片带减震凸台,这会导致一级压气机(风扇)效率下降和流量下降(和无凸台相比),近年来英国罗·罗公司从结构和工艺上解决了长而宽的风扇叶片的结构和抗震性能问题,采用无减震凸台宽弦长风扇叶片不仅失速裕度和效率大大改进,而且流量明显增加。

2. 多级轴流压气机的后面级

多级轴流压气机的后面级的工作条件和特点跟一级压气机完全不一样,其区别为:

(1)气体流经压气机各级以后,总压总温大大提高,后面级压气机一般不存在马赫数超限和叶栅堵塞问题。但是,压气机后面级的叶片很短(后面级压气机轮毂比可高达 0.85~0.90)因此二次流和环壁附面层引起的损失非常严重,如前面章节所讨论的那样,采用涂层和主动控制间隙法可以减少二次损失。

(2)如第四章将指出的,当发动机在高换算转速下工作时,多级轴流压气机的后面级偏离设计工作点很远且为大的正攻角,因而喘振首先发生在后面级压气机。为此,在后面级压气机设计中也采用稠度贮备和加宽弦长的办法,以增加失速裕度。后面级加功量应

该比中间级少,一是因为后面级效率低,二是负荷减轻对失速裕度有好处。

(3)由于通道环壁附面层是逐级加厚的,它所引起的轴向速度变形问题愈往后愈严重,因此,在进行后面级压气机设计时,必须更认真更细致地考虑环壁附面层修正,否则会导致后面级压气机“设计点”性能降低。

(4)最后一级压气机和燃烧室相连,故最后一级压气机轴向速度较低,在一定加功量前提下,后面级压气机的反力度容易偏大。

3. 多级压气机的中间级

多级轴流压气机有良好的工作条件。由于中间级压气机的总温已经增高,一般不容易出现马赫数超限问题。此外,中间级压气机的轮毂比也适中,压气机效率较高,所以,在多级轴流压气机设计中,一般在中间级压气机中分配的加功量最大(除进口超、跨声级以外)。

还应该指出,在发动机的非设计状态下工作时,中间级压气机的速度三角形变化较小(见第四章),不易失速,效率高。

80年代中期,美国进行的“中间级压气机”研究计划在于找出最佳稠度和最佳展弦比,以保证压气机中间级能在高负荷情况下有足够的失速裕度和满意的压气机效率。

(三)多级轴流压气机设计中的几个问题

多级轴流压气机设计中的问题较多,这里仅就常遇到的问题作简单介绍。

1. 多级轴流压气机的增压比和效率公式

(1)多级轴流压气机的总增压比 π_K^* 和各级增压比 π_{st}^* 的关系为

$$\pi_K^* = \pi_{st I}^* \cdot \pi_{st II}^* \cdot \pi_{st III}^* \cdots = p_K^* / p_a^* \quad (3-55)$$

式中 $\pi_{st I}^*$ ——第一级压气机的增压比;

$\pi_{st II}^*$ ——第二级压气机的增压比;

$\pi_{st III}^*$ ——第三级压气机的增压比;

p_K^* ——压气机出口截面总压;

p_a^* ——压气机进口截面总压。

(2)多级压气机的效率 $\eta_{ad \cdot K}^*$ 和单级压气机效率 η_{st}^* 之间的关系与多级压气机效率的定义和单级压气机效率的定义一样,也是等熵功 $L_{ad \cdot K}^*$ 和轮缘功 L_u 之比。

$$\eta_{ad \cdot K}^* = \frac{L_{ad \cdot K}^*}{L_u} \quad (3-3)$$

图3-51所示为多级轴流压气机效率定义图。

由图3-51可以看出

$$L_u = L_{u I} + L_{u II} + L_{u III} \quad (3-56)$$

由单级压气机效率定义

$$\eta_{st \cdot i}^* = \frac{L_{ad \cdot i}^*}{L_{ui}} \quad (3-57)$$

联立式(3-56)和式(3-57)得

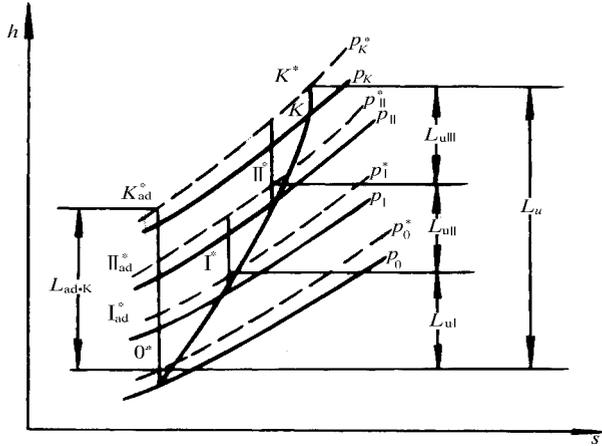


图 3-51 多级压气机效率定义图

$$L_u = \sum \frac{L_{ad,i}^*}{\eta_{st,i}^*} \quad (3-58)$$

联立式 (3-56) 和式 (3-58) 得

$$\eta_{ad,K}^* = \frac{L_{ad,K}^*}{\sum \frac{L_{ad,i}^*}{\eta_{st,i}^*}} \quad (3-59)$$

(3) 多级压气机效率比各个分级的级效率 (或诸分级的平均级效率) 低。由图 3-51 可知

$$L_{ad,K}^* = \frac{k}{k-1} R [T_0^* (\pi_{stI}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) + T_{Iad}^* (\pi_{stII}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) + T_{Iad}^* (\pi_{stIII}^{*\frac{k-1}{k}} - 1)] \quad (3-60)$$

式中

$$\pi_{stI}^* = \frac{p_I^*}{p_0^*}; \pi_{stII}^* = \frac{p_{II}^*}{p_I^*}; \pi_{stIII}^* = \frac{p_{III}^*}{p_{II}^*}$$

分别代表第 I 级、第 II 级和第 III 级压气机的级增压比。

由图 3-51 还可看出, 诸分级的等熵功之和为

$$\sum L_{ad,i}^* = \frac{k}{k-1} R [T_0^* (\pi_{stI}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) + T_I^* (\pi_{stII}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) + T_{II}^* (\pi_{stIII}^{*\frac{k-1}{k}} - 1)] \quad (3-61)$$

由图 3-51 可以明晰看出

$T_I^* > T_{Iad}^*$, $T_{II}^* > T_{IIad}^*$, 所以 (对比式 (3-60) 和 (3-61)):

$$L_{ad,K}^* < \sum L_{ad,i}^* \quad (3-62)$$

即

$$\frac{L_{ad,K}^*}{L_u} < \frac{\sum L_{ad,i}^*}{L_u} = \frac{\sum L_{ad,i}^*}{\sum L_{ui}^*} \quad (3-63)$$

$$\eta_{ad \cdot K}^* < \frac{\sum L_{ad \cdot i}^*}{\sum L_{ui}} \quad (3-64)$$

为分析比较方便起见,假定各单级压气机效率相同,即

$$\frac{L_{ad I}^*}{L_{u I}} = \frac{L_{ad II}^*}{L_{u II}} = \frac{L_{ad III}^*}{L_{u III}} = \eta_{st I}^* = \eta_{st II}^* = \eta_{st III}^* \quad (3-65)$$

根据合比定理,由式(3-65)得

$$\frac{L_{ad I}^* + L_{ad II}^* + L_{ad III}^*}{L_{u I} + L_{u II} + L_{u III}} = \frac{L_{ad I}^*}{L_{u I}} = \dots = \eta_{st I}^* = \eta_{st III}^* = \dots \quad (3-66)$$

将式(3-66)代入式(3-64)得

$$\eta_{ad \cdot K}^* < \eta_{st}^* \quad (3-67)$$

从以上推证可以看出,所谓多级压气机效率比诸分级压气机效率低的原因,完全是由于效率定义中的等熵功不同而引起。全台压气机效率定义中的等熵功是由 T_0^* 出发的等熵线上的相应点总温计算而得的,而分级压气机效率定义中的等熵功则是由各级的实际初始温度值 T_I^* 、 T_{II}^* ……等计算的。显然,实际过程终了的温度当然比对应于相同增压比和相同起始温度条件下的等熵过程终了的温度为高(图3-51)。

应该指出,将数个单级压气机组成一台多级压气机,由于级间干扰会带来一些损失,每个单级压气机在多级压气机环境下工作并不一定能保证达到其原有的单级效率,这也会导致多级压气机效率降低,而是以上推证是没有计入这类附加损失的。在涡轮中则恰恰相反,多级涡轮效率高于分级涡轮效率(或诸分级平均的级效率),其推证方法和以上完全类似。

2. 多级轴流式压气机的流路形状

多级轴流式压气机在子午面的典型通道流路形状如图3-52所示。

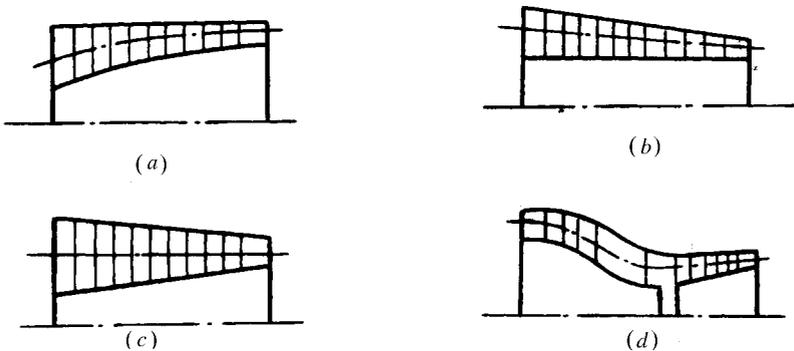


图3-52 多级轴流式压气机流路形状

图3-52(a)为等外径通道,其优点是各级平均半径逐级加大,因而有利于增加各级作功能力。图3-52(b)为等内径通道,它适用于小流量压气机,有利于增大后面级压气机叶片的高度。图3-52(c)为中等径通道,它是上述两种方案的折衷。图3-52(d)为

现代高涵道比风扇发动机的风扇压气机流路示意图, 低压压气机内外径均大大增加, 以增大切线速度。

以上所列仅为几种典型的压气机流路图, 在现代风扇压气机设计中还有许多其它形状的流路。还有的为了降低动叶叶尖扩散因子将外壁机匣做成局部收敛具有外凸曲率的通道形状等等。

3. 多级轴流压气机设计概述

(1) 功的分配原则和级效率的变化

功的分配原则和效率的变化已在分析各个压气机级工作特点时谈到了。中间级压气机工作条件好(含非设计工况), 效率高, 应该多分配一些功。亚声压气机的第一级和后面级应该少分配些功, 一方面是从压气机效率考虑, 另一方面在于保证良好的非设计工况性能, 特别是有足够的失速裕度。第一级为超、跨声压气机时, 其分配加功量自然应该增大, 因为超、跨声压气机加功能力强。一般而言, 超、跨声压气机效率比亚声压气机级效率低 $0.02 \sim 0.04$ 。

(2) 轴向速度沿压气机通道的变化

为减小压气机迎风面尺寸, 第一级压气机的进口轴向速度选取数值都比较高, 超、跨声级压气机时 c_{1a} 高达 $210 \sim 235 \text{ m/s}$, 这时要特别注意动叶根部堵塞问题。压气机最后级和燃烧室相连, 为保证稳定燃烧, 最后级气流速度不宜过高, 一般约为 $120 \sim 150 \text{ m/s}$ 。此外, 轴向速度在各级中的减小梯度不宜超过 $10 \sim 15 \text{ m/s}$ (超、跨声压气机除外), 而且轴向速度的逐级分布应保证通道光滑。图 3-53 所示为轴向速度 c_a 沿压气机通道变化的三种情况, 曲线 3 所示变化规律, 有利于增大压气机前面级的加功量。

(3) 各级扭向规律的选定

亚声速第一级压气机一般采用安装进口预旋导流叶片的设计, 以使动叶叶尖相对马赫数不超过限值, 采用中间规律并通过调节中间规律的待定常数, 可以兼顾马赫数和其它参数沿叶片高度的变化。有的第一级亚声压气机采用等反力度扭向规律。

轴向进气的超、跨声第一级压气机, 若按等功设计且不考虑损失沿叶高变化时, 服从等环量扭向规律, 在有的情况下, 为了解决第一级动叶根部作功能力差或考虑动叶叶尖损失突出而采用沿叶高变功设计。

压气机后面级叶片高度小, 温度高(一般不存在马赫数超限的问题), 而且通道变化平缓接近圆柱形通道, 因此, 压气机采用等环量扭向规律较多。

中间级压气机采用中间扭向规律较多。

以上所述为 60 年代以前的多级轴流压气机设计概况。现代多级轴流压气机采用优化的方法, 最合理地分配气流沿叶高的环量和沿各叶片排的环量分布, 而且计算中详细考虑变功、变焓、和通道形状的三元影响。

(4) 通道环壁附面层的修正

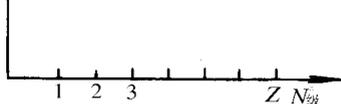


图 3-53 轴向速度沿通道变化图

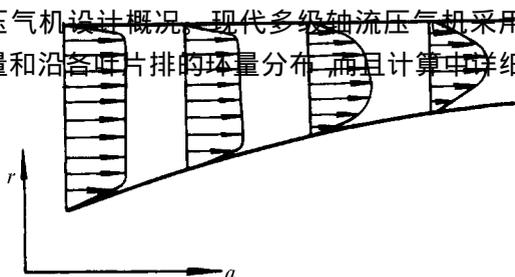


图 3-54 环壁附面层引起的轴向速度分布变形

图 3 - 54 所示为环壁附面层引起的轴向速度变形示意图。由于附面层是逐级变厚的,因此,越往后轴向速度分布变形越大。

考虑到环壁附面层对通道面积的堵塞作用是非常重要的,图 3 - 55 所示为轴向速度的改变对加功量的影响示意图。

在端壁区,轴向速度因粘性而减小,这对应于图 3 - 55 (a) 所示 Δw_u 增加,加功量在端壁区加大,在中心区,轴向速度大于设计值,对应于图 3 - 55 (b) 所示,加功量下降。

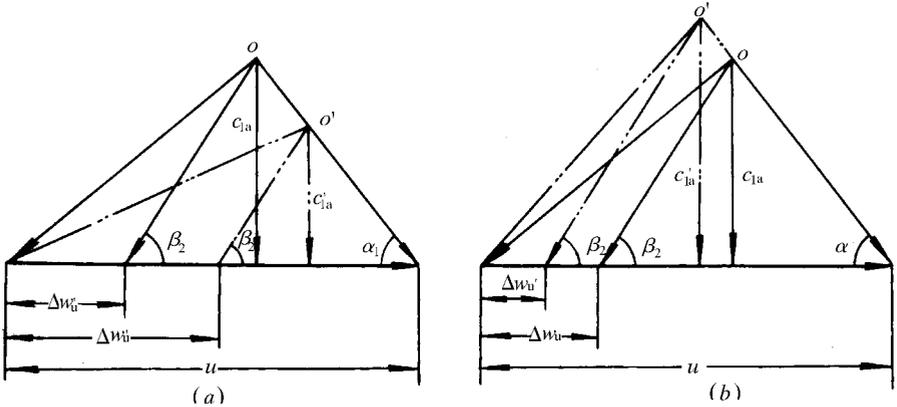


图 3 - 55 轴向速度的改变对加功量的影响

早期压气机设计中引用流量贮备系数 K_m 进行环壁附面层位移厚度修正,将通道环形面积放大到 K_m 倍 ($K_m \geq 1.0$),以保证各通道截面的平均轴向速度设计值。此外,还引用减功系数 K_L 修正因轴向速度变形导致的加功量下降(在通道的中心区大部分),修正方法是将用于设计速度三角形的压气机功放大,即 $L_u = L_{uc}/K_L$ (式中 L_{uc} 为设计中要求的功, $K_L < 1.0$)。早期压气机设计对于环壁附面层的影响修正方法属于平均修正法,没有保证沿叶高的速度三角形的准确计算和设计。现代压气机设计采用耦合环壁附面层的三元流场计算方法,大大改善了压气机的性能,包括效率提高和失速裕度增加。

4. 多级压气机存在的级间相互干扰

当一个压气机级单独工作时和它作为压气机中的一级工作时,其性能和不稳定工作边界可能有明显的差别。可以把这些性能差异归咎于压气机级之间的相互干扰效应。多级压气机固有的级间干扰效应有:上、下游叶排的位流干扰和前面级的尾迹干扰。此外,当前面级发生旋转失速时还引起流动的不良径向分布和流动的不稳定性。由于这些干扰影响是非定常的,属非定常效应。目前,这种非定常的级间干扰效应还未被研究出规律来,反映到多级压气机的设计中去。在设计压气机时应加以考虑的是,由于相邻级在设计工况下的实际流动参数分布与原设计计算值偏离所造成的干扰效应。在多级压气机中,对于第一级之外的其它任何一级,前面级出口气流参数分布相对于设计计算值的偏离均会导致下一级压气机在偏离设计工况下的工作,因而性能变坏。例如,在某多级压气机设计中,由于环壁附面层修正不当,第三级压气机的流量储备系数 K_m 选取偏大,使第三级压气机在轴向流速低于设计值情况下工作,因而各基元级实际加功量将会增加,这会加剧其出口气流参数的偏离,这就使第四级压气机在偏离设计工况下工作。值得指出,这种相对于设计流动的偏离(尤其是径向偏离)还可能逐级放大,使后面级压气机在极为不利的

条件下工作。因此,在多级压气机设计中,考虑级和级之间的相互干扰是非常重要的。

考虑到级间干扰,应充分利用实验或经验数据,比较准确地了解和控制各级出口流动参数的分布,并根据前面级出口流场设计下一级压气机,使多级压气机中的各个级同时在设计点工作(或最佳攻角下工作)。

为了避免或减轻不稳定流动情况下的级间干扰,在进行各级负载(加功量)分配、参数选择、稠度确定等各个方面时,应留有裕度,以保证各个级都能在比较广的攻角范围内正常工作,并使各级都有强的抗干扰能力。

有关级间干扰还要在下面调试一节作些讨论。

二、多级轴流压气机的实验和调试简介

多级轴流压气机的实验和调试在设计和研制新的多级压气机中占有突出重要地位,几乎每一台新设计的多级压气机都要经过实验和调试(修改)才可能最后研制成功的。

下面从国内外几台多级压气机的调试过程与经验中列举几点,作一简单介绍。

(一)影响多级压气机性能的重要因素之一是级与级之间的配合不好(或相互干扰效应)

常有这样的情况,将一台不合格的多级压气机分解成几台单级压气机试验时,单级性能都能达到指标,而组合成多级时则达不到指标,这里主要原因是压气机级出口流场沿径向的变化常常被人们忽视。对于单台压气机的试验,人们习惯地只检验其平均压比、效率和失速裕度。为了排除由于前面级出口流场沿径向分布不满足下级压气机进口条件的问题,调试办法为修改前面级压气机设计(例如,修改动叶沿叶高安装角的变化),或调整后级叶栅参数,以适应前面级的出口流场。

(二)在多级压气机调试中,应当首先把前面级性能和流场调好

因为前面级压气机,特别是第一级压气机性能对后面级影响最大。分析表明,第一级压气机达不到设计增压比数值会导致后面级压气机的诸级加功不足,致使整台压气机的增压比大大低于设计值,而前面级压气机实际增压比超过设计值时,可能会导致后面级压气机效率下降和失速裕度下降。因此,在多级压气机调试工作中,要首先做好前面级压气机的调试试验工作。

(三)关于通道几何调整

通道几何调整可以控制和改变各个压气机级的轴向速度分布,美国一台八级压气机通过这一调试方法,使该压气机在设计转速下的总增压比由 9.9 增至 11.0,重量流量由 $145\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 提高到 $146\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$,而且压气机特性也有所改善。

此外,还可通过调整通道内壁或外壁的曲率大小或方向,控制叶根和叶尖的流场参数(例如速度和扩散因子等)。

(四)对压气机后面级动、静叶根和叶尖进行局部弯扭

如前所述,在多级压气机中环壁附面层逐级增厚,因而对后面级动叶和静叶排的进口流场有很大影响。早期压气机设计采取平均修正法考虑环壁附面层影响,实际上没有解决端壁区基元级(含动叶和静叶)在偏离设计值很远条件下工作的问题。80年代人们根据端壁区流场特征对现有多级压气机后面级叶片的尖部和根部进行局部弯扭,使叶栅几何更符合真实流场,这一调试方法在英国、美国和中国都采用了,并取得了成功,压气机效率提高、失速裕度改善。

(五)改善压气机喘振边界和颤振边界的办法

经实践充分证明的一种改善不稳定边界的办法是增加第一级压气机(风扇)叶片的弦长。

第九节 轴流式压气机新技术的发展和应

80年代以来,轴流压气机新技术在多方面获得发展并成功应用于现有和未来型号发动机上,限于篇幅,本书仅作简单介绍。

一、叶型新技术

从70年代中开始,国内外在叶型技术研究方面都进行了大量有成效的研究,主要集中在高亚声叶型和超声叶型方面。

1. 高亚声叶型:属此范畴的有超临界叶型(或超临界叶栅,德国人用语);定制叶型;以及控制扩散度叶型等。这些叶型都属高亚声叶型,虽然名字和叫法不同且各有异,但其设计基本思路却是相近的,即通过对叶片型面几何的控制获得最优叶型表面马赫数分布,以达到最大限度地减少流阻损失的目的。本书仅介绍美国普拉特·惠特尼公司发展的控制扩散叶型(Controlled Diffusion Airfoil,简称CDA)。后来,普拉特·惠特尼公司又发展了第二代控制扩散叶型。设计时除了采用第一代控制扩散叶型的准则之外,还计入环壁附面层的影响,以及端区二次流的因素。

控制扩散叶型的主要设计准则是:

(1)气流从前缘开始,沿叶背保持连续加速,直到附面层转捩点为止。因为气流附面层在加速情况下,不会分离,所以这样可以防止层流附面层的分离。

(2)叶背最高马赫数限制在1.3以下。由空气动力学知道,激波和附面层相互作用,能引起附面层分离。在正激波情况下,如果波前马赫数小于1.3,不会发生分离。

(3)控制叶背从最高马赫数点起到后缘这一段减速区内的气流的扩散度,使不发生激波,不发生分离,并且使表面摩擦最小。图3-56表示了这种叶型的设计特点。

(4)沿叶盆气流速度分布接近于均匀。

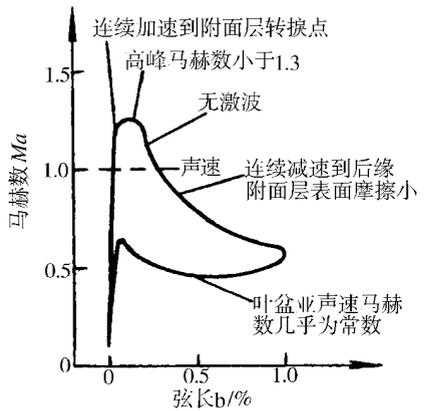


图3-56 控制扩散叶型的设计特点

图3-57是用优化方法设计的压气机叶片控制扩散叶型。由图可以看出,这种叶型的前、后缘圆角处的厚度和圆角半径较大,故对流入角变化的适应性强,抗异物碰撞和抗侵蚀的能力也较强。

2. 超声叶型(叶栅)

双圆弧叶型适用于马赫数在0.80~1.20范围的跨声压气机。

多圆弧叶型(或双曲线造型)适用于叶尖相对来流马赫数为1.20~1.40的超、跨声压气机(风扇)。

70年代中期发展的风扇、压气机进口级叶尖区相对来流马赫数常在1.50~1.60之

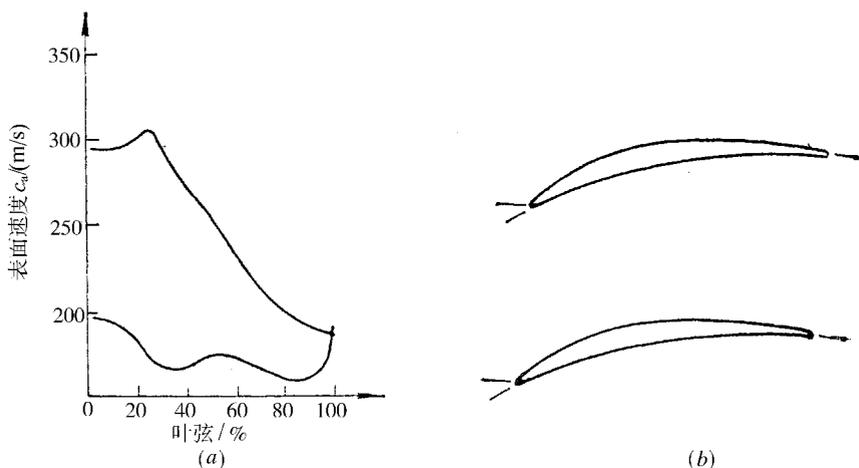


图 3 - 57 控制扩散叶型及其表面的速度分布

(a)表面速度分布 ; (b)叶片形状。

上。这时,必须发展专门的超声叶型(叶栅),以便对高马赫数条件下产生强激波的控制,减少由强激波/附面层干扰引起的流阻损失。

一种按“叶型转角沿弦线最优分布准则”构造的超声叶栅获得了优异的气动性能。本优化准则的实质是“优化转子内功分布”或“优化沿子午流面静压(沿周向平均值)分布”。此超音叶栅试验性能如下:

在来流 $Ma_{w_1} = 1.616$ 和出口 $Ma_{w_2} = 0.996$ 工况条件下:完成静增压比 $p_1/p_2 = 2.097$; 损失系数 $\bar{\omega} = 0.119$; 总压恢复系数 $\sigma^* = 0.908$ 。

进一步的试验表明,由此超声叶栅(叶片其余截面均采用相同准则造型)为基础设计的一台高负荷、高通流能力的单级超声压气机,达到了优异的试验结果。

在 100% 的设计转速下,折合流量略高于设计值,转子总压比达到 2.10,转子效率为 0.904。

当今正在发展用全三维粘性计算流体力学设计超声叶型(叶栅),通过大量数值试验找出“最优超声叶型(叶栅)”以及适用于更高马赫数 ($Ma_{w_1} > 1.7 \sim 1.8$) 的预压缩高速叶型(见图 3-50)。

二、关于串列式叶栅(片)

串列叶栅涵义较广,包括前、后放置的双排叶栅,以及具有不同轴向重叠度放置的大、小叶片叶栅等。

本节介绍对发展现代超声压气机(风扇)有重要意义的一种用于超声转子的串列式叶栅(片)。

图 3-58 所示为这种带附加小导叶的转子串列叶栅。

可以看出,在转子叶栅通道内,配置附加的小叶片导叶,可以大大增加转子转角(因而可增大作功能力)而不发生分离。因为,附加的小叶片叶盆可改善和抑制原转子叶栅背部气流的分离,而小叶片本身的叶背则由于附面层薄且有大气片的叶盆气动力的抑制而具有更高的抗分离能力。

单级压气机试验表明,采用图 3 - 58 所示带附加小叶的串联式转子,可在高叶尖马赫数 ($Ma_{w_{t1}} = 1.58$) 运行条件下实施高叶尖转角 ($\Delta\beta_t \approx 34^\circ$),大大提高了超声压气机做功的本领。由实验测得的优异性能如下:

在叶尖切线速度为 488m/s 运行条件下,达到的转子总压比和效率分别为 3.57 和 0.87。

这种在不增加转子轴向长度的前提下大大提高做功本领的手段,对发展超声高负荷的超声压气机(风扇)有重要意义。

三、前掠静子

实验表明,压气机静子根区的来流马赫数 Ma_{c_2} ,超过 0.80 ~ 0.85 会导致损失急剧增加。20 世纪 80 年代以前,国内外都采用严格控制 Ma_{c_2} 的设计准则。一般而言,都希望控制静叶根区的 Ma_{c_2} 处于 0.80 ~ 0.85 以下。

20 世纪 70 年代中期,美国叶轮机专家, A J Wennerstrom 首先采用了前掠(Forward Sweep)静子,其子午投影示意图如图 3 - 59 所示。

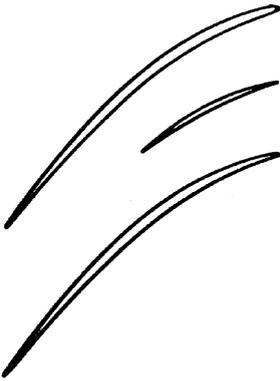


图 3 - 58 带附加小叶的
超声转子串联叶栅

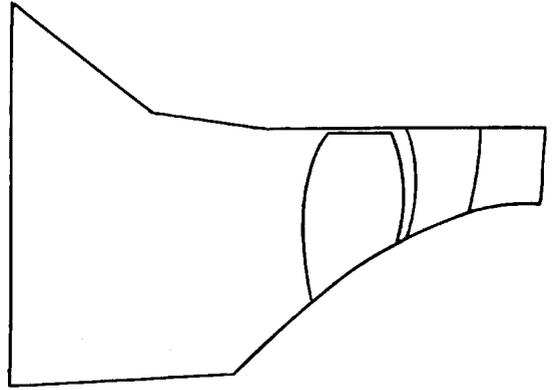


图 3 - 59 前掠静子简图

可以看出,前掠设计可以有效降低流静叶的法向马赫数,因而可以降低流阻损失。进一步的实验研究还表明,和通常的非掠式或后掠式静子相比,前掠静子有利于改善端区低能流体之堆积,从而降低流阻损失。

一台高速、高负荷的单级压气机实验结果表明,采用前掠静子技术可使静叶端区进口马赫数 Ma_{c_2} 高达 1.02 ~ 1.05 (前掠角度应保证其法向马赫数小于 0.78 ~ 0.80),而该基元截面损失系数 $\bar{\omega}$ 低于 0.10。由于前掠静子的良好气动性能,使该单级压气机级效率达到 0.88 以上 (压气机总压比为 2.02)。

美国普拉特·惠特尼公司发展的新型发动机 PW7000 的风扇和高压压气机均采用了前掠静子,见图 3 - 60。

因此,前掠静子是实施高速、高负荷风扇、压气机的关键新技术。

四、后掠转子空气动力学

后掠转子空气动力学在美国跨世纪“综合高性能涡轮发动机技术”计划中占有特殊重要地位,被列为该计划第一阶段中压气机性能研究的唯一重点。这是因为,后掠风扇压

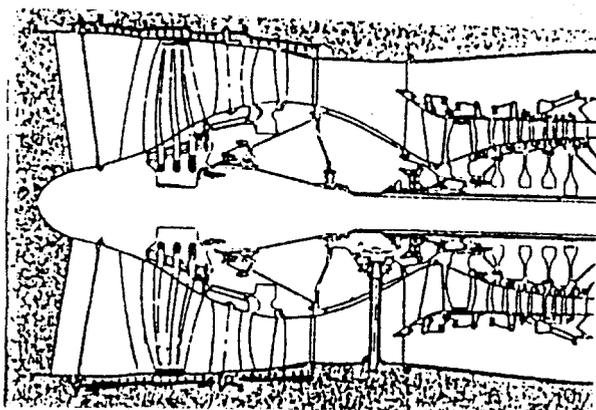


图 3 - 60 PW7000 风扇核心压气机简图

气机转子可以有效降低流入叶栅的法向马赫数,有效降低流入马赫数条件下的激波强度,从而大大降低激波 - 附面干扰引起的流阻损失。此外,和非掠式或前掠式转子相比,后掠式转子在结构强度和气动弹性方面有明显优点。在 80 年代中期,后掠转子甚至被描绘成 21 世纪的高性能风扇转子模式。

图 3 - 60 所示为美国普拉特·惠特尼公司的 PW7000 发动机风扇核心压气机简图。可以看出,它的风扇和高压压气机转子均采用了后掠转子。

五、前掠转子

应该指出,就在大家看好后掠转子及后掠空气动力学光辉前景的同时,美国 Wright - Patterson 空军基地、空间研究实验室首先研究对比了“前掠”、“后掠”、“非掠(常规)”等超声转子失速前、后的过程特征和性能。实验结果显示,前掠式超声转子具有更好失速可预报性和最宽的工作范围。随后,美国陆军、美国 NASA 路易斯研究中心以及 GE 公司也开始研究“前掠”式超声转子(Forward - Swept Rotor)。

最近公布的美国 GE 公司研制的超声前掠风扇转子实验结果表明,和常规“非掠”超声风扇转子(或径向式风扇)相比,其允许发动机进口流量畸变增大约 80%,其失速裕度则提高 5% 以上。

GE 和艾得逊公司正考虑将此项前掠风扇技术用于 21 世纪的变循环发动机上,并作为“综合高性能涡轮发动机技术”计划第二阶段重点项目。GE 公司还正在考虑将此项技术应用到现有产品系列上。

近期公布的日本研制“端前掠转子”实验结果表明,和基准转子相比,效率和失速裕度分别提高 0.7% 和 20%。图 3 - 61 所示为该前掠转子叶片和基准转子(常规径向式)叶片对比图。图中虚线所示为基准转子,实线所示为“端前掠”转子叶片。

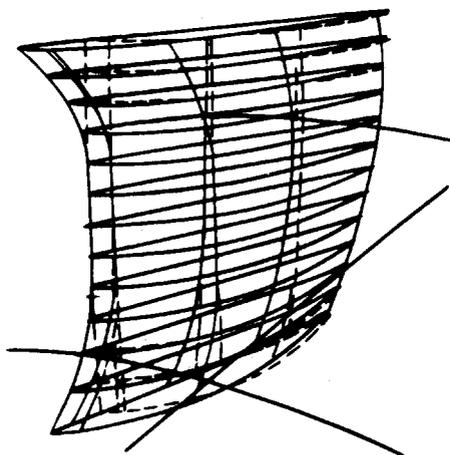


图 3 - 61 控制端壁区流动的前掠转子
——前掠转子叶型线; - - - 基准转子叶型线。

机械强度试验和叶片应力分析表明,20世纪80年代人们担心的前掠转子强度以及气动弹性问题可以解决。这就为发展和应用具有气动性能优势的前掠转子创造了条件。

前掠转子将是21世纪最有应用前景的关键新技术之一。

六、端弯叶片技术

20世纪80年代以前,国内外的叶轮机设计者都采用“平均”法考虑压气机环壁(或端壁区)附面层对压气机设计性能的影响,例如:用加大流路面积(引入流量堵塞因子或系数)的办法考虑流阻导致端壁区流速下降的因素;用增大各基元截面加功量(引入减功系数)的办法计入真实速度分布导致级加功量下降的不利影响。当时的设计方法未能考虑(或计及)端壁区二次流(二次流旋涡)导致的流速方向和大小的改变(可能导致压气机效率和气动稳定性降低)。应该承认,对于展弦比极高的轻负荷压气机而言,环壁附面层及端壁区二次流对压气机总的性能影响相对较小,“平均”修正法取得了良好的效果。

然而,随着压气机的新发展趋势——叶片展弦比大大降低和压气机负荷大大增加,“平均”修正法不再合适,必须按端壁区的真实速度分布并考虑端壁区二次流特征(不同结构,二次流特征不同,带内环的通道涡使出口气流过转,而间隙涡使出口气流亏转)对压气机叶片进行全三维设计。端弯叶片正是考虑端壁区真实速度分布和端壁区二次流特征而设计的高性能叶片,它可用于对现有压气机的性能改进,或用于全新压气机设计。

20世纪80年代初,为提高现有发动机的压气机性能,端弯叶片技术首先在英国(RB211-535E4发动机)和中国(WP7发动机)获得成功应用。

20世纪80年代中,美国GE公司则在其发展的最新型号发动机GE-90的高压压气机上采用了端弯叶片技术。

图3-62所示为英国R·R公司用于其型号RB211-535E4高压压气机的端弯转子叶片。可以看出,为补偿叶尖间隙涡导致动叶尖部出口角的亏转,该叶片尖区出口弯度被明显的加大了。此外,为使端壁区叶片前缘对准真实气流方向,动叶和静叶的前缘部分都增加了弯度,而为降低端壁区转子攻角,还对静叶端壁区出口采用了减弯设计。

中国黎明发动机公司,仅对WP7发动机高压压气机的两排静叶端区出口实施减弯设计,其余静叶和转子部分均保持不变,结果获得了效率和失速裕度分别提高4%和7%的



图 3-62 英国 R·R 公司某级端弯动叶

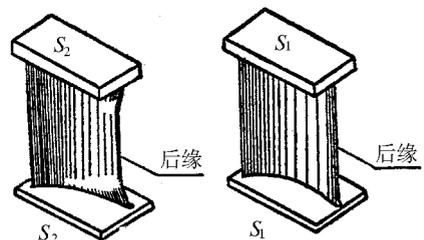


图 3-63 中国黎明公司端弯静叶 (S_2) 和基准静叶 (S_1) 对比示意图

优异效果。图 3 - 63 所示为端弯静子叶片和基准叶片对比图。

图 3 - 64 所示为美国 GE 公司用于其 GE - 90 发动机高压压气机的端弯静子组件。可以看出 和常规压气机静叶形状相比 ,该静叶进口前缘弯度加大 ,而出口尾缘的弯度减小。

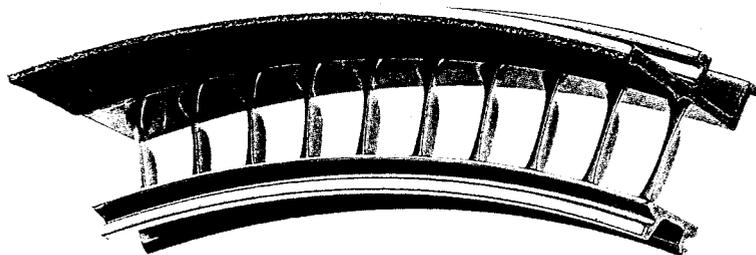


图 3 - 64 美国 GE - 90 某级端弯静子组件图

七、拱形静子

实验表明 ,多级压气机静子端区吸力面分离及其蔓延是导致压气机性能急剧恶化的重要原因之一。采用拱形静子 (bowed stator) 是抑制静子端壁区吸力面分离 (或称角区分离)的重要手段之一。美国普拉特·惠特尼公司在其最新型号发动机 F119 - 100 的压气机上就采用了拱形静子设计。

拱形静子叶片可通过重新修改叶型积叠线获得。图 3 - 65 所示为美国普拉特·惠特尼公司将其原 PW2037 发动机高压压气机的静子叶片重新积叠的示意对比图 ,原静子叶片的叶型积叠线为直线 ,重新积叠时仍采用原静子叶片的叶型 ,但积叠线改为曲线 ,在各叶片端区处压力面和端壁构成 60° 锐角。

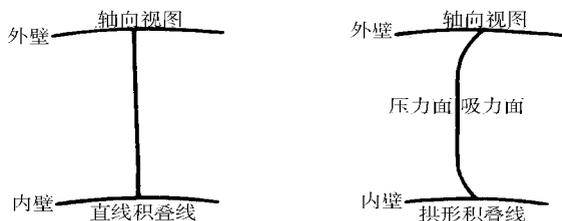


图 3 - 65 美国普拉特·惠特尼公司压气机拱形静子叶型积叠线 (曲线) 示意图

三级压气机的试验结果表明 ,和基准压气机相比 ,采用了三排拱形静子叶片的压气机效率和压比分别提高了 1% 和 2.8%。

拱形静子能改善角区分离的原因是 ,压力面与端壁成锐角时的叶片力能有效抑制端区静子吸力面之分离。

八、先进机匣处理

为了提高风扇和压气机的气动稳定性 ,国内外常采用“非光壁”机匣 ,即对机匣进行各种“处理”。

处理机匣结构的种类很多 ,包括 : (1) 多孔处理机匣结构 (含蜂窝结构、斜锥孔结构、圆柱孔结构等) ; (2) 周向槽机匣处理结构 (含周向槽、泪珠槽结构等) ; (3) 斜槽机匣处理结构 (含轴向直槽、轴向斜槽、斜槽等) ; (4) 导叶通道式处理机匣等。此外 ,在上述不同处理机匣结构还可设计成有气室结构 (例如和气室相通的斜槽结构等) 和无气室结构。

有关处理机匣结构改善压气机性能的机理仍在深入争论和探讨中 (目前尚无统一结论) 。有的学者从气体动力学角度出发 ,研究处理机匣诱导的流场再分布及回流特征 ,分

析叶片流入角之改善和失速之推迟 ;有的学者则从处理机匣能阻尼和抑制失速发作初期呈现之模态波 (model wave 具有较小振幅的旋转波 ,通常在失速发作前出现)出发 ,重点研究处理机匣的最佳腔室容积和最佳孔槽尺寸。

近年来 ,处理机匣得到更大发展和应用。各种新型先进处理机匣结构不断出现 ,并在国内、外新型号发动机上获得了更为广泛和更为成功的应用。有关内容可参考专门文献。

九、核心驱动风扇级

下一代 (21 世纪初)的歼击机动力将会是同时具备超声巡航能力和短时作战超大动力的变循环发动机 (发动机将在中等涵道比或极低涵道比两种状态下工作)。由核心机涡轮驱动的风扇是此类变循环发动机的关键部件之一 ,简称核驱动风扇级 ,它需要在全开 (其进口导叶预旋角 $0^{\circ} \sim 5^{\circ}$)和关小 (导口导叶预旋角为 $35^{\circ} \sim 40^{\circ}$)两种状态下高效可靠地工作。在上述两种运行工况时 ,其流量变化范围可高达 40% ,而压比变化也会从全开工况的 1.55 降至关小状态的 1.17。在这样大的流量和负荷变化范围下还苛刻地要求风扇效率下降不超过 12% ~ 20% (从全开至关小位置)。

保证核心驱动风扇良好性能的关键是其进口可变弯度导叶设计、核心驱动风扇级出口放气系统以及与之匹配的高压压气机可旋静叶的操纵和调节 ,有关这方面的内容可参考专门文献。

小 结

有关本章的重要概念和论点可总结如下 :

1. 由于动叶是旋转的 ,所以气流以相对流速 w_1 流入动叶 ,以 w_2 流出动叶 ;气流以绝对流速 c_2 流入静叶以 c_3 流出静叶。绝对速度 c 和相对速度 w 之间的矢量关系为

$$c = u + w$$

2. 气体流经动叶时 ,动叶对气体作功 ,气流总温和总压增加 ;气体流经静叶时 ,静叶不动 ,故不对气体作功 ,气体流经静叶总温保持不变 (略去对外传热损失) ,总压则因存在流阻而有所下降。

3. 简化轮缘功公式 $L_u = u\Delta w_u$ 表明 ,提高压气机级负荷的途径有二 ,一是提高圆周速度 u ,二是增加气体流经动叶的扭速 Δw_u ,超声基元级的 Δw_u 可以达到很大数值。

4. 气体流经动叶的过程是相对速度 w 减小和静压强 p 增加的过程。亚声流情况下 ,气流通过流经 β 角由小变大的扩张叶栅通道实现降速增压。超声气流靠激波增压 ($\Delta\beta \approx 0$ 或 $\Delta\beta$ 很小)。气体流经静叶绝对速度减小静压增加是通过 α 角由小变到大的扩张形静叶叶栅实现的。

5. 压气机的反力度是很重要的参数 ,它反映动叶和静叶中“扩压”的相对比例 ,反力度过大 ,说明动叶扩压任务比较艰巨 ;反力度过小 ,表明静叶中的扩压任务太重 ,以上两种情况都会导致压气机的效率下降。

6. 扩散因子 D 是压气机设计中必须严加控制的又一重要参数。 D 因子反映流经扩压叶栅 (动叶或静叶)的气流降速扩压的程度 , D 因子太大表明气体流经该叶栅降速扩压任务过重。统计的经验数据表明 ,动叶叶尖 D 因子以不大于 0.40 为宜 ,动叶的其余截面和动叶叶栅的 D 因子以不大于 0.60 为宜 ,否则会导致压气机效率的下降。近年来 ,采取

特别措施,高性能压气机的 D 因子数值突破了以上给出的经验数据。

7. 大量的、系统的平面叶栅实验结果是亚声压气机设计的基础和依据,它保证多级亚声压气机的设计、运行成功。

8. 负荷不大且压气机内外壁通道接近圆柱面的,可以采用简化径向平衡方程进行压气机的扭向设计和计算;负荷重且压气机通道型面变化明显,则应该采用完全径向平衡方程(或其它三元流场计算方法)计算压气机流场。

9. 压气机端壁区内的二次流动非常严重,附面层内的潜流和通过径向间隙的漏流都会诱发生成旋涡,旋涡生成本身消耗能量导致流阻损失,而且,旋涡还会诱导出新的旋涡。控制端壁区内的二次流和旋涡,减少端壁区的损失,是当今提高多级压气机(特别是后面级)效率的关键课题之一。

10. 超、跨声压气机的重要特征之一是沿叶高基元级之间的干扰和端壁区对基元级流动的影响。大量的(十几台以上)超、跨声压气机级(或单转子)的实验结果是超、跨声压气机设计的基础和依据,它保证了世界上首批超、跨声压气机设计、运行的成功。

11. 超声叶栅的激波的本身损失并不一定是最严重的,但是激波和附面层干扰导致的叶背分离往往是造成叶栅流阻损失急剧增加的主要因素。

12. 研制高负荷多级轴流压气机的难度非常大,耗资非常大,这是因为一台高性能的多级压气机不仅要求组成它的每一个单级具有良好的性能,而且要求所有这些级之间的配合必须是非常好的。多级压气机中任何一级的工作恶化都会影响和干扰其它级,前面级往往对后面级影响更为严重。在多级压气机的研制过程中常常要对压气机的前面级和后面级先分别进行实验研究,再进行整台实验,并经过多次调试、修正才能最后成功。

13. 获得高性能多级轴流压气机的有效途径之一是在已有的、性能良好的多级压气机前面加“零级”或修改、增加局部级,这样可以缩短研制周期并减少耗资。

14. 近年来出现的关于压气机的新技术方面有:

- (1)叶型新技术(含高亚声叶型和高超声叶型);
- (2)串列叶栅技术(高负荷超声转子用);
- (3)前掠静子;
- (4)后掠转子空气动力学;
- (5)前掠转子新发展;
- (6)端弯叶片技术;
- (7)拱形静子技术;
- (8)先进处理机匣技术;
- (9)核心驱动风扇级。

在表 3 - 1 中列出了本章导出的某些重要公式。

表 3 - 1 常用公式

用滞止参数表示的压气机等熵功

$$L_{ad \cdot k} = \frac{k}{k-1} RT_1^* [\pi_k^* \frac{k-1}{k} - 1] \quad (3-4)$$

压气机的实际功 (对气体作功)

$$L_K = \frac{k}{k-1} R (T_K^* - T_1^*) \quad (3-5)$$

压气机效率

$$\eta_K^* = \frac{L_{ad \cdot K}}{L_K} = \frac{\pi_K^* \frac{k-1}{k} - 1}{\frac{T_K^*}{T_1^*} - 1} \quad (3-6)$$

速度三角形矢量关系式

$$c = u + w \quad (3-7)$$

压气机的实际功 (又称轮缘功)

$$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (3-14)$$

$$L_u = u \Delta w_u \quad (3-13)$$

相对总焓表达式

$$h_w^* = h + \frac{w^2}{2} \quad (3-16)$$

或

$$T_w^* = T + \frac{w^2}{2c_p}$$

压气机反力度定义式 (能量反力度)

$$\Omega = \frac{\frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2)}{L_u} \quad (3-17)$$

压气机反力度实用计算形式 (运动反力度)

$$\Omega_K = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u} \quad (3-18')$$

气流转角 $\Delta\beta$ 和叶型弯角 θ 的关系式

$$\Delta\beta = \theta + i - \delta \quad (3-21)$$

损失系数 $\bar{\omega}$ 定义式

$$\bar{\omega} = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1} = \frac{1 - \sigma}{1 - \pi (Ma_1)} \quad (3-22)$$

扩散因子 D 的定义式和实用计算式

$$D = \frac{w_{\max} - w_2}{w_{\max}} \quad (3-23)$$

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}}{(r_1 + r_2) w_1 \tau} \quad (3-53)$$

$$D = 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{r_2 c_{2u} - r_3 c_{3u}}{(r_2 + r_3) c_2 \tau} \quad (3-54)$$

(续)

二维叶栅落后角 δ^* 经验公式

$$\delta^* = m\theta\sqrt{\frac{t}{b}} \quad (3-27)$$

简化径向平衡方程基本关系式

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c_u^2}{r} \quad (3-30)$$

完全径向平衡方程基本关系式

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{R_m} \cos\phi - c_m \frac{\partial c_m}{\partial m} \sin\phi \quad (3-47)$$

简化径向平衡方程计算式 $\left(\frac{dL_u}{dr} = 0, \frac{dL_f}{dr} = 0\right)$

$$\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_u^2}{dr} = 0 \quad (3-34)$$

多级压气机的增压比

$$\pi_K^* = \pi_{stI}^* \cdot \pi_{stII}^* \cdot \pi_{stIII}^* \cdots = P_K^* / P_a^* \quad (3-55)$$

多级压气机效率

$$\eta_{ad \cdot K}^* = \frac{L_{ad \cdot K}^*}{\sum \frac{L_{ad \cdot i}^*}{\eta_{st \cdot i}^*}} \quad (3-59)$$

思考和练习题

1. 在一台多级压气机设计中,第一级和第十级对气流的加功量都是 29400 J/kg ,级效率都是 0.86 ,问第一级压气机和第十级压气机的级增压比是否相同?为什么?

2. 在压气机实验台上实测得某压气机(在标准大气条件下,即 $T_H = 288 \text{ K}$, $p_H = 101325 \text{ Pa}$)的平均出口温度 $T_K^* = 550 \text{ K}$,平均出口总压是 $p_K^* = 738940 \text{ Pa}$,求该压气机的效率(可认为 $p_i^* = p_H$)为多少?

3. 某发动机的总增压比为 $\pi_K^* = 8.9$,效率 $\eta_K^* = 0.775$,求(1)当进气温度 $T_1^* = 288 \text{ K}$ 时的压气机出口总温 $T_K^* = ?$ (2)求压气机对每千克气体的加功量 $L_K = ?$ (3)由测得的压气机流量 $m_a = 64 \text{ kg/s}$,计算压气机的功率 $N_K = ?$ [计算中空气绝热指数 $k = 1.4$,气体常数 $R = 287.06 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$]

4. 用大于、等于、小于符号表示气体流经压气机动叶进口 1-1 截面、动叶出口和静叶进口 2-2 截面,和静叶出口 3-3 截面上的气流参数的相对大小关系。

(1) T_1^* 、 T_2^* 和 T_3^* ;

(2) p_1^* 、 p_2^* 和 p_3^* ;

(3) p_1 、 p_2 和 p_3 ;

(4) c_1 、 c_2 和 c_3 ;

(5) w_1 和 w_2 。

5. 分析亚声压气机级增压比不可能很高的原因。
6. 画出亚声叶栅和超声叶栅的通道简图, 并对比说明其减速扩压机理的差异。
7. 用速度三角形表示反力度 Ω_K 为 0.5 和 1.0 三种情况的基元级特点。
8. D 因子的物理意义是什么? 减少动叶叶尖 D 因子有哪些办法?
9. 为什么动叶叶尖的许用 D 因子数值比其它截面要小?
10. 画出平面叶栅的攻角特性曲线并从物理方面予以解释。
11. 平面叶栅额定特性曲线族的用途是什么? 使用这些曲线的限制又是什么?
12. 装在协和号飞机的发动机, 其原压气机进口级装有预旋导流叶片。在其动叶进口处 $T_1^* = 15$, 叶尖处的 $c_{1a} = 190\text{m/s}$, $c_{1u} = 125\text{m/s}$, $\mu = 350\text{m/s}$, 求:
 - (1) 叶尖 $Ma_{w_1} = ?$
 - (2) 在改型中去掉了预旋导流叶片, 且叶尖 $c_{1a} = 202\text{m/s}$, 问这时的叶尖 $Ma_{w_1} = ?$
13. 有两种压气机叶型。一种 $\bar{a} = 0.40$, $\bar{e} = 0.40$, 另一种 $\bar{a} = \bar{e} = 0.50$ 。哪一种更适合于装在压气机的前面级? 哪一种更适合于压气机的后面级? 为什么?
14. 一个叶栅, 采用 C_4 叶型。根据气动计算已知 $\beta_1 = 22^\circ$, $\beta_2 = 33^\circ$, $Ma_1 = 0.64$, $Ma_2 = 0.52$, 选定攻角 $i = -1^\circ$ 。求:
 - (1) 叶型弯角 $\theta = ?$
 - (2) 落后角 $\delta = ?$
 - (3) 确定此叶栅的稠度。
 - (4) 此叶栅的 D 因子为多少?
 - (5) 估算此叶栅的叶型损失系数 (假定此叶栅为静子叶片平均半径的某截面)。
15. 为什么多圆弧叶型能够比双圆弧适用于更高的来流 Ma 数?
16. 基元级的流动损失包括哪几项? 它们是怎样形成的?
17. 分析影响平面叶栅实验结果的因素。
18. 某亚声轴流压气机第一级平均半径处的基元参数为 $u_1 = u_2 = 250\text{m/s}$, $c_{1a} = c_{2a} = c_{3a} = 125\text{m/s}$, $c_{1u} = 30\text{m/s}$, $c_{2u} = 0$, $L_u = 20.1\text{kJ/kg}$,
 - (1) 计算 Ma_{w_1} ($T_1^* = 288\text{K}$, Ma_{c_2} , β_1 , β_2 和 α_2)。
 - (2) 画出这个基元级的速度三角形。
 - (3) 画出和这个速度三角形相一致的动叶和静叶叶栅的示意图, 指出叶栅通道几何特征。
19. 某轴向进气的超跨声压气机进口级的叶尖基元级参数为 $u_1 = u_2 = 485\text{m/s}$, $\pi_K^* = 2.0$, 静叶总压恢复系数 $\sigma_{2-3} = 0.96$, 压气机的基元级效率为 0.80, $c_{1a} = 260\text{m/s}$ 。
 - (1) 求动叶叶尖相对马赫数 $Ma_{w_1} = ?$ ($T_1^* = 288\text{K}$)
 - (2) 求压气机转子叶尖的效率 $\eta_R = ?$
 - (3) 求压气机动叶叶尖相对扭速 $\Delta w_u = ?$
 - (4) 假定 $\beta_1 = \beta_2$, 求 $c_{2a} = ?$
 - (5) 求尖部基元级的运动反力度 $\Omega_K = ?$
 - (6) 选定动叶尖部稠度 (建议 $\frac{b}{t} = 1.5$), 计算动叶叶尖的扩散因子 $D = ?$

(7) 假定 $c_{3a} = c_{2a}$, $c_{3u} = 0$, 画出这个基元级的速度三角形, 并根据计算的 α_2 和 α_3 确定静叶尖部稠度。

(8) 画出与这个基元级速度三角形相一致的动叶和静叶叶栅叶型示意图, 并作简单评述。

20. 压气机动叶为什么要做成沿叶高是扭的 (即, 叶尖断面处叶型安装角小, 弯角小; 叶根处叶型的安装角大, 弯角大)?

21. 一台 20 世纪 20 年代轴向进气的鼓风机动叶, 采用沿叶高不扭的、叶型无弯角的平板叶片, 试分析气流流经该动叶的工作情况并找出其效率很低的原因。

(1) 气流能对准叶片各基元断面的叶片几何方向吗? 为什么?

(2) 叶尖攻角和叶根攻角相比哪个大? 为什么?

(3) 叶尖、叶中和叶根出口处的总温、总压分布大致形状是什么样子? 为什么?

(4) 画出你建议的修改叶片样子, 即叶尖、叶中和叶根三个位置的叶栅形状示意图。

22. 某压气机进口导流叶片为正反预旋设计 (即尖部为正预旋, $c_{1ut} > 0$; 根部为反预旋, $c_{1uh} < 0$), 你能画出这样的进口导流叶片形状吗?

23. 说明下列三个方程的应用前提:

$$(1) \frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}$$

$$(2) \frac{dL_u}{dr} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} \right] + \frac{dL_r}{dr}$$

$$(3) \frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} = 0$$

24. 证明 动叶进、出口截面采用等环量规律设计时, 沿叶高加功量相等。

25. 简单讨论等环量扭向规律的优点、缺点及其应用情况。

26. 试分析引起径向流动 (即 $c_r \neq 0$) 的可能因素。

27. 列出简化径向平衡和完全径向平衡的基本方程, 从物理概念上说明完全径向平衡方程中的各项物理意义。

28. 分析流线迭代法求解问题的思路, 简叙流线迭代法求解问题的主要过程。

29. 什么叫轴对称假设, 在什么情况下可以近似用轴对称假设, 在什么情况下不可以用轴对称假设?

30. 分析流函数求解法的基本思路, 指出它的优点和缺点。

31. 压气机级的流动损失 (除叶片基元级损失以外) 有哪些? 简单分析说明之。

32. 从物理概念和流动分析解释动叶总压损失参数沿叶高变化经验曲线。

33. 指出动叶和静叶叶身附面层内潜流方向, 解释它们的潜流方向不同的原因。

34. 画出压气机级中可能产生的旋涡, 分析讨论这些旋涡的特点 (包括旋涡方向) 和它们之间的相互作用。

35. 画出超声平面叶栅流动物理图画简化模型, 讨论减少槽道激波的办法。

36. 超、跨声压气机发展的道路 (指实验研究和流场设计和计算) 和亚声轴流压气机有什么不同? 为什么?

37. 简述超声叶型和亚声叶型的差异, 并简述其理由。

38. 讨论非设计工况超声平面叶栅波系的变化趋势(激波的位置、激波的倾斜程度):
- (1) 来流 Ma 数低于设计值。
 - (2) 栅后反压低于设计值。
 - (3) 来流方向使流入叶栅攻角增大。
39. 超、跨声压气机设计的矛盾和难点有哪些?
40. 多级轴流压气机的前面级、中间级和后面级的工作条件有什么差异?它们的设计主要矛盾各是什么?
41. 为什么人们都说:“多级轴流压气机的研制难度大、耗资巨、周期长、风险大?”
42. 评述控制扩散叶型设计的主要准则。
43. 用平面叶栅额定特性证明,双排叶栅可在相同的出气角前提下,实现更大的转角(假定叶栅间距 t 相同,双排叶栅弦长之和等于单排叶栅的弦长,即 $b = b_1 + b_2$)。
44. 综述 3~4 种轴流压气机新技术之机理及其应用前景。

第四章 轴流压气机的非设计和非稳定工况

第一节 引言

在前面的章节里,我们讨论了轴流压气机的基本工作原理以及压气机的设计问题。所谓压气机的气动设计是指根据发动机总体性能给定的空气流量 m_a 、增压比 π_K^* 、飞行高度 H 和飞行速度 Ma_H 作压气机气动流场计算、速度三角形设计以及叶栅几何和叶片设计。给定的 m_a 、 π_K^* 、 H 和 Ma_H 诸参数称为设计参数,压气机在这些参数之下的工作情况称为设计点工况。

显然,在压气机运转过程中是不可能完全在设计条件下工作的。当把发动机安装在飞机上面时,飞机有起飞、爬升、加速、巡航、作战、特技飞行、着陆等一系列飞行状态,而发动机也有慢车、巡航、额定、最大等不同转速和不同的尾喷口面积。在所有这些状态下,都要求发动机能够正常工作且具有良好性能,而决定发动机能否较好工作的主要部件之一就是压气机。因此,压气机不仅设计点性能要好,而且非设计点性能也必须好。对一台压气机而言,不但要知道它的设计点性能,还要知道它的非设计点性能,只有这样才能选择出压气机的最有利工作条件、最佳调节方案。

应该强调指出,恶劣的非设计工况或由于压气机本身原因,压气机有可能进入非稳定工况,这时,压气机性能急剧恶化,发动机推力可能突然下降,燃烧室可能熄火,压气机叶片以至于发动机的零部件将发生强烈振动,直至叶片断裂、零件损坏,严重时还会导致发动机破坏、机毁人亡。因此,研究压气机的非稳定工况并对其进行有效控制,严防压气机进入非稳定工况具有特别重要的意义。

压气机的非设计点性能和不稳定边界,可以通过计算(要利用经验统计数据)获得,但是,由于多级压气机在非设计工况下的流动太复杂了,计算所得结果只有参考意义,真正用于发动机实践中的压气机非设计工况性能(简称压气机特性)和不稳定工作边界是通过实验测量获得的。试验压气机特性是在专门的试验台上进行的,限于本书篇幅,有关压气机的实验装置和参数测量等内容就不在本书中介绍了。

第二节 单级轴流压气机特性

单级压气机是多级压气机的基本组成单位,在研究非设计状态下的压气机特性也是如此,多级压气机特性和每个单级压气机的特性直接相关。在一台新的多级压气机研制过程中,需要对每个单级或者其中的某几个单级单独进行实验研究,以便作为全台压气机调试的依据。因为在单级压气机实验时,不仅能得到单级压气机总的特性,而且还能较全面地测量沿叶高的基元级性能分布,这就有助于了解流场细节,对于发展和改进压气机特

性计算方法也是完全必要的。

一、特性线的变化规律

图 4 - 1 所示为由实验测得的典型单级轴流压气机特性图 (只绘出了增压比 π_K^* 随流量的变化)。

由图可见,在保持转速 n 为常数时,随着空气流量减少,单级压气机的增压比开始增加,并在某一空气流量下达到压比的最大值 (如图中 A 点所示),然后随空气流量的进一步减少反而下降。因此,等转速线一般分为两段 (高速高负荷压气机也可能没有最高点) 在最大增压比 A 点的右边称为右支, A 点的左边称为左支。压气机的级效率随流量变化的规律基本上与此类似。

在保持转速恒定的条件下,空气流量继续减少到一定程度时,压气机会变得很不稳定,流过压气机的气流会产生脉动,并且伴随产生一种不正常的声音和引起压气机的振动。等转速线上开始出现的不稳定现象的点称为不稳定工作点,各条等转速线上的不稳定点的连线称为该压气机特性图上的不稳定工作边界。

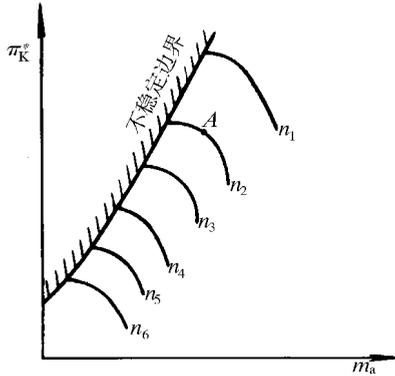


图 4 - 1 单级轴流压气机特性图

二、单级压气机特性曲线的变化规律分析

对于已经设计制造好的压气机而言,叶片和通道几何形状已经固定。在设计状态下,压气机的气流参数和叶片、通道几何形状是协调一致的。在非设计状态时,几何形状没有改变,但气流参数却发生了变化,于是二者之间就变得不协调一致。

如图 4 - 2 所示,以气流流过平均半径处的基元级为例,其中图 (a) 表示设计状态。当切线速度 u 和空气流量 m_a 都是设计值时,气流相对速度 w_1 是以设计时所规定的方向流入动叶的。这时气流速度三角形和叶片的几何形状是协调的,流入动叶叶栅的气流攻角等于设计攻角 (此处假定设计攻角 $i = 0$), 于是气流顺畅地流过叶栅,这时压气机的轮缘功 $L_u = u\Delta w_u$, 效率为 η_K^* 。

当压气机的工作点偏离设计状态时, π_K^* 和 η_K^* 的变化取决于轮缘功 $L_u = u\Delta w_u$ 和流动损失的变化 (或效率的变化), 因此,分析 π_K^* 和 η_K^* 随空气流量的变化也就相当于研究轮缘功 L_u 和流动损失随空气流量的变化。

首先研究轮缘功 L_u 随空气流量的变化。由于在试验中保持转速不变,所以切线速度 u 不变,流量增加,气流轴向分速 c_{1a} 将会加大,由图 4 - 2 (b) 可知,气流进口角 β_1 加大,于是气流和叶片形成负攻角,即 $i < 0$ 。在攻角偏离设计攻角不太多的情况下,可以近似假设

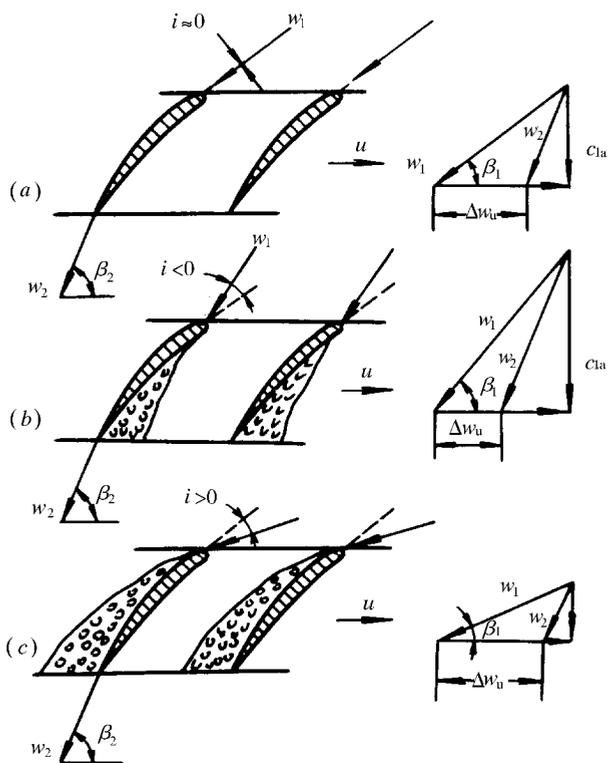


图 4-2 轴流压气机中流量变化时速度三角形的变化

气流出口角 β_2 基本不变,由图看出 Δw_u 减少,轮缘功减少。

当流量减小时,由图 4-2 (c) 所示 c_{1a} 减小,攻角加大,在 β_2 基本不变这一假设前提下 Δw_u 增加,轮缘功增加(注意:当流量下降很大,攻角增加得非常大而偏离设计点很远时,由于落后角增加 β_2 不能保持不变,这时 Δw_u 有可能下降并导致轮缘功下降)。

轮缘功随流量 m_a 的变化如图 4-3 所示。

在轮缘功中扣除掉流动损失以后,剩余部分为用于气体增压的等熵压缩功 L_{ad} 。前面曾经讲过,流动损失随攻角 i 的变化规律。一般而言,在设计点处的攻角应当是最低损失攻角。由于空气流量变化而使攻角偏离设计值(对应于图 4-2 (b)和 (c) 两种情况),损失自然会增大。除叶型损失有变化以外,二次损失也会有改变。扣除了上述损失得到的等熵功 L_{ad} 随流量的变化曲线实际上代表了级增压比 π_K^* 随空气流量 m_a 的变化曲线。因为

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_a^* (\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (4-1)$$

由图可见,在保持转速不变时,随着空气流量的减少,级增压比开始总是逐步增加的,达到最大值以后又逐渐减小,并最后进入不稳定工况。这是因为由于空气流量减少到一定程度以后,由于正攻角太大,就会引起叶背失速,使轮缘功不再上升,而且流动损失剧增,这两个因素都使 π_K^* 下降。当正攻角超过某临界值时,叶背分离扩展至整个通道,压气机进入不稳定工况。

根据级效率的定义 $\eta_K^* = L_{ad}/L_u$ 可以得出 η_K^* 随流量变化曲线如图 4-3 所示。

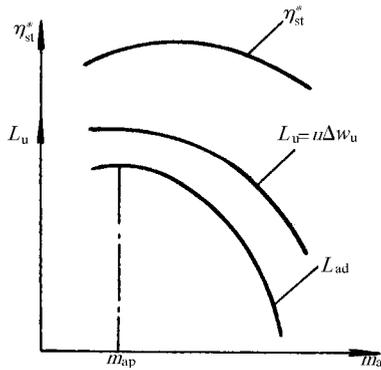


图 4 - 3 轮缘功、等熵功和效率随空气流量的变化规律

图 4 - 4 (a)所示为一台单级亚声压气机的实验特性。图 4 - 4 (b)所示为一跨声压气机特性图。跨声压气机在高转速下的等转线比较陡峭,当流量增大至某一数值时,压气机中出现临界截面(该截面气流流速大于或等于声速),压气机流量不再变化,在唯一攻角下工作,下游变化不再影响叶片进口区的流场。

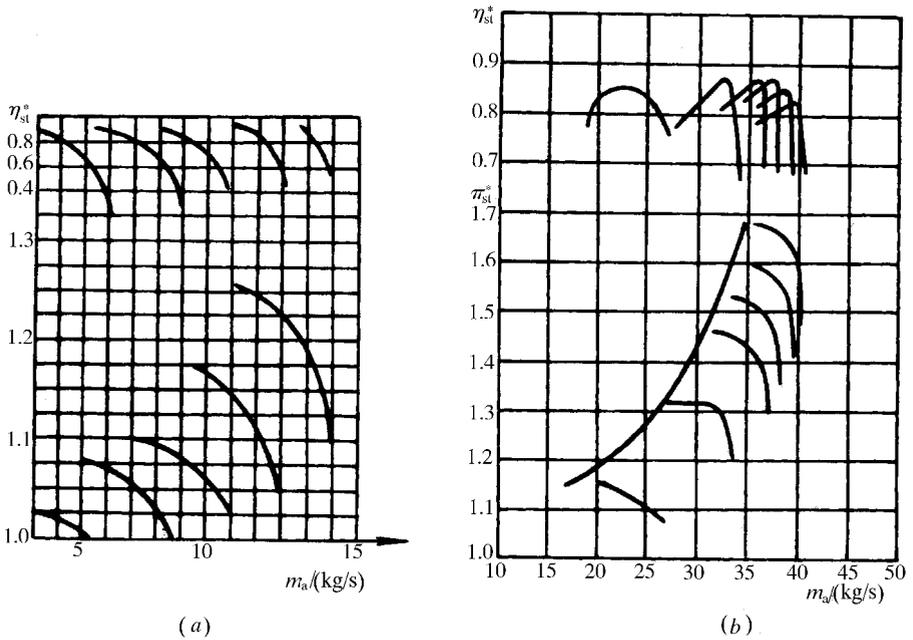


图 4 - 4 单级压气机的实验特性

(a)亚声压气机 ;(b)超跨声级压气机。

第三节 多级轴流式压气机特性的特点

图 4 - 5 所示为标准大气条件下某型发动机九级轴流压气机的特性曲线图。图中 \bar{n} 的定义是压气机转速与设计转速之比。由图可见,多级压气机特性和单级压气机特性基本相似,但也有些特点。

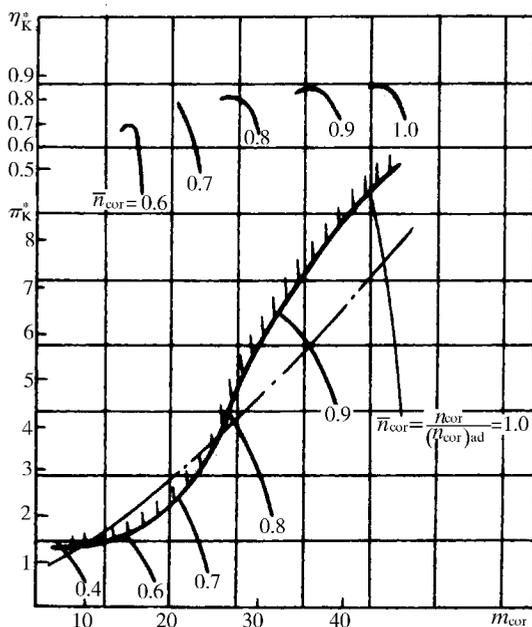


图 4-5 某型发动机九级轴流压气机特性图

一、多级轴流压气机在非设计工况下级间的不协调性 (失配性)

多级压气机流道的面积沿着通道逐级地减小,以适应空气密度逐级增大。设计压气机时是根据设计状态的各级压比(或密度比)确定了流通面积沿通道的变化关系。在非设计工况下,压气机的压比高于或低于设计值时,都会导致表征空气的轴向速度的量——流量系数 \bar{c}_a ($\bar{c}_a = c_a/u$) 的改变,因而,各级的攻角也相应发生改变,大的正攻角可能导致压气机进入不稳定工况区,大的负攻角可能导致压气机的堵塞和压比、效率的急剧下降。下面分析非设计工况下,各级压气机流量系数 \bar{c}_a 的变化特征。

根据气体流动的连续方程可知:

$$m_a = A_1 \rho_1 c_{1a} = A_2 \rho_2 c_{2a} = \dots = A_z \rho_z c_{za} \quad (4-1)$$

式中 1, 2, ..., z 为压气机各级的进口截面符号,也代表压气机的级数; A 为各级进口面积, ρ 为密度。由式 (4-1) 可得

$$\frac{c_{1a}}{c_{za}} = \frac{A_z \rho_z}{A_1 \rho_1} \quad (4-2)$$

利用多变关系 $p/\rho^n = \text{常数}$, 并注意到压气机面积比为常数, 即 $A_1/A_z = \text{常数}$, 则有

$$\frac{c_{1a}}{c_{za}} = \left(\frac{p_z}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \text{常数} = (\pi_z)^{\frac{1}{n}} \cdot \text{常数}$$

对于同一台压气机而言,各级圆周速度之比为常数,即 $u_1/u_z = r_1/r_z = \text{常数}$, 所以

$$\frac{c_{za}/u_z}{c_{1a}/u_1} \cdot \pi_z^{\frac{1}{n}} = \text{常数}$$

或

$$\frac{\bar{c}_{2a}}{\bar{c}_{1a}} \cdot \pi_z^{\frac{1}{n}} = \text{常数} \quad (4-3)$$

式(4-3)表明,在非设计工况下,若多级压气机的压比 π_z 高于设计值,则压气机后面级的流量系数 \bar{c}_{2a} 和进口值 \bar{c}_{1a} 的比值将小于设计状态的比值,由速度三角形分析可知 \bar{c}_{2a} 的下降意味着后面级压气机将在大的正攻角下工作,而 \bar{c}_{1a} 的增加则表明前面级压气机将在负攻角(或攻角减小)状态下工作。若非设计工况的压比低于设计状态的压比数值,则情况与上相反,压气机前面级可能在大的正攻角下工作,后面级则可能在负攻角下工作。这就是非设计工况下多级压气机前面级和后面级压气机不协调的特征,它是非设计工况多级压气机调节的依据。

二、多级轴流压气机等转速线陡峭以及工况偏离在多级压气机中的逐级放大

显然,式(4-3)还可用于任何两级之间分析流量系数 \bar{c}_a 的相对变化,由式(4-3)

$$\frac{\bar{c}_{2a}}{\bar{c}_{1a}} \cdot \pi_I^{\frac{1}{n}} = \text{常数}; \frac{\bar{c}_{3a}}{\bar{c}_{2a}} \cdot \pi_{II}^{\frac{1}{n}} = \text{常数}; \dots \quad (4-4)$$

式中 π_I 、 π_{II} 分别代表第一级和第二级压气机的增压比。下面用式(4-4)来分析多级压气机等转速线的特征和工况偏离逐级放大的原因。

假定压气机转速不变,又假定流入压气机的流量大于设计值,所以第一级压气机的流量系数 \bar{c}_{1a} 将大于设计值,由速度三角形分析知,第一级压气机的增压比 π_I 将低于设计值,由式(4-4) \bar{c}_{2a} 将因 π_I 下降而增加,而 \bar{c}_{2a} 的增加会导致第二级压气机的压比 π_{II} 进一步下降,由式(4-4) \bar{c}_{3a} 将因 π_{II} 下降明显增加,如此递推下去,后面级压气机的 \bar{c}_a 将逐级地急剧上升。导致最后一级的流量系数 \bar{c}_{2a} 将大大增加, $\pi_z = \pi_I \cdot \pi_{II} \dots$ 将大大下降。这就是多级压气机中偏离设计工况的逐级放大作用,也解释了多级轴流压气机等转速特性线陡峭(沿等转速线压比随流量急剧下降)的原因。由于工况偏离的逐级放大作用,多级压气机更容易进入不稳定工作区。

为了描述陡峭的多级压气机特性,必须采用适当的方法示出压气机增压比和效率的对应关系(这时,采用图4-5所示特性曲线表示法就不方便了)。图4-6所示为压气机等效率曲线表示法,在每一条等效率曲线上都标注有效率数值的大小。

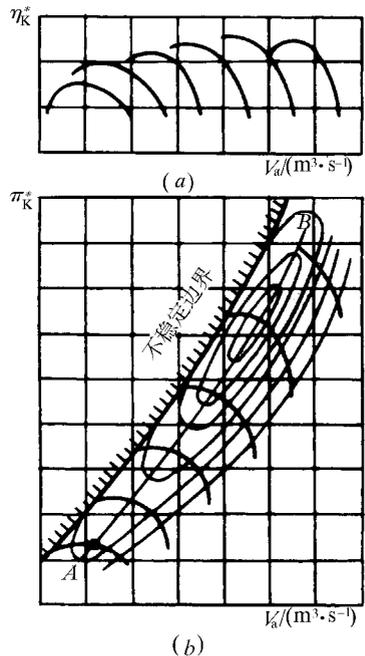


图4-6 压气机特性等效率曲线表示法

第四节 压气机的相似准则和轴流压气机的通用特性

由上节分析可知 影响压气机速度三角形的参数都是压气机特性的自变量 因而压气机特性可表示为流量、转速和进气条件的函数式

$$\pi_K^* = f_1 (m_a, n, p_1^*, T_1^*)$$

$$\eta_K^* = f_2 (m_a, n, p_1^*, T_1^*)$$

可以在压气机实验台上通过测量直接录取压气机特性,但这是在某一特定进气条件 p_1^* 和 T_1^* 之下进行的。于是,在使用上述特性时就遇到如下问题:试验所录取的特性是冬天得到的,夏天能不能用?在东北的压气机试验台上录取的特性,在西南能否用?在平原地区的试验特性,在西藏高原可否用?在地面条件录取的特性,在高空高速等飞行条件下能否用?所有以上都归结为进气条件 p_1^* 和 T_1^* 改变对压气机特性的影响问题。

能不能根据实验数据画成一组特性线,使这组特性线不论在什么样的压气机进口条件下都能适用?回答是肯定的,人们只需将压气机特性线绘制成“通用特性线”就可应用于任何进气条件。它是根据相似理论推导获得的,下面首先介绍相似理论。

一、相似理论在压气机中的应用——压气机的相似准则

由气体动力学知,如果几何相似的物体在气流的绕流中,各物体上任何相似点处的速度比、压强比及温度比等,在每一瞬间都是相同的,则气体的这种稳定流动就是相似的流动。

由气动和热工学知,在一般情况下,保证流动相似的准则非常广泛,它们是:表示气体压缩性特征的马赫数;表示气体粘性作用特征的雷诺数;表示热交换的贝克列数;表示重力对气体作用的弗劳德数;表示气体不稳定流动特征的斯特罗哈数;以及表征气体常数的绝热指数 k 等等(还有反映换热特征的傅里叶准则、努赛尔准则等),显然,同时满足这些准则是没有可能,也没有必要的,而必须在所研究的实际现象中选择出最重要的因素。由气体动力学知,对于压气机而言,其相似条件可以归结为三条:几何相似、流场相似(或运动相似)和动力相似。

(一)几何相似

两台压气机的几何相似包括流路几何形状、相对间隙以及各基元截面上的叶栅几何相似(图4-7),即对应的诸几何尺寸必须成比例。

$$\frac{D_i}{D'_i} = \frac{D_h}{D'_h} = \frac{\delta}{\delta'} = \frac{h}{h'} = \frac{\Delta}{\Delta'} = \frac{b}{b'} = \frac{t}{t'} = \frac{c_{\max}}{c'_{\max}} = K_1 \quad (4-5)$$

式中 c_{\max} ——叶型最大厚度;

K_1 ——尺寸缩小或放大系数。

可以看出,要想使缩型压气机和足尺寸原型压气机保持完全几何相似是很困难的,例如,径向间隙 δ 按比例缩小就会遇到困难,这就是为什么很多缩小型压气机效率等性能低于原型足尺寸压气机,重要原因之一是“缩型”并没有严格地保证几何相似。

(二)流场相似

流场相似(或称运动相似)指的是两台压气机中对应点上的速度方向相同和大小成比例,即

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 = \beta'_1 \quad \beta_2 = \beta'_2 \\ \frac{w_a}{w'_a} = \frac{w_b}{w'_b} = \frac{w}{w'} = K_w \end{aligned} \right\} \quad (4-6)$$

式中 K_w ——速度比例系数。

由上述可知,两台压气机的流场相似,必然是流场中对应的流线和对应点上的速度三角形相似,也就是运动相似,如图 4-7 下图所示。

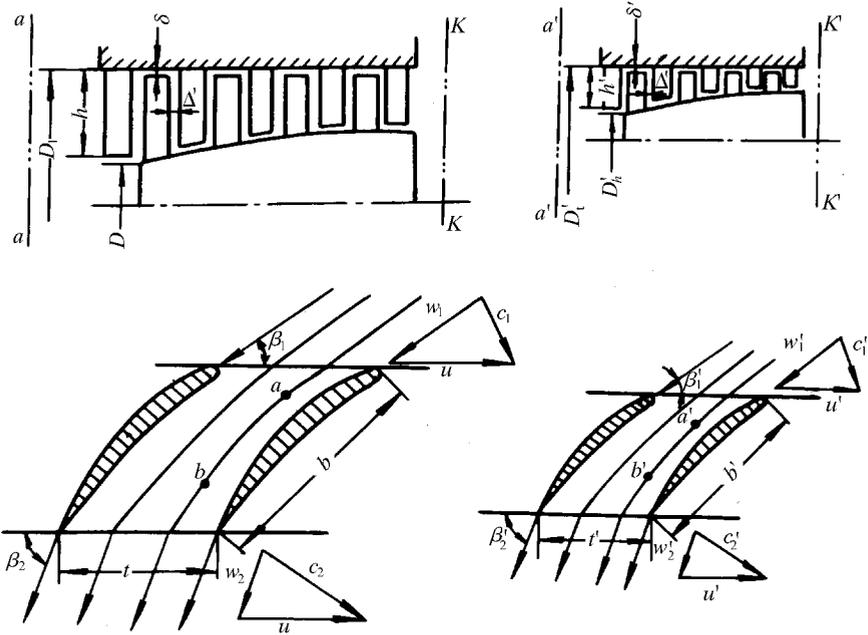


图 4-7 相似律推导引证图

(三) 动力相似

动力相似是指两台压气机内的流场中,对应点上同类力的方向相同而大小成比例。

流过压气机的气流微团所受的外力大体上有静压力、惯性力、粘性力和重力。对于气体而言,重力与其它力相比可以略去不计。

在气动热工中已经证明过,雷诺数 Re 的物理意义是惯性力和粘性力之比,所以两台压气机动力相似条件之一是流场中对应点上的雷诺数必须相等。

由量纲分析还可以证明,马赫数 Ma 的物理意义是惯性力和静压力之比,所以,压气机动力相似的另一条件是流场中对应点上的马赫数必须相等。

实验证明,当雷诺数足够大时 ($Re \geq 2 \times 10^5$),粘性力作用相对于惯性力甚弱,整个流动过程就不再受影响,这时雷诺数作为一个相似准则已经退化,即雷诺数不再是相似准则,此时,称流动进入自动化区。航空压气机在大多数工况下, $Re \geq 2 \times 10^5$,这时,作为压气机的动力相似条件就只有马赫数了。但是,飞机在高空低速飞行(或爬升)时,由于空气密度下降甚剧,因而 Re 下降到低于 2×10^5 ,这会引引起压气机效率下降,通常采用效率修正的办法。实验压气机采用缩型以及压气机实验时采用进口节流都会导致雷诺数下降,所以,决定实验用缩型压气机的缩小系数时,以及在压气机试验过程中需确定节流程

度时,都应该以保证 $Re \geq 2 \times 10^5$ 为准则。

综上所述,两台压气机流场相似的条件可以归纳为:几何相似;对应点速度三角形相似;对应点 Re 承 Ma 数相等。

一般情况下,压气机流场都满足 $Re \geq 2 \times 10^5$ 的条件。这时,由气体动力学知,在几何相似的前提下,只要叶栅(也包括任何其它物体或通道)进口 Ma 数(包括大小和方向)相同,则全流场处处压强比、速度比、温度比等无因次参数保持不变(这里假定流场中不存在临界截面)。这样一来,两台压气机状态相似的条件就可以概括为几何相似和压气机的进口马赫数相同。由于压气机中动叶是旋转的,它的相似准则应该是 Ma_{w_1} (包括大小和方向)。利用速度三角形可以证明,只要第一级压气机的进口轴向马赫数 Ma_{a_0} 和动叶切线马赫数 Ma_{u_1} ($Ma_{u_1} = u_1 / \sqrt{kRT}$) 保持不变,则压气机的所有各级的叶栅进口马赫数和出口马赫数也保持不变,因而,气流在整个压气机中的流动是相似的。现推证如下:

当空气进入多级压气机时,首先是流入进气导向叶片(如果没有导向器,则 $Ma_{c_1} = Ma_{a_0}$, $\alpha_1 = 90^\circ$), Ma_{a_0} 为导向器叶栅的进口马赫数, Ma_{a_0} 保持不变则导向器叶栅中的空气流动相似,因而其出口马赫数 Ma_{c_1} 保持不变,由速度三角形知, $Ma_{w_1} = Ma_{c_1} - Ma_{u_1}$, 故 Ma_{w_1} 不变, Ma_{w_1} 不变则保证了动叶中的流动相似,因而动叶出口相对马赫数 Ma_{w_2} 不变,进一步动叶后的静叶叶栅的进口马赫数 Ma_{c_2} 也保持不变,因为 $Ma_{c_2} = Ma_{w_2} + Ma_{u_2}$, 如此类推下去直到多级压气机的最后一排叶栅的无因次参数(马赫数、压强比、温度比等)均保持不变。即整个多级压气机都保持了相似状态。压气机的增压比 π_K^* 和效率 η_K^* 是压强比、温度比的函数,所以它们也保持不变。

所以, Ma_a 和 Ma_u 就被称为压气机状态的相似准则,或者相似参数,只要它们保持不变,则压气机中流动(指压强比、速度比、温度比、马赫数等无因次参数)保持不变。一般而言,可以选取多级压气机中任意截面上的 Ma_a 和 Ma_u 作为相似参数。人们通常选用压气机进口截面处 Ma_{a_1} 和 Ma_{u_1} 作为相似参数,这样方便一些。应该指出,当压气机的流场中出现了临界截面(或声速喉道,或堵塞截面)情况时,上述结论不再正确,因为这时临界截面以后的参数变化(例如,反压变化)不再能影响压气机进口截面马赫数 Ma_{a_1} 和 Ma_{u_1} , 它们将始终保持不变而不再起到相似准则的作用,作为相似准则 Ma_{a_1} 已经退化,必须选用新的相似准则来代替它,即用临界截面以后的马赫数(或压强比等无因次参数) Ma_{a_N} ($N - N$ 为临界截面以后的任一截面)和 Ma_u 来作为压气机的相似准则。由于压气机的相似准则和压气机流场中各点的其它无因次流动参数是互为函数关系的,因而,也可以选取临界截面以后的压强比 p_N/p_1 和 Ma_u 来作为压气机的相似准则。

由气体动力学函数关系式可知,马赫数 (Ma_a, Ma_u) 是分别和速度系数 (λ_a, λ_u) 存在对应的函数关系,因此 (λ_a, λ_u) 也是压气机的相似准则。同理可以证明, (λ_c, λ_u); ($q(\lambda_c), \lambda_u$) 都是压气机的相似准则。

对于同一台压气机,或者几何尺寸完全相同的压气机而言,我们可以证明,

$\left(\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)$ 也是压气机的相似准则,因为

$$q(\lambda_{c_1}) = K_m \frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^*} \quad (4-7)$$

$$\lambda_u = K_D \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \quad (4 - 8)$$

式中 K_m ——和气体常数 (k, R) 有关以及和压气机几何尺寸有关的常系数;
 K_D ——和压气机几何尺寸有关的常系数。

应该强调指出, 只是在同一台压气机或压气机尺寸完全相同时, $\left(\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{P_1^*}, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)$ 才能作为压气机的相似准则。几何相似但尺寸不相等的压气机不能用它们作为相似准则。可以看出, 这两个参数都是有量纲的。

二、轴流压气机的通用特性曲线

通过对于轴流压气机中流动的相似准则分析可知, 不管压气机的转速 n 、空气流量 m_a 、进口总压 P_1^* 和进口总温 T_1^* 如何变化, 只要保证压气机的相似参数相同, 则压气机的 π_k^* 和 η_k^* 就不变。因此, 应该用压气机的相似参数作为横坐标和参变量来绘制压气机特性曲线, 这样的曲线就叫做压气机通用特性曲线, 它可以适用于任何大气条件和飞行状态。

图 4 - 8 所示的压气机特性曲线是以相似参数 Ma_a 作横坐标, 以相似参数 Ma_a 作为参变量绘制的, 这张特性曲线适用于 (代表了) 任何与它几何相似的压气机。

图 4 - 9 所示压气机特性曲线是以流量相似参数 $\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{P_1^*}$ 为横坐标, 以转速相似参数 $\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}$ 作为参变量绘制的, 它只适用于同一台压气机或几何尺寸与其完全相同的压气机。

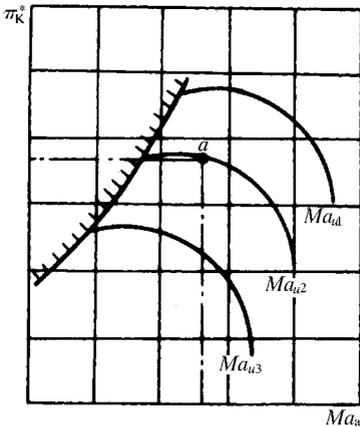


图 4 - 8 用压气机相似参数 (Ma_a, Ma_u) 表示的压气机特性曲线

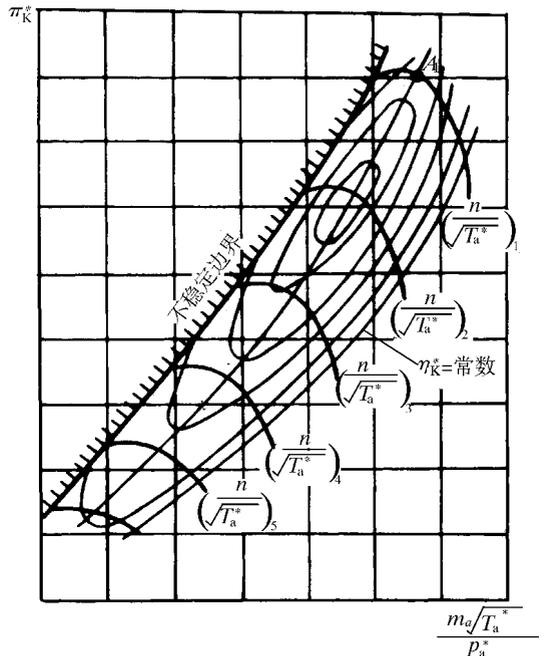


图 4 - 9 用流量和转速相似参数表示的压气机特性曲线

可以看出,对于同一台压气机(或几何尺寸完全相同的压气机)而言,采用

$\left(\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)$ 作为相似参数绘制特性曲线非常方便,因为相似参数中的 m_a 、 n 、 p_1^* 和 T_1^* 都是实验中直接测量录取的,它们也是表征不同飞行状态的参变数,因而便于应用。图 3-49 所示曲线也被称之为压气机通用特性曲线。

为了使用方便,常常进一步把通用特性曲线换算成以 π_c 海平面标准大气条件 ($T_1^* = 288\text{K}$, $p_1^* = 101325\text{Pa}$) 为进气条件的特性线,换算过程是很简单的,只要保证大气条件 p_1^* 和 T_1^* 之下的流场与在海平面标准进气大气条件下的流场具有相同的相似参数。若以 m_a 、 n 、 p_1^* 、 T_1^* 表示在某一具体实验条件下所测量的参数,而以 n_{cor} 和 m_{acor} 表示在标准大气条件下的转速和空气流量,根据相似参数相等而有

$$\frac{n}{\sqrt{T_1^*}} = \frac{n_{\text{cor}}}{\sqrt{288}} \quad (4-9)$$

$$\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^*} = \frac{m_{\text{acor}} \sqrt{288}}{101325} \quad (4-10)$$

将上式改写成

$$n_{\text{cor}} = n \cdot \sqrt{\frac{288}{T_1^*}} \quad (4-11)$$

$$m_{\text{acor}} = m_a \cdot \frac{101325}{p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{288}} \quad (4-12)$$

式中 n_{cor} —— 换算转速;

m_{acor} —— 换算流量。

显然 n_{cor} 、 m_{acor} 是相似参数。图 4-10 所示为用换算转速和流量绘制的压气机特性。

三、压气机的相似准则在压气机实验和设计过程中的某些应用

(一) 在进行压气机实验时,可以运用相似理论来减少传动压气机运转所需要的功率

1. 关于缩型压气机实验

一台足尺寸的高涵道比单级风扇或一台大流量的高负荷单级(或双级)压气机,其消耗功率都可能在万匹马力^①之上,然而,根据相似准则进行缩型的实验压气机可能在 3000~4000 马力的实验台上就能进行实验。

设缩型压气机的各项参数加以上角注“'”,不加“'”的参数则表示足尺寸压气机的参数。根据压气机相似准则,应满足

$$q(\lambda_{c_1}) = q(\lambda'_{c_1}) \quad (4-13)$$

$$\lambda_u = \lambda'_u \quad (4-14)$$

将式(4-13)代入流量方程,则得

^① 1 马力 (Hp) = 735.499W。

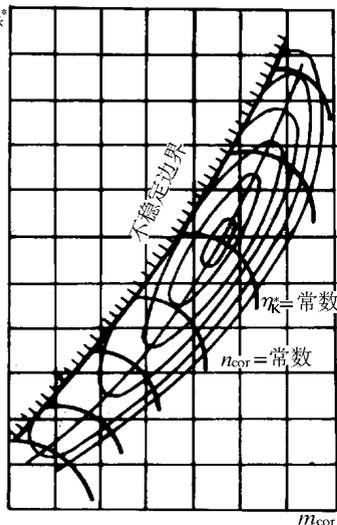


图 4-10 用换算相似参数表示的压气机通用特性曲线

$$\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^* \cdot F_1} = \frac{m'_a \sqrt{T_1^{*'}}}{p_1^{*' } \cdot F_1'} \quad (4 - 15)$$

倘若进口流动参数相同,即 $p_1^* = p_1^{*'}$ 和 $T_1^* = T_1^{*'}$, 则

$$\frac{m'_a}{m_a} = \frac{F_1'}{F_1} = \left(\frac{D'_1}{D_1} \right)^2 = (k_1)^2 \quad (4 - 16)$$

式中 D ——压气机外径;

k_1 ——缩型压气机的尺寸缩小系数,简称缩型比。

由式 (4 - 16) 可以看出,缩型后的压气机空气流量随缩型比的平方而减少,而实验压气机所消耗的功率是和流量成正比的,一台 $k_1 = 0.6$ 的实验缩型压气机所消耗的功率仅为足尺寸压气机的 36%,可见其效益是相当大的。国内外的进口级风扇和压气机实验研究几乎无一例外地采用缩型实验压气机。

变换相似准则式 (4 - 14),可得

$$\lambda_u = K \cdot \frac{n \cdot D}{\sqrt{T_1^*}} = \lambda'_u = K \cdot \frac{n' \cdot D'}{\sqrt{T_1^{*'}}} \quad (4 - 17)$$

在 $T_1^* = T_1^{*'}$ 情况下,上式可写成

$$\frac{n'}{n} = \frac{D_1}{D'_1} = \frac{1}{k_1} \quad (4 - 18)$$

式 (4 - 18) 表明,为了保证流场相似,缩型压气机的转速应比足尺寸压气机转速高。

2. 关于进口节流法

另一种减少实验压气机消耗功率的办法是关小压气机实验装置中的进气节流阀,使进入压气机的气体总压降低,因而流量减少,消耗功率减少。

为了保证流场相似,同样应满足式 (4 - 13) 或式 (4 - 15) 和式 (4 - 14)。由式 (4 - 14) 可以看出,此式成立与否和压气机进口总压无关,因此,只考虑式 (4 - 15),假定压气机尺寸相同 (即 $F = F'$),进口总温仍然相同 (节流过程为等焓过程,总温保持不变),由式 (4 - 15) 可得

$$\frac{m'_a}{m_a} = \frac{p_1^{*' }}{p_1^*} \quad (4 - 19)$$

上式表明,随着进口总压 (由于节流) 下降,空气流量相应地成比例下降,因而实验压气机消耗的功率也正比例地下降。

上面我们介绍了两种减少实验压气机消耗功率的办法,在应用上述两项办法时,不是没有限制的。

采用第一种办法的限制有二:一是 Re 必须大于自模雷诺数,即 $Re \geq 2 \times 10^5$,缩型比愈小,则 Re 下降愈甚,目前缩型压气机的缩型比多半在 0.7 左右,不低于 0.6;二是具体的压气机实验台设备能力的限制,缩型比 k_1 愈小,则要求实验台的转速愈高,因此,很多缩型压气机缩型比是由实验台所能达到的最高转速限制的。

采用第二种办法的限制也有两方面,因为节流导致气流密度下降,因而 Re 也下降,所以,节流程应保证 $Re \geq 2 \times 10^5$,进口节流程度还受到压气机实验台本身的限制,由于节流后的静压降低且低于大气压很多时,则会出现漏气现象致使流量测量不准 (流量管安装在节流阀之前)。此外,还有设备强度问题。

一般而言,缩型法多用于单级压气机(风扇)实验研究;节流法多用于足尺寸多级压气机实验研究。

(二)相似理论在压气机设计中的应用

在发动机的新机研制中,多级压气机的研制难度大、周期长、耗资多。能否将现有的非常成功的压气机应用到总性能不同的新发动机上?如何将预先研究的性能良好的实验研究压气机应用到新研制的发动机上?能否在现有压气机上仅对部分级作些改进,而其余的压气机级保持不变?应用相似理论可以准确回答并解决上述问题。

(1)一台性能良好的多级压气机可以按相似准则进行放大或缩小,应用到所需要的新机种中去。例如,美、英、日、德、意等五国联合研制的发动机中的有关风扇和部分压气机级就是利用现有发动机的风扇、压气机级(某些级)进行缩型获得的。还可举出很多类似例子。

(2)对于实验研究中的高性能新型压气机进行放大(由于实验压气机尺寸多半较小)就可应用于新机种。例如,某多级压气机研制多年始终未能解决其低压压气机性能问题,研究发现美国的某双级超跨声压气机的性能先进,参数和特性均和所研制的高压压气机匹配,将该双级压气机按相似准则放大用作新研制压气机的低压部分,结果获得了成功。

(3)为了提高现有压气机性能,节省耗资和缩短研制周期,办法之一是在原有压气机的前面加一级,习惯上称为加零级,这样可以使压气机的总增压比和空气流量有明显增加,发动机推力增大,耗油率也会因总增压比增加而有所下降。法国阿塔发动机的压气机改进就是采取加零级的办法,每隔多年,前面加一级,先后加了三次。

加零级压气机的原则应该是,为了零级压气机以后,后面级压气机仍应保持原有的增压比和效率不变。根据上面章节讨论的相似原理可知,保持原压气机性能不变的必要和充分条件是,保证加零级后压气机的进气条件相似准则仍然和原多级压气机进气条件的相似准则完全一样。

由相似准则关系式(4-15)和式(4-17)

$$\frac{m_a \sqrt{T_1^*}}{p_1^*} = \frac{m'_a \sqrt{T_1^{*'}}}{p_1^{*'}} \quad (4-20)$$

$$\frac{n}{\sqrt{T_1^*}} = \frac{n'}{\sqrt{T_1^{*'}}} \quad (4-21)$$

式中 m'_a ——加零级以后的压气机流量;

$T_1^{*'}$ 、 $p_1^{*'}$ ——零级压气机出口的总温和总压,也即原多级压气机的新的进气条件;

n' ——加零级压气机以后的压气机转速。

未带上角注“'”的参数均为原多级压气机的参数。

显然,相似准则式(4-20)和式(4-21)的左边代表加零级压气机以前的压气机进口相似参数,等式右边则代表加零级压气机以后压气机的进口相似参数,二者相似参数相等保证了二者的增压比和效率相等。因此,必须由式(4-20)和式(4-21)来确定加零级压气机以后的流量和转速。可以看出,由此确定的压气机流量和转速都增加了。

还可以采用修改进口级压气机而保持其余压气机不变的办法来提高压气机性能,这时,应该采用和以上类似的方法,根据相似原理来确定压气机的“新”转速和流量数值。

(4)如上节所述,用相似参数来绘制的压气机实验特性曲线,可以适用于任何大气条

件和飞行状态,因而具有通用性,被称为“压气机通用特性线”。

第五节 压气机的非稳定工况与进口流场畸变

在压气机特性图上,有一条不稳定工作边界如图 4-9 和图 4-10 所示。不稳定工作边界也被称为喘振边界或者失速极限边界线。压气机是不允许在不稳定工作边界的左方工作的,它会导致压气机性能急剧恶化并造成压气机叶片振动断裂等严重故障。本节研究分析压气机不稳定工况的物理现象和机理,并在此基础上讨论研究扩大压气机稳定工作范围的办法。

一、压气机非稳定工况的分类

压气机非稳定工况可以分成两大类。第一类属于气动弹性现象,这时,叶片的振动属于自激振动,这种现象被称之为颤振,将在后面部分专门介绍讨论。第二类是单纯气动现象,它也会激发叶片的振动,但这种叶片振动性质属于他激振动。第二类非稳定工况又分为两种:一是旋转失速或称旋转分离;另一种是喘振现象。两者既有差异又有联系。

实验证明,非稳定工况经常以旋转失速出现,进一步可能发展至喘振。喘振的出现,还和全台发动机的其它部件的容腔大小和共同工作条件有关。

(一) 旋转失速

当转速一定而空气流量减少时,就会引起转子动叶攻角的增加。空气流量减少到一定程度就能观察到不稳定流动,同时压气机发出特殊叫声,振动也增大。在动叶后测得的流场表明,有一个或多个低速气流区以某一转速沿动叶旋转方向转动,这种非稳定工况被称之为旋转失速。

图 4-11 所示为解释旋转失速机理的物理图画。其过程可解释如下:当压气机空气流量减少而使动叶攻角增大到临界攻角附近时,动叶排中的某几个叶片可能首先发生分离(这是由于叶片排加工或安装误差以及在实际情况下总是存在着的气流不对称性或范围很大的紊流区、分离团),于是,在这些出现分离区的叶片前面出现了明显的气流堵塞现象(见图 4-11 中的阴影减速流区)。这个受阻滞的气流区使周围的流动发生偏转,从而引起左面叶片(图中 3 号叶片攻角增大并分离。但与此同时,右面叶片(图中 1 号叶片)的攻角减小并解除分离,因而分离区相对于叶片排向左传播,即按图 4-11 中的叶片序号由小向大地传播。

如果站在动叶上看,失速就朝着叶片旋转方向相反的方向移动,如图 4-11 所示。由实验测定,这种移动速度比圆周速度 u 要小,因而站在绝对坐标系上观察时,旋转失速区以比压气机转速为低的速度和压气机旋转方向相同作旋转运动,故称为旋转失速。

旋转失速区可以分成两种:一种叫做平衡的旋转失速(或称渐进型旋转失速),其特征是随着流量的下降,压气机的性能是逐渐地但却是连续地下降,如图 4-12(a)所示;另一种叫做突跃式旋转失速,其特征是随着流量下降到一定程度时,压气机性能会出现突然的下降,如图 4-12(c)所示。平稳型旋转失速往往发生在轮毂比较小的级,如多级压气机前面的一些级。旋转失速往往是在一两个叶片的叶尖处先产生,而后向周向、径向发展。由于叶片较长,所以旋转失速还不至于“充满”整个环形面积或扩展至整个叶高。所以,反映在特性线上还是连续变化的。平稳的旋转失速可以有多个失速区同时存在。突

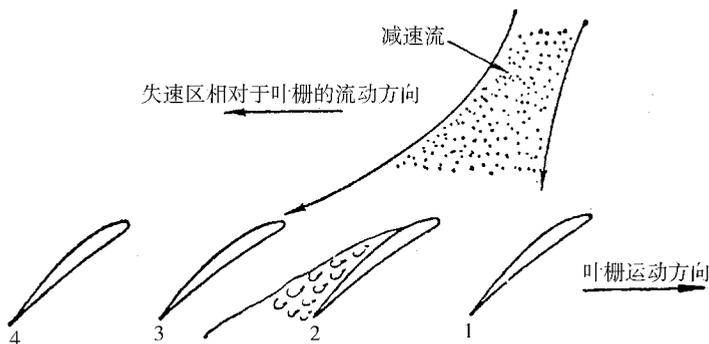


图 4 - 11 解释旋转失速机理的物理图画

跃式旋转失速往往产生在轮毂比较大的级,如多级压气机的后面级,在那里叶片短,旋转失速一旦产生就可能波及整个叶高,在周向扩展也大,所以就会影响整个叶片环的正常工作,从而使压气机性能突然降低。突跃式旋转失速往往只有一个失速区。至于压气机的中间级,轮毂比中等,可以产生平稳的旋转失速而后随着流量下降就可能产生突跃式的旋转失速,如图 4 - 12 (c) 所示。

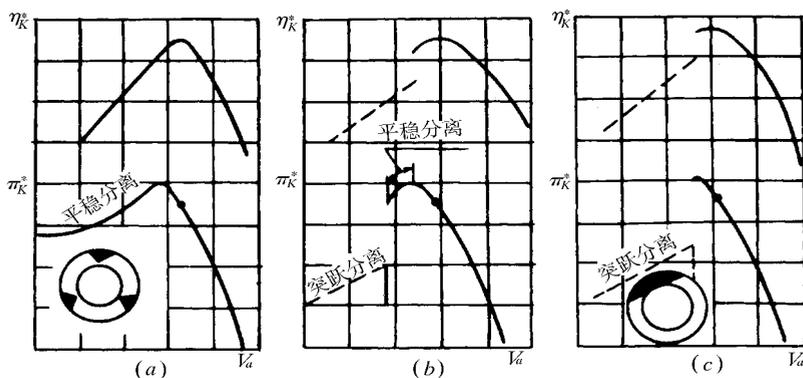


图 4 - 12 旋转失速不同类型示意图

(a) 前面各级; (b) 中间各级; (c) 后面各级。

根据以上分析,旋转失速的特征可以归纳为以下几点:旋转失速时,气流脉动是沿压气机周向变化和传播的;平稳型旋转失速时,流过压气机的流量基本不变;突跃式旋转失速时气流参数会发生突然的下降;旋转失速的流场是非轴对称的;旋转失速时,其气流脉动频率和脉动振幅和流路容积特性无关,主要取决于压气机的工况(轴向速度和转速),同时还和叶片排几何参数有关;旋转失速时,振动频率较高。

旋转失速对压气机正常运行的严重影响表现在:使压气机的气动性能明显恶化。突跃式的旋转失速还会使压气机因性能急剧恶化而无法工作;旋转失速出现会产生频率较高、强度大而危险的激振力,并可能导致叶片共振断裂。统计表明,旋转失速是使压气机叶片疲劳断裂的主要原因之一。

(二) 喘振

压气机喘振是气流沿压气机轴线方向发生的低频率(通常只有几赫或十几赫)高振幅(强烈的压强和流量波动)的气流振荡现象。这种低频率高振幅的气流振荡是一种很大的激振

力来源,它会导致发动机机件(首先是压气机)的强烈机械振动和热端超温,并在极短时间内造成机件的严重损坏,所以,在任何工作状态下都不允许压气机进入喘振区工作。

压气机喘振时的现象可以表述如下:

音调低而沉闷;非常强烈的机械振动;压气机出口总压和流量大幅度的波动;转速不稳定;推力突然下降并大幅度波动;有时还出现发动机熄火;有时在发动机进口处有明显的气流吞吐现象包括燃烧室内的高温高压燃气倒流“吐火”现象;有时则伴随有放炮声等。因此,一旦上述现象发生,必须立即采取措施,使压气机退出喘振工作状态。

研究表明,喘振的产生不仅和压气机本身有关,还和气流流路的整个容积有关,喘振时的气流脉动频率直接取决于容积的大小,容积愈大,则脉动频率愈低。

虽然旋转分离和喘振是两种表现不同的现象,但是,它们产生的原因都是由于压气机叶片的叶背出现了气流分离和分离扩展,而且在这两种不稳定工作的发展过程中有着密切的联系。甚至有人认为旋转分离是喘振的前奏和重要起因。下面对喘振物理过程进行简单描述和解释。

如上所述,发生喘振的原因是在压气机叶片的叶背上出现了气流分离而且这种分离严重扩展至整个叶栅通道。

大家知道,压气机正常工作时,动叶□动来流并通过其扩压作用把气流不断压向后方,压气机后的压强逐级升高,所以,压气机中的流动和增压完全是通过压气机叶栅的扩压作用来实现的。现在我们来看一看当压气机转速保持不变情况下不断减少其流量时将会出现什么现象和后果。

显然,关小节气门,流量下降,气流攻角增加,当流量减少到一定程度时,流入动叶的气流攻角大于设计攻角,于是动叶叶背出现气流分离,流量下降越多,分离区扩展越大。当流量下降到这样的程度,即,分离区扩延至整个压气机叶栅通道,则压气机叶栅完全失去扩压能力,这时,动叶再也没有能力把气流压向后方,克服后面较高的反压气体,于是,流量急剧下降,不仅如此,由于动叶叶栅失去扩压能力,后面高压气体还可能通过分离的叶栅通道倒流至压气机的前方(这就是压气机喘振时,向前方吐气流或“吐火”的现象),由于压气机后面高压气流倒流至前方(或由于叶栅通道堵塞,气流瞬时中断,压气机后涡轮部件继续向后抽气的结果),压气机后面的反压降得很低,整个压气机流路在这一瞬间就变得“很通畅”,而且由于压气机仍保持原来的转速在旋转,于是瞬时大量气流被重新吸入压气机,压气机恢复“正常”流动和工作,流入动叶的气流由负攻角很快增加到设计值,压气机后面也建立起了高压强的气流,这是喘振过程中气流重新吸入状态。然而,由于发生喘振的流路条件仍然没有改变(即排气门位置仍在关小位置上,或发动机共同工作线进入了不稳定边界),因而,随着压气机后面反压的不断升高,压气机流量又开始减小,直到分离区扩延至整个叶栅通道,叶栅再次失去扩压能力,压气机后面的高压气体再次向前倒流(或瞬时中断)……如此周而复始地进行下去,这一过程就是喘振的物理过程,可以概括为:流动、分离、倒流(或中断),然后再流动、再分离、再倒流(或再中断)的周期性气流振荡。

从上述物理过程的简述中,我们实际上也解释了喘振过程中出现的压强和流量的大振幅波动以及气流轴向振荡的特征。

应该指出,喘振的物理过程是一个非定常过程,在这个过程中,压气机后面的反压条

件一直是在作周期的变化。在喘振的全过程中,既包含有压气机开始出现不稳定并发展到严重不稳定的过程,也包含有压气机开始趋向于正常并发展到正常(只是在压气机后反压下降瞬时,而且不会保持)的过程,这两个过程交替出现。

二、多级轴流压气机在燃气涡轮发动机上的工作状态和稳定裕度(或失速裕度)

当压气机装到发动机上以后,如果不对发动机进行调节,则压气机只能沿着一条固定的“共同工作线”来工作(如图4-13压气机特性图中的AC线所示),即当发动机转速变化或进口温度改变时,压气机工作点只能沿AC移动。采用调节的办法(例如,改变发动机某些部件的几何)可以控制和改变“共同工作线”。共同工作线是如何确定的?到底有哪些调节方法?这些内容将在本书第三篇中作详尽讨论。

由图4-13可以看出,当共同工作线和不稳定边界相交时,压气机将发生喘振。这在使用中是绝对不允许发生的,采用稳定裕度概念可以描述压气机不进入不稳定边界的安全程度,一种稳定裕度的定义为

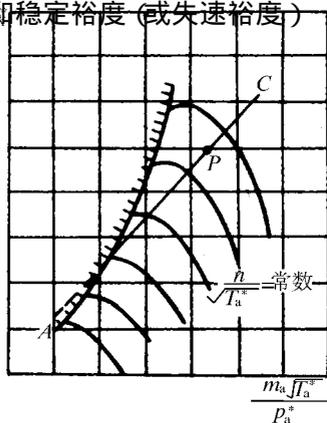


图4-13 压气机特性图上的“共同工作线”

$$SM = \left(\frac{\pi_{Ks}^* / m_{as}}{\pi_{K0}^* / m_{a0}} - 1 \right) \times 100\% \quad (4-22)$$

式中 SM——在某折合转速下压气机工作的稳定裕度系数;

m_{as}, π_{Ks}^* ——与上述折合转速对应的不稳定边界点上的流量和增压比(等折合转速线和不稳定边界的交点);

m_{a0}, π_{K0}^* ——与上述折合转速对应的工作点上的流量和增压比(等折合转速线和“共同工作线”的交点)。

一般情况,在设计转速下,压气机的喘振裕度应为15%~20%左右。

可以看出,稳定裕度定义式(4-22)既表示了压气机工作点对增压比 π_{K}^* 方面的稳定裕度也表示了它在流量方面的稳定裕度。

三、进口流场不均匀对轴流压气机特性的影响

当压气机装在压气机试验台上进行试验时,试验台的进气装置保证了压气机进口流场的均匀性,当发动机在地面试车台上试车时,气流经过工艺进气道而流入发动机的压气机,这时,压气机的进口流场也是相当均匀的。但是,当把发动机接到飞机上时,在飞行过程中,就不能保证在各种状态下压气机或风扇的进口流场都是均匀的了。例如,当飞机爬升时,进气道前缘处于大攻角之下,就会引起分离而导致进气道出口流场不均匀,因而,压气机进口流场也很不均匀。此外,当飞机在大的偏航角下飞行时或者来自大自然的侧风都会造成类似后果。还有,进气道设计和制造不恰当时,也会造成其出口流场不均匀。

上面列举这些原因就会引起压气机进口处的总压、总温、速度和流向不均,从而引起压气机性能的恶化。这种物理现象就叫做压气机进口流场的畸变(或进气道畸变)。

上述进口流场不均匀的现象随时间变化比较缓慢,所以称为稳态畸变。稳态畸变又

可分为径向畸变、周向畸变和组合畸变(即径向、周向畸变同时存在),它们分别描述流场沿径向和周向分布的不均匀程度。

实验表明,对于多级轴流压气机而言,径向畸变主要影响前面级压气机的性能,到了三、四级压气机以后,由于沿叶高气流的交混,径向畸变造成的不均匀场会被逐渐拉平,畸变影响逐渐减弱和消失。实验还表明,径向畸变对不稳定工作边界的影响不严重,但对压气机的流量和效率的不利影响则不一定很小。

实验研究表明,周向畸变对不稳定工作边界影响比径向畸变的影响来得严重。这是因为周向畸变衰减较慢,在有些情况下甚至通过一排叶片以后畸变还可能放大。由于这些原因,周向畸变的影响往往对于全台压气机的每个单级都存在,有时在多级压气机的出口处仍然保留畸变的影响。

实践表明,在大多数情况下人们看到的都是组合畸变,气流参数沿径向和周向都不均匀。此外,飞行实践还表明,压气机的“抗旋流畸变能力”对保证歼击机的宽广飞行包线占有特殊重要地位。

以上所述为稳态畸变。若畸变随时间变化相当迅速,则称为动态畸变。例如,在发射导弹时,如果发弹位置距进气道较近,就会有大量的燃气在瞬间进入压气机,造成进口条件迅速改变,再如,在战斗中一架飞机进入另一架超声速飞机所产生的激波系中时也会产生动态畸变,并造成严重后果。

压气机进口畸变带来的直接严重后果是压气机的稳定裕度下降和压气机增压比和效率的降低。图 4-14 给出了同一台压气机在均匀进气和畸变进气条件下的特性线对比。

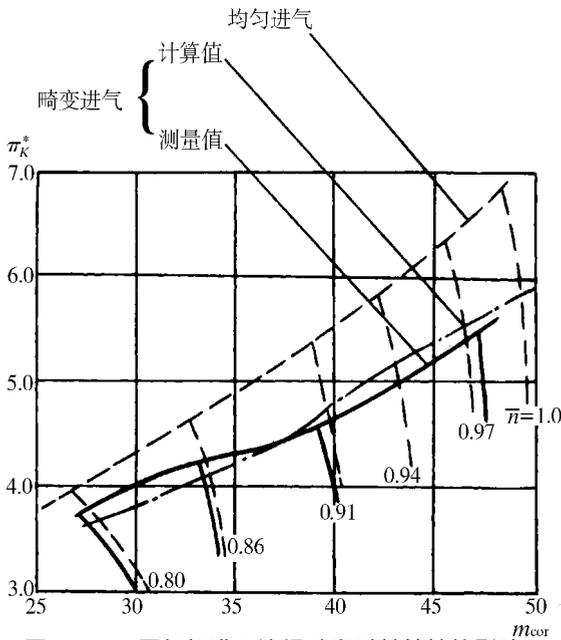


图 4-14 压气机进口流场畸变对其特性的影响

目前,世界各国都投入了大量人力和财力研究“畸变”,所用方法不尽相同,畸变指标定义也种类繁多,就不在此一一介绍了。现将一些共同性的结论列举如下,以供参考。

关于压气机设计、气动参数和几何参数对于抗畸变能力的结论有:压气机(或风扇)

进口级的前面有进口导流叶片的设计,抗畸变能力增强;压气机动叶的进口相对马赫数愈高,则压气机对进口流场愈敏感,叶片弦长加宽、展弦比小的进口级压气机和机匣处理都能有效改善整台压气机抗畸变的能力。

随着飞机性能提高,畸变问题常常成为限制飞机性能的一个因素。除去在进气道设计和制造中尽量减少其畸变程度以外,提高压气机和风扇抗进口畸变的能力,还有大量的工作要做。

四、改善多级轴流压气机特性和防喘措施

综上所述,由于压气机的设计是根据发动机的设计点参数进行的,当发动机工作状态偏离设计点时,压气机级中的各级速度三角形也和设计点不同,这就导致非设计点时压气机中各级气流参数与压气机的几何形状不协调。这时,各级流量系数 \bar{c}_a 大大地偏离了设计值,从而造成攻角过大或过小,前者导致喘振,后者造成堵塞。改善多级压气机特性的途径有二,一是从气动设计着手,通过气动设计使压气机在偏离设计点时,压气机有较少的气流参数偏离或对非设计状态的分离扩展有较强的抗衡能力;二是增设调节机构,使压气机叶片或者流路的几何形状能够随着工作情况改变,达到气流参数和压气机几何相互协调的目的。

(一)气动设计方面的措施

由前面部分分析可知,压气机在非设计状况时,压气机的前面级和后面级偏离设计点工况很远,而中间级的速度三角形和设计点基本保持一致,因此,在进行多级压气机气动设计时,应对压气机的进口级和出口级进行特别考虑,采取特别措施。

为了避免第一级压气机发生喘振,改善压气机不稳定边界的措施有:第一级动叶采取宽弦长小展弦比设计;采用进口级机匣处理;采取大稠度(稠度储备20%)减少或控制扩散因子的设计以及加宽一级静叶弦长等等。

为了改善压气机后面级压气机的稳定裕度而采用的措施有:减少末级压气机的加功量;末级压气机动叶弦长比中间级宽;末级压气机稠度储备为15%;考虑端壁区的环壁附面层、旋涡、二次流而采用“端弯”设计以及采用双排静叶和串列叶栅等。

近年来的大量的实验研究表明,对于级负荷比较高的多级轴流压气机而言,为获得较高的稳定裕度,对所有级(包括中间级)都应采用宽弦长小展弦比叶片。

最后,在进行各级压气机设计时,应注意控制其扩散因子在设计经验允许范围之内;各级的所有基元截面上的设计攻角不应超过 4° 。

还有一些气动设计方面的技巧对提高压气机稳定裕度有好处,例如,叶背附面层抽吸技术和紊流发生器技术等,可参考专门文献。

(二)燃气涡轮发动机的防喘方法

目前常采用的防喘调节方法有如下几种:

(1)从压气机中间级放气(以及末级压气机后放气)

实践表明,发动机在小的换算转速下工作时,压气机的不稳定工作特点是“前喘后堵”,即前面级压气机在大的正攻角下工作,后面级压气机在大的负攻角下工作。可以预计,如果能在压气机的中间级处放走一些空气就可能使压气机脱离“前喘后堵”的状态。当打开中间级放气系统时,由于多了一条排气通路,前面级压气机流量增加,轴向速度增加,攻角减小,压气机退出喘振工作状态进入稳定工作。图4-15所示的第一级压气机特

性上的工作点由 N 点变到 M 点。此外,放气系统后面的压气机因为前面放走了气体,脱离堵塞状态,如图 4-15 末级压气机特性中工作点由 N 变到 M。

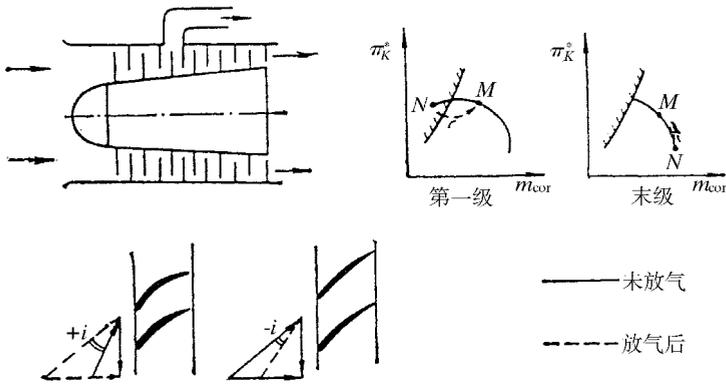


图 4-15 放气机构防喘原理示意图

实践还表明,高换算转速时,后面压气机可能发生喘振,这时,在末级压气机后放气可以减少后面级压气机攻角,使其退出喘振。

放气防喘的方法简单,在增压比小于 10 的多级轴流压气机中效果很好。这种防喘方法的缺点是,将 15% ~ 25% 的压缩空气放掉而没有利用,从能源利用和发动机效率方面来看是不利的。好在放气是在启动加速过程进行的,放气时间不长,所造成的损失从总体来看尚不严重。

放气机构有放气带和放气活塞等多种型式。

(2) 可转动进口导流叶片和静子叶片

放气防喘办法只适用于增压比在 10 以下的多级轴流压气机。当增压比更高时,实验证明,放气防喘法的效果不显著,这时多采用旋转进口导流叶片和静子叶片的办法,或者是采用双转子等方法。

旋转进口导流叶片和静子叶片的防喘机理很简单,旋转进口导流叶片,则其出气角改变,控制导流叶片出气角的大小和方向可以使流入第一级动叶的气流攻角处于正常位置,调节旋转前面级的静子叶片出气角可以使这些静子叶片后面的动叶处于满意的攻角下工作,因而避免了喘振,并使压气机在偏离设计工况下仍能保证动叶在基本满意的攻角下工作,因而压气机非设计点效率较高。

图 4-16 所示为转动进口导流叶片的防喘机理示意图。

图 4-17 所示为采用可旋转进口导流叶片和前三级静子叶片可调后压气机特性改善示意图。

总增压比愈高,则可转动的静叶排应该愈多。

可旋转导流叶片和静子叶片调节法,优点突出,不仅可以达到防喘目的,而且非设计点效率高,还可改善发动机的加速性,又适用于高增压比发动机,故这种防喘调节机构仍应用于 20 世纪 80 年代新发展的压气机设计中。

近年来,在发动机上开始使用的“可变弯度叶片”可以看作是可变导流叶片的发展。“可变弯度叶片”由两段构成,把叶片从弦长的 $2/3$ 处分开,前半段是固定的,后半段则是全程调节的。

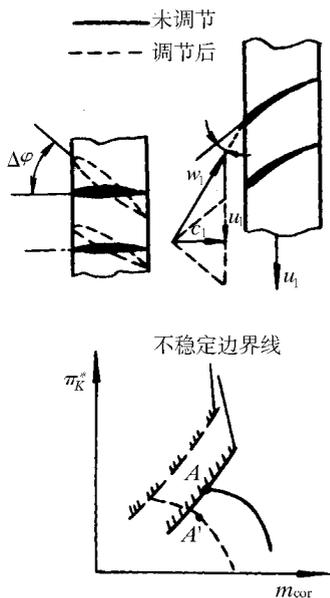


图 4-16 可转进口导流叶片防喘机理示意图

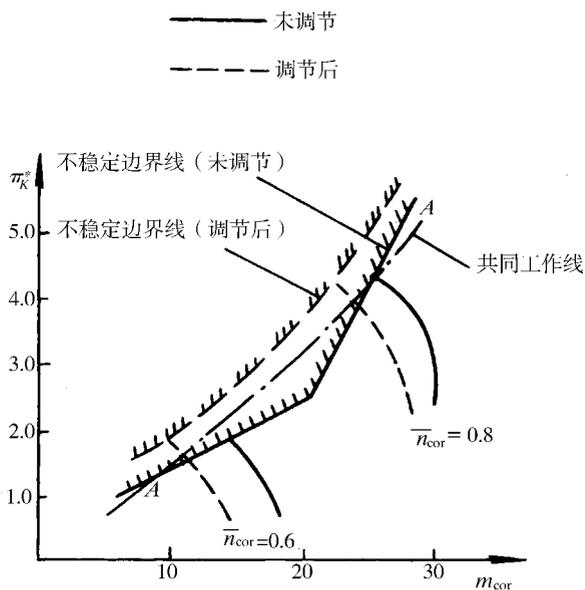


图 4-17 某九级压气机低转速特性改善示意图 (采用可转动进口导流叶片和静子叶片调节法)

(3) 双转子和三转子发动机

这种方案的特点是把多级压气机分成两个或三个转速不同的转子,分别由单独的涡轮转子带动。图 4-18 所示为一台双转子发动机的简图。由于把涡轮-压气机转子分成高、低压转子两个,可以改变两个转子的转速来自动调节压气机的前后各级的工作状况。这是一种改变压气机动叶切线速度 u 的防喘方法。目前,这种防喘方法在高增压比的压气机中得到了最广泛的应用。

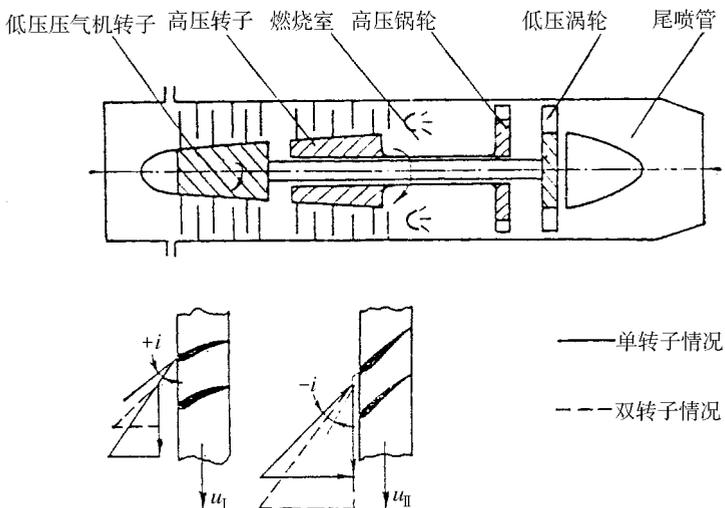


图 4-18 双转子发动机防喘示意图

双转子压气机在发动机上工作时,有这样的特点,就是当压气机偏离设计工况时,两

个转子会自动调整转速,而使得各级压气机的流量系数 \bar{c}_a 都接近于设计值。因而,各级压气机在非设计工况下攻角变化很小,就能够有效地防止喘振。

双转子压气机为什么能够在非设计工况下自动地调整转速使各级压气机都协调工作呢?这要从非设计工况下的压气机和涡轮这两个部件的工作特点来分析。

如前面分析所提到的那样,对一个单转子压气机而言,在低换算转速下工作时,实践表明,压气机的前面级正攻角增大而后面级攻角减小,即可能出现前喘后堵。在单级特性分析的章节中我们曾经指出,正攻角增大导致 Δw_u 增加,而攻角减小(或负攻角)则 Δw_u 下降,故压气机显得前面级“重”而后面级“轻”,双转子压气机就是将前面级压气机和后面级压气机分开,并分别由不同的涡轮驱动。在多级涡轮的章节中将会证明,在低换算转速下,后面级涡轮作功能力急剧下降(或明显下降),而前面级涡轮作功能力无明显下降,在双转子发动机中,由于结构原因,前面级压气机是由后面级涡轮传动的,而后面级压气机则是由前面级涡轮驱动的,根据以上所述,在发动机的低换算转速下,低压压气机(或前面级压气机)要求的功多(或压气机“重”),而低压涡轮(或后面级涡轮)作功能力又明显下降,于是低压转子转速自动下降,由速度三角形分析可知,这时低压压气机进口攻角下降,因此,压气机不会发生喘振。由于高压压气机在低换算转速下显得轻,而这时高压涡轮(即前面级涡轮)作功能力无明显下降,高压转子转速会自动上升,高压压气机攻角增加,退出堵塞状态。在高换算转速情况下,压气机为“前堵后喘”和“前轻后重”多级涡轮则为后面级作功能力明显上升,而前面级涡轮作功能力变化不明显,这时,双转子发动机的低压转速将自动上升,而高压转子转速则自动下降,前堵后喘故障自然排除。

由于双转子发动机所具有的一系列优点:可以在宽广的范围内工作仍保持较高的压气机效率;自动防喘;容易起动等,双转子发动机得到最广泛的应用。

现代高性能(风扇)发动机,增压比高达30以上,这时压气机除采用双轴结构(即双转子结构)以外,高压压气机还需采用可旋转导流叶片和静子叶片防喘机构,有的低压压气机前则有可变弯度进口导流叶片。

五、颤振简述

在风扇和压气机的工作过程中,除了旋转失速和喘振之外,还存在另一种和气体动力密切相关的不稳定工况,叫做颤振。叶片颤振属于空气弹性力学范畴。近年来,在航空燃气轮发动机中,由于颤振疲劳而损坏叶片的故障出现得相当多,国外的一些大型发动机,例如英国的RB211和奥林帕斯593以及美国的F100等机种,都在研制过程中出现过压气机或风扇叶片的颤振故障。我国在发动机研制过程中也曾多次遇到叶片颤振的麻烦。因此,颤振已成为在新型发动机设计和调试过程中必须解决的重要问题之一。

(一)叶片颤振特点

(1)叶片颤振是一种“自激振动”。叶片颤振时,激振力是由于叶片自身的振动运动而形成的。叶片一旦停止振动,则作用在叶片上的非正常气动力——激振力也就随之消失。由于激振力是靠叶片自身振动而引起,所以称之为“自激振动”。此外,就叶片颤振发作时的远方气流条件来看,则为定常流而可不具交变性质(即来流无需是周期性的或不均匀的)。只是一旦处于定常流场中的叶片有微弱的初始振动时,叶片就会不断地由气流中吸取能量,导致叶片振幅不断增大,颤振发作。一般的叶片振动属于“他激振动”,叶片共振的条件是叶片的前方来流具有周期不均匀性质,因而有周期性的气动激振力作

用,所以,叶片共振时,其振动频率和压气机的物理转速成整数倍的关系。叶片颤振时,其振动频率和压气机物理转速并不一定有整数倍关系,而是与压气机的换算转速有关系,因为换算转速不同,压气机工作状态和叶片所受气动力负荷特征不同。实践证明,出现颤振时的换算转速范围比较宽广。

(2)由实验观察得知,颤振故障发作时往往是突如其来的,不一定伴随出现损失增大、压气机增压比和流量下降及大幅度波动等现象。颤振的发作主要表现在叶片颤振应力急剧增长,在短时间内,一次出现大量叶片裂纹甚至叶片折断。发生裂纹或者折断的叶片往往相邻或者很靠近,从而沿圆周形成2~3个裂纹区。在强烈失速颤振时,往往会发出一种啸声。

(3)叶轮机叶片颤振和飞机机翼颤振不同,叶片颤振振型在实质上与气动效应无关,而飞机机翼颤振振型则和气动响应之间关系很大。这是因为机翼的质量参数 μ 很小($\mu = \frac{m}{\pi \cdot \rho \cdot b^2} \approx 10$ 左右)之故。机翼 μ 值小则和机翼空心结构有关,即机翼的质量 m 小;叶片的质量参数很大,钛叶片的 μ 值为190左右,铝叶片 μ 值可高达325。叶轮机叶片颤振时的振动频率与叶片自然频率基本一致,机翼颤振则不然。

(4)和机翼颤振不同,叶轮机中存在相邻叶片之间的相互干扰作用,相邻叶片以不同相位角振动而形成非定常流场。一般而言,相邻叶片之间的非定常干扰将会减少叶片气动弹性稳定性。

(5)实验研究表明,压气机进口流场畸变对压气机颤振边界有时有明显的影。

(二)叶片颤振发作机理浅释

叶片颤振作为一种自激振动是由某些叶片的初始微小振动而开始的。当在叶片的一个振荡周期之内,气流对叶片作负功(即气流阻尼叶片振动)或者气流对叶片所作的正功小于机械阻尼所消耗的功时,叶片的振动振幅就会逐渐衰减,振动趋于消失,颤振不会发作;当气流对叶片作正功,机械阻尼功又不足以抵消它时,则振动的振幅将逐步加大,于是颤振发作。由振动分析可以得到由于材料阻尼和结构阻尼机构的机械阻尼 δ_{mech} ,由非定常气动分析可得气动阻尼 δ_{aero} 数值(δ_{aero} 可为正或负值),故颤振发作的条件为 $\delta_{\Sigma} = \delta_{\text{aero}} + \delta_{\text{mech}} < 0$ 。

(三)几种类型不同的颤振

如前所述,出现颤振时的换算转速范围比较广泛,不仅如此,在不同的换算流量范围也都可能发生颤振,图4-19所示为压气机中可能发生的几种典型的颤振。

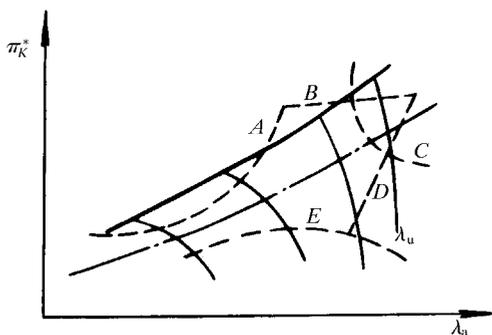


图4-19 压气机中可能发生的几种典型的颤振示意图

1. 失速颤振

失速颤振是出现最多的一种,在我国也曾多次发生并造成严重后果。这是一种气流正攻角大,因而在叶背上出现失速时所发生的颤振。轴流压气机前几级或风扇在低换算转速下很容易发生失速颤振(称为亚/跨声失速颤振)。在高换算转速下,则压气机的后面级也可能发生失速颤振(称为超声失速颤振)。

图 4-19 中曲线 A 所示为亚/跨声失速颤振边界,图中曲线 B 为超声失速颤振边界。

2. 超声非失速颤振

在超跨声压气机中,动叶上相对马赫数超过 1.0 时,由于叶片上的激波位置和强度随叶片振动发生的交替变化,形成周期激振力导致颤振,这时,气流在叶栅中的流动并未失速(图 4-19 中曲线 D)。

3. 堵塞颤振

在负攻角很大时,不论是亚声级还是超跨声级,都可能发生这种颤振。这时,叶栅处于堵塞状态,故叫做堵塞颤振。它是由于相邻叶栅以各自不同的相位角振动时,“叶栅喉道”作周期变化,因而流量、气动力均作周期性变化。图 4-19 中,曲线 E 所示为堵塞颤振边界。

4. A100 型超声颤振

这是在 F100 发动机出现的一种超声速颤振,流入叶栅的气流既不处于失速攻角范围也不是大的负攻角堵塞状态,如图 4-19 中曲线 C 所示。

(四) 颤振边界与防止颤振的措施

图 4-20 和图 4-21 所示为实测的两种喘振边界和颤振边界的相对位置关系示意图。

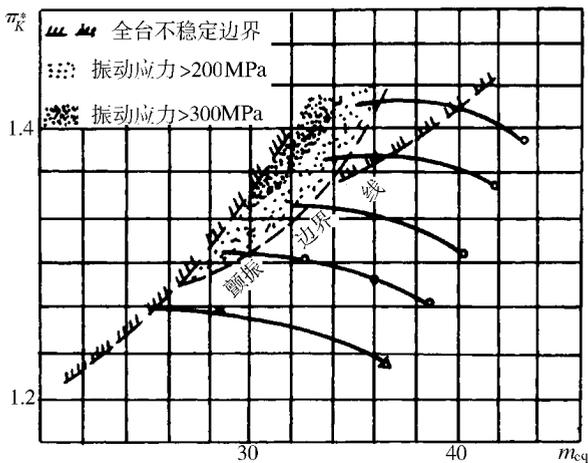


图 4-20 颤振边界在喘振边界的两边

可以看出,颤振边界和喘振边界的相对位置关系并无确定的格局,还会有与以上两图所示不同的类型。

图 4-20 和图 4-21 均为实测的喘振和颤振边界。它们都是工作中不允许出现的。显然,当喘振边界在颤振边界右边时,不稳定工作边界就由喘振边界所确定;当颤振边界在喘振边界右边时,不稳定边界就由颤振边界所限定。

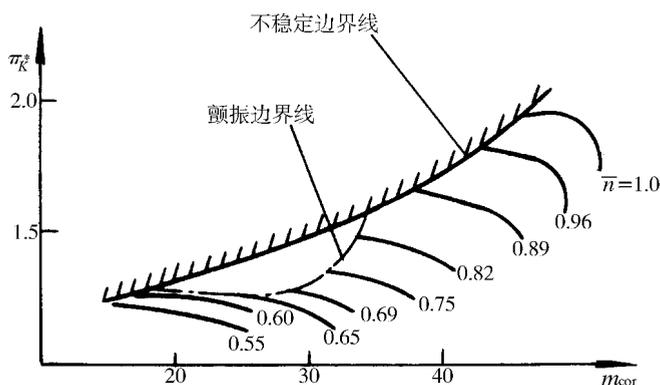


图 4 - 21 颤振边界在喘振边界右边

为了消除或者降低颤振发生的机率,可以采用下述办法:从气动设计上改善颤振边界,使其向左上方移动,控制“共同工作线”远离颤振边界;精心进行叶型和叶身设计,使叶型剖面的气动合力中心、扭心和重心三者有最合适的相对位置;提高叶片刚性和增加阻尼,采用减震凸台、加大弦长,或者采用阻尼性好的材料均可达到此目的;“错频”法是增加相邻叶片间的相互阻尼的有效方法。

以上只简单地介绍了几种防止或降低颤振发生机率的办法,还有一些其它的办法。此外,防喘调节措施也可借鉴于防颤,例如,压气机机匣处理等。

小 结

1. 压气机非设计点工况性能和稳定裕度是压气机最重要性能指标的又一个方面。

2. 单级轴流压气机特性的速度三角形分析表明,在圆周速度 u 保持不变前提下,减小轴向速度 c_a , \bar{c}_a 下降,压气机攻角增加,轮缘功增加(注意:当攻角增加过大时,气流分离,落后角加大,轮缘功下降,效率下降),压比增加;增加轴向速度 c_a 增加,压气机攻角下降,轮缘功下降,压比下降,效率下降。

3. 多级压气机非设计工况特点之一是其前、后级压气机不协调。非设计工况压比低于设计值时,压气机前面级正攻角增大和后面级压气机攻角下降,非设计工况压比高于设计值时,情况相反。

4. 多级轴流压气机特性的另一特点是其工况偏离的逐级放大性,它使多级压气机特性陡峭。

5. 雷诺数足够大时 ($Re \geq 2 \times 10^5$),两台几何相似的压气机的相似准则为 (Ma_a, Ma_u) 或与 (Ma_a, Ma_u) 互为函数关系的无因次参数,例如 (λ_a, λ_u) ; $\left(\frac{P_2}{P_1}, \lambda_u\right) \dots$ 。流场中出现临界截面时,下游讯号无法通过临界截面上游,上游的相似参数 Ma_{1a} 不再改变,这时要选用临界截面及其下游的相似参数作为压气机的相似准则,例如: (Ma_{2a}, Ma_u) ; $(\lambda_{2a}, \lambda_u)$ 或 $\left(\frac{P_2}{P_1}, \lambda_u\right) \dots$ 等。

6. 压气机尺寸完全相同 (或同一台压气机) 的相似准则可以用流量参数和转速参数

$\left(m_a \frac{\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)$ 表示, 进一步, 可将它们换算到标准大气条件下的组合参数——换算流量

m_{acor} 和换算转速 n_{cor} , 用 (m_{acor}, n_{cor}) 作为相似参数常常更为方便。压气机的实验特性曲线

应该用相似参数 $\left(m_a \frac{\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)$ 或 (m_{acor}, n_{cor}) 作为自变量和参变量。

7. 为了表征特性陡峭的多级压气机特性, 可采用等效率曲线表示法或以 π_K^* 为自变量。

8. 运用压气机相似准则可以节约压气机实验费用, 缩短新型压气机的研制周期等。

9. 表 4 - 1 所示为典型非稳定工况主要特征。

表 4 - 1 非稳定工况特征表

	气动非稳定工况		气动弹性非稳定工况
	旋 转 失 速	喘 振	颤 振
特征	(1) 气流脉动沿周向传递, 流场非轴对称; (2) 压气机的流量、转速等参数可基本不变; (3) 振动频率较高且和压气转速和叶片排几何有关	(1) 气流脉动沿轴向传递, 流场基本轴对称; (2) 压气机的转速、流量等参数都不稳定; (3) 振幅大、频率低且和流路容积特性有关	(1) 自激振动 (非他激振动); (2) 颤振振型和气动效应无关, 颤振振型和叶片自然振动频率基本一致; (3) 相邻叶片间干扰减少叶片气动弹性的稳定性; (4) 颤振发作只和压气机折合转速 $\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}$ 有关 (和物理转速 n 无关)

10. 压气机稳定裕度表征压气机不进入非稳定工况的安全程度, 它是压气机必须满足的基本、重要性能指标之一。它的定义式为

$$SM = \left(\frac{\pi_{Ks}^* / m_{as}}{\pi_{K0}^* / m_{a0}} - 1 \right) \times 100\%$$

11. 压气机进口流场不均称为“畸变”, 它使压气机性能恶化和稳定裕度降低。

12. 实践表明: 压气机 (风扇) 的进口级动叶采用宽弦长小展弦比能有效改善压气机 (风扇) 的稳定裕度; 双轴系统能自动防喘; 高增压双轴系统 ($\pi_{Ks}^* \geq 25$) 还需附加防喘措施。一般而言, 低压压气机第一级动叶采用宽弦长小展弦比结构, 高压压气机 (压比超过 6 时) 采用可旋进口导流叶片和可旋多排静叶。

思考和练习题

1. 压气机的增压比 π_K^* 和效率 η_K^* 跟那些参数有关系?
2. 压气机的转速 n 和进气条件 p_1^* 和 T_1^* 均和压气机设计状态值相等, 但流经压气机的流量 m_a 略低于设计状态的流量 m_{a0} , 试分析气体流入压气机的攻角和增压比变化。
3. 压气机进口的参数哪些对压气机特性线有影响? 哪些没有影响? 试述其原因。
4. 和单级轴流压气机特性相比, 多级轴流压气机特性的特点是什么? 简述理由。
5. 假定双级轴流压气机中没有临界截面, 证明第一级工作状态相似, 则双级压气机

出口绝对马赫数 Ma_c 保持不变。

6. 九级轴流压气机装在歼击机上作低空高速飞行时,第九级压气机静叶中出现临界截面,问这时第一级压气机的进口相似参数 (Ma_{1a}, Ma_u) 可否作为该压气机的相似准则?为什么?写出一组可作为这一状态相似准则的参数。

7. 证明 $\left(\frac{L_u}{T_1^*}, \frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)$ 也是保证压气机不同工况状态相似的相似准则,即只要这组参数

保持不变,则压气机的性能参数 π_K^*, η_K^* 保持不变。

8. 一台高涵道比风扇,在标准海平面大气条件下 ($T_H = 288K, p_H = 101325N/m^2$),风扇流量为 $360kg/s$,风扇压比为 1.65 ,风扇效率为 0.89 ,风扇直径 $1.6m$,风扇转速为 $n = 5000r/min$ 。

(1) 计算传动这台风扇动力的功率数值;

(2) 按缩型比为 0.6 缩型此风扇进行实验研究时,其动力源功率为多少千瓦?

(3) 实验台动力必须达到的转速是多少?

9. 某台多级轴流压气机的压比为 $\pi_K^* = 11$ 效率为 0.84 流量为 $42kg/s$ (以上为 $T_H = 288K, p_H = 101345N/m^2$ 条件下数据)。现拟对此台多级轴流压气机进行实验研究,但只有一台功率为 $8000kW$ 的压气机试验台,为传动上述多级轴流压气机需对流入该压气机的气体节流,求节流比,即 $\frac{p_1^*}{p_H}$ 应为多少?

10. 一台性能良好的十一级轴流压气机,拟进一步提高流经该压气机的流量和增压比,正好,有一台高迎面流量和高负荷的研究压气机成果,故决定将十一级轴流压气机的后面十级保持不变,将原来的第一级压气机换成新研制的压气机,现将原十一级压气机和新研制压气机参数列举如下(均对应于 $T_1^* = 288K, p_1^* = 101325N/m^2$ 条件下):

原十一级压气机:

$$\pi_K^* = 23, \eta_K^* = 0.82, \dot{m}_a = 64kg/s$$

$$\pi_{Kst.1}^* = 1.75, \eta_{st.1}^* = 0.83, n_1 = 11950r/min$$

新研制的高性能超跨声压气机:

$$\pi_K^* = 1.96, \eta_K^* = 0.855, \dot{m}_a = 28.4kg/s$$

$$D_{tip} = 0.432m, U_{tip} = 457m/s$$

(1) 求更换第一级压气机以后,保证原十一级压气机的后十级压气机增压比和效率不变的条件(即新十一级压气机的流量 \dot{m}_a' 和低压压气机转速 n_1' 各为多少?新十一级压气机的高压压气机转速 n_h' 和原来的 n_h 比值 n_h'/n_h 为多少)。

(2) 新十一级压气机的压比 π_K^* 和效率 η_K^* 各为多少(在保证原后十级压比不变条件下)?

(3) 求新十一级压气机(显然在新的流量 \dot{m}_a' 和新的转速 n_1', n_h' 下工作)的外径 D'_{tip} 为多少?

11. 评述多级压气机特性特点并解释之。

12. 用物理图画说明旋转失速的机理。

13. 简叙喘振的物理全过程。为什么有时在发动机进入喘振时,压气机进口处会出

现“吐火”现象？

14. 压气机进口流场畸变是由哪些可能因素引起的？
15. 简述畸变的类型,讨论它们沿压气机衰减特征和它们对不稳定工作边界的影响和压气机性能的影响。
16. 列举提高多级轴流压气机稳定裕度的途径,并就其机理进行讨论。
17. 评述几种防喘方法的优、缺点及其应用。
18. 为什么颤振属于气动弹性非稳定问题？
19. 和飞机机翼颤振相比,压气机(风扇)叶片颤振的特征是什么？
20. 在压气机特性图上画出几种典型颤振的边界并简叙其特征。
21. 防止和减少颤振发生有哪些办法？

第五章 离心式压气机

和轴流压气机相比较,离心式压气机具有迎风面尺寸大、效率低的缺点,因而不宜用在高速飞行的大推力发动机上,但是,离心式压气机具有特性平缓(一般无需专门的防喘措施)、结构简单、工艺性好等优点,所以,在早期的中小推力发动机以及近期的小型发动机(或小型燃气轮装置)上都得到了应用。

早期离心式压气机每级增压比 $\pi_K^* = 3.0 \sim 4.5$,效率 $\eta_K^* = 0.75 \sim 0.78$ 。60年代中期,由于在离心式压气机的叶轮设计中更仔细地考虑了内部流动规律,并研制成功一种考虑三元流动特点的新型管式超声扩压器,从而将离心式压气机的增压比提高到6~8以上。在这样的离心压气机前面加1~2级超、跨声轴流压气机(风扇),可用于性能良好的小型(风扇)发动机。

由于篇幅所限,本讲义只介绍离心式压气机最基本的工作原理。

第一节 离心式压气机的基本组成部分和工作概况

图5-1所示为离心式压气机的示意图。从图5-1可以看出,离心式压气机主要由图部分组成:

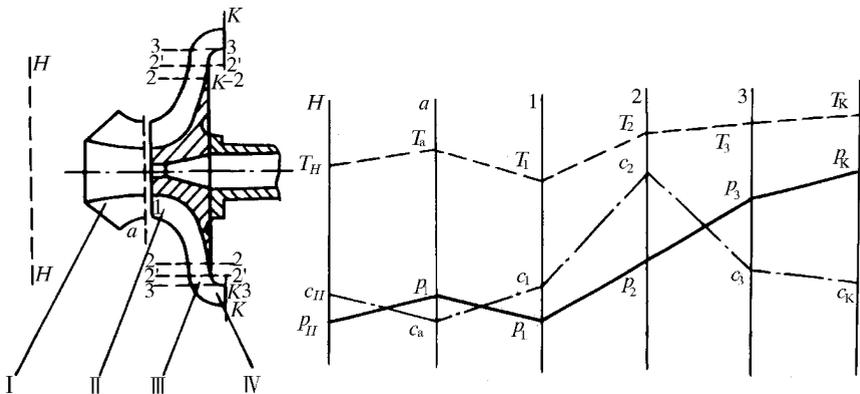


图5-1 离心式压气机示意图和气流参数沿流程的变化

(1)进气装置 I,它的作用是把空气以一定方向(或分布规律)引入工作轮。在图5-1中,它位于特征截面 a-a 和 1-1 之间。气流在这一段内速度略有增加,而静温和静压则略有下降。

(2)工作轮 II,位于截面 1-1 和 2-2 之间。它是离心式压气机的主要部件,压缩空

气的机械能就是由它供给的。气体流经工作轮时,由于工作轮对气体作了功,气体的静压强和绝对速度均比工作轮入口处有明显的增加。

(3)扩压器Ⅲ,位于截面2-2和3-3之间。在截面2-2与2'-2'之间是没有叶片的环形空间,气体流经这一段空间,静压强进一步提高,而速度则进一步降低,故又叫缝隙式扩压器,在缝隙扩压器中气体流动基本服从环量守恒律,由于无叶片和流向高反压条件,故可实现无激波超声流减速扩压。缝隙式扩压器中的摩擦流阻损失很大。截面2'-2'和3-3之间称为叶片式扩压器。

气体流经扩压器Ⅲ,流速下降,静压和静温都增加。

(4)集流管Ⅳ,位于截面3-3与4-4之间。其作用是进一步降低速度,提高静压强,并将空气根据燃烧室的需要引入燃烧室,集气管也称出气管。和环形燃烧室相联的离心式压气机带轴向扩压器。

第二节 空气在进气装置中的流动

当空气从进气道流出之后,就流入压气机的进气装置。进气装置一般由预旋叶片和分气盆所构成。图5-2所示为双面离心压气机进气装置。

预旋叶片的目的在于造成工作轮进口空气有一定的切向速度分布,以降低工作轮进口处的相对马赫数。

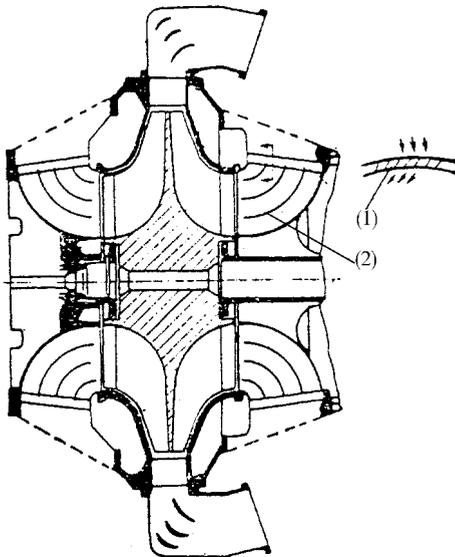


图5-2 双面离心式压气机进气装置

分气盆的作用在于将经过预旋叶片的空气分为数层,以便将气流很好地实现拐弯导流入工作轮进口。为了减少流动损失,进气装置做成稍为收敛,使空气流经它作加速流动,不易出现拐弯分离流。

第三节 空气在工作轮中的流动

工作轮由导风轮和工作轮主体 (或称基轮) 两部分组成。

一、空气在导风轮中的流动

为了分析气体相对于导风轮的流动, 我们用直径为 D 轴线与转轴重合的圆柱面和工作轮叶片的前缘部分相截, 如图 5-3 (a) 所示, 然后把截面展开, 则得图 5-3 (b) 和 (c) 所示情况。

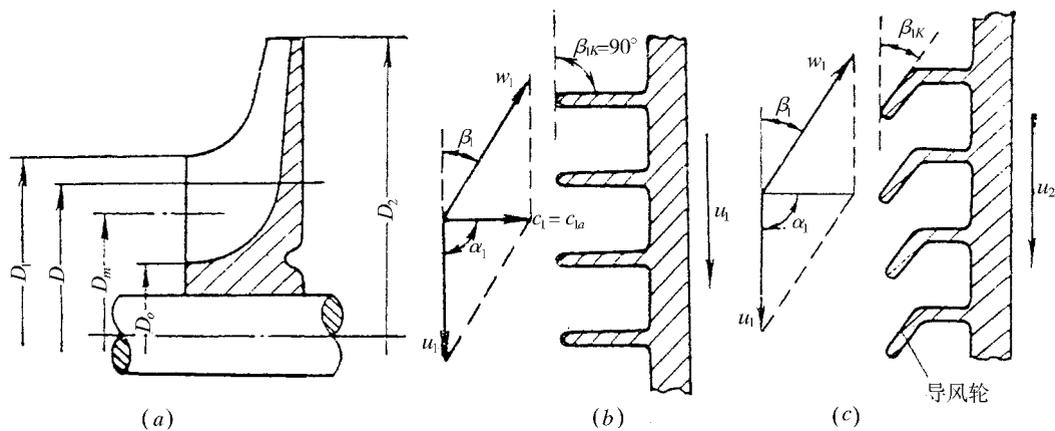


图 5-3 空气在导风轮中的流动分析

现讨论轴向进气的情况。这时, 沿截面 1-1, C_1 为常数, 由于切线速度 u_1 随半径 r_1 成正比增大, 因而, 气流流入导风轮的气流角 β_1 将随半径 r 增大而减小。

$$\tan \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_1}{r_1 \omega} = \text{常数} / r_1 \quad (5-1)$$

图 5-3 (b) 所示为直式导风轮, 气流流入导风轮冲击损失很大。图 5-3 (c) 所示, 导风轮叶片前缘沿旋转方向扭转叶片构造角 β_{1K} 使其与式 (5-1) 中确定的 β_1 方向一致, 因而基本上无撞击分离。由式 (5-1) 确定的导风轮扭角规律是, 尖部 β_{1K} 小, 根部 β_{1K} 大。

二、空气在工作轮主体中的流动

航空发动机中采用的离心式压气机工作轮大部分是沿径向方向的, 故叫做径向式叶片的工作轮。

空气流经导风轮流入工作轮通道, 在工作轮通道中, 气流的相对速度沿通道的宽度不是均匀分布的, 如图 5-4 所示。

工作轮通道中相对速度分布不均作如下解释, 即沿着通道流动的气流运动为两种运动的合成。一是空气均匀地由中心部位向工作轮的外缘方向流动, 可以用 w_r 表示, w_r 沿通道宽度可认为是均匀的, 如图 5-4 (a) 所示; 二是通道中的环流速度 w_u , 如图 5-4 (b) 所示, 这是由于工作轮中气流微团因惯性而产生的与工作轮相反方向的旋转运动。在无摩擦的假定下, 其角速度之大小与工作轮相同。图 5-4 (c) 所示为上述两种运动合成的结果 ($w_r > w_u$)。当环流速度 w_u 大于径向流速 w_r 时, 在工作轮中还会出现倒流情况。

也正是由于环流速度的存在, 气流在工作轮出口处的相对速度 w 的方向和叶片出口

构造角几何方向不一致,而是沿转动方向落后一个角度,如图 5-5 所示。

图中 w_2 、 α_2 、 c_{2u} 和 c_2 都代表叶片数目趋于无穷大时的这些参数的极限值。当叶片无穷多时,通道无限窄,故环流不再存在,因此,气流的落后角 $\delta = 0$,这时 $c_{2u} = u_2$ 。

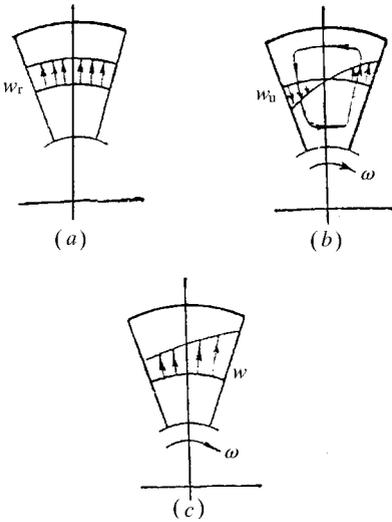


图 5-4 空气在工作轮通道内的相对速度图

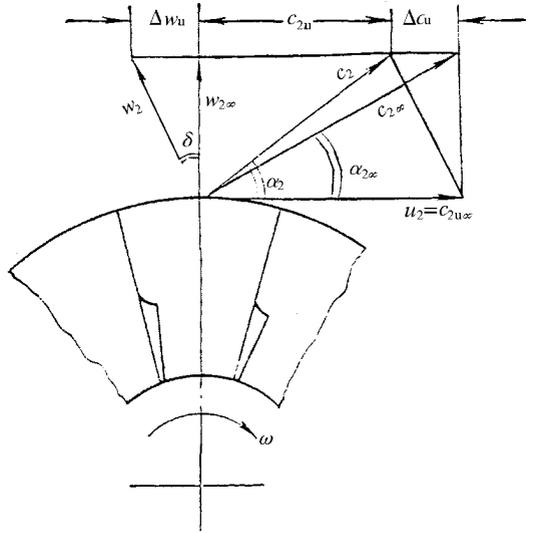


图 5-5 工作轮出口处的落后角 δ 和速度三角形

实际上叶片数目不可能无穷多,因此,对于径向式叶片的工作轮而言,出口处气流切向分速 c_{2u} 必定小于 u_2 。

为了表示实际的 c_{2u} 与 u_2 的不同,常以两者之比表示,即

$$\mu = \frac{c_{2u}}{u_2} \tag{5-2}$$

μ 称为功率系数,因为 c_{2u} 的大小直接与所加轮缘功 L_u 的大小有关。

功率系数 μ 由统计经验数据确定或由经验公式算得。显然,叶片数目愈多, μ 值愈大。例如,由实验结果有:

z (叶片数目)	10	14	16	29
μ	0.82	0.87	0.89	0.945

如前所述,在离心式压气机工作轮设计中,应保证在工作轮的通道中不出现倒流现象。即,应保证 $w_r > w_u$ 。实践证明,对于径向式离心工作轮而言,不出现倒流的条件为

$$c_{1a} = w_r = (0.25 \sim 0.35) u_2 \tag{5-3}$$

三、轮缘功、轴头功与工作轮的圆盘摩擦损失

(一) 轮缘功 L_u

轮缘功是指工作轮加给气体的机械功,其大小可由动量矩定理直接导出,即

$$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \tag{5-4}$$

当进口气流无预旋时,即 $c_{1u} = 0$,于是

$$L_u = u_2 c_{2u} \quad (5-5)$$

将式(5-2)代入上式得

$$L_u = \mu u_2^2 \quad (5-6)$$

如前所述 μ 为功率系数,它取决于工作叶片型式和叶片数目。

一般而言(叶片数目 $z=30$ 左右),径向式叶片的 μ 值约为 0.95,前弯叶片 $\mu > 1.0$,后弯叶片 $\mu < 0.95$ 。

式(5-6)表明,增加工作轮圆周速度可以增加工作轮对气流做功,因而,可以提高压气机的增压比 π_K^* ,提高圆周速度 u_2 要求研制出高性能的适合于高马赫数的扩压器,同时还要解决好工作轮的强度问题。近年来高性能高增压比离心式压气机的发展是与工作轮圆周速度的显著提高分不开的。

前弯叶片可以提高叶轮对气流做功的数值,但会引起效率下降。

工作轮对气流做功,气流的静压强势能和气体动能都增加,动能部分还将在扩压器中转变成压强势能。

(二)轴头功 L_s

工作轮旋转时,除了对气流做功以外,还要克服种种损失,因此,在工作轮轴上所需要的功 L_s 就比轮缘功 L_u 为大,各种摩擦或损失以 L_{df} 表示,称为轮盘摩擦功。因此,有下列关系式:

$$L_s = L_u + L_{df} \quad (5-7)$$

轮盘摩擦功 L_{df} 可以概括为下列三项:

- (1) 被工作轮侧表面所带动而与工作轮一起旋转的空气与机壳表面所产生的摩擦;
- (2) 由于工作轮两侧的压力不同,空气会沿着工作轮与机壳间的轴向间隙,从一个通道,渗到相邻的通道,其渗流的方向与工作轮旋转的方向相反,如图 5-6 所示。
- (3) 在轴向间隙中,工作轮的前、后面与机壳间所形成的鼓风作用造成的流动损失,如图 5-7 所示。

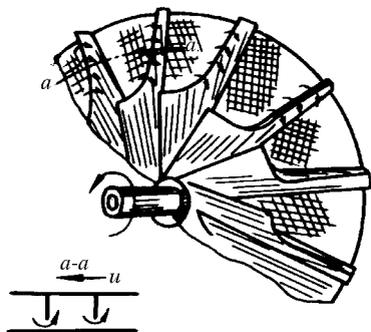


图 5-6 工作轮通道中的潜流现象

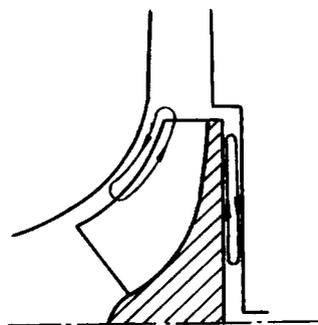


图 5-7 工作轮中的鼓风作用

试图计算以上各项损失是困难的,工程计算中将 L_{df} 用以下公式表示:

$$L_{df} = \alpha u_2^2 \quad (5-8)$$

式中 α ——经验统计系数。

对目前常用的压气机而言 $\alpha = 0.03 \sim 0.05$

在轴向进气条件下, $c_{1u} = 0$ 轴头功 L_s 的表达式可以写成

$$L_s = (\mu + \alpha)u_2^2 \quad (5-9)$$

四、气体流经工作轮的扩压

气体流经离心压气机静压强的增加主要是在工作轮中实现的,一般在工作轮中的扩压比 $p_2/p_1 \approx 2.5 \sim 3.0$ 。但是,离心压气机工作轮的通道并不是设计成扩张形的。叶间通道中相对流速的变化也不大。因此,和轴流压气机气体流经扩压叶栅的增压原理不同,离心压气机工作轮中的气体增压是靠离心增压实现的,由于气体随工作轮作圆周运动时,气体微团要受到离心惯性力作用,气体微团所在半径 r 愈大,则其所受离心惯性力愈大,因此,工作轮外径处压强 p_2 远比内径处压强 p_1 为高。气体流经离心压气机工作轮过程压强是逐渐升高的。由于离心力的作用,故称为离心增压。

气体流经工作轮,不仅静压强增大,而且绝对速度 c_2 大增。这可以从 $c = u + w$ 看出,式中相对速度 w 变化不大,但是切线速度 u 却随工作轮半径增大而成比例增加,故 $c_2 > c_1$ 。早期离心压气机工作轮出口处绝对速度 c_2 可达 $450 \sim 500\text{m/s}$,近代离心压气机的 c_2 数值高达 600m/s 以上。这样高的气流速度当然超过当地声速,把这么大的流速降低以后,可使静压强提高很多。早期离心压气机扩压器出口处的压强 p_3 约为工作轮出口处的压强 p_2 的 $1.5 \sim 2.0$ 倍,即 $p_3/p_2 = 1.5 \sim 2.0$,近期离心压气机的 p_3/p_2 可高过 2.5 。气体流经扩压器的增压在下一节介绍。

第四节 空气在扩压器中的流动

当空气离开工作轮时,气体的绝对速度是很高的,早期离心压气机,一般绝对马赫数为 $Ma_{c_2} = 1.1 \sim 1.2$ 。扩压器的作用就是把这部分动能转变为压强势能,使空气的压强进一步提高。

从工作轮出口 2-2 截面至 3-3 截面都属于扩压器部分(图 5-8)。

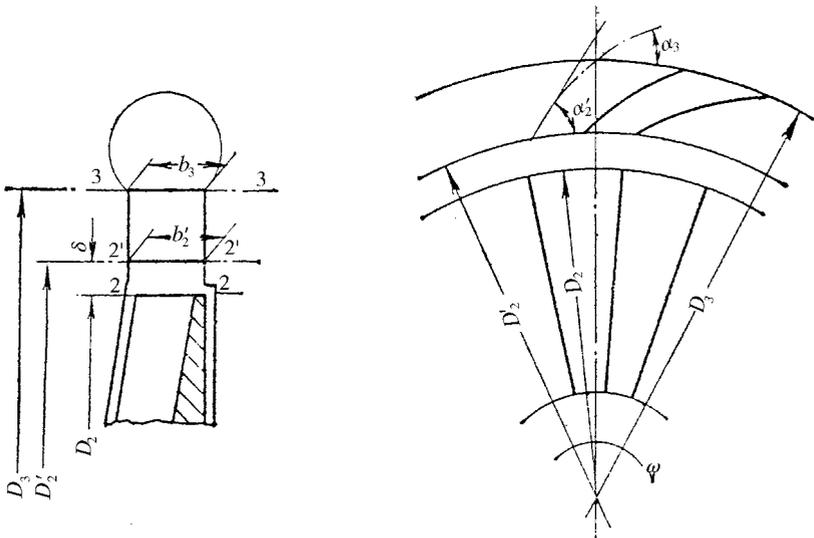


图 5-8 离心式压气机扩压器部分

截面 2-2 至 2'-2' 为环形缝隙式扩压器 ;由 2'-2' 至 3-3 截面为叶片式扩压器。

一、气流在缝隙式扩压器中的流动 (图 5-9)

由于工作轮出口处气流速度超声, $Ma_{c_2} = 1.1 \sim 1.2$ (近期离心压气机此数值更高), 为了避免波阻损失过大, 有必要在进入叶片式扩压器以前, 先把速度降低些, 同时也可以利用这个降低速度的过程收到压强提高的效果。

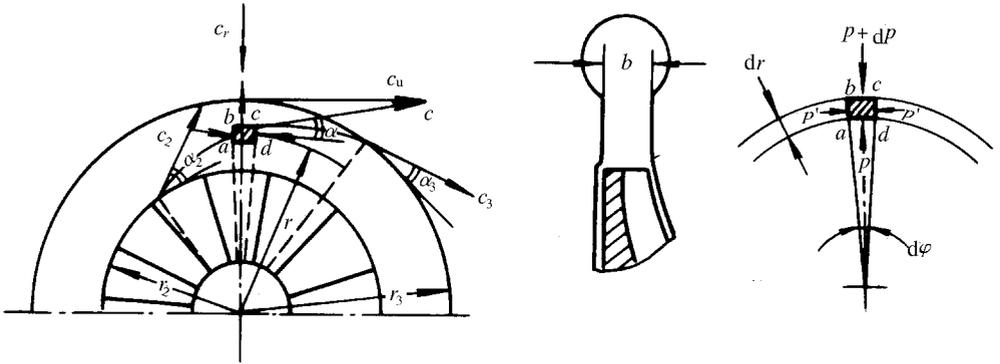


图 5-9 气流在缝隙式扩压器中的流动

应用动量定理可知, 在略去空气摩擦阻力的前提下, 气流服从等环量规律。

$$M = 0 = m (c'_{2u} r'_2 - c_{2u} r_2) \quad (5-10)$$

由上式得

$$c'_{2u} r'_2 = c_{2u} r_2 = \text{常数} \quad (5-11)$$

运用连续方程, 可以证明, 在近似认为

$$b_2 \rho_2 = b'_2 \rho'_2 = \text{常数} \quad (5-12)$$

前提下, 气流在缝隙式扩压器中运动是沿着对数螺旋线进行的, 即

$$\alpha'_2 = \alpha_2 = \text{常数} \quad (5-13)$$

事实上由于摩擦力的影响, α 随半径加大略有增加。

航空发动机中用的离心式压气机的缝隙值约为

$$\delta = \frac{D'_2 - D_2}{2} = (0.05 \sim 0.12) D_2$$

二、空气在叶片式扩压器中的流动

采用叶片式扩压器有利于减小压气机的外径。因为, 叶片式扩压器一般采用 α_3 角大于 $\alpha'_2 = \alpha_2$ 的设计 (图 5-8), 因此, 在同样外径和内径之下, 叶片式扩压器的扩压比要比缝隙式的大。实际上, 缝隙式扩压器的扩压比为

$$\left(\frac{f_3}{f_2} \right)_{\text{缝隙式}} = \frac{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3}{\pi D_2 b_2 \sin \alpha_2} = \frac{D_3 b_3}{D_2 b_2}$$

上式变换中用到 $\alpha_3 = \alpha_2$ 对数螺旋线规律。式中流通面积 f_2 和 f_3 相应地是在直径 D_2 和 D_3 处的有效流通面积, 它们垂直于当地平均流向。

在叶片式扩压器中, 则为

$$\left(\frac{f_3}{f_2} \right)_{\text{叶片式}} = \frac{D_3 b_3 \sin \alpha_3}{D_2 b_2 \sin \alpha_2}$$

叶片式扩压器的宽度通常为定值,即 $\frac{b_3}{b_2} = 1.0$ 。至于缝隙式扩压器则 $\frac{b_3}{b_2} \leq 1.0$,考虑到在叶片式扩压器中 $\alpha_3 > \alpha_2$,因此

$$\left(\frac{f_3}{f_2}\right)_{\text{叶片式}} > \left(\frac{f_3}{f_2}\right)_{\text{缝隙式}}$$

离心式压气机叶片式扩压器的工作原理和轴流压气机的静叶叶栅扩压原理类似。为了避免气流的分离,经验证明, $(\alpha_3 - \alpha_2) < 20^\circ$ 左右为好。

径向式扩压器出口和排气弯管或轴向扩压器相连,前者应用很少,后者和压气机静叶叶栅工作原理类似,以上内容均不赘述。

三、管式扩压器

早期离心式压气机切线速度低,工作轮出口处气流绝对速度超音不多($Ma_{c_2} = 1.1 \sim 1.2$)。经过缝隙式扩压器气流速度降至亚音,这时,使用根据亚音经验设计的扩压器还没有遇到太大问题。近年来,离心式压气机的级增压比增长很快,早期一般在4.0左右,20世纪80年代则达到6.0左右,正在研究发展中的压比已有高达12以上的。大体上说来,当压比超过3.8时,工作轮出口绝对速度就已超声。所以,在高增压比离心式压气机中,必须发展适应于超声来流的超声扩压器。60年代中后期发展起来的超声管式扩压器就是适应工作轮出口绝对速度超声较多的一种结构型式的扩压器。在加拿大发展的小型涡轮风扇发动机JT15D的离心式压气机上,已使用了超声管式扩压器。

超声管式扩压器的大致结构型式如图5-10所示。

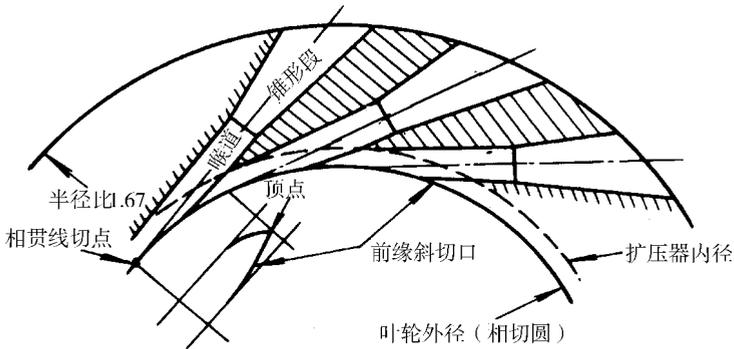


图5-10 超声管式扩压器结构示意图

在离心式压气机工作轮的外面,布置有管式扩压器。具体结构是在一个整体环形金属板上均匀地钻有一系列切向孔。这些孔的前段是圆柱形直孔,后段则为一定扩张角的锥形孔。这些孔的中心线与压气机工作轮的外径相切。在切向孔出口处与一个喇叭形的下游扩散段相连(图5-11)。通过喇叭形扩散段将气流拐弯,最后成为轴向。因此,管式扩压器是由一系列切向孔以及后面的喇叭形扩散段所形成的独立通道组成。JT15D离心式压气机的管式扩压器就有20个这种独立通道。如图5-10所示,当这些钻孔互相相交时,在工作轮外径与管式扩压器内径之间就形成了一个缝隙式扩压器,这将有助于降低管式扩压器进口处的速度。当切向圆柱孔和环形整体金属板的内圆柱面相贯时,两个相贯圆柱面的交线就形成了每个通道的锐边前缘如图5-10左下角所示。

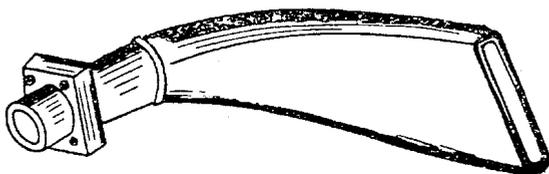


图 5 - 11 喇叭形的下游扩散结构图

实验结果表明,装有管式扩压器的某离心式压气机在压比为 5.42 时,效率达到 81.8%。若将此离心压气机换上另外两组叶片扩压器时,则效率分别降低 6.8% 和 8.8%。

管式扩压器在工作轮出口绝对速度超音时效率所以比较高的主要原因是:具有锐边前缘,适合于超音来流,切向孔的锐边前缘区具有把不均匀来流调匀的作用,从而也可减少损失;在管式扩压器的圆管中二次损失将大为减少。

管式扩压器的另一个优点是加工方便,成本较低。

管式扩压器的主要缺点是工作特性比较陡峭,在亚音工况下工作时效果不够明显。

第五节 离心式压气机的损失和效率

气体流经离心式压气机工作轮和扩压器的过程都是有损失的。工作轮对气体作的功 L_u 中有 15% ~ 20% 用来克服这些损失,这部分损失以 L_f 表示。此外,我们在第三节中曾经指出,由于有轮盘摩擦损失存在,实际上输入到压气机轴上的功(轴头功)比轮缘功 L_u 为大,如果把轮盘摩擦功 L_{df} 分摊到流经压气机主流流量 m 中,则单位质量气体(或每千克气体)要消耗的压气机功 L_K (即第三节中的轴头功 L_s),可用下式表示:

$$L_K = L_s = L_u + L_{df} \quad (5 - 14)$$

或

$$L_K = (\mu + \alpha)u_2^2 - u_1 c_{1u} \quad (5 - 15)$$

离心式压气机功 L_K 还可写成

$$L_K = L_{ad.K} + L_f + L_{df} \quad (5 - 16)$$

式中 $L_{ad.K}$ ——等熵功,平均每公斤气体实际得到的、用于提高总压的那部分功。

$$L_{ad.K} = c_p T_1^* (\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (5 - 17)$$

式(5-16)表明,从机械能形式看,在消耗的离心压气机功 L_K 中,气体真正得到机械能部分是 $L_{ad.K}$,而 L_f 和 L_{df} 则均为机械功损失,因此,离心式压气机的效率 η_K 可以写成

$$\eta_K^* = \frac{L_{ad.K}}{L_K} \quad (5 - 18)$$

式中 $L_{ad.K}$ 由式(5-17)求出,式中的 $\pi_K^* = p_2^*/p_1^*$, p_1^* 为预旋导流叶片前的总压, p_2^* 则为扩压器后面的输气弯管出口处的总压或轴向扩压器出口处的总压。式中 L_K 按式(5-15)计算。

小 结

限于篇幅,本书只对离心式压气机作了简单介绍。在现代小型燃气轮发动机中(含

风扇发动机和涡轮轴发动机),离心式压气机的发展占有特殊重要的地位。它们和轴流式压气机(1级或多级)组成的混合式压气机在小型甚至在中型燃气轮发动机中得到重要应用。采用高切线速度的新型工作轮和发展适用于高马赫数的径向扩压器是近年来离心式压气机的研究发展方向,在解决高负荷、高效率的同时,离心式压气机的稳定裕度也是一个不可忽略的重要问题。

思考和练习题

- 离心式压气机和轴流式压气机工作原理(在增压原理方面)有什么不同?
- 离心式压气机各个部分的作用是什么?
- 气体流经缝隙式扩压器时气体静压强为什么会提高?为什么在缝隙式扩压器中流动的超声流减速时不产生激波?
- 为什么在工作轮出口绝对速度超声时,采用管式扩压器的效率比采用叶片式扩压器效率可能高些?管式扩压器的缺点是什么?
- 试说明单级离心式压气机比单级轴流压气机压比高但效率低的原因。
- 设有一离心式压气机,轴向进气,工作轮出口处 $\beta_2 = 60^\circ$, $\alpha_2 = 20^\circ$,外径处圆周速度 $u_2 = 400\text{m/s}$,试求该压气机的轮缘功。
- 某研究所拟选择某型离心式压气机作为气源压气机,已知该离心压气机的增压比 π_K^* 为 3.5,压气机效率为 0.82,流量为 14kg/s ,求
 - 传动该压气机的动力功率 N 为多少千瓦?
 - 在标准大气条件下,压气机出口的气体总温 T_2^* 和出口总压 p_2^* 分别为多少?
- 为什么离心式压气机的效率比轴流式压气机效率低?

第六章 涡轮

在燃气涡轮发动机中,有两个主要部件是由大量旋转的和静止的叶片组成的,其中一个在前面所研究的压气机,另一个就是本章要讨论的涡轮。

涡轮和压气机同是和气流进行能量交换的叶轮机械,这决定了它们之间有许多相似之处。但是,涡轮和压气机与气流间的能量交换在程序上恰恰相反。气流流过压气机时从动叶获得机械能,因而提高了焓和压力,而在涡轮中,气流则将极高的焓转变为动能,然后一部分动能通过动叶转变为涡轮轴上的机械功。也就是说,当压气机运转时,必须从外界加入机械能,而在涡轮运转时,则可以从涡轮轴上取得机械功。在燃气涡轮发动机中,当压气机和涡轮平衡运转时,涡轮轴上的机械功除了一部分用于克服轴承上摩擦,带动螺旋桨和附件外,全部为压气机所吸收。

和压气机相类似,按气流流动方向是否和涡轮转轴轴线方向大体一致,涡轮可分为轴流式和径流式两类。航空上采用的多是轴流式涡轮,所以本章着重分析这种涡轮的工作原理,而只在本章的最后简单介绍一下径流式涡轮的工作特点。

燃气涡轮发动机中的轴流式涡轮通常是多级涡轮,是由若干个单级组成的,每个级则由静止的“喷嘴环”(又称导向器,其上的叶片叫做静叶)和旋转的“工作轮”(其上的叶片叫做动叶)组成。如同研究压气机一样,在本章中也采取逐步分解的办法来研究涡轮。首先把多级涡轮分解成若干个级,然后用不同半径的圆柱面对每个级进行切割,就得到许多个基元级。气流在基元级中的流动是构成涡轮流动的基本单元,我们就从基元级开始对涡轮的分析工作,分析中注意和压气机进行对比。

第一节 涡轮的基元级

一、在基元级中气流的流动与膨胀作功

图 6-1 中所示为一单级涡轮示意图。和压气机级相比,两者都是由静止的和旋转的两排叶栅组成。不过在涡轮中,静止的喷嘴环位于旋转的工作轮的前面。这样安排是由涡轮所担负的任务决定的。涡轮的任务在于把来自燃烧室的高温高压燃气的热能转换成涡轮轴上的机械功,把喷嘴环排在前面就是为了有利于实现这一能量转换。让高温高压的燃气首先在喷嘴环中膨胀加速,获得动能,其速度一般可达 700m/s 左右。以这样大的速度去冲击工作轮,就可使涡轮发出大的功率。同时,由于燃气在喷嘴环中已作了相当程度的膨胀,燃气温度大为下降,也就大大地改善了在高温下作高速转动的工作轮的工作条件,从而提高了涡轮的寿命和安全可靠性。而喷嘴环是静止的,温度虽高,较便于采取冷却措施。

和压气机一样,涡轮级也是由无穷多的“基元级”组成的。用一个任意半径的圆柱面(如图 6-1 中的 a-b)和涡轮级相截,就得到一个涡轮基元级,将其展开成平面则得如图

6-2 中所示的涡轮基元级叶栅,包括静叶叶栅和动叶叶栅。静叶前的截面用 0-0 截面表示,静叶后动叶前的截面用 1-1 截面表示,动叶后的截面用 2-2 截面表示。对这些截面处的气流参数各注以“0”、“1”或“2”。

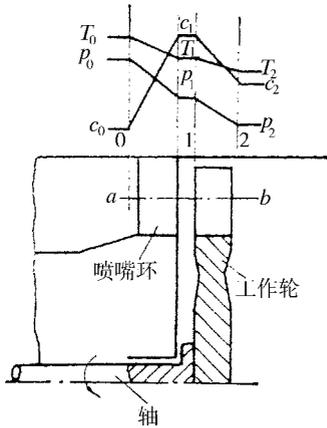


图 6-1 轴流式涡轮级的示意图

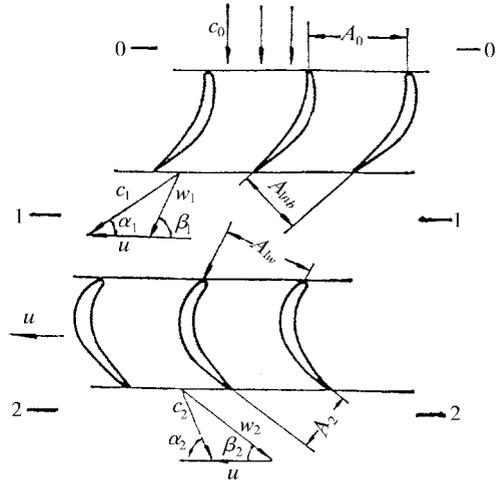


图 6-2 轴流式涡轮的基元级叶栅

静叶进口的燃气通常是轴向的,气流角 α_0 约为 90° ,燃气速度一般也较低,约每秒一百多米, Ma 数远小于 1。经过静叶叶栅通道拐弯加速,静叶出口气流角为 α_1 ,即气流方向相对于转轴轴线“由正变斜”,静叶的进口截面 A_0 大于气流出口截面 A_{1nb} 。气流通道是收敛的,气体就在通道中进行膨胀,压力和温度下降,速度上升,如图 6-1 中所示。在静叶叶栅出口流速 Ma_{c_1} 可达 1.2 左右(跨声涡轮级)。然后燃气以 w_1 的相对速度流入动叶叶栅。同样,动叶的进口截面 A_{1w} 也是比气流的出口截面 A_2 大,燃气在那里继续膨胀,使出口的相对速度 w_2 大于 w_1 (但也有不膨胀的,下面将进一步分析),如图 6-2 中所示。

在图 6-2 所示涡轮基元级叶栅图中还画出了和静叶栅进出口方向一致的 c_0 和 c_1 ; 和动叶栅进出口方向一致的 w_1 和 w_2 。和在压气机基元级进行的流动分析一样,绝对速度 c 、相对速度 w 和叶轮圆周速度 u (可视为牵连速度)之关系也是 $c = w + u$ 。

由静叶出来的高速气流冲击在动叶叶栅上时,就会产生很大的气动力作用在动叶上。和压气机类似,也是叶盆上面的静压比叶背上大得多。图 6-3 中正号表示叶盆的高压强,负号表示叶背的低压强。叶盆和叶背的压差形成了巨大的推动力,其方向由叶盆指向叶背,推动涡轮动叶做功。所以,动叶叶栅的圆周速度 u 的方向也是由叶盆指向叶背, u 的方向和气动力方向一致。

燃气在涡轮基元级中膨胀的热力过程可以用图 6-4 的焓熵图表示。

下面我们研究 1kg 质量燃气流过基元级时所作出的轮缘功的表达式。既然涡轮对外做功是通过旋转的动叶,而不是静止不动的静叶,所以只要写下动叶进出口截面的能量方程式就可以了,即

$$L_u = (h_1 - h_2) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = c'_p (T_1^* - T_2^*) = h_1^* - h_2^* \quad (6-1)$$

上式说明, 1kg 质量燃气所发出的轮缘功 L_u 等于动叶进出口截面上的总焓之差(注意 T_0^*

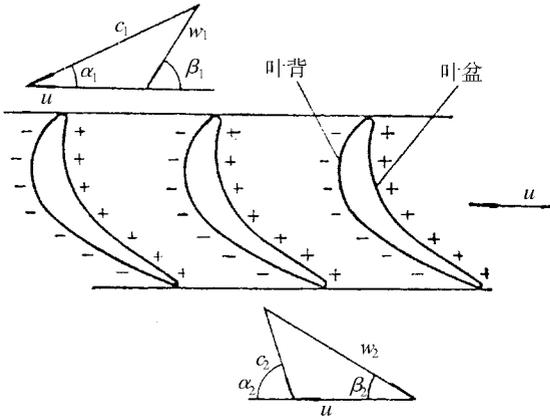


图 6-3 涡轮动叶叶栅通道中的压强分布示意图

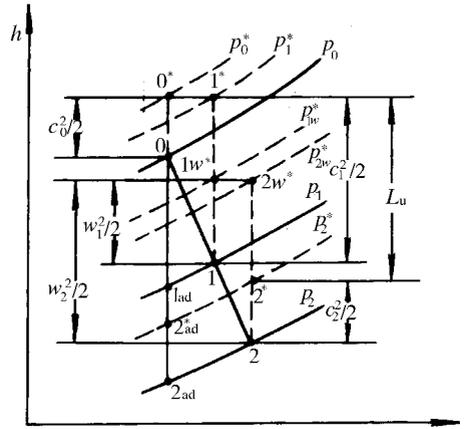


图 6-4 表示涡轮基本级中气体膨胀过程的 h - s 图

= T_1^*)。如果再从旋转的动叶上观察 (在进出口轮缘速度 $u_1 = u_2$ 的情况下) ,则又有

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \tag{6-2}$$

或写成

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}$$

$$h_{1w}^* = h_{2w}^* \tag{6-3}$$

将式 (6-2) 中之静焓差代入式 (6-1) 则得

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \tag{6-4}$$

上式说明 轮缘功 L_u 的大小决定于气体的绝对动能和相对动能的变化。在涡轮中, 相对动能的变化很小, 一般只占 L_u 的 25% ~ 40% ,有的甚至不变化。我们称相对动能不变化的涡轮为“零反力度涡轮”, 而称那些相对动能有变化的为“反力式涡轮”, 关于反力度概念, 下面还要进一步谈到。

在亚声速压气机中, L_u 约在 40kJ/kg 以内, 而涡轮的轮缘功则在 200 ~ 300kJ/kg 之间。两者相差如此悬殊, 主要是由于气体在压气机中的流动是减速扩压, 通道是扩散的, 在正压力梯度 (即压力愈来愈高) 的作用下, 附面层的一部分气体微团的动能不足以反抗高的反压而容易发生分离, 因而在压气机一级中不允许静压提高得太多, 气流转折角不能太大。至于涡轮, 则由于通道是收敛的 (图 6-5 示出了压气机和涡轮叶栅通道形状的对比如) , 燃气在其中是加速降压, 存在着负压力梯度, 所以附面层中的气体微团就不容易分离, 气流的转折角可以较大。其次是由于涡轮中的气流速度值要比压气机的大, 这是因为涡轮中燃气的温度比压气机中空气的温度高得多, 因此当地声速也高得多。当 Ma 数保持在合适的范围内时, 速度值高, 这自然对于增加燃气做功很有利。目前流量大的一级涡轮可以发出一两万千瓦的功率, 而压气机要把这些功率吸收过来, 一般都需 7 ~ 8 级, 或更多一些。因此, 在同一台发动机中, 涡轮的级数要比压气机的级数少得多。

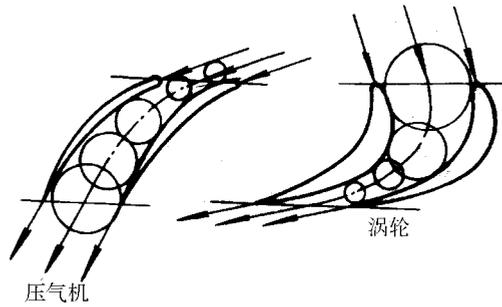


图 6-5 压气机和涡轮叶栅的通道形状

二、基元级的速度三角形

和研究压气机的基元级一样,起始点也是研究涡轮的速度三角形。因为从速度三角形中我们可以清楚地看出燃气流过静叶和动叶时的膨胀情况,并由此计算轮缘功的大小以及通过涡轮的燃气流量等。

1. 决定速度三角形的主要参数

在图 6-2 中,如果将工作轮进出口处的速度三角形叠合在一起,则得如图 6-6 中所示的基元级速度三角形。

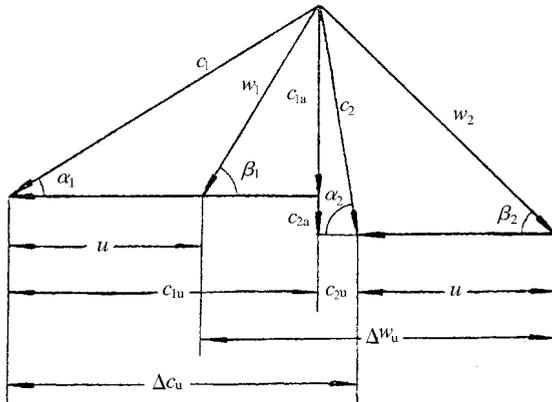


图 6-6 涡轮基元级的速度三角形

大家知道,决定压气机基元级速度三角形的主要参数有四个:与流量有关的轴向速度 c_{1a} 、预旋 c_{1u} 、决定轮缘功 L_u 的圆周速度 u 和扭速 Δw_u 。那么,决定涡轮基元级速度三角形的主要参数是否和压气机的完全相同呢?

首先,让我们看一看决定涡轮轮缘功 L_u 的的是什么。为了把 L_u 与气流运动参数相联系,和压气机类似,可以从动量矩定理导出燃气对涡轮动叶做功的表达式。对涡轮来说, L_u 前面应有:“-”号,并参看图 6-6,可得计算涡轮轮缘功 L_u 的公式如下:

$$L_u = u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u} \quad (6-5)$$

当 $u_1 = u$ 时,

$$L_u = u \Delta c_u = u (c_{1u} + c_{2u}) \quad (6-6)$$

从上面式子可以看出,除了圆周速度 u 之外,决定压气机轮缘功的主要是动叶出口的切向分速 c_{2u} 。 c_{1u} 是预旋,它可以为零(轴向进气时 $c_{1u} = 0$)。至于涡轮,由于它的出口紧接尾喷管,一般总希望它的出口绝对速度 c_2 接近轴向,因此 c_{2u} 很小,决定涡轮轮缘功 L_u 的主要是 c_{1u} ,而 c_{2u} 的数值较小(当 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时 $c_{2u} = 0$)。在涡轮中,反映燃气流量的一般采用静叶出口的气流角 α_1 ,而不直接采用轴向速度 c_{1a} 。原因是这个角度不但能反映轴向速度 c_{1a} 的大小($c_{1a} = c_{1u} \tan \alpha_1$),而且它可以与叶片长短和效率等联系起来,这在后面还要提到。另外在压气机中,由于一级增压比很小,可以近似认为 $c_{1a} \approx c_{2a}$ 。但是在涡轮中,由于一级的膨胀很大,如果再认为两者相等,就会导致较大的误差。根据目前设计经验,两者之比为 $c_{1a}/c_{2a} \approx 0.75 \sim 0.85$ 。综合以上分析,决定涡轮基元级速度三角形的主要参数有五个: c_{1u} 、 α 、 c_{2u} 、 u 和 c_{1a}/c_{2a} 。设计涡轮时,决定了这五个参数之后,速度三角形就完全确定了。

2. 涡轮基元级的反力度

和压气机中的反力度概念类似,为了表示气体流经涡轮静叶和动叶时的膨胀比比例,引用反力度概念予以描述。反力度就是用来衡量燃气在动叶中的膨胀占全基元级总膨胀功的百分比的参数。在动叶中的膨胀可用 $\frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)$ 表示。若近似用轮缘功 L_u 来表示级的总膨胀功,则反力度可用下式表示:

$$\Omega = \frac{\frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)}{L_u} \quad (6-7)$$

为简化上式,假定 $u_1 = u_2$ 和 $c_{1a} = c_{2a}$,则可将公式(6-4)和(6-6)代入到式(6-7)中,经化简得到

$$\Omega \approx \Omega_T = 1 - \frac{c_{1u} - c_{2u}}{2u} \quad (6-8)$$

Ω_T 被称为“运动反力度”,它和基元级速度三角形直接联系,因而,可用来反映基元级速度三角形和基元级叶栅特征。

例如:从式(6-8)可知,运动反力度 $\Omega_T = 0$ 的速度三角形特征是 $c_{1u} - c_{2u} = 2u$,或写成 $c_{1u} - u = u + c_{2u}$,即 $w_{1u} = w_{2u}$ 。因而, $\Omega_T = 0$ 的涡轮动叶栅具有进出口形状对称特征。气体流经动叶只拐弯不膨胀,这样的涡轮被称为“冲击式”涡轮,它的优点是动叶叶尖漏气损失极小(因动叶前后无静压差),但也因为气体流经叶栅通道不加速膨胀,没有顺压强梯度,因而气流易于分离,效率较低。“冲击式”涡轮仅用于蒸汽涡轮和发动机辅助系统(含火箭发动机的燃料供给系统)。

类似地,从式(6-8)可判定 $\Omega_T = 0.5$ 时涡轮基元级的速度三角形和涡轮叶栅特征。由 $\Omega_T = 0.5$ 可知 $c_{1u} - c_{2u} = u$ 或写成 $u + c_{2u} = w_{2u} = c_{1u}$,即 c_1 和 w_2 大致对称。反力度大于零的涡轮称为反力式。气体流经反力式涡轮动叶过程为降压加速过程,气流不易分离,因而效率较高,适用于航空燃气涡轮发动机。反力度过高(大于 $0.75 \sim 0.80$)会导致动叶叶尖漏气损失和导叶膨胀不够等缺点。为防止叶尖反力度过大和叶根反力度过小的缺点,平均半径处的反力度应控制在 $0.25 \sim 0.40$ 之间。

应该指出,还可以用气体流经动叶的理想静焓降 $\Delta h_{ad \cdot R}$ 和级的理想静焓降 $h_{ad \cdot st}$ 之比来定义反力度,称之为能量反力度,它比运动反力度更为严格,在涡轮设计中被用来核算

根部截面的反力度 (应保证其值大于零)。建议同学们自行推导出能量反力度的表达式。

3. 涡轮基元级的载荷系数

涡轮中常常出现的另一个参数是载荷系数 \bar{H}_T 。载荷系数 \bar{H}_T 的定义是

$$\bar{H}_T = \frac{\Delta c_u}{u} \quad (6-9)$$

因此

$$L_u = \bar{H}_T \cdot u^2$$

载荷系数 \bar{H}_T 的大小说明圆周速度 u 的利用程度。在涡轮的设计过程中,常常先给定轮缘功 L_u ,然后再选择载荷系数 \bar{H}_T ,这样就可以确定圆周速度了:

$$u = \sqrt{\frac{L_u}{\bar{H}_T}}$$

对于单级涡轮而言,在平均半径处常取 $\bar{H}_T = 1.4 \sim 1.7$ 。若 \bar{H}_T 在 1.4 以下,则通常意味着涡轮负荷不饱满,即圆周速度 u 没有得到充分利用。当然,对于一个实际的工程问题而言,往往要从多方面考虑,而不能只以某一个参数的取值而全面评价整个设计的完善程度。

根据反力度和载荷系数定义以 L_u 表达式可得:

$$\left. \begin{aligned} \Omega_T &= 1 - \frac{c_{1u} - c_{2u}}{2u} \\ \bar{H}_T \cdot u &= c_{1u} + c_{2u} \end{aligned} \right\}$$

由上式可以解得

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} &= u \left[\frac{\bar{H}_T}{2} + (1 - \Omega_T) \right] \\ c_{2u} &= u \left[\frac{\bar{H}_T}{2} - (1 - \Omega_T) \right] \end{aligned} \right\} \quad (6-10)$$

若再选定 (c_{1a}/c_{2a}) 和 α_1 角,则

$$\left. \begin{aligned} c_{1a} &= c_{1u} \tan \alpha_1 \\ c_{2a} &= c_{1a} / \left(\frac{c_{1a}}{c_{2a}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (6-11)$$

于是,涡轮基元级的速度三角形就完全确定了。由此可见,在给定轮缘功 L_u 前提下,为确定基元级的速度三角形,人们只需选定无量纲参数 \bar{H}_T 、 Ω_T 和 (c_{1a}/c_{2a}) 以及静叶出口气流角 α_1 。

三、涡轮叶栅中的流动

在航空燃气涡轮发动机中主要采用反力式涡轮,也就是在动叶和静叶中都是加速膨胀流动,两排叶栅中的共性很多,下面就通过一排平面叶栅来介绍基元级的流动,所介绍的叶栅既代表涡轮静叶,又代表涡轮动叶。

在分析涡轮叶栅流动时,常用栅后等熵马赫数 Ma_2 作为涡轮叶栅的工况马赫数,其定义如下:

$$Ma_2 = \sqrt{\frac{2}{k' - 1} \left[\left(\frac{p_1^*}{p_{2m}} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} - 1 \right]} \quad (6-12)$$

式中 p_1^* —— 栅前燃气总压；
 p_{2m} —— 栅后平均静压。

涡轮叶栅通道形式可分两类，一类是纯收缩型，另一类是收缩 - 扩张型，如图 6 - 7 所示。亚声涡轮叶栅以及 Ma_2 小于 1.2 的跨声涡轮叶栅一般采用纯收缩型， $Ma_2 > (1.2 \sim 1.4)$ 的叶栅，则可采用收缩 - 扩张型。实践证明，叶栅栅距、叶型型线设计等对涡轮中气流的绕流特性有很大影响，因而不同的叶栅有不同的流动情况。对于一个叶型和叶栅几何参数完全确定的叶栅，当进出口气动参数改变时，涡轮叶栅的流场也会发生变化。

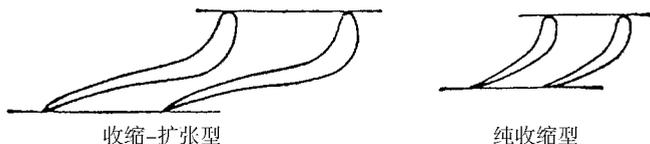


图 6 - 7 涡轮叶栅通道形式

下面具体介绍一个纯收缩型通道的典型涡轮叶栅，当进口气动参数（例如 β_1 和 p_1^* ）不改变，而降低叶栅后反压 p_2 时的流动情况。

(1) 在涡轮叶栅中气流是膨胀加速流动的。在反压 p_2 较高时，在叶栅进口处流动速度很低，当燃气流到叶片上时，在叶片前缘的某一点（前驻点）处，气流分叉流向叶背和叶盆。随着涡轮叶栅通道不断收缩，气流逐渐加速。但这时叶栅前后压差不大，叶栅中降压膨胀加速并不多，全流场都是亚声速流动， Ma_2 很小。

(2) 随着反压 p_2 的逐渐降低，涡轮叶栅中降压膨胀加速程度加大。气流沿叶背加速，就有可能在通道内叶背曲率最大的部位出现局部超声速区，该区以声速线开始，并大体上以正激波结尾。局部超声速区以外都是亚声速流动，如图 6 - 8 所示。

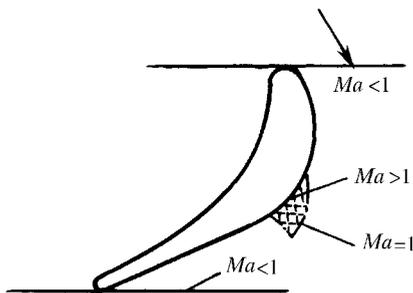


图 6 - 8 涡轮叶栅中的局部超声速区
 ---膨胀波；——压缩波；— · —界线。

我们定义叶型上某一点已达声速时的工况马赫数为临界马赫数 Ma_{2cr} ，对一般叶栅来说，其值约为 0.7 ~ 0.8。

反压继续降低时，局部超声区逐渐扩大，其后的结尾正激波亦顺流后移。

(3) 当反压降低到使工况马赫数达到某一数值时，在叶片尾缘处，由于气流急剧转弯加速，压力下降，出现另一个局部超声速区。从叶背、叶盆表面流出的气流离开尾缘后出现两道分离激波，两股气流在尾缘后某一位置会合，发生折转，同时产生两组压缩波，并汇

集成一对燕尾形的斜激波,其右支(顺气流流动方向看)伸向通道称为内尾波,左支伸向栅后,称为外尾波。如图 6-9 所示。

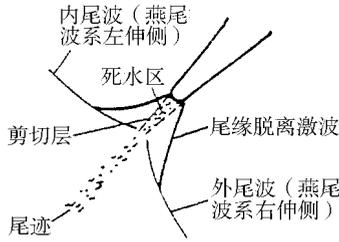


图 6-9 尾缘激波系

(4)反压继续降低,当内尾波与叶背局部超声速区后的正激波相遇时,即表明超声速区(声速线)贯穿整个通道,叶栅进入阻塞工况。此时的工况马赫数称为阻塞工况马赫数,一般约为 1.0 (或略小于 1.0)。与此同时,栅前进口马赫数 Ma_1 亦不随 Ma_2 的加大而增大,达最大值 Ma_{1max} ,该值称为栅前阻塞马赫数,与之对应的叶栅流量亦不再加大而达最大值。这时栅后反压与栅前总压之比 p_2/p_1^* 称为临界压力比,用 $(p_2/p_1^*)_{cr}$ 表示。这时叶栅通道内的速度分布如图 6-10 所示,正激波(垂直激波)和内尾波相交贯穿的位置在喉部附近。

(5)反压继续降低, $(p_2/p_1^*) < (p_2/p_1^*)_{cr}$,叶栅出口气流超过声速,这是叶栅的超声速工况段。

正激波沿叶背迅速推向叶栅外空间,气流绕叶盆尾缘急剧加速,在斜切口(叶栅喉部以后的通道区域)内形成一组扇形膨胀波射向相邻叶片的叶背,并在叶背上形成反射膨胀波。气流穿过该组膨胀波及反射膨胀波在斜切口继续超声速膨胀,即所谓的“超声斜切口膨胀”。随出口马赫数的增大,内尾波逐渐变斜,射向叶背,内尾波作用在叶背壁面,与附面层相互干扰后产生反射激波。在叶背上的入射点随 Ma_2 增大向尾缘移动。跨声涡轮叶栅在超声速工况下通道中波系情况如图 6-11 所示。

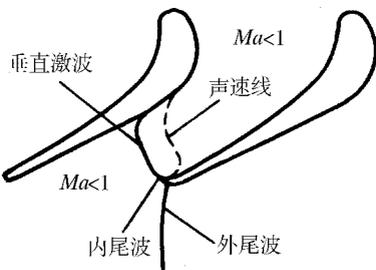


图 6-10 阻塞工况时通道内的速度分布

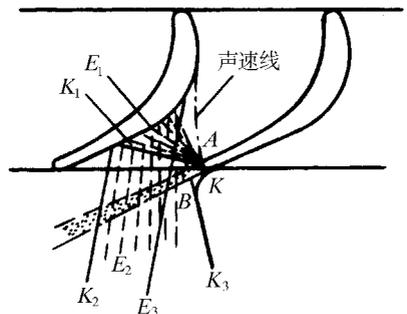


图 6-11 超声速工况下的通道波系

---膨胀波系; ————压缩波系; : : : : :尾迹。

在超声速工况时,有时还可以从一些叶栅的纹影照片上看到一种原生激波,这是由于有些叶栅的叶背型线突变所引起。此时,由于型线突变,使壁面附面层突增,叶背有效轮廓外凸,气流绕流时形成压缩波。在亚声速工况时,该压缩波隐藏在局部超声速区内,或声速线与垂直激波之间的超声速区内。在超声速工况,通道内声速线后全为超声速时,该原生激波就传递出来,尤其在叶栅外可以清晰地看到。因此,在图 6-11 所示的超声速工

况时通道的波系,主要由原生膨胀波 E_1 、反射膨胀波 E_2 、原生激波 E_3 、尾缘脱离激波 K 、内尾波 K_1 、内尾波在叶背上的反射波 K_2 、外尾波 K_3 以及叶片尾缘后的尾迹所构成。

(6) 当 Ma_2 大到某值后,内尾波在叶背上的入射点移至尾缘处,其反射波与另一叶片的外尾波重叠,膨胀波系的最后一道波也大致与叶栅出口额线相平行。这时达到了该叶栅的极限负荷工况,斜切口的膨胀能力已经得到充分利用,与额线相垂直的气流分速即气流轴向分速这时也达到当地声速了。

如果反压 p_2 比极限负荷工况对应的值还要低,并进一步下降,则气流只能在叶栅外面无制约地膨胀,并使轴向分速继续增加。但叶片表面的压强分布不再受到反压进一步下降的影响,气流作用在叶片上的气动力也不会改变。因而,决定涡轮输出功的切向分速就再也不会增加了。所以,当叶栅几何参数完全确定以后,叶栅的最大膨胀能力也就确定了。

上面列举了反压变化时的多种涡轮叶栅工作状况。在发动机涡轮中,亚声涡轮叶栅大体以工况 (2)、(3)、(4) 所对应的反压或者更高一些反压工作,跨声涡轮叶栅大体以工况 (5) 对应的反压工作。

四、叶型损失及其工程估算

1. 涡轮叶型和叶型损失

和压气机叶型相比,涡轮叶型较厚,弯得也较多。叶型的弯曲程度决定于气流的转折角,压气机中气流转折角小,所以弯得少,而涡轮中的气流转折角大, $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ 一般都在 95° 以上,所以叶片弯得厉害。至于叶型的厚度,则决定于叶型进口的 Ma 数。因为压气机叶型如果太厚,则容易使进口 Ma 数超过临界 Ma 数,从而使损失增加。涡轮进口 Ma 数一般都较低,所以没有这个问题,而且叶片厚一些在强度方面也有好处。

在涡轮叶栅流动过程中,由于实际流动是有粘性的,所以沿叶背和叶盆都有附面层存在,而且叶片尾缘厚度较大,因此和压气机叶栅中一样,在尾缘后存在着尾流,也有叶栅后尾流与主流的掺混,并因此导致尾迹损失。

另外,由上面所分析的涡轮叶栅中的流动情况还可以看出,尽管在涡轮叶栅中从总体上说是降压加速流动,进口静压高,出口静压低,沿叶型的大部分区域存在负压力梯度,但在部分区域如叶背型面的后部仍可能出现正压力梯度,例如当出现激波时,在激波和型面相交处就有陡峭的静压升高即很大的正压力梯度,因而形成激波附面层干扰,引起气流分离,使损失加大。

但是和压气机叶栅相比,涡轮叶栅中附面层薄,不易分离,因此损失较小而效率较高。此外,由于涡轮叶栅的负压力梯度和进口气流 Ma 数较小,以及前缘小圆半径一般比压气机叶型大等原因,涡轮叶栅对气流攻角不如压气机叶栅那样敏感,可以有较大的攻角变化范围而不致于使损失急剧增长。

因此和压气机中相似,涡轮基元级的流动损失就是所谓的叶型损失,也包括以下几部分:

- (1) 附面层内的摩擦损失;
- (2) 尾迹损失及尾迹和主流的掺混损失;
- (3) 附面层中的气流分离损失;
- (4) 激波和激波附面层干扰引起的损失。

这些损失反映在 $T-S$ 图上,如图 6-12 所示。过程线 $0-2$ 下面的面积 $02DC$ 就代表流动损失 L_T 。显然,这个面积是由再生热(面积 022_{ad})和动能损失(面积 $22_{ad}CD$)两部分组成。在热力学中已经知道,所谓再生热,就是流动损失转变为机械功的那一小部分热量,而动能损失不能再被回收。

这里我们要特别注意压气机和涡轮的区别。在压气机中,由于流动损失最终转化为热量,而热量又加给气流本身,使气体更难压缩,因而就要更加一些压缩功才行,这部分额外的压缩功在压气机中叫做“热阻功”。但在涡轮中这部分流动损失所生的热量加给气体的结果,使气体体积比原来有所增大,得到了一点额外的膨胀功,这就是“再生热”。应该指出的是,收回的再生热只占流动损失的一小部分,因而不要产生错觉,以为损失不但无害反而有益。因此在涡轮中也同样要力求减少流动损失。

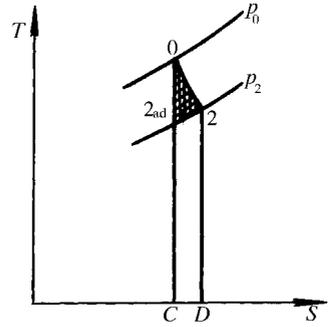


图 6-12 反映涡轮基元级流动损失的 $T-S$ 图

2. 涡轮叶栅的出口速度计算

燃气涡轮是从蒸气涡轮发展起来的,因而不少设计计算方法沿用了蒸气涡轮的习惯。例如在估计叶型损失方面至今仍采用蒸气涡轮的“速度损失系数”。参看图 6-4,对静叶来说,若流动过程是等熵的,则出口速度为

$$\begin{aligned} c_{1ad} &= \sqrt{2(h_0^* - h_{1ad})} = \sqrt{2c_p(T_0^* - T_{1ad})} \\ &= \sqrt{2 \frac{k'}{k' - 1} R' T_0^* \left(1 - \frac{T_{1ad}}{T_0^*}\right)} = \sqrt{2 \frac{k'}{k' - 1} R' T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k'-1}{k'}}\right]} \end{aligned} \quad (6-13)$$

但是在实际的膨胀过程中是有损失而不是等熵的。若以 c_1 表示出口的实际速度时,则显然 $c_1 < c_{1ad}$ 。两者之比值称为速度损失系数 φ ,即

$$c_1 = \varphi c_{1ad} = \varphi \sqrt{2 \frac{k'}{k' - 1} R' T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k'-1}{k'}}\right]} \quad (6-14)$$

式中 T_0^* 、 p_0^* ——分别为静叶进口的总温,总压;

p_1 ——静叶出口的静压;

k' 、 R' ——分别为燃气的绝热指数,气体常数。

从上式中,如已知压比 p_1/p_0^* 和总温 T_0^* ,并在 $\varphi = 0.96 \sim 0.98$ 范围内选定速度损失系数 φ 就可求得 c_1 。

由于 $c_1 < c_{1ad}$,所以等熵过程终了时的动能要比实际过程终了时的大,两者之差值就是静叶中的动能损失:

$$\Delta L_{T,nb} = \frac{1}{2} (c_{1ad}^2 - c_1^2) = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \quad (6-15)$$

另外,在航空涡轮设计中,还常常采用“总压恢复系数”来表示损失的大小。静叶的总压恢复系数

$$\sigma_{nb} = \frac{p_1^*}{p_0^*} = \frac{p_1/\pi(\lambda_{c_1})}{p_1/\pi(\lambda_{c_{1ad}})} = \frac{\pi(\lambda_{c_1}/\varphi)}{\pi(\lambda_{c_1})} \quad (6-16)$$

同样,对动叶来说也有类似的关系式。当气流以绝对速度 c_1 流出静叶时,即以相对速度 w_1 流向动叶,如图 6-2 中所示。如果站在旋转的动叶上观察,那么,气流在动叶通道中的流动和静叶中的流动是一样的。这时,速度由进口相对速度 w_1 膨胀到出口相对速度 w_2 。如果以“ ψ ”表示动叶中的速度损失系数;以“ σ_w ”表示动叶中的总压恢复系数;以 $\Delta L_{r.w}$ 表示动叶中的动能损失,则得到下面公式(当 $u_1 = u_2$ 时):

$$\left. \begin{aligned} w_2 &= \psi \sqrt{2 \frac{k'}{k' - 1} R' T_{1w}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} \right]} \\ \sigma_w &= \frac{p_{2w}^*}{p_{1w}^*} = \frac{\pi (\lambda_{w_2} / \psi)}{\pi (\lambda_{w_1})} \\ \Delta L_{r.w} &= \frac{w_2^2}{2} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \end{aligned} \right\} (6 - 17)$$

式中 ψ ——速度损失系数,可在 $\psi = 0.95 \sim 0.97$ 范围内选定;

T_{1w}^* ——进口相对总温,当 $u_1 = u_2$ 时, $T_{1w}^* = T_{2w}^*$;

p_{1w}^* 、 p_{2w}^* ——分别为动叶进出口的相对总压。

3. 涡轮叶栅出气角的计算

上面我们介绍了如何计算静叶和动叶出口的气流速度 c_1 和 w_2 ,下面我们就叙述和这速度相对应的气流流出角 α_1 和 β_2 是如何计算的。根据涡轮叶栅流场随栅后反压的变化可知,若按照叶栅中是否存在由叶背一直贯穿到叶盆的局部超声速区来区分的话,叶栅中的流动可分成两种流态。当反压 p_2 和栅前总压 p_1^* 之比 p_2/p_1^* 大于临界压力比时称为亚临界流态,小于临界压力比时称为超临界流态。对于这两种情况下计算落后角的方法分述如下。

(1) 亚临界流态

图 6-13 (a) 表示的是静叶亚临界流态。由于叶栅前后压差不大,所以在喉部 AB (宽度为 a) 处并未形成声速喉道,并且也不在斜切口形成超声速膨胀。这时由于叶背曲率和附面层的影响,气流不是沿几何出口角 α_{ik} 的方向流出,而是偏转一个称为“落后角”的 δ 角,结果以 $\alpha_1 = \alpha_{ik} + \delta$ 的角度流出静叶。根据大量的实验研究,发现这个落后角 δ 和出口的速度以及叶栅的喉部宽度 a 和栅距 t 有关,如图 6-14 所示。

图 6-14 中的横坐标为叶栅等熵流动过程时的出口速度系数,纵坐标为落后角 δ ,并

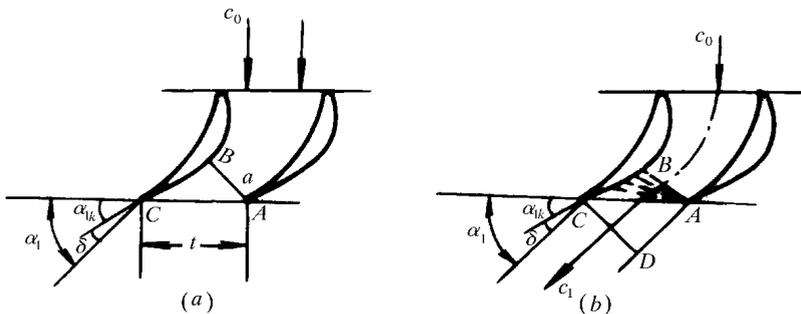


图 6-13 计算落后角用图

以 $\arcsin(a/t)$ 为参变数。要注意的是,如果知道的是实际过程的出口速度 λ_{c1} ,则必须换算成等熵过程的 $\lambda_{c1ad} = \lambda_{c1}/\varphi$ 。图 6-14 中的曲线,对于动叶同样适用,这时横坐标就是动叶等熵流动过程时的出口速度系数 λ_{w2ad} 。

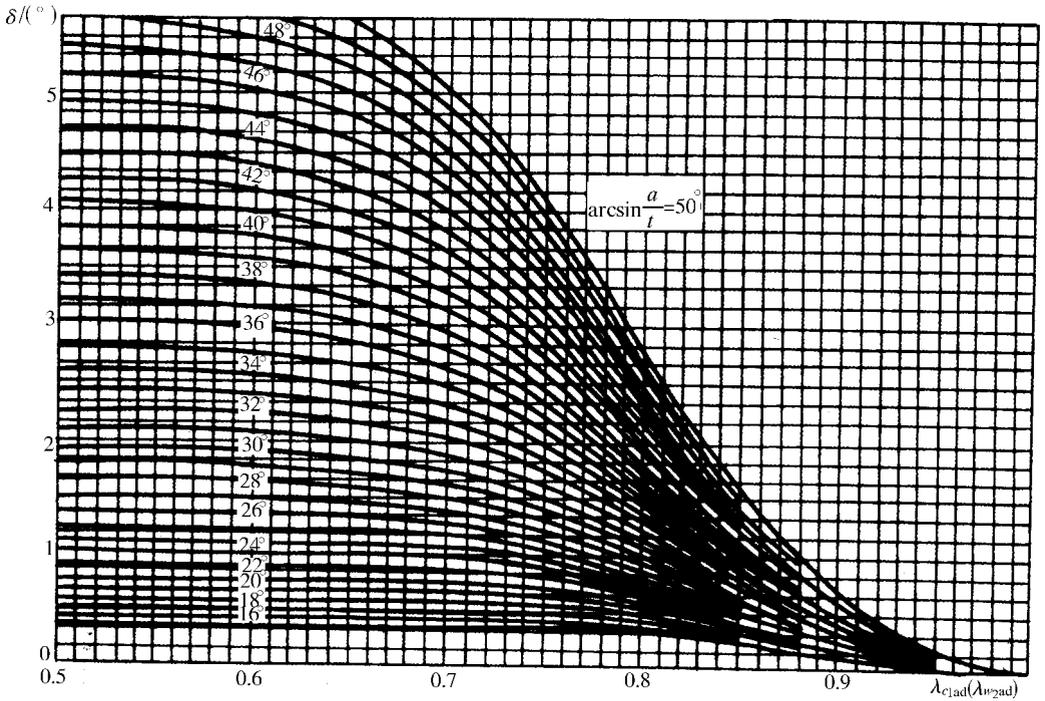


图 6-14 亚临界流态时的落后角

(2) 超临界流态

当静叶中的压降为超临界时(图 6-13 (b)),气流经过声速截面后继续在斜切口 ABC 部分进行膨胀,出口尾缘 A 点的压力等于出口压力 p_1 ,故 A 点可看成是扰动源。从 A 点发出一束膨胀波组,如图中的虚线所示。气流穿过这束膨胀波时,继续作超声速流动并向右偏转,产生一个落后角 $\delta = \alpha_1 - \alpha_{1k}$ 。气流之所以不向左偏转而向右偏,原因是这时的气流通道的已变成一个拉瓦尔喷管,它的超声速部分(在这里就是斜切口区域)必须做成扩散形,所以气流只有向右偏转后才能满足这个条件,即 $CD > AB$ 。

下面我们就来看一下这时落后角应如何计算。对于单位厚度的流管,可写出喉部及出口截面的流量方程如下:

$$t \sin \alpha_{1k} \frac{K' p_{cr}^* q(\lambda_{cr})}{\sqrt{T_0^*}} = t \sin \alpha_1 \frac{K' p^* q(\lambda_{cl})}{\sqrt{T_0^*}}$$

式中 p_{cr}^* ——喉部处气流总压;

t ——栅距;

K' ——系数,当绝热指数 $k' = 1.33$ 时, $K' = 0.0396$ 。

因为 $p_{cr}^* = \sigma p_0^*$, $p_1^* = \sigma_{nb} p_0^*$,代入上式后,可解得

$$\sin \alpha_1 = \frac{\sigma q(\lambda_{cr})}{\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})} \sin \alpha_{1k} \quad (6-18)$$

上式中 σ 是喉部以前的总压恢复系数, 而 σ_{nb} 是整个静叶通道的总压恢复系数。由于喉部处有附面层和损失, 而且流动也不均匀, 声速线位置和几何喉部截面不完全重合, 所以当流动如式 (6-18) 那样考虑为一元管流时, 在喉部处并不能达到 $q(\lambda_{cr}) = 1$, 而只能在该处 $q(\lambda)$ 函数达到最大值。或者反过来说, 如果我们能取得某一个 φ 值下的 $q(\lambda)$ 函数最大值, 那就一定是 $q(\lambda_{cr})$ 。另外, 要想测量 σ 的数值也很困难, 但由于斜切口区域的膨胀接近于等熵过程, 这区域的损失可略而不计, 因而可近似认为 $\sigma \approx \sigma_{nb}$ 。这样, 为便于计算, 作为一种工程简化, 把 $\sigma q(\lambda_{cr})$ 一项改写成 $[\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})]_{cr}$ 以表示这是 $\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})$ 的最大值。于是, 式 (6-18) 改写为

$$\sin\alpha_1 = \frac{[\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})]_{cr}}{\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})} \sin\alpha_{1k} \quad (6-19)$$

上式中, 叶栅出口处的 $\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})$ 在一定的速度损失系数下, 随出口的 λ_{c1} 而变的关系曲线如图 6-15 所示。曲线族中每条曲线的最高点就表示 $[\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})]_{cr}$ 的数值。在等熵过程中 $\varphi = 1$, $\sigma_{nb} = 1$, 则 $[\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})]_{cr} = 1$ 。但在实际过程中, 由于 $\varphi < 1$, 所以对应于每个 φ 的曲线的最高点, 喉部的 $[\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})]_{cr} < 1$ 。

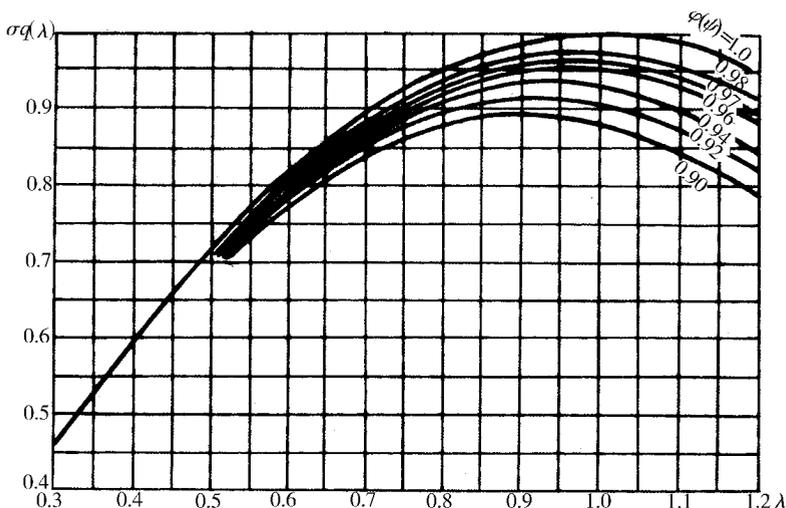


图 6-15 $\sigma q(\lambda)$ 随 λ 的变化关系

下面举一例说明如何计算落后角 δ 。如已知 $\alpha_{1k} = 20^\circ$, $\varphi = 0.96$, $\lambda_{c1} = 1.15$, 由图 6-15, 可查得 $[\sigma_{nb} q(\lambda_{c1})]_{cr} = 0.955$, $\sigma_{nb} q(\lambda_{c1}) = 0.912$, 代入式 (6-19) 算得 $\alpha_1 = 21^\circ$, 所以落后角 $\delta = 21^\circ - 20^\circ = 1^\circ$ 。

图 6-15 的曲线也适用于计算动叶超临界流态时出口处的气流角。这时 λ_{c1} 代之以 λ_{w2} , 则式 (6-19) 变为

$$\sin\beta_2 = \frac{[\sigma_w q(\lambda_{w2})]_{cr}}{\sigma_w q(\lambda_{w2})} \sin\beta_{2k} \quad (6-20)$$

第二节 涡轮级和多级涡轮

涡轮的工作原理和燃气在涡轮中的流动过程, 可以说基本上在基元级的工作过程中

已得到反映。把沿叶高不同半径上的“基元级”叠合起来,就形成了涡轮“级”,把几个级串联起来,就组成了“多级涡轮”。因为不同半径上的基元级的工作特点各不相同,因此现在的问题就是要找出各基元级间的相互关系,从而确定整级的工作,从气动上看,就是寻找级中空间气流参数沿径向的分布规律,下面我们就先从这个问题的谈起,接着再讨论级的流动损失和多级涡轮的概念。

一、级空间的气流组织

这里的内容和压气机中所讲的有很多地方是相类似的,因此不拟作过多的重复。

与分析压气机中的气流一样,所谓涡轮一级中的气流组织,我们也是只限于动的和静的两排叶片环轴向间隙中那一小块空间的气流。

如假定轴向间隙中那一小块流体沿圆柱表面流动,并认为静叶进口的气流参数沿径向是均匀的,那么,气流必须满足简化径向平衡方程式

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (6-21)$$

在满足简化径向平衡方程式(6-21)的条件下,可以得出轮缘功 L_u 、轴向速度 c_a 和切向分速 c_u 沿径向分布的微分方程式(其推导参见压气机 L_u 前面取“-”号),即

$$\frac{dL_u}{dr} + \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} \right] = 0 \quad (6-22)$$

从上式可以看出 L_u 、 c_a 和 c_u 三者之中只能任意规定两个沿径向的变化规律,而第三个则要按上式所确定的关系变化。下面简单介绍几种在涡轮叶片设计中常用的变化规律。

(一)等环量叶片

和压气机中一样 L_u 、 c_u 和 c_a 沿径向的变化也是满足以下条件:

$$\left. \begin{aligned} c_u r &= \text{常数} \\ c_a &= \text{常数} \\ L_u &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (6-23)$$

联立解式(6-22)和式(6-23),并考虑速度三角形的关系

$$\alpha_1 = \arctan \frac{c_{1a}}{c_{1u}}$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u}$$

$$\beta_2 = \arctan \frac{c_{2a}}{c_{2u} + u}$$

可以得出 α_1 、 β_1 和 β_2 沿径向的变化关系。由于 c_{1u} 和 c_{2u} 沿径向减小, c_{1a} 和 c_{2a} 沿径向不变,所以 α_1 和 β_1 沿径向增大,而 β_2 则沿径向减小。大家记得,压气机的等环量叶片 β_1 是沿径向减小的,因此,必须注意,由于压气机和涡轮工作特点不同,虽然 c_a 和 c_u 沿径向的分布规律都是一样的(这是共性),可是其他参数例如上面指出的 β_1 却不不同了(这是特殊性)。图6-16就是等环量涡轮叶片叶尖、中径和叶根三个截面上的基元级速度三角形以及静叶和动叶的扭转示意图。

等环量叶片的优点是,流动是无旋的, c_a 分布均匀,所以效率较高,而且计算简便,与

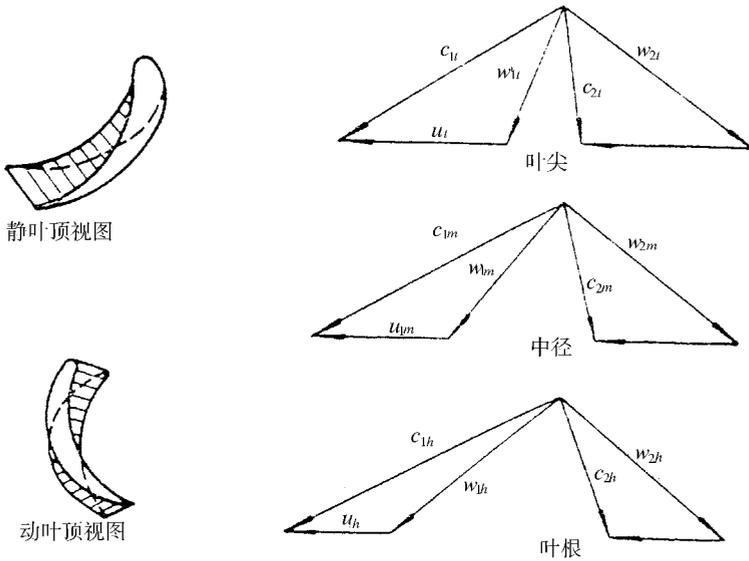


图 6-16 等环量叶片的速度三角形及其对应的叶片

实测数据比较一致。

等环量叶片 c_{1u} 沿径向 (叶高) 变化急剧, 必然导致 p_1 沿径向变化急剧, 在动叶出口气流接近轴向流出的情况下, p_2 沿径向变化不大, 因此, 反力度沿径向变化急剧。对于轮毂比 \bar{d} 较小的长叶片而言, 根部可能出现负反力度, 这会导致涡轮根部基元级效率急剧下降。这种情况在涡轮设计中一般是不允许的。

分析角度 α_1 、 β_1 和 β_2 沿径向的变化, 也得到同样的结果。等环量叶片的 α_1 和 β_1 沿径向的变化都较急剧, 叶片愈长愈突出。特别是 β_1 和 β_2 的变化相反, 所以就极易在根部基元级中出现 $\beta_2 > \beta_1$ 。这时叶片通道就不是均匀收敛, 而出现了局部扩压通道, 从而使损失增加, 这是不利的。因此, 等环量叶片适用于叶片较短的前面级。

(二) 等 α_1 叶片

除了等环量叶片外, 在涡轮中还采用 $\alpha_1 = \text{常数}$ 的叶片, 这种叶片的特点在于沿静叶叶高满足如下条件:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \text{常数} \\ L_u &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (6-24)$$

将这一条件代入式 (6-22) 并积分, 则可得出静叶出口处 c_{1u} 、 c_{1a} 的分布规律。

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} r^{\cos^2 \alpha_1} &= \text{常数} \\ c_{1a} r^{\cos^2 \alpha_1} &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (6-25)$$

由上式可知, c_{1u} 和 c_{1a} 均随半径增大而减小。 c_{1u} 沿径向的变化比在等环量规律下的变化缓和。和等环量叶片相比, 这两因素都能改善反力度和静叶出口马赫数 Ma_{c_1} 等参数沿叶高变化急剧的缺点。尤其对于避免根部负反力度问题, 采用等 α_1 扭向规律比等环量规律有明显改善, 因而对 α_1 较小的长叶片较为适用。

动叶出口参数可根据 $L_u = u(c_{1u} + c_{2u})$ 沿半径不变的条件, 积分式 (6-22) 得到, 这里

不详述。

等 α_1 叶片优点是 静叶基本上是直叶片 ,便于加工 ,而且便于做成空心叶片 ,进行内部冷却。在有的发动机结构设计中 ,还通过这种不扭的静叶叶片 ,安装承力支杆。

(三)通用扭向规律

和压气机中一样 ,对于涡轮叶片的各种扭向规律也可以由一个通式表示。此通式可写成

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} r^m &= \text{常数} \\ L_u &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (6-26)$$

式中 m 为常数。

当 $m=1$ 时 ,就得到等环量扭向规律 ;当 $m = \cos^2 \alpha_1$ 时就得到等 α_1 扭向规律。因此只要 we 根据具体设计要求 ,在 $\cos^2 \alpha_1 \leq m \leq 1$ 之间选定 m 值 ,就可以得到介于等环量与等 α_1 之间的扭向规律 ,这种规律也叫做中间规律。对于轮毂比 \bar{d} 很小的长叶片 ,若采用等 α_1 规律 ,动叶叶片根部仍不能避免出现负反力度时 ,还可在小于 $\cos^2 \alpha_1$,大于零的范围内选取 m 值。实践证明 ,选取这样低的 m 值可以使根部截面反力度增加。

20 世纪 60 年代中期开始采用完全径向平衡方程计算涡轮流场 ,并采用可控涡设计。这样的设计能保证涡轮具有较大的做功能力 ,而且在根部截面不出现负反力度。下面我们简单介绍一下可控涡设计的概念。

(四)可控涡设计概念

所谓可控涡设计方法 ,指的是规定环量 (或称控制旋涡)沿叶片高度按一定规律变化 ,以便获得反力度沿叶高较缓慢变化的长叶片设计方法。显然 ,采用“可控涡”的基础是运用能够反映变功、变熵和流线曲率等因素对流场影响的三元流场计算方法。

涡轮流场计算所遵循的基本方程组和压气机中的完全一样 ,因而可以借鉴压气机三元流场计算方法。在涡轮计算中 ,从叶片到叶片的流场情况 (即 S_1 流面问题)的计算有相当大的发展 ,但目前更多的也仍是计算子午面流场或 S_2 流面流场的流动参数变化情况。

从计算采用的方法的角度看 ,可以采用流函数法 (通流矩阵法) ,也可以采用流线曲率法 (流线曲率通流法或流线曲率管流法)等方法求解涡轮流场 ,和压气机中采用的一样 ,这里不再赘述。

为了说明“可控涡”的设计概念 ,这里列出涡轮子午面流场的径向运动方程 (其推导参见压气机)如下 :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + c_m^2 \left(\frac{\cos \phi}{R_m} - \frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} \right) \quad (6-27)$$

式中 m ——子午面流线 ;

c_m ——子午面上的气流速度分量 ;

R_m ——子午面流线的曲率半径 ;

ϕ —— c_m 与轴线方向的夹角 ;

r ——所考虑的气体微团离轴线的距离。

式 (6-27) 中的压力变化如果用焓熵的变化表示 ,则可改写成如下形式 :

$$\frac{\partial c_m}{\partial r} = \frac{1}{c_m} \left\{ \left[\frac{\partial h^*}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} \right] - \frac{c_u}{r} \frac{\partial (c_u r)}{\partial r} \right\} - c_m \left[\frac{\cos \phi}{R_m} - \frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} \right] \quad (6-28)$$

由式(6-27)、(6-28)可见,通过控制环量 $c_u r$ 、流线曲率 $1/R_m$ 和流线斜率 $\tan \phi$ 等,就可以控制气流压力沿径向的分布,即控制反力度沿叶高的变化,甚至做到使反力度沿叶高变化不大。

可控涡设计方法有以下几方面的好处:

(1) 由于反力度沿叶高分布较均匀,提高了根部反力度,降低了顶部反力度,从而改善动叶根部的流动状态并减小顶部径向间隙的漏气量(关于漏气损失,下面还要谈到)。

(2) 由于提高了根部反力度和降低了顶部反力度,所以可使静叶根部出口 Ma 数和动叶顶部出口 Ma 数相应减小。这样,如果在这两处原为超声速流动,则可使它们变为亚声速流动,从而使流动的能量损失减小;如果在这两处按常规方法设计得到了亚声速流动,则采用可控涡设计可使级的焓降提高,增加单级作功能力。

(3) 反力度均匀化的结果使静叶叶片表面附面层内的潜移现象减弱,从而避免了过多的附面层在根部的堆积,这对降低叶栅根部的能量损失也是有好处的。

(4) 在多级涡轮可控涡设计中,还采用增大动叶出口环量(即加大 $c_{2u} \cdot r_2$)的设计,以增大涡轮作功能力,这时涡轮动叶出口的绝对气流角 α_2 会偏离轴向较远(可高达 30°),对于出口级需加一排静叶将气流拐为轴向。采用增大动叶出口环量的多级涡轮可控涡设计,使 JT9D 发动机的六级低压涡轮减少至四级,且效率还提高了 2%。

二、级的流动损失

涡轮级中所遇到的流动损失有如下几种:

(1) 叶型损失,亦即基元级中的流动损失。

(2) 环面附面层引起的摩擦损失和对涡损失。

(3) 潜流损失,如图 6-17 所示。以上几种损失情况和压气机中的相类似。

(4) 漏气损失,这是和压气机中的情况不同的。因为涡轮动叶进口压力高于出口压力,气流可从径向间隙流过(图 6-18),这部分气流没有产生轮缘功。

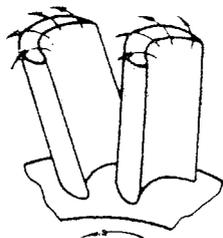


图 6-17 潜流现象

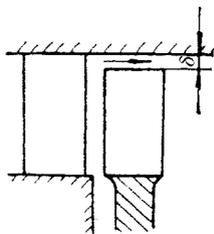


图 6-18 漏气损失

在涡轮中,除了上述第一项叶型损失外,其余各项损失统称为“二次损失”。而且和压气机中一样,把它平均分配到沿叶高的各基元级中。在涡轮气动设计中多用二次损失系数 δ_{se} 来考虑二次损失的大小。 δ_{se} 一般在 0.97 ~ 0.98 范围内,在扣除了二次损失以后,每千克燃气由涡轮轴实际输出的功叫做涡轮功,用 L_T 表示。

$$L_T = L_u \delta_{se} \quad (6-29)$$

三、涡轮效率和涡轮功率

为了表达涡轮一级中的损失大小,在涡轮气动设计中多采用“滞止绝热效率”。它是涡轮功 L_T 和滞止等熵功 L_{ad}^* 之比。

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{L_{ad}^*} = \frac{\delta_{sc} L_u}{L_{ad}^*} \quad (6-30)$$

根据目前气动设计和工艺水平,单级涡轮的效率在 $\eta_T^* = 0.88 \sim 0.91$ 之间。

为了提高涡轮效率,也就是提高每千克燃气所做的涡轮功,就必须设法减少叶型损失和二次损失。在减少二次损失方面,目前采取的措施有如下两方面:

- (1) 安装轮箍,如图 6-19 所示,以减少潜流损失;
- (2) 安装封严装置(又称迷宫)如图 6-20 所示,以减少漏气损失。

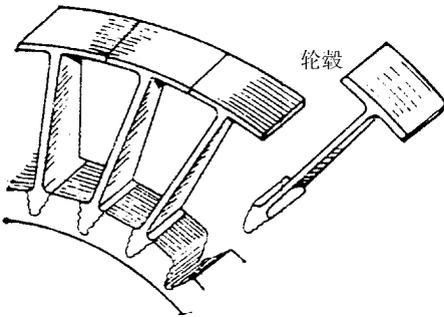


图 6-19 装有轮箍的工作轮叶片

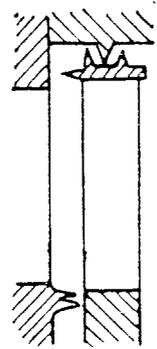


图 6-20 装有迷宫装置的工作轮

对于涡轮来说,不但要知道每千克燃气所做的涡轮功 L_T ,还要知道它的轴上所发出的总功率是多少。从式 (6-30) 可得

$$L_T = \delta_{sc} L_u = \eta_T^* L_{ad}^* \quad (6-31)$$

由于

$$L_{ad}^* = \frac{k'}{k' - 1} R' T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{k'-1}{k'}}} \right) \quad (6-32)$$

式中 $\pi_T^* = \frac{p_3^*}{p_4^*}$ 称为落压比或膨胀比;

T_3^* p_3^* 分别为涡轮进口的总温,总压;

p_4^* 为涡轮出口总压。

请注意,对轴流式涡轮来说,由此处开始,用注脚“3”表示涡轮进口截面的气流参数,以注脚“4”表示涡轮出口截面气流参数,这是为了和以后的整台发动机各截面参数标注法相一致。

如果这时流过涡轮的燃气流量为 m_g ,那么涡轮在它的转轴上发出的总功率就可按下式求得

$$N_T = m_g L_T \quad (6-33)$$

或

$$N_T = m_g \frac{k'}{k' - 1} R' T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{k'-1}{k'}}} \right) \eta_T^* \quad (6 - 34)$$

四、多级涡轮

当压气机的增压比在 6 以下时,一般用单级涡轮带动压气机已经足够。随着高增压比(目前已达 30 甚至还要高)和大流量发动机的出现,涡轮已逐渐向多级发展,例如美国的 JT3D-3B 涡轮风扇发动机共有四级涡轮,其中第一级高压涡轮带动七级高压压气机,余下的三级涡轮则带动二级风扇和六级低压压气机。

一般来说,如果一级涡轮能够完成带动压气机和附件所需的功率,应该尽量采用单级,因为级数多,就有可能使发动机重量增加。

(一)采用多级的原则

采用多级涡轮的情况可能有如下几种:

(1)单级功率不够。

(2)轴流式压气机由于受到 $Ma_{w_1} < 1$ 的限制,圆周速度一般较低。如果为了采用单级涡轮而过分加大圆周速度,则势必造成涡轮的直径大大超过压气机的直径,使发动机的迎风面积增大,这显然是不利的。这时就应考虑采用多级涡轮,减低圆周速度,从而使涡轮的外径减小。

(3)有时涡轮的最大尺寸受到限制或者需要保证一定的效率时,也不宜采用单级。

(二)主要参数在各级中的分配

多级涡轮是单级涡轮的组合,这是很清楚的。但是必须考虑到各级之间的相互联系以及涡轮与紧接在它后面的尾喷管的协调工作等。例如,在已知总涡轮功(亦即总焓降)的情况下,如何在多级中分配焓降就必须从效率、叶片长短和尾喷管的配合等方面来考虑。一般来说,采用膨胀功(亦即焓降)逐级下降为佳,因为它有如下的优点:

(1)末级功小,易使末级出口气流接近轴向,能量损失较小。对于带加力燃烧室的发动机,可以减少进口扩压段的整流损失。

(2)第一级功大则焓降大,反力度一定时,第一级静叶中气流的膨胀功就大,气流在静叶中的温度降低就多,第一级动叶叶片以及后面各级动叶叶片温度就低,对强度有利。

当然,这种分配方法也有缺点。第一级的轴向速度一般较低, α_1 较小,若分配的功大,则气流的转折角大,流动损失大。但由于涡轮再生热的特点,第一级损失的能量在后面级还可以部分利用,所以这种分配膨胀功的方式常被采用。

关于 α_1 的大小,一般是前小 ($18^\circ \sim 25^\circ$) 后大 ($30^\circ \sim 35^\circ$)。这就使得前面级的叶片不致过短(二次损失较小)而后面级的叶片不致过长(容易保证强度)。流道的扩张变化也较和缓。因为叶片长度主要决定于流程的环形面积,由流量方程

$$A_1 = \frac{m_g \sqrt{T_0^*}}{\sigma_{nb} P_0^* K' q (\lambda_{c_1}) \sin \alpha_1}$$

可见 α_1 角愈小,则环形面积愈大;反之 α_1 角越大,则环形面积越小。面积大则叶片长,反之叶片就短。

中径上的反力度也是前小后大。在焓降前大后小的分配方案下,第一级的 Ω_T 小就可以降低工作轮前的温度。这里叶片又短,所以 Ω_T 可以小一些。后面几级 Ω_T 要选得

大,则是为了避免叶根出现负的反力度。

关于流程形式,有等内径,等外径,等中径之分,如图 6-21 所示。在叶片高度和每级发出功的大小方面的优缺点对比和多级压气机相类似,不再重复。

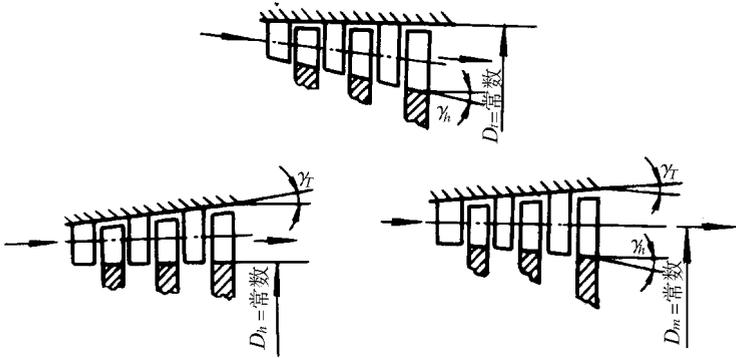


图 6-21 多级涡轮流程形式

除了这三种基本形式外,还有得到较为广泛采用的是折衷方案(内径、中径、外径都不是常数)和组合方案(如前几级用等中径、后几级用等外径)。

在选择流程形式时,还要考虑它对重量和扩张角的影响。显然,等外径流程的扩张角最大,等内径次之,等中径最小。

(三) 多级涡轮的绝热效率比单级的高

目前多级涡轮的绝热效率 $\eta_T^* = 0.91 \sim 0.94$ 左右,比单级约高 1% ~ 3%。

为了说明多级涡轮绝热效率比单级高,下面看一下一个三级涡轮的 T-S 图(图 6-22)。图中 p_I^* 、 p_{II}^* 、 p_{III}^* 分别为各分级进口的总压。由图可见:

多级涡轮的流动损失等于各分级涡轮的流动损失之和,即

$$L_{fr} = \sum L_{fi}$$

多级涡轮的多变功等于各分级涡轮的多变功之和,即

$$L_{hT} = \sum L_{hi}$$

同时多级涡轮的轮缘功也等于各分级涡轮的轮缘功之和,即

$$L_{uT} = \sum L_{ui} \quad (6-35)$$

但多级涡轮的绝热功,已不是各分级的绝热功之和了。由图可见,第一分级的绝热功 L_{ad}^* 为

$$L_{adI}^* = \frac{k'}{k' - 1} R' T_I^* \left[1 - \left(\frac{p_{II}^*}{p_I^*} \right)^{\frac{k'-1}{k'}} \right]$$

这个数值与分级前是一样的。

第二分级的绝热功 L_{ad}^* 为

$$L_{adII}^* = \frac{k'}{k' - 1} R' T_{II}^* \left[1 - \left(\frac{p_{III}^*}{p_{II}^*} \right)^{\frac{k'-1}{k'}} \right]$$

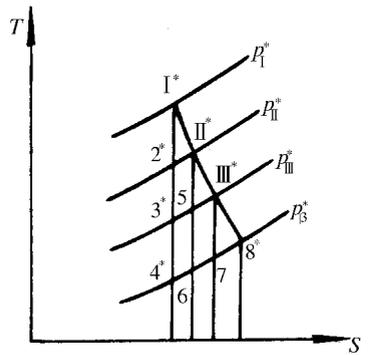


图 6-22 三级涡轮的 T-S 图

由于上一分级的流动损失中的一部分(再生热)把第二分级进口的温度从分级前的 T_{α}^* 提高到 T_{II}^* , 所以这个分级的绝热功变大了。变大的数值就是面积 $2^* 3^* 5_{II}^*$ 。同样, 第三分级的绝热功也比不分级时加大了。

$$L_{adIII}^* = \frac{k'}{k' - 1} R' T_{III}^* \left[1 - \left(\frac{P_g^*}{P_{III}^*} \right)^{\frac{k'-1}{k'}} \right]$$

这是由于第一、二分级流动损失中的再生热把第三分级进口的温度、由 T_3^* 提高到 T_{III}^* , 这一分级绝热功的增大量等于面积 $3^* 4^* 7_{III}^*$, 所以分级前与分级后, 绝热功之间有如下关系:

$$L_{adT}^* < \Sigma L_{adi}^* \quad (6-36)$$

考虑绝热效率的定义,

$$\eta_T^* = \frac{\delta_{se} L_{adT}^*}{L_{adT}^*}$$

把各级间的关系代入式(6-35), 可得

$$\frac{\eta_T^* L_{adT}^*}{\delta_{se}} = \Sigma \frac{\eta_{Ti}^* L_{adi}^*}{\delta_{sei}}$$

若不计 δ_{se} 与 δ_{sei} 的差别, 并假定各分级的效率相等, 为 η_{Tst}^* , 则有

$$\eta_T^* = \eta_{Tst}^* \frac{\Sigma L_{adi}^*}{L_{adT}^*}$$

考虑到式(6-36)即可得出

$$\eta_T^* > \eta_{Tst}^*$$

即多级涡轮绝热效率高于各分级的效率。可以从物理概念上说明这一现象。前面已经指出, 在略去对外散热的情况下, 涡轮全体实际膨胀过程由于“再生热”作用, 在相同的落压比下, 膨胀终了的气体总温高于等熵膨胀终了的总温。大家知道, 在多变指数 n 值相同和落压比相同的情况下, 气体的总温愈高, 则其所作的膨胀功愈大, 因此在气体膨胀过程中发生的“流阻”损失, 可在其以后的膨胀过程中回收一部分。落压比愈大, 则回收得愈多, 涡轮效率也就愈高。根据上述分析可以看出, 关于涡轮效率的确切说法应该是: 在多变线一定的前提下(即多变指数 n 值一定), 落压比愈大, 则涡轮效率愈高, 而和具体的涡轮级数无关, 这也就是说, 在多变线和落压比均为定值的情况下, 将一级涡轮改成多级涡轮的做法, 除了增加涡轮结构的繁杂外, 并不在效率方面带来好处。通常, 合理的多级涡轮设计就意味着多变线的改进, 因而效率可以提高, 同时, 合理的多级涡轮设计本身也意味着落压比大。因此, 在一般情况下, 人们关于多级涡轮效率高于单级涡轮效率的说法也是符合实际的。但是, 绝不可以只根据级数的多少判断涡轮效率的高低。

根据上述分析可以看出, 提高涡轮效率的正确途径在于减少气体流经涡轮的流阻损失, 使多变线靠拢等熵线。合理的分级设计能够避免气流拐弯过大或马赫数过高引起的损失增大, 使流阻减少, 因而在相同的落压比下, 涡轮效率提高。

第三节 涡轮特性

一、涡轮的非设计工作状态

涡轮的气动设计计算都是针对涡轮的设计工作状态进行的,在这种设计工作状态下,流过涡轮的燃气,相对于叶片来说,是没有撞击和分离的,而且气体在通道中一般也没有局部扩压流动,因而效率也较高。涡轮的这种设计工作状态,一般相当于发动机的最大工作状态,或者额定工作状态。

但是,涡轮常常是在与上述设计状态不同的工作状态下工作,叫做非设计工作状态。涡轮工作状态的改变,可以因改变涡轮转速 n 、涡轮前燃气总温 T_3^* 、总压 p_3^* 和涡轮后反压 p_4 所引起。 n 、 T_3^* 、 p_3^* 和 p_4 就是决定涡轮工作状态的参数。

为了更好地了解和使用涡轮,就必须知道涡轮在非设计工作状态下,表征涡轮性能的基本参数(如涡轮功 L_T 、燃气流量 m_g 、涡轮效率 η_T^*)与决定涡轮工作状态的参数间的关系,也就是说要知道涡轮的特性。

下面先来研究一下涡轮在各种状态下的工作特点。例如,发动机在起动过程中,转速低于设计值,落压比也低,流量也小。流量小了必然使静叶出口气流速度 c_1 减小。当 c_1 减小与转速 n 的降低成比例时,这时速度三角形保持相似(图 6-23),叶片前气流流向叶片时无撞击和分离。但大多数情况下 c_1 与 u 的变化不一定是成比例变化的,因而气流进入叶栅的进口角,例如 β_1 , 就会偏离设计方向。决定涡轮工作状态的参数 n 、 T_3^* 、 p_3^* 、 p_4 的变化是各种各样的,然而若从气流和叶片这一对矛盾来分析时,则可分为三种情况:

(1) u/c_1 等于设计值(图 6-23)。这时进口速度三角形与设计时的速度三角形相似,因而叶栅中不发生撞击和分离。

(2) u/c_1 大于设计值(图 6-24),这时叶栅进口攻角减小,为负值。若负值过大时,气流在叶盆方面发生分离。实验表明,气流攻角负值低于 $-20^\circ \sim -25^\circ$ 以后才导致涡轮效率明显下降。

(3) u/c_1 小于设计值(图 6-25),这时叶栅进口攻角增加,为正值。若正值过大时,气流便在叶背方面发生分离。实验表明,气流在叶背分离时对涡轮效率影响大,当气流正攻角大于 $12^\circ \sim 15^\circ$ 时,便导致涡轮效率明显下降。

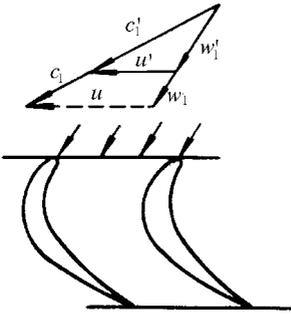
为了在数量上估计涡轮在非设计状态工作时性能参数(L_T 、 m_g 、 η_T^* 等)的变化,最好和压气机中一样,用各种坐标将涡轮特性绘制成曲线形式,使用起来比较方便。如果上述的特性线,也能够用相似准则绘制出来,那么这种特性线便是通用特性线。

二、涡轮的相似工作条件

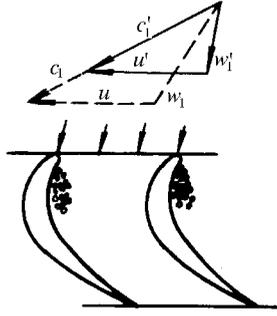
决定涡轮工作状态的独立变量至少有四个,如 T_3^* 、 p_3^* 、 p_4 和 n 。和压气机一样,用相似参数绘制的涡轮特性具有通用性,而可以不管单个 T_3^* 、 p_3^* 、 p_4 和 n 的绝对数值如何。同样,在涡轮中流动相似时,应满足几何相似,运动相似和动力相似。这些问题的讨论也和压气机中相类似,这里不一一讨论了。

涡轮中关于动力相似,主要是要求对应点的 Ma 数和 Re 数为定数。关于 Ma 数相等,也分为 Ma_a 和 Ma_u 要对应相等。而 Ma_a 相应于 $m_g \sqrt{T_3^*} / p_3^*$ (叫做流量相似参数), Ma_u 对应于 $n / \sqrt{T_3^*}$ (叫做转速相似参数)。

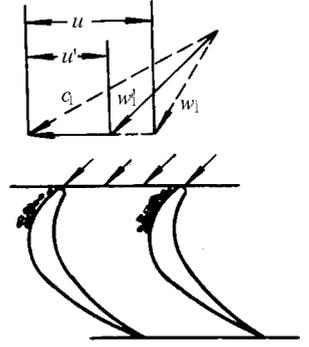
对于几何相似(或全等或同一)的涡轮,当静叶处于亚临界工作情况下,当其雷诺数自模 ($Re > 3.5 \sim 4.0 \times 10^4$) 时,只要 $n / \sqrt{T_3^*}$ 、 $m_g \sqrt{T_3^*} / p_3^*$ 分别相等,其流动就相似。

图 6-23 $\frac{u}{c_1} = \left(\frac{u}{c_1}\right)_d$

时的流动示意图

图 6-24 $\frac{u}{c_1} > \left(\frac{u}{c_1}\right)_d$

时的流动示意图

图 6-25 $\frac{u}{c_1} < \left(\frac{u}{c_1}\right)_d$

时的流动示意图

当涡轮中流动状态相似时,对应位置上的对应物理量应成正比。所以无因次参数落压比 $\pi_T^* = p_3^*/p_4^*$ 和效率 η_T^* 也应分别相等。可见落压比和效率是转速相似参数和流量相似参数的函数,即

$$\pi_T^* = f_1 \left(n/\sqrt{T_3^*}, m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^* \right)$$

$$\eta_T^* = f_2 \left(n/\sqrt{T_3^*}, m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^* \right)$$

涡轮功的公式:

$$L_T = \frac{k'}{k' - 1} R' T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k'-1}{k'}} \right) \eta_T^*$$

由于 π_T^* 和 η_T^* 都是 $n/\sqrt{T_3^*}$ 和 $m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 的函数,所以

$$\frac{L_T}{T_3^*} = f_3 \left(n/\sqrt{T_3^*}, m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^* \right)$$

即 L_T/T_3^* 也是 $n/\sqrt{T_3^*}$ 和 $m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 的函数。 L_T/T_3^* 叫做涡轮功相似参数,显然,当涡轮中的流动相似时,涡轮功相似参数也为定值。

如果涡轮中的静叶叶栅处于临界或超临界工作时,静叶喉部形成了所谓阻塞状态,在这种情况下,静叶进口 Ma 数虽然保持不变,而出口 Ma 数的大小和方向都会因涡轮后反压 p_4 改变而变化,这就是说,即使在 Ma_a 和 Ma_u 均不变的前提下,由于静叶出口 Ma 数的变化,造成动叶进口相似条件无法保持,整个涡轮的相似工作状态遭到破坏。因此,在这种情况下, Ma_a (对应的 $m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^*$) 失去了相似准则意义,有必要采用另外一个相似条件来代替 Ma_a 。以保证整个涡轮的流动相似。

根据涡轮后反压 p_4 对流场的影响分析,可以用落压比 p_3^*/p_4^* (或 $\pi_T^* = p_3^*/p_4^*$) 来代替 Ma_a 作为相似准则,这时的涡轮相似参数为: π_T^* 和 $n/\sqrt{T_3^*}$, 而流量相似参数 $m_g\sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 和 L_T/T_3^* 就是 $n/\sqrt{T_3^*}$ 和 π_T^* 的函数,即

$$\left. \begin{aligned} m_g \sqrt{T_3^*} / p_3^* &= f_4 \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}} \pi_T^* \right) \\ \frac{L_T}{T_3^*} &= f_5 \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}} \pi_T^* \right) \\ \eta_T^* &= f_6 \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}} \pi_T^* \right) \end{aligned} \right\} \quad (6-37)$$

对于静叶为亚临界流动的状态,上述式子也适用。所以式(6-37)就是用相似参数表示的涡轮通用特性,按这种函数关系画成的曲线就是涡轮特性线。

三、单级涡轮的特性

图6-26表示出了一个单级涡轮的特性线。

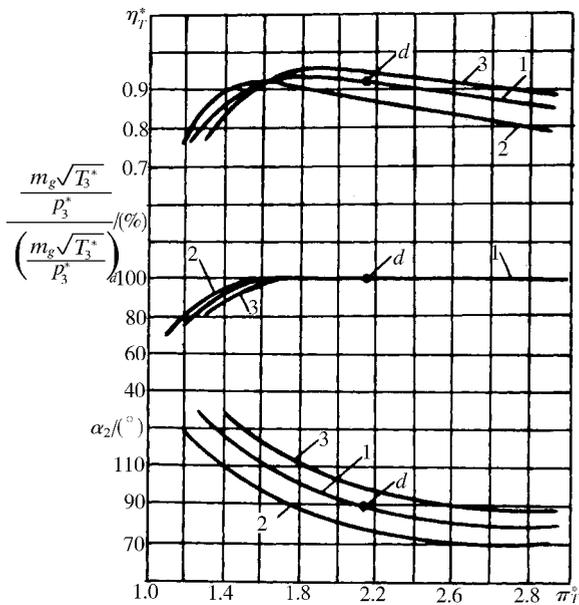


图6-26 单级涡轮特性(d点为设计点)

$$1 - \frac{n}{\sqrt{T_3^*}} = \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}} \right)_d \quad 2 - \frac{n}{\sqrt{T_3^*}} < \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}} \right)_d \quad 3 - \frac{n}{\sqrt{T_3^*}} > \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}} \right)_d$$

先看当 $n/\sqrt{T_3^*}$ 值不变(例如为设计值)时, π_T^* 对涡轮性能参数的影响。随着级的落压比增大,静叶中的压降也相应增大。 p_3^*/p_1 增大引起了静叶出口流速增大,所以 $m_g \sqrt{T_3^*} / p_3^*$ 增大。但这只能继续到静叶的压降接近临界(静叶阻塞),或者位于其后的动叶叶片通道的流动达到声速(动叶阻塞)为止。接着再进一步增加 π_T^* 对 $m_g \sqrt{T_3^*} / p_3^*$ 就不会有影响了。

π_T^* 变化时, η_T^* 的改变主要是由于速度三角形和攻角的变化。例如 π_T^* 降低时,燃气流速减小,当 $n/\sqrt{T_3^*}$ 不变时,意味着 u/c_1 增大,而 $\alpha_1 \approx$ 常数,所以 β_1 角增大,攻角 i 减小。反之,当 π_T^* 增大时 β_1 减小,攻角 i 增大。在某一 u/c_1 值(设计值)下 $i \approx 0$,这相应于 $(u/c_1)_d$ 点。在设计点附近 η_T^* 随 π_T^* 的变化不大。图6-26曲线所示的 η_T^* 是在 $(u/c_1) >$

$(u/c_1)_d$ 时达到的。

涡轮功相似参数 L_T/T_3^* 随 π_T^* 的增大而增大 (图 6-26 上未画出) 因为

$$\frac{L_T}{T_3^*} = \frac{k'}{k' - 1} R' \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k'-1}{k'}}} \right) \eta_T^* \quad (6-38)$$

主要取决于涡轮落压比 π_T^* , 效率 η_T^* 的影响不大。

在图 6-26 中也画出了 α_2 的变化, π_T^* 增大引起动叶中压降增大, 因而使流速 w_2 增大, 而其方向实际很少变化 ($\beta_2 \approx \text{常数}$), 从动叶出口速度三角形得出 α_2 减小。

下面再看 $n/\sqrt{T_3^*}$ 偏离设计值时, 会有什么样的变化。

(1) 当 $n/\sqrt{T_3^*}$ 减小时, 和设计 u/c_1 相适应的 λ_{c_1} 相应减小, 所以 $\eta_T^* = f(\pi_T^*)$ 曲线向左移, 最高效率值也有某些降低。

(2) 当静叶处于临界时, $n/\sqrt{T_3^*}$ 的变化对 $m_g \sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 无影响。但当静叶中的气流是亚临界流动时, $n/\sqrt{T_3^*}$ 的下降, 使 $m_g \sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 增大, 这是由于当 $\pi_T^* = \text{常数}$ 时, 降低 $n/\sqrt{T_3^*}$ 意味着 u/c_1 下降, 亦即角度 β_1 减小。因为 $\beta_2 \approx \text{常数}$, β_1 减小就使动叶中的收敛度 $\sin\beta_1/\sin\beta_2$ 也减小, 相应地使动叶中的压降减小 (反力度降低), 由于级的 π_T^* 不变, 所以静叶中的压降增大, 使 $m_g \sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 增大。但是上述反力度的变化通常是不大的, 所以 $n/\sqrt{T_3^*}$ 对级的流量相似参数 $m_g \sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 的影响实际上是很小的。

(3) 当 $\pi_T^* = \text{常数}$ 时, 降低 $n/\sqrt{T_3^*}$, 使 α_2 减小, 这可从分析速度三角形得出。

(4) 增大 $n/\sqrt{T_3^*}$ 对涡轮级主要性能参数的影响, 显然与上述相反, 如图 6-26 中的曲线 3 所示。

涡轮级可能的工作范围是有限制的, 如图 6-26 中曲线的右端所示。极限的 π_T^* 值, 相应于涡轮出口气流的轴流分速达到声速亦即动叶叶栅斜切口达到极限的膨胀能力。

四、多级涡轮的特性

多级涡轮的特性和单级涡轮的相似, 但因多级共同工作而另有一些特点。为了弄清这些特点, 我们先来分析一下多级涡轮在非设计工作状态情况下, 各级落压比的分配和各级间作功量将会按怎样的比例变化。这对于分析双轴 (以及多轴的) 发动机的特性或了解发动机工作情况均很重要。

下面用一个三级涡轮为例 (图 6-27) 来说明:

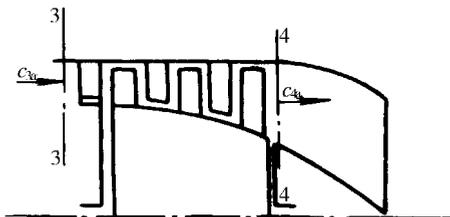


图 6-27 三级涡轮简图

各级涡轮静叶中气流都是亚临界流动时, 当总落压比 π_T^* (或 p_3/p_4) 减小时, 各级落

压比的变化将是怎样呢？

由图 6-27 可列出涡轮前的截面 3-3 和涡轮后的截面 4-4 的流量方程，

$$c_{3a} A_3 \rho_3 = c_{4a} A_4 \rho_4$$

$$\text{而} \quad \frac{\rho_3}{\rho_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\text{所以} \quad \frac{c_{4a}}{c_{3a}} = \frac{A_3 \rho_3}{A_4 \rho_4} = \frac{A_3}{A_4} \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6-39)$$

上式说明，涡轮在非设计状态工作时，当落压比 (p_3/p_4) 小于设计状态的落压比时，由于面积比 (A_3/A_4) 为定值，所以轴向速度比 (c_{4a}/c_{3a}) 要减小，才能保证流动连续，且落压比下降的越多， (c_{4a}/c_{3a}) 减小的也越多。从物理意义上说，因为在设计状态时，落压比较大，膨胀作功后密度降低得也多，为了通过设计流量，涡轮出口圆环面积 A_4 要大于进口面积 A_3 才能保证流动连续。在上述非设计状态时，落压比小了，密度比也小了，这时气流要通过原来的出口面积，就必须减小轴向速度 c_{4a} ，才能保持连续流动。在多级涡轮中愈是后面的级，其轴向速度减小得愈多，加以静叶出气角 α_1 在非设计状态下变化不大，因此静叶出口速度必将减小得愈多。这就使后面级涡轮作功能力和落压比降低很多，而前面级的轴向速度减小得最少。

同理，当落压比 (p_3/p_4) 大于设计状态的落压比时，多级涡轮的后面级作功能力和落压比增加很多，而前面级作功能力和落压比增加得较少。

现在简单分析双转子发动机“自动”防止喘振的机理。

当发动机转速降低时（设压气机进口总温不变），涡轮的总压力降 (p_3^*/p_4^*) 将会小于设计值（因为压气机总增压比下降导致 p_3^* 下降）。如上所分析，这时多级涡轮的后面级涡轮作功能力急剧下降（比前面级涡轮相对下降更多），而后面级涡轮正是充当传动低压压气机的“低压涡轮”，而由压气机中章节所分析的，在低 $n/\sqrt{T_1^*}$ 时的“低压压气机”恰恰消耗的单位功大，于是，发动机的低压转子自动降低转速，低压压气机自动退出喘振。

发动机在高换算转速 $n/\sqrt{T_1^*}$ 工况时，涡轮总压降高于设计值，如压气机章节所分析，高压压气机在较大攻角下工作（压气机需求单位功剧增），高压压气机进入或临近喘振状态，而驱动高压压气机的高压涡轮（位居多级涡轮最前）单位作功能力增加较少（远低于后面级涡轮的增幅），不能满足高压压气机需求单位功的增加，高压转子自动降低转速，退出或远离喘振工况。

根据以上分析可知，当总落压比 (p_3/p_4) 偏离设计状态时，不论是大了或是小了，对前面级，尤其是对第一级涡轮的膨胀比和作功影响最小，而对后面级涡轮影响较大。同理，对单级涡轮而言，涡轮偏离设计工况时，导向器的膨胀比所受影响远比工作轮为小。正因为如此，无论在多级涡轮和单级涡轮的情况下，都可近似假设第一级导向器的落压比不变，根据这一假设可以方便地推导一个很有实际意义的结论，即在涡轮工作状态的宽广范围内变化时，气体的折合流量 $m_g \sqrt{T_3^*}/p_3^*$ 保持不变（或变化不大），这一结论已被实践证实，并被应用于绘制发动机特性线和试车台特性线。显然，当 (p_3/p_4) 特别低的情况下，应用上述结论会带来一定的误差。

应该指出,随着涡轮总落压比 (p_3/p_4) 的增加,如果各级涡轮导向器出口都达到临界,同时,尾喷管出口也达到临界,那么落压比 (p_3/p_4) 就不能再继续增加了,且各级落压比均保持不变。

和单级一样,多级涡轮的总膨胀比 π_T^* 也存在一个极限值 π_{Tmax}^* ,它对应于末级出口气流轴向分速达到声速,亦即末级动叶叶栅斜切口达到极限膨胀能力。

五、涡轮特性线的其它形式

前面所讨论的涡轮特性是把流量相似参数 $m_g \sqrt{T_3^*}/p_3^*$, 涡轮功相似参数 L_T/T_3^* , 涡轮效率 η_T^* 表示成转速相似参数 $n/\sqrt{T_3^*}$ 和落压比 π_T^* 的函数,画成涡轮特性线的。涡轮特性线还有其它形式的画法,因为相似参数还有别的表示方法。例如,可以用涡轮出口马赫数 $Ma_{c_{4a}}$ 或静落压比 p_3/p_4 作为相似准则,这是因为利用流量方程和气动函数关系可以方便地证明:

$$Ma_{c_{4a}} = f_1 (Ma_a p_3^*/p_4);$$

$$p_3/p_4 = f_2 (Ma_a p_3^*/p_4)$$

这样,决定涡轮工作的相似条件,可以从下列两组参数中按每组任选一个构成,

$$\left. \begin{array}{l} Ma_{4u}, Ma_u, u/\sqrt{T_4}, n/\sqrt{T_3^*} \dots \\ Ma_{c_{4a}}, p_3^*/p_4, p_3/p_4, p_3^*/p_4^* \dots \end{array} \right\}$$

例如,可以选 $(Ma_{4u}, p_3/p_4)$; $(n/\sqrt{T_3^*}, p_3/p_4)$; $(Ma_u, p_3^*/p_4)$但是,不能只在一组中选取两个参数。例如, $(Ma_{c_{4a}}, p_3^*/p_4)$ 虽然也有两个参数,但是不能保证涡轮工作相似。因为这两个相似参数都不反映涡轮动叶旋转的特征,因而不能保证气体流经涡轮动叶处于相似工作状态。

在很多情况下,涡轮特性线用 $L_T/n^2 = f(m_g n/p_3^*, p_3^*/p_4)$ 函数关系来画是合适的(图 6-28),特别是在研究涡轮喷气发动机中的压气机和涡轮的共同工作状态,从而确定整台发动机的特性的时候。因为在平衡状态时,压气机与涡轮的 m_a (m_g), n 和 L_K (L_T) 是相同的(或接近相同)。如果略而不计燃烧室中的压力下降,那么可以有以下等式:

$$\frac{m_a n}{p_3^*} = \frac{m_a n}{p_2^*} \frac{L_T}{n^2} = \frac{L_K}{n^2}$$

另外,将涡轮和尾喷管联合在一起,进气道和压气机联合在一起,那么压缩系统的增压比与膨胀系统膨胀比应该相同。以发动机的压缩比和膨胀比为参数就可以画出涡轮和压气机的特性线网见图 6-29。

从图 6-29 中可以看出,两组曲线在压缩比和膨胀比相同的曲线交点上就定出了压气机与涡轮的共同工作点,联接这些点的 a-a 曲线就是压气机与涡轮的共同工作线。

涡轮特性线也可以按 $p_3^*/p_4 = f\left(\frac{m_g n}{p_3^*}, \frac{n}{\sqrt{T_3^*}}\right)$ 函数关系画成如图 6-30 所示的曲线。

由图 6-30 可以看出,等 $n/\sqrt{T_3^*}$ 线在高落压比 p_3^*/p_4 区域内变化是很陡的,从物理上看,

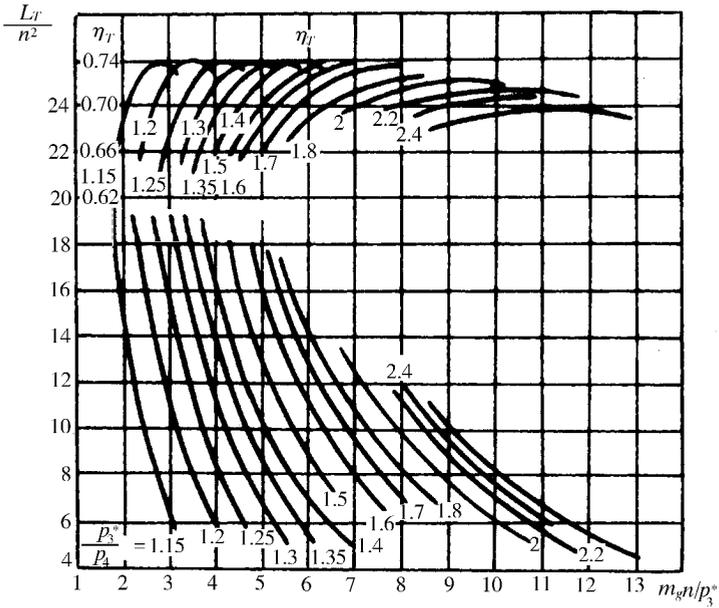


图 6-28 用 $\frac{L_T}{n^2}, \frac{m_g n}{p_3^*}, \frac{p_3^*}{p_4}$ 表示的涡轮特性线

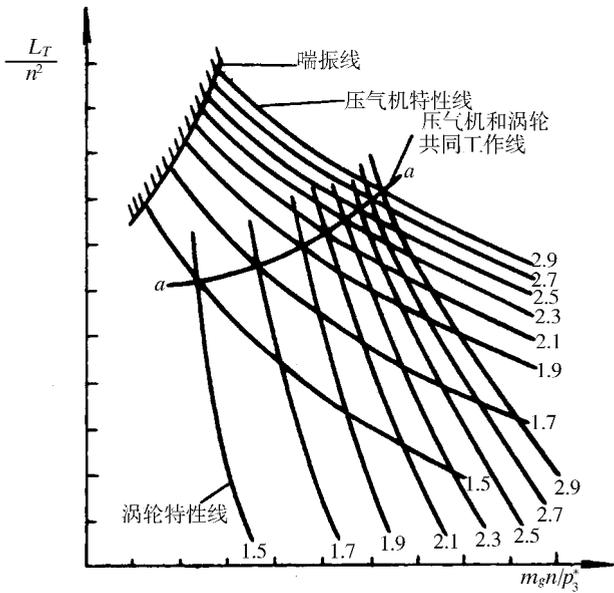


图 6-29 用 $\frac{L_T}{n^2}$ 和 $\frac{m_g n}{p_3^*}$ 表示的涡轮和压气机联合特性线

这是因为流量相似参数在高落压比区域几乎是不变的。

在图 6-31 上用 $p_3^*/p_4 = f\left(\frac{m_g n}{p_4}, \frac{n}{\sqrt{T_3^*}}\right)$ 函数关系曲线来表示涡轮特性线。这一曲线的优点,是在于参数 p_3^*/p_4 和 $m_g n/p_4$ 之间是直线关系(当 p_3^*/p_4 值很大时),这在涡轮研究工作中有很大方便。

涡轮特性线还有其它形式的画法,这里不一一列举了。

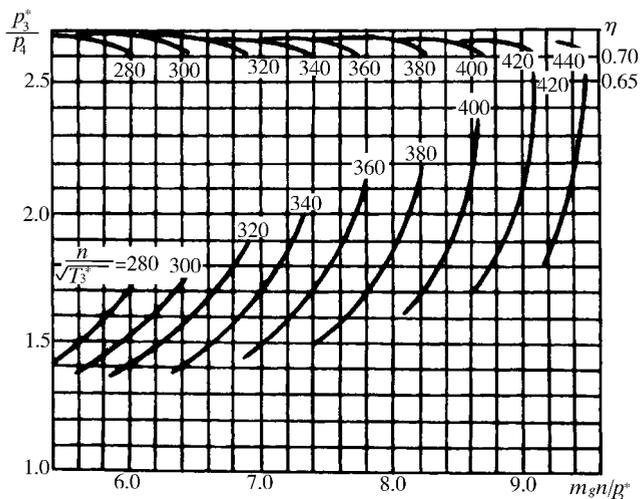


图 6-30 用 $\frac{P_3^*}{P_4} \sqrt{\frac{n}{T_3^*}} \frac{m_g n}{P_4^*}$ 表示的涡轮特性线

$\alpha_1 = 25^\circ 30' = \text{常数}$ $\beta_2 = 40^\circ 30' = \text{常数}$ $\lambda_p = 0.97 = \text{常数}$ $\lambda_p = 0.93 = \text{常数}$

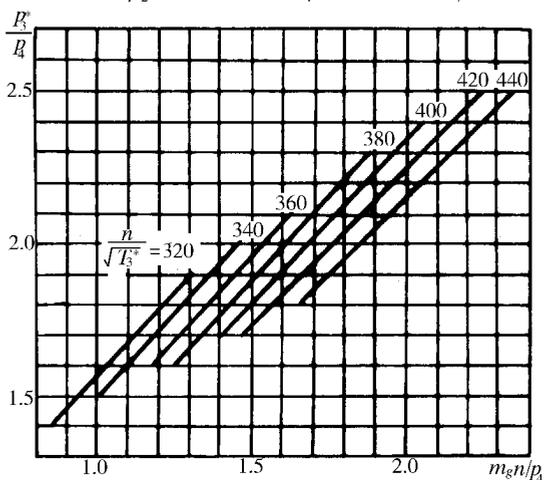


图 6-31 用 $\frac{P_3^*}{P_4} \sqrt{\frac{n}{T_3^*}} \frac{m_g n}{P_4}$ 表示的涡轮特性线

第四节 涡轮部件的材料、工艺和冷却

在发展高性能、高温涡轮部件中，材料、工艺和冷却占有特殊重要的地位，但限于本书的内容（本书重点阐述气动原理）和篇幅，仅在本节中作最简单的介绍。

一、提高燃气涡轮进口温度 T_3^* 的必要性和可能性

现代歼击机发动机的最重要性能指标之一是发动机的推重比，提高发动机推重比的最有效手段之一是提高发动机的单位推力，而提高发动机单位推力的有效办法正是提高涡轮的进口温度 T_3^* 。

为了进一步降低民用运输机的燃料消耗率，现代和未来民用航空燃气涡轮发动机的

发展方向仍然是三高,即高涵道比、高总压比和高 T_3^* 。

因此,先进的高性能涡轮部件总是和高 T_3^* 相联系的。

目前,国外最新歼击机的发动机进口温度范围已达 1811 ~ 2144K,为了保证涡轮部件在上述高温条件下长时间可靠地工作,其唯一途径就是发展并采用先进材料、工艺和冷却方法。

二、先进的涡轮叶片材料和涂层

图 6-32 所示为涡轮叶片材料趋势图。可以看出,金属基复合材料、陶瓷基复合材料和陶瓷以及碳/碳复合材料等将在发展高性能高温涡轮部件中占重要地位。

图 6-33 所示为先进涂层及其降温效应图。它表明,采用涂层保护可使局部金属温度降低近 150K。

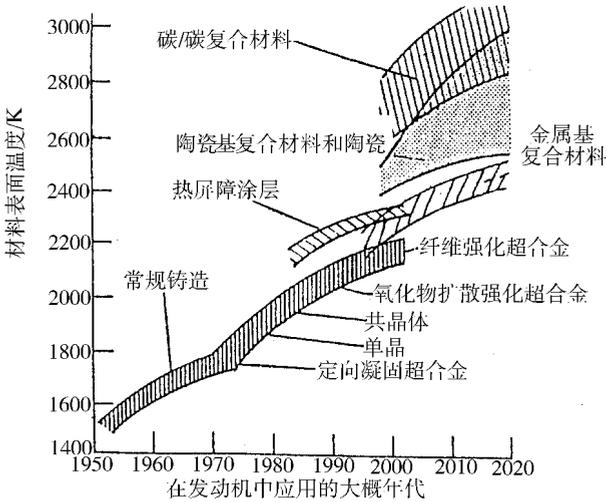


图 6-32 涡轮叶片材料趋势图

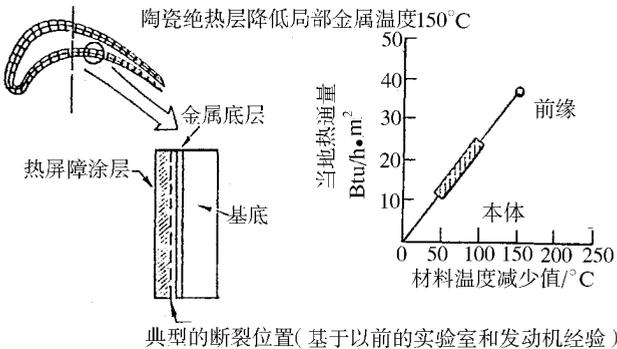


图 6-33 先进涂层及其降温效应

三、先进冷却技术

图 6-34 中画有一种气冷涡轮的简图。从压气机引出的空气通过叶根进入叶片。涡轮盘和机匣同时也被冷却。冷却空气可以用各种不同的方法使用。

图 6-35 所示为不同冷却方式的冷却有效性和冷却空气百分比关系。可以看出,采用先进冷却技术(例如,发散冷却)可以提高冷却效果一倍以上,从而大大减少所需冷却

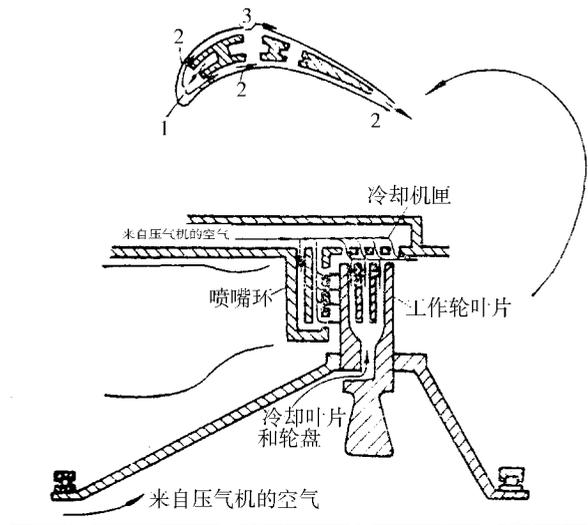


图 6-34 气冷涡轮简图

1—冲击冷却 2—对流冷却 3—气膜冷却。

空气量。从图中还可看出,先进的冷却方式都需和复杂的结构相联系(例如,多通道/往返支板式),而这些复杂结构都需要最先进的工艺才能得以实现,因此,也可以说,先进的工艺方法是实施先进冷却方式的关键。

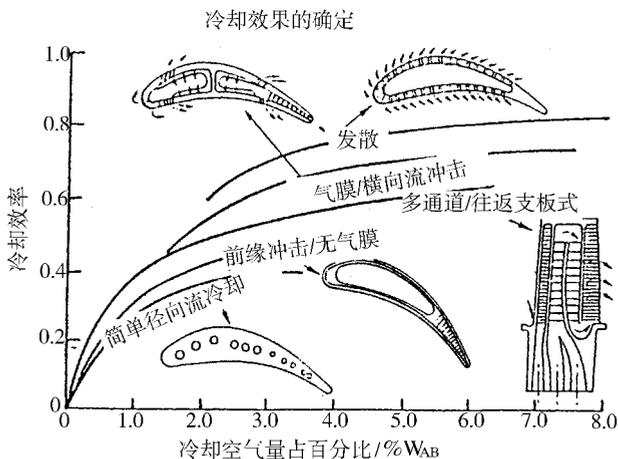


图 6-35 不同冷却方式的冷却有效性和冷却空气百分比关系

四、冷却对涡轮效率的影响

经验统计数据表明,由于冷却中附加的能量消耗,涡轮效率可能降低 1.5% ~ 3.0%。

冷却气流影响涡轮效率主要因素包括:

(1) 流经复杂冷却通道的冷却空气总压大大下降,因此,当它进入下游混合时,会使混合后的燃气总压下降,降低燃气作功能力,而且,混合过程还有附加损失。

(2) 从叶片流出的冷却空气,对主流流动是一种干扰:从叶片前缘流出的冷却气会改变主流进气方向,攻角偏离;由尾缘排出冷却气要求增厚叶片尾缘尺寸,从而导致尾迹

加粗 掺混损失加大 ;从叶盆和叶背流出的冷却气会改变叶型阻力特性。上述种种干扰 ,在很多情况下 ,都会增加阻力。

(3)冷却气流和主燃气流间的热交换 ,使燃气总温下降 ,因而膨胀功下降。

(4)其它。

应该指出 ,不同的冷却方案导致的涡轮效率下降程度不同 ,在考虑获得最佳冷却效果的同时 ,有可能通过精心的冷却方案选择和冷却气的流路设计 ,使附加冷却损失减少到最低程度。涡轮的气动设计者应和涡轮冷却设计专家紧密配合 ,共同设计出高气动性能和高冷却效果的先进涡轮部件。

第五节 径流式涡轮

径流式涡轮适用于航空航天动力系统和其它需要紧凑动力源的系统中。它具有高效率、易于制造及结构坚实、可靠等许多理想的特点。虽然前面所述的轴流式涡轮的基本工作原理同样适用于径流式涡轮 ,但由于两者结构形式上的显著差别 ,使径流式涡轮有些不同的工作特点 ,必须加以注意。

径流式涡轮分为向心式和离心式两种。向心式涡轮又可分为径 - 轴流式 (图 6 - 36 (a)) 和径向式 (图 6 - 36 (b)) 两种。径 - 轴流式应用最广泛 ,它和径向式相比 ,在相同的径向尺寸情况下 ,功率比较大。在内燃机的增压器中常常可以看到应用径 - 轴流式涡轮。径向式涡轮在制冷装置的涡轮膨胀机中有相当广的应用。离心式涡轮 (图 6 - 36 (c)) 应用较少。

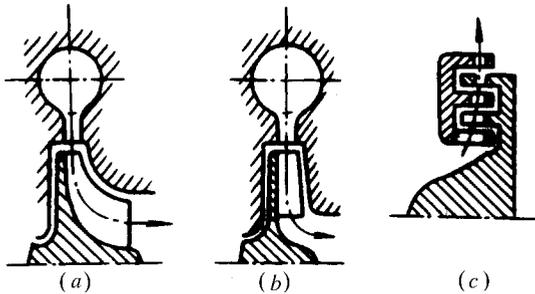


图 6 - 36 径流式涡轮示意图

(a) 径 - 轴流式 ; (b) 径向式 ; (c) 离心式。

本节主要叙述径 - 轴流式涡轮的工作特点。所以下面所提到的径流式涡轮实际上都是指径 - 轴流式涡轮而言的。我们将简要叙述这种涡轮的工作过程及其与轴流式涡轮相比较所具有的特征。

径流式涡轮由于实现多级结构困难较大 ,因此目前通常只做成单级的。图 6 - 37 所示为典型的径流式涡轮简图 ,图 6 - 38 是该涡轮级的速度三角形。气流沿垂直于转子轴线的平面进入静子 ,而沿转子轴线方向离开转子 ,气流在相对地长而窄的转子通道中转弯。在轴流式涡轮中 ,叶片的展弦比 ,即叶片高度与弦长之比约在 1 ~ 8 之间 ,而径流式涡轮动叶与静叶的展弦比通常从 0.1 ~ 0.5。

静子进口通常采用环形进气管或螺旋形的蜗壳。图 6 - 37 所示的是一种蜗壳进气的

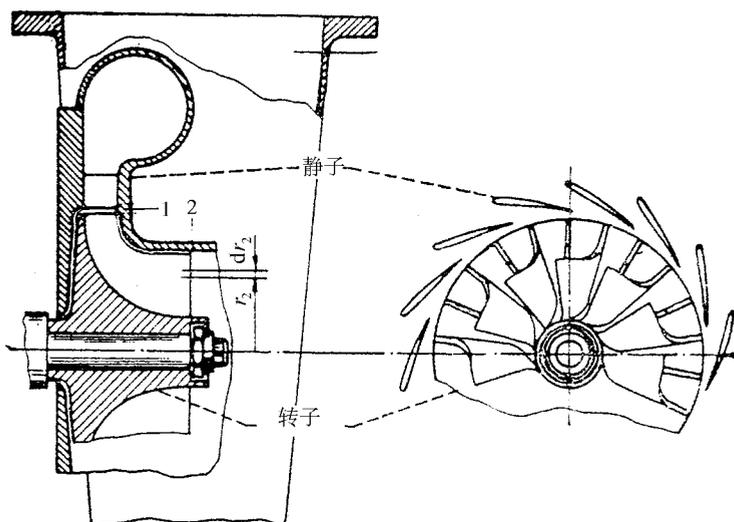


图 6 - 37 径流式涡轮的静子和转子

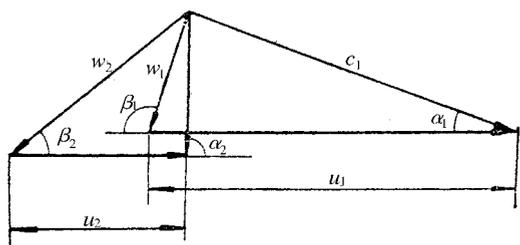


图 6 - 38 径流式涡轮级的速度三角形

结构。气流在进入静叶之前有相当大的预旋,这就使静叶只需稍带一点弯度或无弯度。这种结构的径流式涡轮外径比转子直径大得多。

在动叶进口处,相对于动叶的切向分速 w_{1u} 很小或为零。动叶进口段通常是径向的,一般有很大的载荷,因为角动量 $c_u r$ 在这里是随半径的平方变化的(当 $w_{1u} = 0$ 时, $c_u = u \propto r$, 所以 $c_u r \propto r^2$)。在转子出口处,叶片弯曲,使气流转弯,以使气流出口绝对速度的方向接近轴向。

从图 6 - 37 上也可以看到径流式涡轮静子通常采用低稠度和低展弦比。图上所示的涡轮,在转子长叶片之间有短叶片(或称为分隔叶片),短叶片用在气流通道的径向进口段,以减小叶片载荷。

因沿流线方向转子半径的变化,径向式涡轮与轴流式涡轮的膨胀过程有很大不同,图 6 - 39 画出了径流式涡轮中气流膨胀过程的焓熵图。由相对坐标系下的热焓形式的能量方程式

$$h_{1w}^* - h_{2w}^* = \left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) - \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

可见,随着半径的减小,圆周速度 u 减小,相对总焓是减小的,径流式涡轮中的膨胀过程正

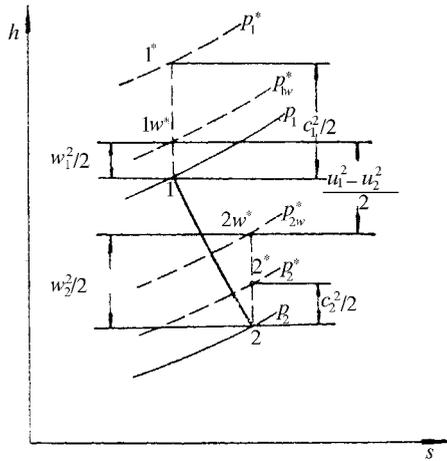


图 6-39 径流涡轮中气流膨胀过程的焓熵图

是这样的。由图 6-39 可见，相对总压也相应减小了。而在轴流式涡轮中（图 6-3）， $h_{1w}^* = h_{2w}^*$ ， p_{1w}^* 与 p_{2w}^* 间的差值仅仅是由转子中的流动损失引起的，所以 p_{2w}^* 等压线只稍低于 p_{1w}^* 等压线。在径流式涡轮中（图 6-39），由于转子损失和半径改变这两个原因，使等 p_{2w}^* 线远离等 p_{1w}^* 线。因此，从相同的转子进口总压 p_{1w}^* 膨胀到相同的出口静压 p_2 ，径流式涡轮就比轴流式涡轮有较低的转子出口相对速度 w_2 （即等 p_{2w}^* 与等 p_2 线间有较小的垂直距离）。因为转子通道中的流体摩擦损失几乎是和气流相对速度的平方成比例变化的，所以低的气流速度显然对效率是有利的。由上面的分析可见，在给定的总落压比条件下，可以使用较低的气流速度，以提高效率，这是径流式涡轮的一个独特优点。

下面简单分析一下动叶进出口截面处的气流参数情况。静叶出口气流速度 c_1 的大小可应用式 (6-13) 计算，速度损失系数 φ 取 0.93 ~ 0.95。经试验和分析表明，气流进入动叶时稍有一点攻角可以提供最佳的流动条件，所以动叶进口截面上的速度三角形一般设计成如图 6-38 所示的那样。当进口气流角 β_1 不等于 90° 时，攻角 $i = \beta_1 - 90^\circ$ 。

一般认为，在动叶进口截面上的气流参数是均匀分布的，但动叶出口截面上的气流参数不能认为是均匀分布的。如图 6-37 所示，在动叶出口处，气流流线是在不同的出口半径上离开动叶的，不同的半径对应不同的圆周速度 u_2 ，因此气流参数随半径 r_2 而变化。

为了减小动叶出口的气流能量损失，气流沿半径均采用轴向排气 ($c_{2u} = 0$)，绝对速度 c_2 与涡轮轴线平行，这样出口截面上的气流静压沿半径均匀分布，且等于排气压力 p_2 。因此动叶进出口截面各流线上的等熵静焓降是相同的，但不同半径上各流线 u_2 不同，相对速度 w_2 不同，温度 T_2 不同。所以图 6-39 所示的焓熵图和图 6-38 所示的出口速度三角形，实际上都只是相应于出口截面某一半径 r_2 的流线画出的，这一点是应该加以注意的。

在考虑了上述气流流动特点之后，径流式涡轮与轴流式涡轮的计算方法是大致相同的，这里不作深入介绍，有兴趣的读者可以进一步阅读有关的参考文献。

第六节 涡轮新技术的发展和应

近十年来,涡轮新技术的发展和应是多方面的,本书仅选择部分内容作简单介绍。

一、叶型技术

控制叶型边界层设计方法能降低叶型表面摩擦损失 30% ~ 40% ,图 6 - 40 所示为涡轮叶型的控制边界层设计,采用层流/过渡型边界层代替紊流边界层可以有效减少叶型表面摩擦损失。

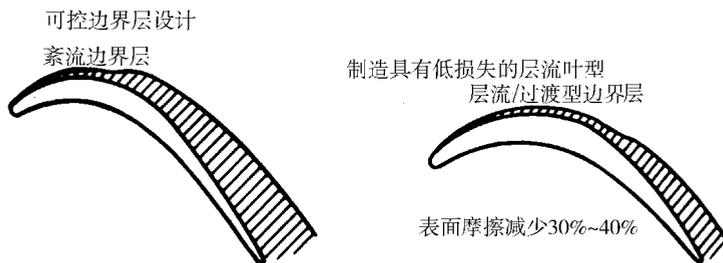


图 6 - 40 控制叶型边界层设计

二、全三维叶片设计技术

采用倾斜 (Lean) 静子设计可有效降低端压流阻损失,图 6 - 41 所示为倾斜静子和常规静子损失沿叶高分布实验数据对比图。可以看出,叶盆面和端壁构成锐角的倾斜式叶片能使端区损失大大降低,并使沿叶高按质量平均的总流阻损失有所下降。此项技术已广泛用于现代型号发动机中。

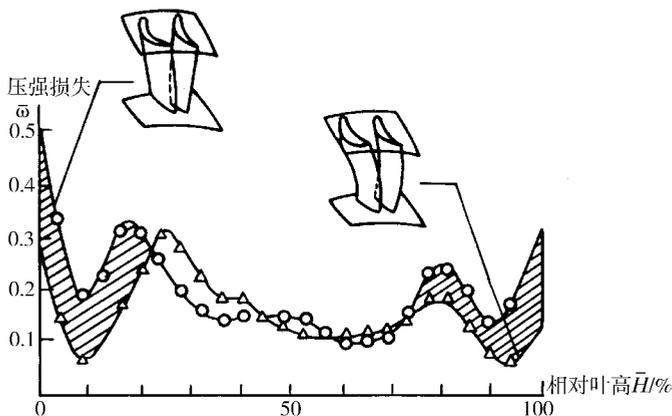


图 6 - 41 倾斜静子和常规静子损失分布实验数据对比

三、关于对转涡轮技术

对转涡轮已成功应用于美国最新歼击机动力 F119 上,也将应用于美国下一代变循环发动机 F120 上。

气动分析计算表明,采用对转涡轮方案,可充分利用高压涡轮动叶出口的环量而省去

低压涡轮的一排进口导叶,这不仅可使涡轮尺寸紧凑,重量减轻,损失减少,同时还省去了一定数量的冷却空气。此外,从机械强度考虑,对转转子还可抵消部分陀螺力矩等。图 6-42 所示为一台研究发动机方案,采用对转涡轮,可省去一排低压涡轮的进口导叶。采用对转超声压气机(两排动叶加一排静叶)有可能达到 9.5 以上的总压比。

四、可变面积涡轮喷嘴(涡轮静叶)

可变面积涡轮喷嘴是调节涡轮性能的有效手段,已在美国变循环发动机上获得应用。如图 6-43 所示,转动涡轮喷嘴环叶片可以有效改变叶片间通道的喉部面积,因而可改变高压涡轮和低压涡轮之间的负荷分配。美国 GE 公司的变循环发动机 XF-120 的低压涡轮采用了可变面积喷嘴。当发动机在高涵道比工况运行时,需增大低压涡轮的输出功,以满足高涵道比工况下前风扇块的功率增大要求(前风扇块由低压涡轮驱动),与此同时,需要减少高压涡轮的输出功,以便与需求功率大大下降的核心驱动风扇级匹配(高压涡轮驱动核心风扇),为达到上述要求,关小低压涡轮的喷嘴环喉道面积,高压涡轮出口反压增大,膨胀比下降,涡轮输出功下降,而低压涡轮膨胀比因进口总压提高而增加,低压涡轮输出功增加。当发动机在低涵道比工况工作时,需要开大低压涡轮喷嘴环的喉道面积,以满足发动机增大高压涡轮输出功和减少低压涡轮输出功的要求。

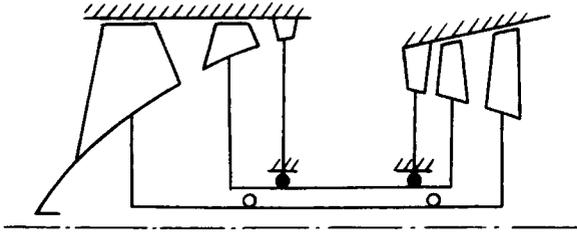


图 6-42 对转涡轮方案图

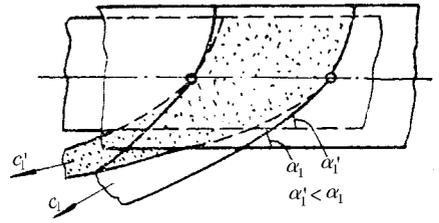


图 6-43 转动涡轮喷嘴环叶片示意图

小 结

本章主要讨论轴流式涡轮的工作原理。按基元级、级、多级的顺序叙述。

涡轮和压气机两者都是和气流进行能量交换的叶轮机械,这是共性,但两者又各自具有特殊性。表 6-1 从几个方面对燃气涡轮发动机中的涡轮和压气机进行了对比。

第一节“涡轮基元级”是本章最基本的内容。

(1) 研究基元级,就要研究它的速度三角形,决定涡轮基元级速度三角形的主要参数为 c_{1u} 、 α_1 、 c_{2u} 和 c_{1a}/c_{2a} 。

$$\text{涡轮轮缘功} \quad L_u = u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u} \quad (6-5)$$

$$\text{运动反力度} \quad \Omega_T = 1 - \frac{c_{1u} - c_{2u}}{2u} \quad (6-8)$$

(2) 在分析涡轮叶栅流动时,常用栅后等熵 Ma 数 Ma_2 做为涡轮叶栅的工况 Ma 数,其定义为

$$Ma_2 = \sqrt{\frac{2}{k' - 1} \left[\left(\frac{p_1^*}{p_{2m}} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} - 1 \right]} \quad (6-12)$$

涡轮和压气机的对比

	涡轮	压气机
能量转换	把热能转化为机械能,从涡轮轴上得到机械功	把涡轮传给它的机械能转化为气流的压力势能和热能
叶栅通道	收敛式	扩散式
流动过程	气流膨胀加速	气流扩压减速
级的构成	静叶在前,动叶在后	动叶在前,静叶在后
叶型	叶型厚,弯度大	叶型薄,弯度小
轮缘功	因为气流是膨胀过程,附面层薄,不易分离,气流转折角大,而且因为温度高,所以轮缘功大	因为是扩压过程,附面层厚,易分离,容许的气流转折角小,所以轮缘功小
级数	级数少	级数多
多级流程	扩张	缩小
效率	单级 $\eta_T^* = 0.88 \sim 0.91$ 多级 $\eta_T^* = 0.91 \sim 0.94$	单级 $\eta_K^* = 0.88 \sim 0.90$ 多级 $\eta_K^* = 0.83 \sim 0.87$

涡轮叶栅流场随栅后反压的降低而变化的情况可依次分为下列几种：

①全流场都是亚声速流动, Ma_2 很小。

②叶背出现局部超声速区,这时 Ma_2 称为临界 Ma 数 Ma_{2cr} ,其值约为 $0.7 \sim 0.8$ 。

③尾缘处出现局部超声速区。

④超声速区贯穿整个通道,叶栅进入阻塞工况,这时 Ma_2 称为阻塞工况 Ma 数,其值约为 1.0 ,栅后反压与栅前总压之比称为临界压力比;栅前进口 Ma_1 达最大值 Ma_{1max} ,称为栅前阻塞 Ma 数。

⑤叶栅出口气流速度超过声速,这是叶栅的超声速工况段,发生“超声斜切口膨胀”。在斜切口处气流要接连穿过原生膨胀波组和反射膨胀波组,以及原生激波、反射激波和尾激波。

⑥叶栅的极限负荷工况,这时斜切口完全膨胀,膨胀波的最后一道波与叶栅出口额线大致平行,与额线相垂直的气流轴向分速达到当地声速。

(3)在温熵图上表示涡轮的叶型损失(流动损失),可清楚地看出它是由再生热和动能损失两部分组成的。在工程估算中,可用速度损失系数和总压恢复系数计算叶型损失,计算叶栅出口的气流速度。

在计算涡轮叶栅出气角时,先要查明叶栅中的流动是亚临界流态还是超临界流态,两种情况下的落后角计算方法是不同的。

第二节“涡轮级和多级涡轮”主要讨论三个问题：

(1)级空间的气流组织,主要是在满足简化径向平衡方程条件下介绍了等环量叶片的扭转规律及其优缺点。对可控涡的设计概念作了简单介绍。

(2)级的流动损失的构成,二次损失,涡轮效率及涡轮功率的计算。

涡轮功

$$L_T = \frac{k'}{k' - 1} R' T_3^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k'-1}{k'}}} \right) \eta_T^* \quad (6 - 32)$$

(3) 采用多级涡轮的原则及主要参数 (膨胀功 α_1 , Ω_T , 流程形式) 在各级中的分配。
多级涡轮绝热效率比单级高的分析。

第三节 “涡轮特性” 主要讨论四个问题：

(1) 涡轮的非设计工作状态和涡轮的相似工作条件。

(2) 单级涡轮特性 $m_g \sqrt{T_3^*} / p_3^*$, η_T^* , L_T / T_3^* , α_2 随 π_T^* , $n / \sqrt{T_3^*}$ 变化的规律及原因。

(3) 多级涡轮特性变化的特点, 注意分析了多级涡轮的落压比在很广泛的范围内变化时, 第一级 (或头几级) 的压降实际上几乎不发生变化的原因。

(4) 旋转静叶是调节涡轮的有效方法之一, 能够根据需要改变涡轮特性, 但实际应用还要解决结构复杂的问题。

第四节 “涡轮部件的材料、工艺和冷却” 研讨了以下内容：

(1) 提高燃气涡轮进口温度 T_3^* 的必要性和可能性。

(2) 先进的涡轮叶片材料和涂层。

(3) 冷却对涡轮效率的影响。

第五节 “径流式涡轮” 简要介绍了径流式涡轮的工作特点。径流式涡轮一般用于需要紧凑动力源的系统中。在小功率的应用场合, 它流量小, 转速高, 效率高, 而且结构简单可靠, 易于制造, 重量轻。表 6-2 从几个方面对径流式涡轮和轴流式涡轮进行了对比。

径流式涡轮和轴流式涡轮的对比

	径流式涡轮	轴流式涡轮
气流流动方向	气流沿垂直于转子轴线的平面流入, 而沿转子轴线方向流出转子	气流基本上沿着平行于转子轴线的方向流动
单级落压比	由于离心惯性力作用 (圆周速度 u 变化大), 单级落压比大, 发出功率大	单级落压比较小
效率	相同的落压比下, 比轴流式涡轮高	较低
结构参数	低稠度, 叶片数较少, 叶片展弦比小, 工作轮可整体铸造, 结构简单, 坚实可靠	叶片数较多, 叶片展弦比较大, 工作轮盘和叶片分开制造, 结构较复杂
级数和功率	因为蜗壳外径大, 难以做成多级, 一般为单级, 用于小功率的系统中	一般为多级, 可做成很大功率的

第六节 涡轮新技术之发展简单介绍了以下内容：

(1) 控制叶型边界层的叶型设计技术大意；

(2) 全三维叶片设计技术及其减少压强损失的实验结果；

(3) 对转涡轮方案之优点及其在当代和下一代先进发动机上之应用；

(4) 可变面积涡轮喷嘴原理及其应用。

思考和练习题

1. 涡轮和压气机与气流间的能量交换方式有何不同？
2. 在涡轮中为什么要把喷嘴环安置在工作轮前面？
3. 试用热焓方程和柏努利方程分析喷嘴环和工作轮中的能量转换过程。

4. 试将压气机和涡轮作一比较,找出它们的共性和特性?
5. 什么叫做涡轮膨胀过程的再生热?
6. 决定涡轮基元级速度三角形的主要参数有哪些?
7. 涡轮的“反力度”概念和压气机的“反力度”概念是否一样?如何计算涡轮的运动反力度?
8. 在焓熵图上画出零反力度的涡轮基元级中气流的膨胀过程。
9. 什么叫做涡轮叶栅的工况马赫数、临界马赫数、阻塞工况马赫数?
10. 什么叫做涡轮叶栅的极限负荷工况?
11. 涡轮叶栅流场是怎样随栅后反压变化的?
12. 涡轮静叶和动叶出口的气流速度如何计算?
13. 涡轮基元级的流动损失是由哪几部分组成?它和压气机基元级的是否完全一样?
14. 当涡轮静叶和动叶处于亚临界和超临界时如何计算气流的流出角 α_1 和 β_2 ?
15. 试比较等环量压气机叶片和等环量涡轮叶片的异同。
16. 涡轮级的流动损失和压气机级的流动损失是否一样?
17. 什么是“二次损失”?一般用什么系数来考虑二次损失?
18. 试分析影响涡轮功率的因素。
19. 试分析喷嘴环气流出角 α_1 的大小与叶片长短的关系。
20. 在什么情况下采用多级涡轮?
21. 在多级涡轮中,各级轮缘功应如何分配?
22. 为什么说多级涡轮效率一般比单级涡轮效率高?
23. 怎样表示涡轮的特性?
24. 试分析说明单级涡轮特性的变化。
25. 多级涡轮特性的特点是什么?
26. 转动喷嘴环叶片为什么可以调节涡轮特性?
27. 涡轮冷却气流对涡轮效率有什么影响?
28. 试在焓熵图上表示径流式涡轮中气流的膨胀过程,并与轴流式涡轮作比较。
29. 已知燃气流过涡轮叶栅时 $\alpha_1 = 25^\circ$, $c_1 = 560\text{m/s}$, $T_1 = 920\text{K}$, $T_2 = 860\text{K}$, $\mu_1 = \mu_2 = 340\text{m/s}$, $c_{1a} = c_{2a}$, 并已知燃气绝热指数 $k' = \frac{c_p}{c_v} = 1.3$, $R' = 287\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试求:
 - (1) 喷嘴环中之总焓的大小及其变化;
 - (2) 工作轮中的相对总焓的大小及其变化;
 - (3) 工作轮出口的相对速度 w_2 ;
 - (4) 工作轮进出口的绝对总焓变化;
 - (5) 喷嘴环进口至工作轮出口绝对总焓变化;
 - (6) 轮缘功 L_u ;
 - (7) 运动反力度。
30. 某涡轮进口燃气总温为 1015 , 总压为 0.8MPa , 出口燃气总压为 0.25MPa , 求涡轮的滞止等熵膨胀功和滞止多变膨胀功 (燃气绝热指数 $k' = 1.33$, 多变指数 $n = 1.28$)。

31. 某台发动机转速 $n = 11150 \text{ r/min}$,第一级涡轮平均直径 $D_m = 543 \text{ mm}$ 。在叶中截面处 动叶叶栅进口绝对速度 $c_1 = 491 \text{ m/s}$, $\alpha_1 = 25^\circ 30'$ 。求动叶叶栅进口相对速度 w_1 的大小和方向。

32. 某涡轮级的轮缘功 $L_u = 250 \text{ kJ/kg}$,且中径处的下列参数为已知 : $\alpha_1 = 28^\circ$, $\bar{H}_T = 1.5$, $\Omega_T = 0.3$, $c_{1a}/c_{2a} = 1$,试画出该中径上的速度三角形。

33. 某涡轮级的喷嘴环的 $\varphi = 0.96$, $p_0^*/p_1 = 1.8$, $T_0^* = 1100 \text{ K}$,求 :

(1) 出口速度 c_1 ;

(2) 喷嘴环中的动能损失。

34. 已知某涡轮工作轮进口处的燃气相对总温 $T_{1w}^* = 1050 \text{ K}$,相对速度 $w_1 = 300 \text{ m/s}$, $\varphi = 0.94$,落压比 $p_1/p_2 = 1.4$,试求涡轮后的静温 T_2 ($k' = 1.33$)。

35. 某单级涡轮中径基元级反力度为零 , $\mu_1 = u_2$, $c_{1a} = c_{2a}$,排气方向为轴向 ,并已知 $\alpha_1 = 30^\circ$ 。试画出气流流过该基元级的焓熵图 ,速度三角形和叶型的大致情况 ,并计算气流经过工作轮叶栅时的转角。

36. 某单级涡轮沿径向按等功设计 ,燃气流量 $m_g = 50 \text{ kg/s}$,中径处 $c_1 = 500 \text{ m/s}$, $c_2 = 300 \text{ m/s}$,运动反力度 $\Omega_T = 0.5$,试求该涡轮的功率 ($\delta_{se} = 0.97$)。

37. 一个单级涡轮 ,进口总温 $T_3^* = 1200 \text{ K}$,出口总温 $T_4^* = 935 \text{ K}$,涡轮效率 $\eta_T^* = 0.89$, $\delta_{se} = 0.97$,进口总压 $p_3^* = 5.4 \times 10^5 \text{ N/m}^2$,求 :

(1) 涡轮功 L_T ;

(2) 涡轮出口总压。

38. 某单级涡轮设计膨胀比 $\pi_T^* = 1.9$,出口燃气 Ma 数为 0.47 ,试求该涡轮级所能达到的最大膨胀比及其涡轮功储备。

39. 评述涡轮部件的材料、工艺和冷却在发展先进涡轮中的地位和作用。

40. 列举并评述三种涡轮新技术之思路及其作用。

主要参考文献

- 1 西工大、南航、北航. 航空燃气涡轮发动机原理. 北京:国防工业出版社,1981
- 2 张惠民等译. 喷气发动机原理(叶片机). 北京:国防工业出版社,1958
- 3 秦鹏译. 轴流式压气机气动设计. 北京:国防工业出版社,1975
- 4 姜树明译. 航空燃气涡轮发动机原理. 北京:国防工业出版社,1984
- 5 徐家驹译. 压气机叶栅空气动力学. 北京:机械工业出版社,1984
- 6 吴国钊、庄表南、郭秉衡. 串列叶栅在航空发动机中的应用. 国外航空,1979年(4)
- 7 张惠民. 叶轮机械中的三元流理论及其应用. 北京:国防工业出版社,1984
- 8 朱方元. 航空轴流叶片机气动设计. 西安:西北工业大学,1984
- 9 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
- 10 W R Hawthorne. Aerodynamics of Turbines and Compressors. London. Oxford University Press,1964
- 11 D E Hobbs et al. Development of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressor Applications. Trans. of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. Vol. 106, No.2, April 1984
- 12 Dunker R. Design and Performance Analysis of a Transonic Axial Compressor Stator and Equivalent Plane Cascade with Subsonic Controlled Diffusion Blades. Trans. of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. Vol.

106 ,No. 2 April 1984

- 13 Behlke R F. The Development of a Second - Generation of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressors. ASME Paper 85 - 1GT - 9
- 14 L H Smith. The Radial Equilibrium Equation of Turbomachinery. Trans. of ASME S (A). Vol. 88 ,1966
- 15 J H Horlock. On Entropy Production in Adiabatic Flow in Turbomachines. Trans. ASME (B) ,Vol. 93 ,No. 4 ,1971
- 16 H Marsh. A Digital Computer Program for the Throughflow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine using a Matrix Method. ARC R. M. 3509 ,1968
- 17 Wu Chung - Hua. Three - Dimensional Turbomachine Flow Equations Expressed with Respect to Nonorthogonal Curvilinear Coordinates and Methods of Solution. Academia Sinica ,China
- 18 N T Monsarrat ,et al. Design Report of Single Stage Evaluation of Highly Loaded High Mach Number Compressor Stage. NASA ,CR 72562 ,1969
- 19 H E Messenger ,E E Kenedy. Two Stage Fan :1. Aerodynamic and Mechanical Design ,NASA CR 120859 ,1972
- 20 A J Wennerstrom ,R M Hearsey. The Design of an Axial Compressor Stage for a Total Pressure Ratio of 3 to 1. AD 7277001 ,1971
- 21 D R Seyler ,LH Smith. Single Stage Experimental Evaluation of High Mach Number Compressor Rotor Blading ,Part I . Design of Rotor Blading. NASA CR 54581 ,1967
- 22 Greitzer E M. Surge and Rotating Stall. ASME ,Journal for Engineering Power ,Vol. 98 April 1976
- 23 Miller G R ,Bailey E E. Static Pressure Contours in Tip Passage of Several High Mach Number Rotors ,NASA TM X - 2170 ,1970
- 24 Gostelow J P. Krabacher K W ,Smith L H ,Jr. Performance Comparisons of High Mach Number Compressor Rotor Blading. NASA CR - 1256 ,1968
- 25 Harley K G ,Burdall E A. High - Loading Low - Speed Fan Study. Part I - Data and Performance ,Unslotted Blades and Vanes. NASA CR - 72667
- 26 Doyle V L ,Koch C C. Evaluation of Range and Distortion Tolerance for High Mach Number Transonic Stages ,Task I Stage Final Report. NASA CR - 72806 ,1971
- 27 Koch C C. Experimental Evaluation of Outer Case Blowing or Bleeding of Single Stage Axial Flow Compressor ,Part IV. NASA CR - 54592
- 28 Kerrebrock J L. Aircraft Engines and Gas Turbines. The MIT Press ,1977
- 29 Казанджан ,П К Тихонов Н Д , Янко А К. Теория Авиационных Двигателей. Москва «Машиностроение» , 1983
- 30 S L. Dixon. Fluid Mechanics ,Thermodynamics of Turbomachinery. 1978
- 31 Ю Н Нецаев ,Р М Федоров Теория Авиационных Газомурбинных Двигателей. Машиностроение ,1977
- 32 A J Glassman. Turbine Design and Application. NASA SP - 290 ,1975

第二篇 燃烧与燃烧室

第七章 绪 论

第一节 燃烧科学的应用和发展

一、燃烧和火焰

燃料和氧化剂两种组分在空间激烈地发生放热化学反应的过程叫做燃烧。它常常伴随着发热、发光过程。

燃烧在许多场合下是氧化反应。凡是包含或者可以放出可燃物的物质称为燃料。把含有或者能够放出游离状态氧原子(或广义的单质氧化剂)的组分称为氧化剂。反应所生成的物质称为燃烧产物。另外,把能够进行燃烧的燃料和氧化剂的气态混合物称为可燃混合物或可燃混合气。

一般地说,火焰是在气相状态下发生的燃烧的外部表现。火焰除了具有发热、发光的特征外,还具有电离、自行传播等特征。

由于发光、发热,从而使火焰具有热和辐射的现象。火焰的辐射一部分来源于热辐射,另一部分来源于化学发光辐射,再一部分来自炽热固态烟粒和碳粒的辐射。热辐射来自火焰中一些化学性能稳定的燃烧产物的光谱带,如 H_2O 、 CO_2 以及各种碳氢化合物等。这类辐射的波长处于 $0.75\mu\text{m} \sim 0.1\text{mm}$ 之间。最强的光谱带是红外区,它由燃烧的主要产物 CO_2 和 H_2O 形成。化学发光辐射是一种由化学反应而产生的光辐射,这种发光是由于不连续辐射光谱带发射的结果,它来自电子激发态的各种组分,例如 CH 、 OH 、 CC 等自由基,这些自由基存在于火焰区中,它是在化学反应瞬时产生的。普遍认为,火焰中存在有固态烟粒和碳粒发射出的连续光谱,它将使火焰辐射增强。

火焰具有电离特性。一般在碳氢化合物燃料和空气的燃烧火焰中,特别在层流火焰中的气体具有较高的电离度。某些试验发现,在电场的作用下,火焰会发生弯曲、变长或变短,着火、熄火条件会发生变化。

火焰具有自行传播的特征。火焰一旦产生,就不断地向周围传播,直到整个可燃系统反应终止。按火焰自行传播这个特点看,有两类火焰:一类是缓燃火焰(或称正常火焰),其火焰按稳定的、缓慢的速度传播(大约 $0.2 \sim 1\text{m/s}$),另一类是爆震火焰,其爆震波的传播速度极快,达超声速(大约每秒几千米)。正常火焰是通过导热使未燃混合气温度升高

(或由于扩散作用将自由原子、自由基传递到未燃混合气中产生链式反应),而引起的未燃混合气自动反应,从而使火焰前沿不断向未燃混合气体中推进。爆震火焰波是由一种激波和激波后的燃烧所组成。它是依靠激波的压缩作用使未燃混合气温度升高,引起剧烈的化学反应,从而使火焰波不断推向未燃混合气。

燃烧过程是一种复杂的物理、化学的综合过程,它包括燃料和氧化剂的混合、扩散过程,预热、着火过程以及燃烧、燃烬过程。

按燃料与氧化剂在进入反应区以前是否均匀混合,可以把火焰分成两类:一类是两种反应物的分子在着火前已经均匀混合,其火焰称为预混火焰;另一类是两种反应物在着火前未均匀混合,火焰的燃烧速度决定于混合、扩散因素,称为扩散火焰。例如气体燃料和氧化剂分别送入燃烧室时的燃烧。

按火焰状态可分为移动火焰和驻定火焰。移动火焰即火焰位置在空间是移动的。驻定火焰即火焰位置在空间是固定的。

按流体力学特性分,有层流火焰和紊流火焰。工业火焰绝大部分属于紊流火焰。

按两种反应物初始物理状态分,有均相火焰(气体燃料和气态氧化剂的反应)和多相火焰或异相火焰(液体或固体燃料和气态氧化剂的燃烧)。

液体燃料和固体燃料的燃烧过程比气体燃料的燃烧过程要复杂,因为前者的燃烧过程和火焰传播发生在多相介质中。航空和宇航的动力装置用的就是液体燃料和固体燃料。

二、燃烧的应用和发展

在人类发展史上,燃烧技术对人类进步起着巨大推动作用。人类对火及燃烧现象的实践经验从50万年前甚至更早以前就开始了,火是人类第一次支配的自然力,并逐渐成为人类改造自然的强大手段。人类自学会使用火后,生产能力不断提高,从钻木取火到新石器时代,从青铜器时期到当今太空遨游,标志着火为人类的进步与发展作出的巨大贡献。可以说,没有对燃烧现象的认识,就没有人类社会的进步。

虽然对火的利用从有人类历史以来就已经开始了,但人类对燃烧现象的科学认识则是近200年的事情。

18世纪中叶以前的100年间,人们对燃烧现象的本质缺少认识,直到1777年,法国化学家拉瓦锡(Lavoisier)通过实验提出了可燃物质氧化的学说。燃烧的氧学说认为:燃烧能放出光和热,物体只有在氧存在时才能燃烧,空气主要由氮和氧两种组分组成。这一学说揭开了燃烧之谜。

18世纪末以后的100多年间,工业革命推动了化学科学的发展,随着热化学、热力学、化学热力学和化学动力学的发展,使人类对燃烧现象的科学认识上升到了新的阶段,并逐渐形成一门独立的学科——燃烧学。20世纪初到20世纪30年代,开始建立了研究燃烧动态过程的理论,发展了燃烧反应动力学的链式机理,提出了火焰物理化学的一些基本概念,例如最小点火能、火焰传播等概念,初步奠定了燃烧理论的基础。从20世纪30年代到50年代,逐步从反应动力学和传热、传质相互作用的观点建立了着火、火焰传播和紊流燃烧的理论。人们逐渐认识到,限制和控制燃烧过程进展的不仅仅是化学反应动力学因素,而且还有传热、传质和气体流动等物理因素,燃烧现象是这些因素相互影响、综合作用的结果。20世纪50年代后期,冯·卡门(Von Karman)首先提出用连续介质力学方

法来研究燃烧基本现象,逐渐发展成反应流体力学。到了70年代初,以斯帕尔汀(Spalding)为首的学派比较系统地把计算流体力学的方法用于有燃烧现象的边界层流动、回流流动以及旋流流动,建立了燃烧问题的数值计算方法,逐渐形成了“计算燃烧学”。

燃烧科学虽然取得了相当大的进展,但人们对燃烧现象的认识还并不完善,某些燃烧机理现在还不十分清楚,系统、完整的燃烧理论还没有建立起来。又由于燃烧现象的复杂性,它是多种物理化学过程同时相互作用的综合结果,因此燃烧科学的发展也依赖于其它学科的成熟和发展。所以,相对来说,燃烧虽是古老的现象,而燃烧学则是一门年青的学科。

三、燃烧学的研究对象及研究方法

燃烧学是研究燃料和氧化剂进行激烈化学反应及其物理准备过程的一门学科。

燃烧学是建立在多种学科基础上的学科,与其关系最密切的是热力学、化学动力学、流体力学、传热传质学以及数学。

燃烧学的研究主要从两方面进行:

1. 燃烧理论的研究。主要研究燃烧过程所涉及的各种基本现象,如燃烧反应的动力学机理,均匀可燃混气的着火、熄火、火焰传播及火焰稳定、扩散火焰、液滴、碳粒着火等燃烧机理。
2. 燃烧技术的研究。主要是应用燃烧基本理论解决工程技术中的各种实际燃烧问题。例如对燃烧方法进行分析和改进,探索新的燃烧方法,提高燃料利用范围和利用率等。

由于燃烧过程非常复杂,对燃烧机理的认识还不完善,因此无论是理论研究,还是应用技术研究,都离不开实验研究。这是燃烧学科一个很突出的特点。近年来,随着计算机技术的发展,关于燃烧学的数值计算方法有了很大进展,成为燃烧学研究的重要手段。

燃烧科学的研究内容相当广泛,就其应用技术而言,由于燃烧过程使用的燃料不同、用途不同,因此采用的燃烧方法和燃烧装置也是各种各样。其中引人注目的是20世纪40年代至80年代,有关航空与航天的燃烧问题成为燃烧科学最重要、最活跃的研究内容。这主要是航空、宇航技术的发展,要求制造出发热强度高、运行范围广的燃烧装置,并越来越趋向于在高温、高压、高速下进行燃烧。正是对航空、宇航燃烧技术的特殊要求,促进了燃烧科学的飞速发展,使燃烧理论及其应用达到了一个新的高度。

近年来,由于能源危机问题的提出和环境污染问题日趋严重,在对各种燃烧设备的研究改进中,务求最合理地、最有效地组织燃烧过程和控制燃烧过程,以达到节约能源和控制污染的目的。为此,必须掌握各种燃料的燃烧特性,以便选用最适宜的燃烧方法与燃烧装置。燃料的燃烧物性研究成为燃烧科学研究的重要方向之一。要降低对大气的污染,就要积极开展对燃烧污染物形成机理的研究,探索减少或消除污染物排放的有效方法。因此,低污染燃烧技术成为燃烧科学研究的又一个重要方向。为了预防和减少火灾对人类和自然界造成的损失和破坏,加强了对各种火灾的产生、传播和防止的研究,这些研究内容也成为燃烧科学的重要研究方向。

燃烧科学的应用极其广泛,燃烧科学的研究对于人民生活、国防技术及国民经济各个领域具有十分重要的意义。燃烧理论的完善还需要一批科学家和工程师作出不懈的努力。

第二节 燃料及燃烧方式

一、燃料分类及化学组成

燃料按其状态可分为固态、液态和气态三类。按其获取的方式又可分为天然燃料和人造燃料。表 7 - 1 给出了燃料的一般分类。

表 7 - 1 燃料的一般分类

燃料的物态	天然燃料	人造燃料
固体燃料	木柴、泥煤、褐煤、烟煤、无烟煤、油页岩	木炭、焦炭、粉煤、煤砖(饼、球)
液体燃料	石油	汽油、煤油、柴油、重油、渣油、酒精、煤焦油等
气体燃料	天然气	高炉煤气、焦炉煤气、发生炉煤气、石油裂化气、沼气和地下气化煤气、液化石油气等

燃料是一种复杂的混合物,它是由有机可燃质和不可燃的无机矿物杂质(灰分)与水分等组成。

任何一种气体燃料都是由一些具有化学特性的单一气体混合而成,其中可燃性的气体有 CO 、 H_2 、 CH_4 、 C_2H_4 、 C_nH_m 以及 H_2S 等,不可燃的气体组成有 CO_2 、 N_2 和少量的 O_2 。在气体燃料中还含有水蒸气、煤焦油蒸气以及粉尘等固体微粒。

固体燃料和液体燃料中的可燃物质是各种复杂的高分子有机化合物的混合物。根据燃料的元素分析可知,这些可燃的有机化合物是由碳、氢、氧、氮、硫等化学元素所组成。在一般的燃料燃烧计算中可认为燃料就是由这些元素组成的机械混合物,而不考虑由这些元素所构成的各有机化合物的单独性质。

燃料中各组成元素的性质及其含量与燃料燃烧性能密切相关。

碳是燃料中最主要的可燃元素。它的发热量为 33900kJ/kg ,即 1kg 碳完全燃烧时能放出 33900kJ 的热量。

碳在固体燃料可燃质中的含量相当高,一般超过 50% ,且随着碳化程度的加深,含碳量越来越多。燃料发热量的高低主要是由含碳量多少决定的。碳在液体燃料中的含量比在固体燃料中的含量高,且不同油品的含碳量大致相同,约为 $85\% \sim 87\%$ 。

氢是燃料中最有利的可燃元素。它燃烧时能放出大量的热量, 1kg 氢燃烧后生成水时放出的热量约为 142400kJ ,是碳发热量的 4 倍多。氢最易燃烧,燃料中含氢愈多,就愈易着火,且燃烧得愈好。

氢在固体燃料中的含量很少,约为 $2\% \sim 6\%$,且随碳化程度加深,氢的含量逐渐减少。所以无烟煤中含氢量最少。氢在液体燃料中的含量较固体燃料为高,一般为 $11\% \sim 14\%$ 。液体燃料(石油)主要是由碳和氢两种元素组成,碳和氢的总含量可占其可燃质元素组成总量的 $96\% \sim 99.5\%$,其发热量相当高,一般为 $39800 \sim 44000\text{kJ/kg}$ 。

在液体燃料中,碳、氢两种元素相互结合成复杂的有机化合物。这种碳氢化合物在有机化学中称为烃。石油就是这种不同的烃类化合物的液态混合物。

硫是燃料中最有害的可燃元素。虽然它在燃烧时可放出少量的热量(1kg 硫燃烧时可放出 10500kJ 的热量),但它在燃烧后会生成 SO_2 和 SO_3 气体,这些气体与烟气中水蒸气结合,形成硫酸或亚硫酸等蒸气,会对燃烧设备的金属表面造成严重的腐蚀。此外, SO_2 和 SO_3 如随烟气排到大气中,则会污染大气,对周围的人和动植物的生活与生长有着严重的危害性。

由于液体燃料燃烧后会生成大量的水蒸气,所以液体燃料中含硫造成的危害性较固体燃料更大。我国石油含硫量大都很少($S < 1\%$)。一般对硫在液体燃料中的含量都有严格的要求,特别是航空煤油,我国的技术标准要求其不大于 0.3%,甚至更少。固体燃料中含硫量一般不多,我国煤的含硫量约在 0.5%~3%。

氧在燃料中是呈化合物状态存在,它与一部分可燃元素(如氢和碳)结合成化合物,这样就约束了一部分可燃成分,使燃料发热量进一步减少。氮在燃料中既不能燃烧,也不能助燃,在燃烧时一般不参加反应而进入到烟气中去。但在温度高的情况下,将会产生氮氧化物(NO_x)等物质,排入大气会造成环境污染。氮在固体燃料和液体燃料中含量一般都不高,在某些气体燃料中的含量占有很大比例。

灰分和水分是燃料中不可燃的无机矿物质,对燃料燃烧是无用的物质。它们的存在不仅减少了可燃元素的含量,降低了燃料发热量,同时还给燃料的燃烧带来一定的困难,如不易着火、燃烧后结渣等。

液体燃料石油中水分含量一般不多,规定应在 2% 以下。固体燃料煤中水分含量相对来说比较高,不同碳化程度的煤,其水分含量相差很大,风干后的无烟煤为 1%~2%,而泥煤高达 40%~50%。

液体燃料石油中灰分含量很少,一般在 0.05% 以下,航空煤油中要求灰分含量不大于 0.005%。固体燃料煤中的灰分含量比较多,而且范围也很大,约为 5%~50%。

二、燃料的发热量

燃料的发热量(或称热值)是指单位质量或单位体积(对气体燃料)的燃料完全燃烧时所能释放出的最大热量,一般用 kJ/kg 或 kJ/Nm^3 ^① 来表示。它是衡量燃料作为能源的一个很重要的指标。

燃料发热量的高低决定于燃料中含有可燃物质的多少。对于气体燃料,由于是由一些具有独立化学特性的单一可燃气体所组成,每种单一可燃气体的发热量可以精确地测定,因此气体燃料的发热量可以按每种单一可燃气体组成的发热量计算后相加起来。表 7-2 为一些常见单一可燃气体的发热量测定值。

表 7-2 可燃气体的发热量

可燃气体	氢 (H_2)	一氧化碳 (CO)	甲烷 (CH_4)	乙烷 (C_2H_6)	丙烷 (C_3H_8)	乙炔 (C_2H_2)	乙烯 (C_2H_4)	丙烯 (C_3H_6)	硫化氢 (H_2S)
kJ/Nm^3	10800	12700	36000	64400	93600	56500	59500	86300	23100

^① Nm^3 为气体在标准状态(压强为 $1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$, 温度为 273K)下的体积,标准立方米。

但是,对于固体燃料和液体燃料,由于其中的可燃物质不是各组成元素的机械混合物,而是具有极其复杂的化合关系。因此,固体燃料和液体燃料的发热量并不等于各组成元素发热量的代数和,也难于导出理论公式来进行计算。目前最可靠的办法是依靠实验测定。

表 7 - 3 为一些常用的固体、液体和气体燃料的发热量值。

表 7 - 3 一些常用的固体、液体和气体燃料的低发热量

固体燃料		发热量/kJ · kg ⁻¹	液体燃料	发热量/kJ · kg ⁻¹	气体燃料	发热量/kJ · Nm ⁻³
泥 煤		8380 ~ 10500	航空汽油	>43100	天然气	33500 ~ 46100
褐 煤		10500 ~ 16700	航空煤油	>42900	高炉煤气	3350 ~ 4200
烟 煤	长焰煤	20900 ~ 25100	柴油	~42500	焦炉煤气	13000 ~ 13800
	贫 煤	25100 ~ 29300	重油	39800 ~ 41900	发生炉煤气	3770 ~ 6700
无烟煤		20900 ~ 25100			水煤气	10000 ~ 11300

从表 7 - 3 中可见,各种液体燃料的发热量相差不多,都在 41900kJ/kg 左右,而气体燃料与固体燃料的发热量则随燃料品种不同而不同。一般说,天然气的发热量较高,而人造气体燃料中由于不可燃组分较多,发热量较低,且组分随制气工艺过程的不同而不同,因而发热量数值也有很大的差别。固体燃料的发热量随着碳化程度加深而增加,当含碳量为 87% 左右时,发热量达到最大值,以后则开始下降。无烟煤的发热量较烟煤为低,这是因为无烟煤中含碳量高,含氢量低,而氢的发热量约为碳的 4 倍多。

燃料的高位发热量(或高热值)是燃料实际最大可能发热量,其中包含了燃烧时燃料中元素氢及水分所形成的水蒸气被冷凝为水而放出的汽化潜热。如果实际燃烧反应中所生成的水蒸气没有被冷凝为水,而仍处于气体状态,这部分汽化潜热就无法获得利用,燃料的实际放热量就将减少。从燃料高位发热量中扣除这部分汽化潜热后所净得的发热量,就是燃料的低位发热量(或低热值)。

在实际工程应用中燃料热值都是采用低位发热量,因为它切合实际,比较合理。

三、燃料的燃烧方式

不同状态燃料的燃烧,本质上都是其中可燃物质与空气中氧发生的激烈放热化学反应。但由于不同状态燃料具有不同的固有特性,它们的燃烧方式就不同,因而相应的燃烧装置也就有不同的结构。

为使燃料在燃烧装置中能完全燃烧,首先要供应足够的空气量。单位质量(或单位体积)的燃料完全燃烧所需的空气量称为理论空气量,用 L_0 表示。在实际燃烧装置中,为保证燃料完全燃烧,所供应的空气量往往较理论空气量为多,称为实际空气量,用 L 表示。我们把实际空气量与理论空气量之比称为余气系数,用 α 表示,即

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{m_a}{m_f L_0} \quad (7 - 1)$$

式中 m_a 、 m_f ——分别为实际燃烧过程中空气和燃料的质量流量。

一般情况下 α 是一个大于 1 的数值。当设计燃烧装置和对燃烧状况进行分析时,就要选用和计算 α 值。

在实际使用中,除了用 α 表明可燃物的燃料与空气组成关系外,还常使用燃料空气比(油气比)和当量比(燃料系数)。

燃料空气比 f 是指在燃烧过程中实际供给的燃料质量流量和空气质量流量之比,即

$$f = \frac{m_f}{m_a} \quad (\text{kg}_{\text{燃料}}/\text{kg}_{\text{空气}}) \quad (7-2)$$

这一参数常用在由液体燃料形成的可燃混合气中,故习惯上称之为“油气比”。它与余气系数 α 之间的关系为

$$f = \frac{1}{\alpha L_0} \quad (7-3)$$

当量比 ϕ 为实际燃料量与理论燃料量之比,即

$$\phi = \frac{m_f/m_a}{1/L_0} = \frac{1}{\alpha} \quad (7-4)$$

可以看出,当量比 ϕ 与余气系数 α 互为倒数。

当 $\alpha = 1$ 时,表明燃烧过程中实际供给的空气量与理论空气需要量相等。理论上,燃料能达到完全燃烧,燃烧产物中不会有可燃物质存在,也没有多余的空气。这种情况下的燃料与空气的比例,符合化学反应式的当量关系,称为化学恰当比。

此时 $\alpha = \phi = 1$, $f = \frac{1}{L_0} = f_0$ 称为化学恰当油气比。

对于航空煤油 $L_0 = 14.7 \text{ kg}_{\text{空气}}/\text{kg}_{\text{燃料}}$, 则 $f_0 = \frac{1}{L_0} = 0.068$ 。

当 $\alpha > 1$ 时, $\phi < 1$, 表明实际供给的空气量大于理论空气需要量,称为贫油混合气。

当 $\alpha < 1$ 时, $\phi > 1$, 表明实际供给的空气量小于理论空气需要量,称为富油混合气。

1. 气体燃料的燃烧

气体燃料的燃烧在不同状态燃料中是一种最理想的燃烧方式。它具有简易、清洁、燃烧完全和易于控制、调节等优点。它的燃烧一般是将燃料通过燃烧器喷向大气中进行。根据燃料在燃烧时与空气混合的情况,可将气体燃料的燃烧分为两类:预混燃烧和扩散燃烧。预混燃烧是在燃烧前将燃料与空气按一定比例 ($\alpha \geq 1$) 预先均匀混合成可燃混合气,然后通过燃烧器喷口喷出进行燃烧。此时燃烧过程进行的快慢完全取决于其中化学反应的速度,通常称为动力燃烧。扩散燃烧是在燃烧时将燃料和空气分别从两个同心的套管喷口喷出,形成两股同心射流,在两者接触界面上边混合边燃烧(图 7-1)。此时燃烧过程的快慢主要决定于燃料与空气两者扩散和混合的速度。另外,还有一种部分预混合燃烧,即在气体燃料中先混合少量的空气形成一种燃料过浓的可燃混合气 ($\alpha = 0.45 \sim 0.75$),然后再从燃烧器喷向大气作一定程度的扩散燃烧,这种燃烧方式称为大气式燃烧。显然,预混燃烧比扩散燃烧的燃烧速度要快得多,且能在较少的过量空气下(通常 $\alpha = 1.05 \sim 1.10$) 达到完全燃烧,所以燃烧温度高,容积热强度大。由于要将燃料与空气预

先混合,所以燃烧器结构要复杂一些。

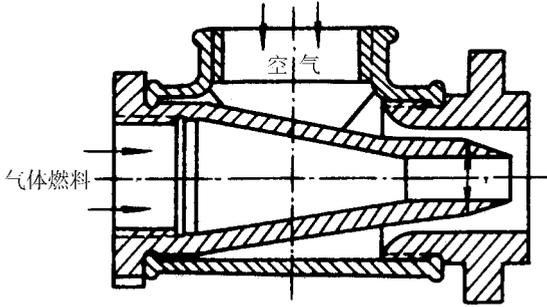


图 7-1 套管式扩散燃烧器

图 7-1 为常用于各种工业炉与锅炉中的鼓风机式燃烧器,由鼓风机强制供给空气。图 7-2 为典型炊事灶具用的引射式大气燃烧器。

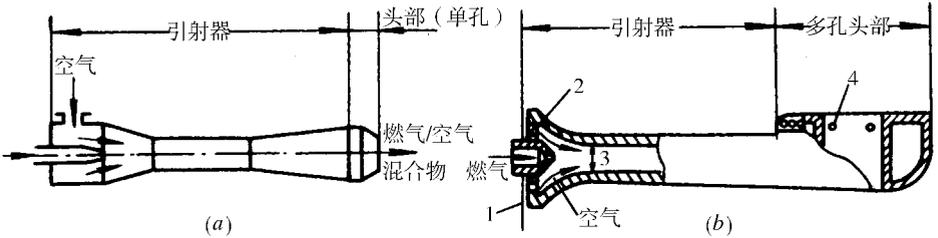


图 7-2 大气式燃烧器

1 - 调风板 2 - 一次空气进口 3 - 引射器喉部 4 - 火孔。

2. 液体燃料的燃烧

液体燃料的燃烧都是先将燃料进行蒸发形成燃油蒸气,然后再与空气中氧混合燃烧。根据蒸发汽化的方式,可以有液面燃烧、灯芯燃烧、蒸发燃烧和雾化燃烧等。

在工业上广泛采用的燃烧方式是雾化燃烧。雾化燃烧是利用各种雾化器把液体燃料破碎为直径几微米到几百微米的雾滴,使燃料的蒸发表面积成千倍地增加,促使其迅速地蒸发汽化并与空气良好地混合。航空煤油的燃烧就是雾化燃烧。

目前工业上使用燃油雾化的方式通常有两种:机械雾化与介质雾化。也有两者组合的雾化方式。

机械雾化是将液体燃料在压力下以较大的速度或并以旋转的方式从小孔喷向燃烧室空间来实现燃油雾化。雾化压力一般为 $0.5 \sim 2.5 \text{ MPa}$,有些可高达 10 MPa ,如航空上所使用的。按这种原理工作的雾化器称为机械式雾化器,它包括直射式、离心式和转杯式等型式,在航空燃气轮机燃烧室上即为直射式喷油嘴、离心式喷油嘴和旋转式喷油嘴。

介质雾化是利用高速喷射的雾化介质的动能来使燃油流粉碎成细雾。雾化介质可以是蒸气,也可以是压缩空气。如果是用蒸气来雾化,称为蒸气雾化器,如果用空气雾化,则称为空气雾化器。在航空燃气轮机燃烧室上称为气动喷嘴或空气雾化喷嘴。

3. 固体燃料的燃烧

固体燃料的燃烧是一种比较复杂的燃烧,它的燃烧方式多种多样。如果按照其燃烧现象的不同,可以有表面燃烧、蒸发燃烧、分解燃烧和冒烟燃烧等四类。

表面燃烧是空气中的氧气扩散到燃料的固体表面上的燃烧。它发生在几乎不含有挥发物和容易热分解的组分而主要由碳构成的燃料表面上,例如木炭和焦炭等的燃烧。蒸发燃烧是指那些熔点比较低的固体燃料(如石蜡等),在燃烧前先熔融成液体,然后再像液体燃料那样蒸发和燃烧,蜡烛之类的燃烧就属于这一种。分解燃烧是指那些分解温度较蒸发温度为低的固体燃料,在燃烧前由于受热而热分解,一部分易挥发的组分离开固体表面形成可燃气体,与空气中氧进行气相反应(燃烧),而余留下的固体残留物(主要是碳)再进行表面燃烧,如木材和煤的燃烧。在易于产生热分解的固体可燃物质中,若由于热分解而产生的挥发物不能着火燃烧,就会引起伴有大量浓烟的表面燃烧,这种现象一般称为冒烟燃烧,其所以会产生是因为此时温度低于挥发物的自燃温度所致。凡是反应性良好的在低温时易于引起表面燃烧的物质,如纸张、木柴等都会产生冒烟燃烧,此时有大量可燃组分损失在烟雾之中。

在工业上,固体燃料的燃烧按其所选用的燃烧设备分类,可以有层燃式(层燃炉)、悬浮式(煤粉炉、旋风炉)和沸腾式(沸腾炉)等燃烧方式。

四、喷气燃料

喷气燃料的性质直接影响飞机和发动机的性能和安全可靠性。随着航空事业的发展,对喷气燃料也在不断提出新的要求。20世纪60年代后期,人们对燃料燃烧引起的大气污染的关注、70年代中期的石油危机以及随后人们关注世界石油的短缺和耗尽问题,也在不断推进着喷气燃料的研究和发展,推动寻找替代一直使用到目前的,从石油中提取的碳氢化合物喷气燃料。

1. 喷气燃料的组成成分

喷气燃料属液体燃料,从石油中炼制而来。石油中所含碳氢化合物可分为四大类,即烷烃、烯烃、环烷烃和芳香烃,它们各自在石油中的比例取决于产地。

烷烃的一般化学分子式为 C_nH_{2n+2} ,其中 n 为碳原子数。烷烃具有较高的氢碳比,密度较小,热值较高,具有良好的热安定性,燃烧时不会产生积炭和烟粒。目前,喷气燃料中通常包含 35% ~ 45% 的烷烃。

烯烃的一般化学分子式为 C_nH_{2n} ,在原油中一般不存在,它主要是在石油炼制过程中由碳氢化合物热解生成的,为不饱和烃,即分子中所含的氢原子数没有达到最大的可能值。喷气燃料中不希望含有这类碳氢化合物。

环烷烃的一般化学分子式为 C_nH_{2n} ,与烯烃形式相同,但碳氢元素呈饱和状态。环烷烃在馏分中的比例大约与烷烃相当,也占 35% ~ 45% 左右。在化学安定性方面也与烷烃相近,有较高的热值和较低的烟粒生成趋势。故在喷气燃料中是有用成分。

芳香烃的一般化学分子式为 C_nH_{2n-6} ,它在结构上虽与环烷烃有些相似,但含氢量少,因此热值低,烟粒生成趋势明显。此外,它还有较高的吸湿性,在低温下容易析出冰晶,不利于在高空低温下工作。因此,在喷气燃料中不希望含芳香烃。但要想在炼制过程中完全去除它则成本很高。目前,喷气燃料中一般限制其最大含量不超过 22% ~ 25%。

2. 喷气燃料的生产和技术要求

从石油中提炼喷气燃料可用直馏法或热裂法两种方法。在提炼过程中,直馏和热裂的燃料还需要进一步精炼净化来大大减少或除去燃料中各种有害物质。有时为保证喷气燃料的必要性能,在喷气燃料生成过程中还可加入少量添加剂,例如采用抗氧化添加剂、抗腐蚀添加剂、防冰添加剂、抗静电添加剂、抗磨添加剂等来改善燃料的使用性。

根据飞机、发动机和燃料供油系统三方面的工作特点,它们对喷气燃料的主要要求为:

(1)适当的蒸发性。燃料应含有适当的轻质馏分,以保证燃料-空气混合气在地面严寒和高空低温条件下易于点燃和发动机迅速起动。但蒸发性又不宜过好,以免在高空飞行时供油系统发生气阻使供油中断而引起事故,以及在贮存、运输和高空飞行时燃料蒸发损失太大。

(2)良好的燃烧性。燃料应具有适当的化学组成和较高的热值。并保证发动机在各种工作条件下能迅速、稳定、完全燃烧,并且生成烟粒和积炭少。

(3)良好的安定性。燃料在贮存和使用过程中应性质稳定,不易氧化变质、产生胶质或沉淀物。还要求有良好的热安定性,这对超声速飞机使用的燃料尤其重要。所有这些都是为了防止在使用中出现堵塞油滤、管路或喷嘴,造成供油不足或中断的事故。

(4)无腐蚀性。燃料及其燃烧产物应不腐蚀发动机和燃料系统的各个部件,以保证发动机长期安全可靠地工作。

(5)良好的低温性。燃料应保证在所使用的低温条件下,包括地面严寒和高空低温情况下有足够的流动性,使发动机顺利供油,并且不会析出大量烃类结晶或冰晶堵塞过滤器和供油系统。

(6)良好的洁净性。燃料应当洁净,尽量不含机械杂质或水分,以防止堵塞油路、磨损供油部件,影响燃料安定性和增加对机件的腐蚀性。

(7)适当的润滑性。燃料应具有一定的润滑性能,即不需其它润滑剂就可以保证发动机燃料系统的活动部件磨损最小,延长使用寿命。

(8)较小的起电性。喷气燃料在加注和运输过程中因摩擦产生静电,将会引起爆炸和火灾,导致飞机、加油车等烧毁和人员伤亡,因此,燃料应不易产生和积聚静电荷以保证飞行、运输和加注时的安全。

(9)除上述要求外,燃料还应本身毒性小,燃烧产物对环境污染小,燃料来源供应充足以及成本低等。

3. 喷气燃料的主要物理化学性能

(1)密度。系指单位容积内所含物质的质量,单位为 g/cm^3 ,我国石油工业部规定以 20 时的密度为石油产品的标准密度,并以符号 ρ_{20} 表示。其数值与燃料的平均沸点和化学组成有关。喷气燃料的密度在 $0.76 \sim 0.85 \text{g}/\text{cm}^3$ 之间。

(2)热值。即燃料的发热量,用低热值来表示。喷气燃料的热值一般为 $42800 \sim 43900 \text{kJ}/\text{kg}$,其确定值取决于燃料的化学组成。氢碳比高,则热值也高。

(3)馏程。石油燃料产品,包括喷气燃料,是各类碳氢化合物的混合物。混合物中各组成均有自身的沸点,因此,喷气燃料没有单一的沸点,而是一个温度范围。馏程是燃料的一个很重要的特性,它基本上决定了燃料的蒸发性和燃烧性,并且明显地影响着燃料从原油中可提取的百分率。扩大馏程范围,例如降低初馏点或(和)增加终馏点温度,则从

原油中可提取更多的燃料。

(4) 蒸气压。又称饱和蒸气压,它的定义是指燃料在给定温度下,在液体表面形成的饱和蒸气压。温度增加,蒸气压也增加。从燃烧观点看,蒸气压高是有利的,可保证燃料在燃烧区迅速蒸发,改善发动机的启动和加速性。当然,另一方面,蒸气压高,则增加了火灾危险性以及在长期贮存和高空飞行中的燃料损耗。

(5) 闪点。当燃料蒸气与空气组成的混合气,用明火点燃的最低温度称为闪点,它是喷气燃料可燃性的一个指标。闪点与蒸气压直接有关,蒸气压愈高,则闪点愈低。例如,汽油的闪点为 $-35 \sim -40$,而喷气燃料的闪点则不应低于 $+28$ 。

(6) 最低自燃温度。燃料在空气中,不经过明火或电火花等作用而能自燃的最低温度。这个温度值主要取决于燃料的分子结构。由于导致燃料自燃的氧化反应只发生在燃料分子中化学链被破裂的情况,因此高密度的、含未饱和烃多的燃料的自燃温度较低。例如,喷气燃料的最低自燃温度为 $430 \sim 440$,而较轻的汽油,则为 $508 \sim 516$ 。最低自燃温度确定了燃料的着火和爆炸的危险性。飞机出事故坠毁时造成火灾和爆炸的原因常常是由于燃料与热表面接触引起的自燃。

(7) 可燃极限。燃料蒸气与空气的混合气只有在一定的浓度范围内才能被点燃和传播。可燃极限通常定义贫燃和富燃两个极限。可燃贫油极限通常与燃料的闪点相关联。喷气燃料在室温条件下与空气的混合气的可燃极限,以质量油气比计,大约为 $0.035 \sim 0.28$ 。

(8) 烟点。它是衡量燃料生成烟粒趋势的一个重要指标。通过在一个特定的灯芯吸油的火焰上逐渐增加火焰高度,测量得到的火焰开始冒烟前的最大高度(以毫米计)定为烟点。烟点愈高,则表示燃料的烟粒生成趋势愈弱。对喷气燃料,要求无烟火焰的最大高度应不低于 20mm 。

(9) 粘度。它是衡量液体燃料流动性好坏的一个指标,主要取决于燃料中所含碳氢化合物的化学组成。它的大小除影响油泵功率外,还明显地影响燃油雾化,从而影响燃料的蒸发和燃烧。燃料粘度愈大,则雾化质量愈差。通常,燃料密度增加,则粘度增加,而燃料温度增加,则粘度减少。航空燃气轮机现代燃料喷射系统为了获得满意的雾化程度,通常要求燃料的粘度应小于 $(1.2 \sim 1.5) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 。

(10) 结晶点或冰点。喷气燃料的低温性好坏,主要用它的结晶点或冰点来表示。结晶点是指燃料在降低温度的过程中用肉眼观察开始出现结晶的最高温度,而冰点则是指燃料中出现冰晶或烃类结晶后,升高温度结晶物开始消失的最低温度。结晶点和冰点测定使用的仪器及温度计均有差别,同一油样的冰点比结晶点稍高 $1 \sim 3$ 。喷气燃料的结晶点或冰点一般在 $-40 \sim -60$ 。我国采用结晶点,英美等国则使用冰点。

(11) 安定性。燃料在贮存或使用条件下保持原有质量不变的性能,它又可以分为物理安定性、化学安定性和热安定性三个方面。燃料的物理安定性系指燃料保持其物理性质指标的能力。燃料中轻馏分和添加剂的蒸发损失即属此类。燃料的化学安定性又称抗氧化安定性。是指燃料在常温液相条件下抵抗氧化变质的能力。燃料在长期贮存中,胶质增加、酸度增大,有时还析出沉淀等均属此类。燃料热安定性则是指在较高温度的使用条件下能保持原有质量,不生成沉淀的能力。在喷气燃料的技术条件中都有严格的指标规定。例如限制燃料中的胶质、不饱和烃、芳香烃和硫等的含量即是。一般直馏得到的燃

料有较好的安定性。

4. 国产喷气燃料及技术条件

表 7 - 4 为我国国产喷气燃料的牌号及用途。本书附录 1 中给出了我国国产喷气燃料的技术条件。

表 7 - 4 我国各牌号喷气燃料及主要用途

牌号	代号	类型	主要用途
1 号喷气燃料	RP - 1	煤油型	民航、军用飞机通用
2 号喷气燃料	RP - 2	煤油型	民航、军用飞机通用
3 号喷气燃料	RP - 3	煤油型	民航、军用飞机通用
4 号喷气燃料	RP - 4	宽馏分型	备用燃料,平时不生产
5 号喷气燃料	RP - 5	重煤油型	舰载飞机用
6 号喷气燃料	RP - 6	重煤油型	军用特种喷气燃料

1 号和 2 号喷气燃料 (RP - 1 和 RP - 2), 它们均为直馏产品、煤油型, 故也称航空煤油。这两类燃料的主要区别在于结晶点不同 (RP - 1 为 -60°C , 而 RP - 2 为 -50°C) , 其它质量指标基本相同 (见附录 1) , 因此, 除严寒地区冬季规定使用 1 号喷气燃料外, 其余情况均可使用 1 号或 2 号喷气燃料。由于 1 号喷气燃料来源较少, 故平时应尽量使用 2 号喷气燃料。

1 号喷气燃料在我国喷气燃料产量中一直未占主导地位, 产量最多时也从未超过我国喷气燃料总产量的 15% , 现在则不到 9% 。随着国际交往和民航事业的发展, 喷气燃料作为全球性产品, 要求其质量标准具有国际通用性。2 号喷气燃料的闪点为 28°C , 不适应国际标准要求, 现已逐渐为 3 号喷气燃料所取代。1987 年 2 号喷气燃料占喷气燃料总产量的 33.9% , 从 20 世纪 90 年代进一步减少, 3 号喷气燃料产量逐年增加。

3 号 (RP - 3) 喷气燃料也属煤油型, 与 2 号喷气燃料相比主要是提高了闪点 (为 38°C) , 同时更严格地控制硫醇性硫含量、铜离子含量等, 使与国际航空运输协会 (IATA) 的相应技术条件的水平相一致, 以满足对外贸易的需要。近年来, 它已广泛用于出口、民航飞机和军用飞机。

4 号 (RP - 4) 喷气燃料属宽馏分型燃料 (馏程为 $60 \sim 280^{\circ}\text{C}$) , 结晶点较高 (-40°C) , 主要目的是为了扩大喷气燃料来源, 适应特殊需要。直馏的 1 号、2 号喷气燃料的产率较低, 只占原油的 8% ~ 15% , 生产扩大馏程范围的 4 号喷气燃料, 则产率可增加一倍以上。这种燃料目前已通过全部试验鉴定程序和试用, 但未大量投产使用, 只是作为特殊情况下的应急备用燃料。

5 号 (RP - 5) 喷气燃料为高闪点喷气燃料, 相当于英国的 DERD2498 JP - 5B 和美国的 MIL - T - 5624H JP5 , 它是为满足海上工作的航空燃气轮机生产的喷气燃料, 具有高闪点 (不低于 60°C) 大密度等特点。

6 号 (RP - 6) 喷气燃料尚未制定正式标准, 是为适应我国军用飞机特殊需要而研制

的。

5. 未来替换喷气燃料

由于航空运输的持续发展,对喷气燃料的需求量日益增长,但另一方面,世界石油供应日趋紧张。到21世纪初或略长一点时间内,从石油中提取的喷气燃料将满足不了增长的需要。到21世纪前中期还可出现石油耗尽的危险。因此,必须探索将来可以替换的喷气燃料。首先,最近期的办法是放宽喷气燃料的技术条件,增加从石油中提取喷气燃料的产率。其中一个措施就是放宽馏程范围,例如前述的国产4号喷气燃料RP-4即是,它比原有的1号和2号喷气燃料的馏程150~250上下放宽到60~280,使燃料产率增加一倍左右。目前的问题为冰点较高、低温性较差,含较多轻馏分,蒸汽压较高,飞机飞行高度受到限制。另一个措施是放宽燃料中芳香烃的含量,目前喷气燃料中规定为不大于20%~25%,计划放宽到35%。增加燃料中芳香烃的含量会提高冰点和增加火焰中烟粒生成趋势。烟粒生成量增加,导致火焰辐射增强和排气冒烟增加,前者使火焰筒寿命降低,后者造成环境污染。

其次,近中期的办法是采用从油页岩和煤中提炼的放宽技术条件要求的喷气燃料。当油页岩加热,它的树脂状物质可分解变成油状液体,接着经过炼制减少氮、氧、硫等含量,就可以生产出一种与目前喷气燃料相当的燃料。但芳香烃含量和氮含量较高,可排放出较高的烟粒和氮氧化物,目前正在研究改进中。从煤提炼喷气燃料也已有一些方法,它们的共同点均为采用加氢处理法,即在高温高压和催化剂的作用下把氢加入含碳化合物中,并经过去氮、硫等有害物质后变成可用的喷气燃料。目前这些方法的处理价格高,故尚属探索阶段。有人已对从油页岩和煤中提炼出的替换喷气燃料与从石油中提炼出的喷气燃料进行了燃烧试验的对比。发现在燃烧特性方面没有明显差别,但也指出,这两类替换喷气燃料尚需进一步进行工作来控制它们的一些物理化学性质,例如粘度、冰点或结晶点、密度、杂质含量等。

最后,中远期的办法是探索使用液态甲烷和液氢作为替换的喷气燃料。液态甲烷的热值比航空煤油高,冷却性能和热安定性好,并且污染排放少,它的主要问题是密度小,沸点低。因此它的贮箱容量要比航空煤油的大70%,燃料的沸腾损失也大。有人曾进行了初步估算,当飞机作高空飞行时,采用液态甲烷作燃料,可减少成本15%~30%,增加航程15%左右。从燃烧观点看,液氢为最理想的燃料之一,它的特点为热值高,火焰速度大,可燃极限宽,点火十分容易,不会生成烟粒等污染物。此外,液氢的冷却性能比其它任何燃料为优,它的主要缺点为密度很小,沸点很低,飞机上必须用庞大的、绝缘的、质量大的燃料箱,再加上火灾危险性大以及目前生产液氢成本很高,液氢在飞机上作为替换的喷气燃料尚需作大量的探索研究。有人曾对一个400座、航程为 1×10^4 km的亚声速旅客机的情况考虑分别使用液氢和航空煤油作燃料,发现使用液氢作燃料的经济性好。因此,尽管在飞机上使用液氢还有许多问题,它仍呈现未来替换喷气燃料的潜在前景。

第三节 燃气轮机燃烧室的工作特点及基本要求

燃烧室是燃气轮机的重要部件。它和压气机、涡轮一起构成了燃气轮机的基本部件。燃烧室工作的好坏,直接影响发动机的工作与性能。

航空燃气轮机所用的燃料是液体燃料,基本燃烧方式是雾化燃烧。

图 7-3 为一台带加力燃烧室的涡轮喷气发动机。燃烧室位于压气机和涡轮之间。加力燃烧室位于涡轮和尾喷管喷口之间,它是为了满足某些发动机在较短的工作时间内增大推力的特殊要求而设置的。

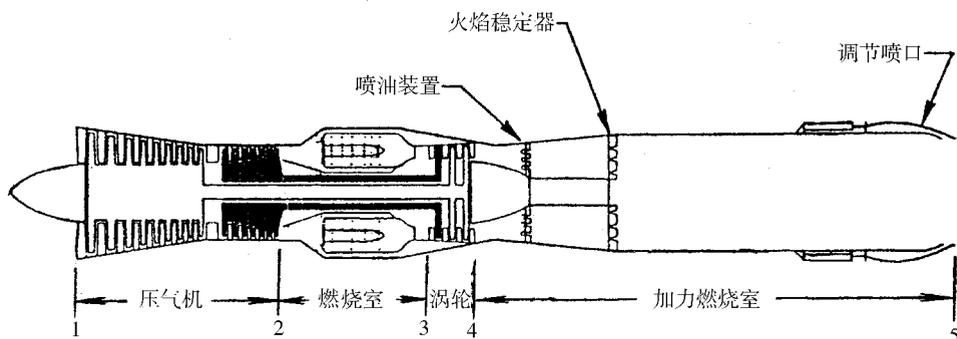


图 7-3 带加力燃烧室的涡轮喷气发动机简图

一、燃烧室的工作特点和结构特点

燃气轮机在工作时,燃烧室中供入的燃油,与来自压气机的高压空气混合,形成可燃混合气,并进行充分有效的燃烧。燃烧后的高温燃气总焓大大增加,提高了做功的能力。具有高温、高压的燃气,推动涡轮后,进一步在尾喷管中膨胀加速,产生推力。有些发动机在加力燃烧室中补充供入燃油,利用涡轮后燃气中剩余的氧气,再一次进行燃烧,提高涡轮后燃气的总焓,以增大燃气从喷管流出的速度,从而进一步增大推力。

因此,燃烧室的功用就是把燃料中的化学能经过燃烧释放出来,转变为热能,使气体的总焓增大,提高燃气在涡轮和尾喷管中膨胀做功的能力。

航空燃气轮机燃烧室的工作条件是相当恶劣的,主要表现为:在高速气流中及贫油混合气情况下工作;在很小的空间、很短的时间内燃烧完大量的燃油,具有很高的容热强度情况下工作;在大负荷及高温下工作,出口燃气温度受到严格限制;由于发动机要在各种不同的飞行条件下及不同的转速下工作,因此必然使燃烧室稳定工作范围变化宽广。

燃烧室的工作条件决定了其结构特点,其主要构件有(图 7-4):

(1)壳体。通常是发动机重要承力构件,内、外壳体为空气分流及掺混、混气形成等提供了空间。

(2)扩压器。由旋流器前内、外壳体形成的扩张通道构成。从压气机流出的气流速度很高,一般在 $120 \sim 180\text{m/s}$ 之间,相当于 12 级台风速度的 4 倍,组织燃烧非常困难。高速气体在燃烧室内流动,也会带来较大的总压损失。采用扩压器,对气流降速增压,使气流速度降到旋流器前的 $30 \sim 50\text{m/s}$ 。

(3)旋流器。经扩压器降低的气流速度,仍无法进行可靠点火和稳定燃烧,因此要采用火焰稳定器,即旋流器。气流经旋流器形成低速回流区,提供了气流速度等于火焰传播速度的火焰稳定条件,并保证了燃油与空气的良好混合。旋流器也称为扰流器或涡流器。

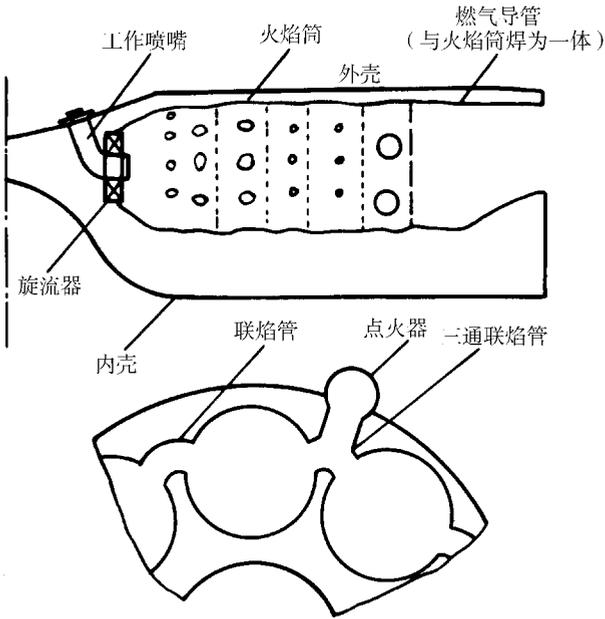


图 7-4 涡喷 6 发动机燃烧室示意图

(4)火焰筒。燃气轮机燃烧室容积很小,要在很短时间内烧完足够多的燃料,释放大量的热能,并且要求燃烧完全。

燃烧室出口气流总温 T_3^* 受到涡轮叶片材料耐热性能的限制,无冷却的叶片 T_3^* 不超过 1250K,采用了有效冷却的叶片允许 T_3^* 达到 1650K,甚至更高。这相当于在余气系数 $\alpha = 3.0 \sim 4.5$ 的条件下,航空煤油完全燃烧所能达到的温度。但这时的 α 值已大大超过均匀混气的稳定燃烧界限。

为了解决稳定燃烧和涡轮前燃气温度受到限制的矛盾,目前燃烧室都毫无例外地采用在结构上设置火焰筒的办法,进行“空气分股”。空气分为两股:第一股气流约占总空气量的 $1/4 \sim 1/3$,从火焰筒头部进入,与燃油混合,组成适宜于燃烧的混合气 ($\alpha = 0.7 \sim 1.0$) 进行充分燃烧,燃气温度接近 2500K。其余第二股气流经火焰筒外围流过,从火焰筒中部和后部的大孔进入与燃气掺混,使燃气温度降低到涡轮前允许的程度,并得到一定的出口温度分布。

(5)燃油喷嘴。为燃烧室供给燃油,并将燃油雾化,加速可燃混气形成。一般设在火焰筒头部的中心部位。

(6)点火器。用于起动点火,在启动时或在高空熄火后形成点火源。点火性能直接影响发动机工作的安全可靠。

(7)联焰管。单管燃烧室和联管燃烧室为传播火焰,以及均衡各火焰筒的压力,都必须有联焰管。

各种类型的燃烧室结构上有所不同,但其关键部件主要是:壳体、扩压器、火焰筒、旋流器(火焰稳定器)及喷油装置。

表 7-5 给出了几种不同类型发动机燃烧室的有关数据,表 7-6 给出了涡喷 7 发动

机燃烧室工作参数的变化范围,从中可以看出燃烧室的工作条件及特点。

表 7-5 几种不同类型发动机燃烧室的有关数据

发动机型号		涡喷 5	斯贝	F100	CFM56	EJ200	一般范围
发动机类型		涡轮喷气	涡轮风扇	涡轮风扇	涡轮风扇	涡轮风扇	
气流进口参数	p_2^*/MPa	0.44	1.93	2.45	2.55	2.55	0.80 ~ 2.50
	T_2^*/K	485	715	776	788	788	500 ~ 800
	$v_2/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	120	127		144		120 ~ 180
气流出口参数	T_3^*/K	1 125	1 358	1 609	1 639	1 750	1 150 ~ 1 700
	$u_3/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$		164				160 ~ 200
流量	$m_a/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	51.5	95 (50)	103	48.8	76	50 ~ 100
	$m_f/\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	3 000	3 843	10 250	4 964	8 652	3 000 ~ 10 000
火焰筒数据	燃烧室类型	分管型	联管型	短环型	短环型 (斜置)	短环型	—
	火焰筒数	9	10	—	i = 15 个头部	—	—
	直径或高度 d_F/mm	214	136	高度约 110	130	约 94	$\frac{L_F}{d_F} = 1.5 \sim 3.5$
	长度 L_F/mm	720	358	300	187	约 185	
燃料的滞留时间 τ/s		约 0.006	0.0103				0.006 ~ 0.015
年 代		40 年代	60 年代	70 年代	80 年代	90 年代初	

表 7-6 涡喷 7 发动机燃烧室工作参数的变化范围

工作状态	p_2^*/MPa	T_2^*/K	$v_2/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	总余气系数 α_x
最大转速	0.11 ~ 1.28	527 ~ 727	188 ~ 258	4.07 ~ 4.50
额定转速	0.10 ~ 1.05	494 ~ 688	189 ~ 261	4.90 ~ 6.12
慢车转速	0.002 ~ 0.88	400 ~ 602	192 ~ 256	4.00 ~ 19.80
最大贫油	0.076 ~ 0.88	438 ~ 675	323 ~ 431	4.87 ~ 47.0

二、对燃烧室的基本要求

无论在什么工作状态下,燃烧室都必须满足发动机正常工作的整体要求。这些要求包括:从性能方面要燃烧完全、压力损失小;从可靠性方面要点火可靠、燃烧稳定、出口温度场符合要求、寿命长;从环境保护方面,主要是控制排气污染;从结构方面要尺寸小质量轻、容热强度高、工艺性好。具体分析如下。

1. 点火可靠

在启动发动机和空中再点火时,要求燃烧室能可靠地点火,迅速启动并转入正常工作,这是发动机正常工作的基本条件。一般在地面工作时,由于大气压强和温度较高,点火启动比较容易。但是,在严冬,特别是发动机在空中熄火时,发动机处于风车状态,压气机出口气流速度很大,而这时大气压强和温度又很低,要实现可靠地点火就很困难。在空中,只能采取降低飞行高度达到点火启动的目的。

衡量点火可靠性的指标有两项,一个是点火高度,一个是点火特性线:

点火高度,是指飞机在空中熄火后能重新可靠启动的高度,用飞行包线来表示。目前能达到的点火高度为 8~9km,在采取补氧等措施以后可以达到 12~13km。

点火特性线,是指在一定的进气条件下 (p_2^* , T_2^* , v_2),可靠点火的混气浓度范围所形成的点火包线。混气浓度用余气系数 α 或油气比 f 来表示。

2. 燃烧稳定

要求燃烧室在点燃以后,必须在规定的全部飞行高度、速度范围内(包括发动机工作状态的迅速转换)都能稳定燃烧,不被吹熄。

燃烧室工作条件恶劣的情况下,容易造成熄火。工作条件恶劣主要是指空中飞行时,由于气象条件或机动飞行而造成的燃烧室进口气流不稳定、不均匀,以及由于发射武器或机动飞行时操纵油门过猛而造成的燃烧室瞬时过分富油或贫油。

加力燃烧室还可能在一定条件下产生振荡燃烧。强烈的振荡波不仅使燃烧不稳定,甚至会导致燃烧室结构的损坏。

衡量燃烧稳定性,是指在一定的进口气流参数 p_2^* 、 T_2^* 、 v_2 条件下,稳定燃烧的混气浓度范围。稳定燃烧的混气浓度范围越宽,表示燃烧稳定性越好。通常,稳定燃烧的范围大于可靠点火的范围。

点火特性和燃烧稳定特性一般都是通过实验得到的。提高燃烧室点火高度和保证燃烧室在更大范围内稳定工作,仍是目前研究的重要课题。

3. 燃烧完全

一般地说,飞机的起飞质量中,燃料质量约占 1/3~1/2。从经济性考虑,希望供入燃烧室的燃料能完全燃烧,使燃料的化学能尽可能完全地释放出来,转变为热能,并用于加热工质,提高发动机的作功能力。

在实际燃烧过程中,会有一小部分燃料来不及燃烧,而随着气流流出燃烧室。还有少部分热量以散热的形式通过壳体散失到周围大气中。

衡量燃烧完全程度,常用燃烧完全系数 ξ_c 或燃烧效率 η_c 来表示。

燃烧完全系数 ξ_c 定义为:燃烧时燃料的实际放热量 Q_1 和燃料完全燃烧时理论放热量 Q_0 之比,即

$$\xi_c = \frac{Q_1}{Q_0} \quad (7-5)$$

式中 Q_0 可以根据燃料质量流量 m_f 和燃料的低热值 H_u 确定,

$$Q_0 = m_f H_u \quad (\text{kJ/s}) \quad (7-6)$$

热值 H_u 的单位是 kJ/kg,对航空煤油来说, H_u 一般为 42900kJ/kg。

实际放热量 Q_1 较难确定,一般用燃气分析方法,根据燃气成分确定。也可用测燃气温度的方法,但很难测出通过壳体散失的那部分热量。

燃烧效率 η_c 定义为:燃料燃烧时,实际用于加热工质的热量和燃料完全燃烧时理论放热量之比,即

$$\eta_c = \frac{(m_a + m_f) i_3^* - (m_a i_2^* + m_f i_{2f}^*)}{m_f H_u} \quad (7-7)$$

式中 m_a ——燃烧室空气流量, kg/s;

m_f ——燃烧室燃料流量 kg/s ;

i_3^* 、 i_2^* ——燃烧室出口和进口截面每千克工质的总焓 kJ/kg ;

i_{2f}^* ——燃料的焓值 kJ/kg。

燃料在燃烧时实际放出的热量,除主要用于加热工质以外,还有散热损失。因此,燃烧效率比燃烧完全系数要略小一些。但二者差别很小,在实际应用时一般没有严格区分。

主燃烧室在设计状态时,燃烧效率可达 98% ~ 99%,有的甚至可达 100%。在非设计状态时,燃烧效率会降低。加力燃烧室的燃烧效率较低,一般在 90% 左右,在高空时会更低。

4. 燃烧室出口温度场符合要求

燃烧室出口燃气的温度很高,温度场的均匀程度对涡轮导叶和工作叶片的安全可靠性极为重要,因此要求除燃烧室点火过程的短时间以外,火焰不得伸出火焰筒,沿涡轮进口环形通道的圆周方向,温度尽可能均匀,在整个出口环腔内最高总温 $T_{3\max}^*$ 与平均总温 T_3^* 之差 $\Delta T_{3\max}$ 不得超过 100 ~ 120。沿叶高(径向)温度要符合如图 7-5 所示的分布。

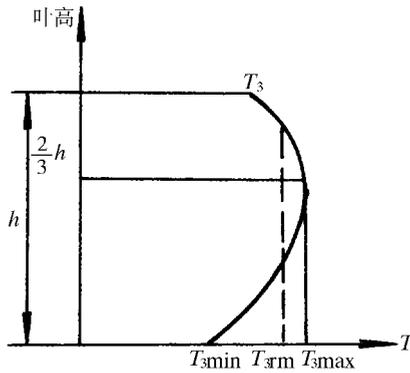


图 7-5 沿涡轮叶片高度的温度分布

由于工作叶片产生的离心力都通过叶根传到轮盘上,叶片根部受的力最大,所以要求燃气温度低些。叶尖很薄,强度刚度较差,也要求燃气温度低些。只有在离叶根 2/3 处允许温度高些。这样,使整个工作叶片接近于等强度。根据这些原则,作出了涡轮叶片所要求的理论温度分布曲线。

通常用温度分布因子 δ_s 来衡量燃烧室出口温度场的不均匀度:

$$\delta_s = \frac{T_{3\max}^* - T_3^*}{T_3^* - T_2^*} \quad (7-8)$$

式中 $T_{3\max}^*$ ——燃烧室出口燃气最高总温;

T_3^* ——燃烧室出口燃气平均总温;

T_2^* ——燃烧室进口气流平均总温。

也有用分布因子 δ_r 来衡量工作叶片前燃气温度分布的质量

$$\delta_r = \frac{(T_{3cr}^* - T_{3tr}^*)_{\max}}{T_3^* - T_2^*} \quad (7-9)$$

式中 T_{3cr}^* ——某一半径上实际的周向平均燃气总温;

T_{3tr}^* ——某一半径上的理论燃气总温。

一般要求 δ_s 或 $\delta_r \leq 0.2 \sim 0.3$ 。

加力燃烧室出口虽然没有转动部件,但是也要求出口温度分布均匀。因为温度不均匀会使出口流速不均匀,导致推力损失。

5. 压力损失小

由于气体流过燃烧室并且在燃烧室中喷入燃料燃烧,不可避免的会使气流的总压下降。这将使燃气在涡轮和尾喷管内膨胀做功的能力减小,影响发动机的推力和经济性。因此,应力求减小燃烧室内的总压损失。

压力损失主要包括气流流动过程中由于摩擦、掺混、突扩和进气等造成的流阻损失,以及由于燃烧加热引起的热阻损失等。

通常用总压恢复系数 σ_c 和阻力系数 ψ_c 来表示燃烧室的总压损失:

总压恢复系数 σ_c 为

$$\sigma_c = \frac{p_3^*}{p_2^*} \quad (7-10)$$

式中 p_3^* 、 p_2^* ——分别表示燃烧室出口、进口截面气流的总压。

用 σ_c 可以直观地反映出总压损失的程。在作发动机热力计算时,常用 σ_c 来表示压力损失。

燃气轮机主燃烧室的总压恢复系数 σ_c 约为 93% 左右。

在燃烧室的计算和试验时,又常用到阻力系数 ψ_c ,它是燃烧室的总压损失 $p_2^* - p_3^*$ 和参考截面气流动压头之比。

$$\psi_c = \frac{p_2^* - p_3^*}{\frac{1}{2}\rho_m V_m^2} \quad (7-11)$$

式中 $\frac{\rho_m V_m^2}{2}$ ——燃烧室参考截面(一般指最大截面或进口截面)的平均动压。

阻力系数 ψ_c 和总压恢复系数有以下关系:

$$\psi_c = \frac{p_2^* (1 - \sigma_c)}{\frac{1}{2}\rho_m V_m^2} \quad (7-12)$$

由于在燃烧室最大截面处气流速度很低,可以作为不可压流,所以 $p_2^* \approx p_m$ 。又因气流的马赫数 $Ma = v/\sqrt{kRT}$, $p = \rho RT$,代入上式可得

$$\psi_c = \frac{1 - \sigma_c}{\frac{k}{2}Ma_m^2}$$

或

$$\sigma_c = 1 - \frac{k}{2}Ma_m^2 \psi_c \quad (7-13)$$

阻力系数 ψ_c 是由流体阻力系数 ψ_F 和加热阻力系数 ψ_H 两部分组成,即

$$\psi_c = \psi_F + \psi_H$$

燃烧室通常是在紊流自模化范围内工作,流体阻力系数 ψ_F 不随气流速度的增大而有所改变,它是只取决于燃烧室结构的一个参数。对于确定的燃烧室, ψ_F 是个常数。

在实际燃烧状态时,由于加热的影响,加热阻力系数 ψ_H 将随着燃气加热程度 $\frac{T_3^*}{T_2^*}$ 的增高而逐渐加大(T_3^* 、 T_2^* 分别为燃烧室出口截面燃气的总温和进口截面空气的总温)。

对于主燃烧室 $\mu_F = 20 \sim 30$ 。对于加力燃烧室,由于结构较简单,阻力系数较小 $\mu_F = 3 \sim 4$ 。为了减小总压损失,应设法使阻力系数减小。

6. 尺寸小质量轻

减小尺寸及质量,一直是航空与航天设备所追求的目标,减小燃烧室的尺寸和质量,可以提高发动机的推重比,增加飞机机动性。缩短燃烧室长度,不仅可以减轻燃烧室的质量,而且还可以缩短压气机和涡轮之间的距离,从而可以减轻机匣和转子的质量,并且增加了轴的刚性。减小燃烧室直径,可以缩小发动机径向尺寸,减小发动机短舱的迎风面积。燃烧技术在不断发展,燃烧室直径和长度也在不断减小。现在先进的燃烧室,其长度仅有200mm,燃烧效率已接近100%。

燃烧室尺寸小,意味着一个好的燃烧室应能在较小的空间内,在单位时间内燃烧掉尽可能多的燃料。

常用容热强度 Q_{vc} 来衡量燃烧室容积的利用程度。它的定义是:每单位燃烧室容积内,在单位压力下,每小时燃料燃烧所放出的热量。即

$$Q_{vc} = \frac{3600\eta_c m_f H_u}{p_2^* V_c} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{h})] \quad (7-14)$$

式中 V_c ——燃烧室容积, m^3 。

显然,容热强度是一个反映燃烧室结构紧凑性的特性指标。因为这个指标越高,意味着燃烧同样数量的燃料,所需要的燃烧空间的容积就越小,也就是说,燃烧室的尺寸和质量都比较小。

也可以用火焰筒容积来定义容热强度,即

$$Q_{vf} = \frac{3600\eta_c m_f H_u}{p_2^* V_f} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{h})] \quad (7-15)$$

式中 V_f ——火焰筒容积, m^3 。

现代燃气轮机主燃烧室的容热强度 $Q_{vc} = (7 \sim 20) \times 10^2 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa})$,火焰筒的 $Q_{vf} = (1.2 \sim 6.5) \times 10^3 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa})$,地面固定式燃气轮机的 $Q_{vf} = (70 \sim 200) \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa})$ 。

7. 排气污染少

随着燃气轮机越来越广泛地被使用,在现代燃烧室设计中,减少发动机的排气污染成为必须遵循的重要原则。

发动机的排气污染主要是由于燃料在燃烧过程中,由于缺氧燃烧不完全,或局部高温富油,以及雾化质量较差形成大的雾滴等原因,产生一氧化碳 CO 、烟粒、氮氧化物 NO_x 和未燃碳氢 UHC 等污染物。这些都是对人体有害的物质,应力求减少到最低含量。

我国参照先进国家的标准,制定了燃气轮机排气污染物的控制指标。

8. 寿命长

燃烧室内火焰温度很高,火焰筒壁面经常受到高温燃气的侵蚀。在高温燃气的作用下,产生裂纹、烧蚀、掉块、变形等故障。因此,燃烧室的使用寿命在很大程度上取决于火

焰筒的冷却结构及其冷却效果。

现代燃气轮机的燃烧室内,火焰筒都是用高性能的耐热钢板制成的。为了防止过热、烧蚀和延长寿命,火焰筒壁面都采用了有效的冷却措施,以保证在较长的寿命期内安全可靠地工作。

从以上分析可以看出,由于燃气轮机工作过程的固有特点,对燃烧室提出的上述要求是繁多而苛刻的。要想在同一个燃烧室上全面达到这些标准是很困难的。因为在这些要求之间,有些是相互矛盾的。在设计燃烧室时,要综合考虑这些要求,抓住主要矛盾,提出解决的办法。例如,要力求在充分满足点火特性、稳定燃烧以及燃气出口温度场指标等工作安全性指标的前提下,来恰当地处理燃烧效率、流阻损失和燃烧室容热强度之间的关系。通常,在设计地面燃气轮机燃烧室以及运输机和重型轰炸机的发动机燃烧室时,突出的要求是燃烧效率要高,即需要有良好的运行经济性。而在设计高空高速歼击机的发动机燃烧室时,最主要的要求是外廓尺寸小和质量轻,高空启动性能好。

三、燃烧室的基本类型

现代燃气轮机燃烧室按基本结构可以分为三大类:单管燃烧室、联管燃烧室和环形燃烧室,如图7-6所示。

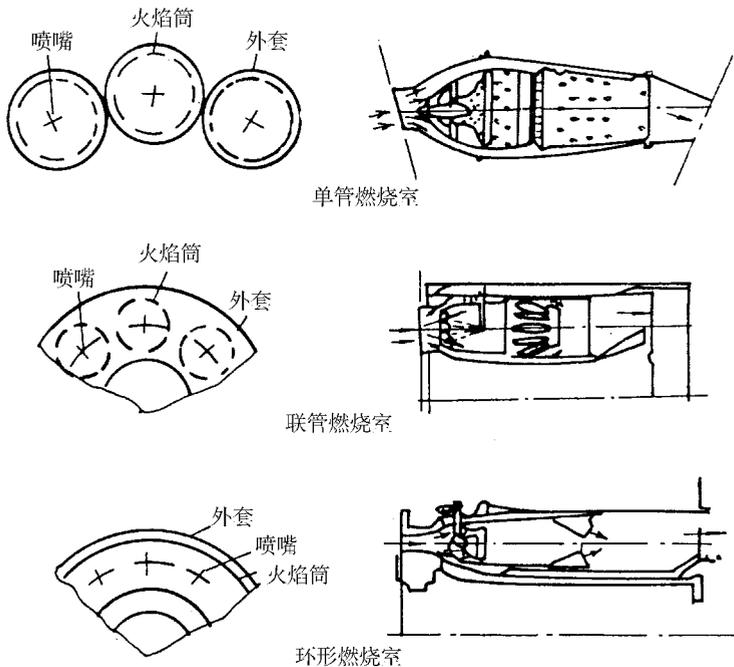


图7-6 燃烧室基本类型

1. 单管燃烧室

又叫分管燃烧室。它的结构特点是每一个管形火焰筒的外面都包有一个单独的外壳,组成一个单管燃烧室。沿发动机圆周均匀地安装有6~16个这样的分管,各分管之间用传焰管联通,传播火焰和均衡压力。

这种燃烧室为早期发动机所用,多与离心式压气机组合,现已逐渐淘汰。

2. 联管燃烧室

它的结构特点是将若干个管形火焰筒沿圆周均匀安装在同一个内外壳体间的环腔内,相邻火焰筒燃烧区之间用联焰管联通。联管燃烧室的结构比较紧凑,外廓尺寸显著地减少。外壳体是承力构件,有利于减轻发动机结构的质量和改善发动机整体刚性。

目前使用的发动机,还有一些燃烧室是这种类型。也把联管燃烧室称为环管燃烧室。

3. 环形燃烧室

环形燃烧室的结构特点是在燃烧室内、外壳体之间的环腔内,安装了一个由共同的火焰筒内、外壁构成的环形燃烧区和掺混区。在火焰筒头部装有几个燃油喷嘴和稳定装置。燃烧室的各个气流通道都是环形的,因此与压气机出口环形气流可以获得最好的气动配合,气流均匀,流动损失最小。还有利于设计短扩压器。无疑环形燃烧室结构最紧凑,迎风面积最小,容积利用率最高。近年来,新型发动机上都广泛采用了环形燃烧室。

表 7 - 7 列出了三种类型燃烧室的比较。

表 7 - 7 三种结构类型燃烧室的比较

	单管燃烧室	联管燃烧室	环形燃烧室
结构特点	每个圆管火焰筒有各自的外壳,组成一个单管。各个单管燃烧室之间有联焰管进行传焰	把几个单独的火焰筒放在一个环形外壳内。火焰筒之间有联焰管进行传焰	火焰筒及壳体都是同心环形结构,无需联焰管
主要优点	(1)调试用气量少。 (2)单个喷嘴容易与气流配合达到要求。 (3)单独的小燃烧室本身强度和刚性好。 (4)装拆维护方便	(1)迎风面积较小。 (2)用含有 1 ~ 3 个火焰筒的试件就可以作试验,无需很大的气源。 (3)供油与供气匹配较好。 (4)外壳是承力件,有利于提高发动机的强度和刚性	(1)能够与压气机配合获得最佳的气动设计,压力损失最小。 (2)空间利用率最高,迎风面积最小。 (3)可能得到均匀的出口周向温度场。 (4)无需联焰管,点火时容易传焰
主要缺点	(1)迎风面积最大,空间利用率低,质量最大。 (2)与压气机出口的环形气流配合不好,很难得到周向均匀的温度场。 (3)需要联焰管,空中点火启动性能最差。 (4)压力损失最大	(1)气动布局较差,扩压器设计较困难。 (2)也有联焰管,点火性能虽然较差,但比单管燃烧室好些。 (3)出口燃气周向温度场不如环形燃烧室好。 (4)比环形燃烧室结构质量大	(1)调试时需要大型气源。 (2)由于采用单个的燃油喷嘴,燃油 - 空气配合不够好。 (3)火焰筒刚性差。 (4)装拆维修困难

小 结

1. 燃烧是指燃料和氧化剂激烈地发生放热化学反应的过程。火焰是在气相状态下发生的燃烧的外部表现,具有发热、发光的特征,还具有电离、自行传播等特征。

有关航空和宇航的燃烧问题是 20 世纪燃烧科学最重要、最活跃的研究内容。

2. 燃料有固态、液态、气态三种状态。不同状态、不同性能的燃料其燃烧方式和燃烧装置亦不同。发热量是衡量燃料作为能源的重要指标。

目前使用的喷气燃料以液态碳氢燃料为主,从石油中提取,使用性能要求较高。

3. 燃气轮机燃烧室是燃气轮机的核心部件,是把燃料的化学能转变为热能的能量转换器。

航空燃气轮机燃烧室是在容积小、气流速度高、热负荷大、出口温度受到严格限制的条件工作,工作参数变化范围宽广。因此对其提出八个方面基本要求。

4. 主燃烧室基本上分为单管、联管和环形三种类型,各有优缺点。新型发动机广泛采用了环形燃烧室。

主燃烧室主要构件有:壳体、扩压器、旋流器(火焰稳定器)、火焰筒、燃油喷嘴及点火器。

5. 描述燃油与空气比例的参数有余气系数 $\alpha = \frac{m_a}{m_f L_0}$ 、油气比 $f = \frac{m_f}{m_a}$ 和当量比 $\phi = \frac{m_f L_0}{m_a}$ 。

思考和练习题

1. 火焰具有哪些特征?火焰是如何分类的?什么是预混火焰?什么是扩散火焰?
2. 燃料有哪些燃烧方式?航空燃气轮机的燃烧属于哪种方式?
3. 航空燃气轮机主燃烧室的功用是什么?
4. 燃烧室主要由哪些构件组成?
5. 主燃烧室中为什么要设火焰筒?
6. 对燃烧室有哪些基本要求?为什么提出这些要求?
7. 衡量主燃烧室性能的主要指标有哪些?这些指标的数值目前达到怎样的水平?
8. 航空燃气轮机燃烧室的工作有哪些特点?从工作原理方面给燃烧室设计带来什么问题?
9. 提高燃烧室出口的燃气温度对发动机有什么重要意义?可采取哪些措施?受到什么限制?
10. 燃烧室出口燃气温度沿径向怎样分布合理?画图并说明理由。
11. 试述余气系数 α 、油气比 f 、当量比 ϕ 的物理概念。
12. 说明容热强度 Q_{vc} 和 Q_{vt} 所表达的概念,为什么说它们在一定意义上反映着燃烧室的技术水平?
13. 试综述对燃烧室的基本要求对于不同用途发动机的相对重要性。
14. 主燃烧室按结构形式可分为哪几类?试从工作原理上比较它们的优缺点。

第八章 燃烧理论基础

燃烧学的研究是从燃烧理论和燃烧技术两个方面进行的。燃烧理论主要是研究燃烧现象的本质及其内在的规律,指导燃烧技术的进一步发展。在讨论燃烧室工作过程之前,概要地介绍一些燃烧理论的基本概念,可以为分析燃烧室工作原理提供理论基础。

第一节 化学动力学基础

燃烧,从本质上讲是物质之间进行的一种高速的、发光、发热的化学反应现象。因此,它遵循化学反应的规律。我们一方面要知道这些反应能否进行、反应进行的方向以及了解反应的起始和终了状态,即所谓的化学热力学问题。更主要的方面是需要了解反应的历程,反应进行得快慢的机制,以及影响反应速度的诸因素。研究化学反应机理和化学反应速度及其影响因素的学科称为化学动力学。

一、化学反应速度

1. 单相反应和多相反应

在一个系统内各个组成物质都是同一状态,例如都是气态或液态,则称此系统为单相系统。在此系统内进行的化学反应,则称单相反应。

若在一个系统内各个组成物质不属同一状态,例如有固态和气态同时存在,则称此系统为多相系统。在多相系统内进行的化学反应,就称多相反应。

2. 基元反应、简单反应和复杂反应

组成化学反应的每一个最基本的化学变化称作基元反应。基元反应是反应物的粒子(分子、原子、离子或自由基)通过一步变化为生成物的一种化学反应。基元反应式就是动力反应式。

由一个基元反应组成的化学反应称为简单反应。

由两个或两个以上的基元反应组成的化学反应称作复杂反应。

简单反应可以按参加反应的分子数而分成单分子反应、双分子反应和三分子反应。常见的复杂反应有可逆反应、链式反应等。

我们所讨论的化学动力学基本知识仅限于均匀混合气体的单相化学反应。从研究简单反应(或基元反应)的反应速度和机理着手,进一步研究复杂反应,尤其是探讨链式反应的机理。

3. 浓度

单位体积中所含某物质的数量叫浓度。常用的有四种浓度表示方法。

(1)摩尔浓度,表明单位容积内某物质的摩尔数:

$$C_m = \frac{M_i}{V} \quad (\text{mol/m}^3) \quad (8-1)$$

式中 M_i ——某物质的摩尔数；
 V ——体积。

(2) 分子浓度, 表明单位容积内某物质分子的个数:

$$C_n = \frac{N_i}{V} = \frac{N_0 M_i}{V} = N_0 C_m \quad (\text{分子数} / \text{m}^3) \quad (8-2)$$

式中 N_i ——某物质的分子个数；

N_0 ——阿弗加德罗 (Avogadro) 常数, $N_0 = 6.023 \times 10^{23} / \text{mol}$ 。

(3) 质量浓度 (也是密度), 表明单位容积内某物质的质量:

$$C_\rho = \rho_i = \frac{M_{mi}}{V} = \frac{m_i N_i}{V} = m_i C_n = m_i N_0 C_m = \mu_i C_m \quad (\text{kg} / \text{m}^3) \quad (8-3)$$

式中 M_{mi} ——某物质的质量；

m_i ——某物质分子的质量；

μ_i ——某物质的分子量。

(4) 相对浓度, 表明某一物质的质量与同一容积内总质量之比, 称作质量相对浓度:

$$Y_i = \frac{C_{\rho i}}{\sum C_{\rho i}} \quad (8-4)$$

表明某一物质的摩尔数与同一容积内总摩尔数之比, 称作摩尔相对浓度:

$$X_i = \frac{C_{mi}}{\sum C_{mi}} \quad (8-5)$$

摩尔相对浓度、摩尔浓度和分子浓度之间的关系由

$$\sum C_{mi} = \frac{p}{RT}, \quad C_{mi} = \frac{C_{ni}}{N_0}$$

有

$$X_i = \frac{C_{mi}}{\sum C_{mi}} = \frac{C_{mi} RT}{p} = \frac{C_{ni} RT}{N_0 p} \quad (8-6)$$

物质的浓度是化学反应动力学中的主要参数, 对分析化学反应速度将十分有用。

4. 化学反应速度定义

化学反应速度是指单位时间内参与反应的反应物 (或生成物) 的浓度变化。可以表示为

$$w = \pm \frac{dC}{d\tau} \quad (8-7)$$

对反应物质来说, 随着时间的推移逐渐减少, 对生成物来说逐渐增加。因此, 式中负号表示反应物减少的方向, 反应速度恒为正值。

同一反应中, 若参与反应和生成的物质为多种, 可用任一种反应物或生成物的浓度变化来表示反应速度。虽然计算出来的数值不同, 但它们之间有一定的单位关系。

对简单反应来说, 化学反应式为



其中 A、B 和 C、D 分别表示反应物和生成物；a、b、c、d 表示对应于上述物质的反应分子数。

各物质的反应速度

$$\left. \begin{aligned} w_A &= -\frac{dC_A}{d\tau}, & w_B &= -\frac{dC_B}{d\tau} \\ w_C &= \frac{dC_C}{d\tau}, & w_D &= \frac{dC_D}{d\tau} \end{aligned} \right\} \quad (8-9)$$

对同一个化学反应,由于反应过程中各种物质的浓度变化不一样,因此各物质的反应速度数值是不相同的,即

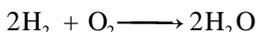
$$w_A \neq w_B \neq w_C \neq w_D \quad (8-10)$$

但各物质的浓度变化,按照反应中的化学计量关系保持一定的比例。当反应中消耗 a 个 A 分子,则相应的消耗 b 个 B 分子,而生成 c 个 C 分子和 d 个 D 分子。根据定比定律,在各物质反应速度之间有着如下关系:

$$-\frac{1}{a} \frac{dC_A}{d\tau} = -\frac{1}{b} \frac{dC_B}{d\tau} = \frac{1}{c} \frac{dC_C}{d\tau} = \frac{1}{d} \frac{dC_D}{d\tau} \quad (8-11)$$

这样,化学反应速度就可以根据参与反应的任一种物质的浓度变化来确定,通常是选用比较容易测定的那一种物质。

例如,对下面的反应:



其反应速度间的关系为

$$w_{\text{H}_2} = 2w_{\text{O}_2} = w_{\text{H}_2\text{O}}$$

5. 质量作用定律——反应速度和浓度的关系

表示反应速度和浓度等参数之间关系的方程式称为化学反应的速度方程式,或称动力学方程式。

对简单反应(或基元反应)的理论分析和实验结果表明,在温度不变的情况下,化学反应速度和参与反应的各反应物浓度的乘积成正比。这个关系就称为质量作用定律。

例如对式(8-8)表示的简单反应,其反应速度方程可以写成

$$w = kC_A^a C_B^b \quad (8-12)$$

其中,各反应物浓度的方次等于化学反应中各反应物的分子数。k 为反应速度常数,它与反应温度、反应物的性质等因素有关,与反应物浓度无关。当各反应物浓度均为 1 时, $k = w$, 即反应速度常数等于反应速度值,所以 k 也称比反应速度。不同的反应有不同的反应速度常数,它的大小直接反映了速度的快慢和反应的难易。

只有基元反应才具有动力学含义,因为它代表了反应进行的真实过程。

可以看出,质量作用定律反映的是基元反应的动力学规律。因此,质量作用定律只能应用于简单反应,或者复杂反应中的每一个基元反应,而不能直接应用于复杂反应的总反应。对于复杂反应,其总反应往往是受最慢的那一基元反应所控制。

6. 活化分子与活化能

阿累尼乌斯 (Arrhenius) 通过大量实验和理论论证, 揭示了反应速度常数与温度之间的关系为

$$k = k_0 e^{-E/RT} \quad (8-13)$$

式中 T ——反应温度;

R ——通用气体常数;

E ——活化能 (kJ/mol);

k_0 ——频率因子, 在等温反应中是常数。

式 (8-13) 称为阿累尼乌斯公式。

根据气体分子运动论, 化学反应的发生是由于反应物质的分子互相碰撞而引起的。但并不是所有的分子碰撞都会引起反应, 而只有在所谓“活化了的”分子间的碰撞才会引起反应。为了使分子内部的键能被破坏而实现化学反应, 就要求相互碰撞的分子所具有的能量超过某个能级水平。这个为使原始的分子键被破坏而必须达到的最低能级水平 E 就是活化能。在碰撞时已具有活化能水平的分子则称为活化分子。当 E 值越小, 活化分子的浓度较高时, 反应就进行得迅速; 当 E 值较大, 活化分子的数量较少时, 化学反应实际上进行较慢。

把式 (8-13) 代入式 (8-12), 得化学反应速度更全面的表达式

$$w = k_0 e^{-E/RT} C_A^a C_B^b \quad (8-14)$$

7. 反应级数和反应分子数

反应级数是反映参与反应的物质浓度与反应速度之间的一定关系。当某一反应的速度与反应物 (有时包括产物) 浓度的关系具有幂乘积的形式, 如

$$-\frac{dC_A}{d\tau} = k C_A^a C_B^b \dots \quad (8-15)$$

则浓度指数之和 $n = a + b + \dots$ 称为该反应的反应级数, 而各浓度项的指数 a 、 b 称为各组分的级数。

如果反应速度与反应物浓度的一次方成比例, 则此反应就叫做一级反应; 如果反应速度与反应物浓度的二次方成比例, 就叫做二级反应。三级反应很少, 三级以上的反应几乎没有。如果反应速度与反应物浓度无关而为一常数, 则该反应称为零级反应。

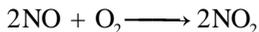
反应分子数是指参与基元反应的反应物分子数目。化学反应时只有一个分子参与反应, 称作单分子反应, 分子的分解和分子内部的重新排列即属单分子反应。反应时有两个不同种类或相同种类的分子同时碰撞而发生的反应, 称作双分子反应。绝大多数气相反应均为双分子反应。类似地有三分子反应。实际上, 三个分子同时碰撞的机会是非常少的, 四分子反应几乎不可能发生, 多数是单分子反应和双分子反应。

例如碘分子的分解反应



是单分子反应, 基元反应





有人认为是三分子反应,也有人认为是由两个连续的双分子反应所组成。

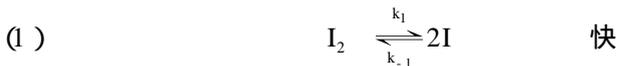
可以看出,反应级数和反应分子数是两个不同的概念。反应分子数的概念只能用于一个基元反应,用来解释反应机理。反应级数则是实验测定浓度对反应速度影响的总结,用以区分反应速度方程式的类型。化学反应的级数可以是正数或负数,可以是整数、分数或零,而反应分子数却只能是正整数。可以有零级反应,却不可能有零分子反应。

对简单反应,反应级数和反应分子数基本相同,即单分子反应呈现为一级反应,双分子反应为二级反应。

应该指出,简单反应必然是级数为正整数的反应,但级数为正整数的反应却不一定是简单反应。例如,氢与碘的化合反应



根据实验测定它是个二级反应,却不是一个简单的双分子基元反应。因为这个反应式只代表了反应初始和终了的总结,并不代表反应进行的实际途径。它的反应过程为



其速度方程为

$$\frac{dC_{\text{HI}}}{d\tau} = kC_{\text{H}_2}C_{\text{I}_2}$$

从形式上看与质量作用定律相符,但实际上是复杂反应,其反应速度方程不是直接应用质量作用定律于总反应式的结果,而是对每一反应步骤应用质量作用定律,并采用平衡态近似法处理而推导出来的:

对反应(2)

$$\frac{dC_{\text{HI}}}{d\tau} = k_2C_{\text{H}_2}C_{\text{I}}^2$$

假设可逆反应(1)接近处于平衡状态,即

$$\frac{dC_{\text{I}_2}}{d\tau} = \frac{dC_{\text{I}}}{d\tau} \quad \text{或} \quad k_1C_{\text{I}_2} = k_{-1}C_{\text{I}}^2 \quad C_{\text{I}}^2 = \frac{k_1}{k_{-1}}C_{\text{I}_2}$$

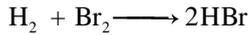
代入上式得

$$\frac{dC_{\text{HI}}}{d\tau} = \frac{k_1k_2}{k_{-1}}C_{\text{H}_2}C_{\text{I}_2} = kC_{\text{H}_2}C_{\text{I}_2}$$

这只是形式上的巧合,而不能说明这个反应就是简单反应。

凡是反应级数为分数、负数,或者各组分的级数与反应方程中各组分的系数不一致,以及反应级数概念不适用的反应均不是简单反应。

对于有的复杂反应,其反应速度方程不能纳入式(8-15)的形式,则反应级数的概念不能应用。例如对反应



$$\frac{dC_{\text{HBr}}}{d\tau} = \frac{k' C_{\text{H}_2} C_{\text{Br}_2}^{\frac{1}{2}}}{1 + k'' C_{\text{HBr}} / C_{\text{Br}_2}}$$

产物 HBr 的浓度也出现在速度方程中,而且速度方程也已经不具有简单浓度乘积的形式了。因而反应也就没有简单的总级数。

反应级数一般是通过实验测定。

二、影响化学反应速度的因素

影响化学反应速度的主要因素有:浓度和压力、反应温度、反应物性质(活化能),以及混合物成分。

1. 浓度和压力对化学反应速度的影响

在等温情况下,气体的浓度与压力成正比。分子密集,碰撞次数增多,反应速度增加,促进化学反应的进行。

对于一个温度为定值的反应,反应物质的浓度与摩尔相对浓度之间存在如下关系:

$$C_{mi} = \frac{X_i p}{RT} \quad (8-16)$$

代入式(8-12)得到

$$w = k \left(\frac{p}{RT} \right)^n X_A^a X_B^b \quad (8-17)$$

其中 $n = a + b$ 为反应级数。

X_A 、 X_B 分别为反应物质 A、B 的摩尔相对浓度。由于 $X_A + X_B = 1$, 故 $X_B = 1 - X_A$, 代入式(8-17)得到

$$w = k \left(\frac{p}{RT} \right)^n X_A^a (1 - X_A)^b \quad (8-18)$$

该式表明了,在等温反应的条件下,反应速度与压力的 n 次方成正比,即

$$w \propto p^n$$

对式(8-18)取对数,得

$$\ln w = n \ln p + \ln \frac{k X_A^a (1 - X_A)^b}{(RT)^n} \quad (8-19)$$

这个关系式提供了一个确定反应级数的新方法,如果在等温条件下测定反应速度和总压力,绘出 $\ln w \sim \ln p$ 的关系图形,就可得到一个其斜率与反应级数相等的直线,见图 8-1。

反应物浓度的相对组成(混合物成分)对反应速度有一定的影响。假定反应为双分子反应,则式(8-18)可写成

$$w = k \left(\frac{p}{RT} \right)^2 X_A (1 - X_A) \quad (8-20)$$

对于给定的反应,一定温度和压力时,若求得最大反应速度,则令 $\frac{dw}{dX_A} = 0$,可求得

$$X_A = X_B = 0.5$$

这就是说,当反应物的相对组成符合“化学计量恰当”的比例时,化学反应速度为最大。

图 8-2 给出了反应速度与反应混气组成的关系曲线,表明反应速度随反应物的浓度而变化。反应物质浓度过大或过小都将使反应速度下降。

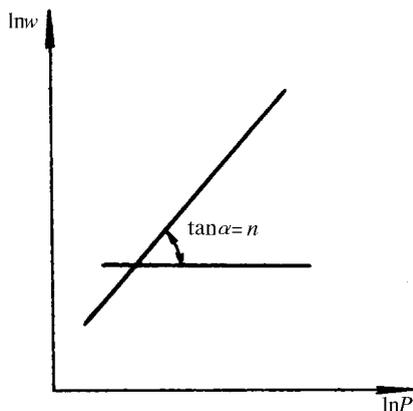


图 8-1 反应速度与压力的关系

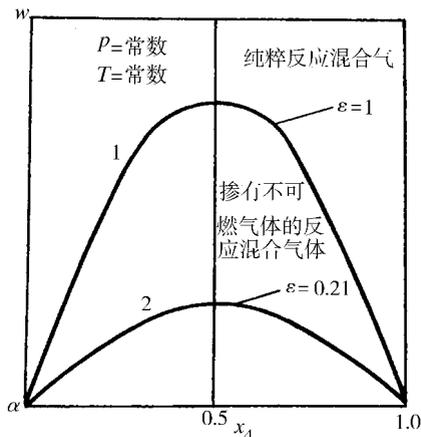


图 8-2 反应速度与反应混气组成的关系

曲线 1 表示氧化剂中不含杂质。曲线 2 表示用的是空气,因其中含有惰性气体 N_2 ,会降低反应物的浓度,使反应速度下降。但最大反应速度仍在 $x_A = x_B = 0.5$ 处。其中 ϵ 表示氧在氧化剂中所占的份额。

2. 温度对化学反应速度的影响

在影响化学反应速度的各种因素中,温度的影响最为显著。它主要影响反应速度常数 k 值。

范特霍夫 (Vant Hoff) 规则告诉我们:反应温度每升高 $10^\circ C$,反应速度增加 $2 \sim 4$ 倍。这是一个经验性的规律,可以近似估计温度对反应速度的影响。

更为定量的经验关系是著名的阿累尼乌斯公式,即 (8-13) 式

$$k = k_0 e^{-E/RT}$$

所表示出的,温度对反应速度的影响是呈指数曲线关系,如图 8-3 所示。当温度由低到高逐渐增加时,反应速度常数 k 不断增加,并且增加的速率较大。但当温度达 $E/2R$ 时(可通过对上式二次求导得到),曲线出现拐点,随后 k 值随 T 的增加速率减慢下来。通常拐点 a 对应的温度为 $2500 \sim 25000 K$,这对燃烧煤或石油产品的燃烧室情况是达不到的。因此一般应用的是拐点 a 以前的曲线段。由此可见,反应温度对化学反应速度的影响极为明显。因此,在设计燃烧室时,确保燃烧区有较高的温度水平则是强化燃烧过程的一项重要措施。

按该式的另一种形式

$$\ln k = -\frac{E}{RT} + \ln k_0 \quad (8-21)$$

以 $\ln k \sim 1/T$ 关系作图, 得一直线, 直线的斜率为 $-E/R$, 如图 8-4 所示。这一关系式恰当地反映出反应速度随温度的变化, 实验结果证明了这一规律。通过化学反应实验得到的图示关系, 还可求出活化能 E 。

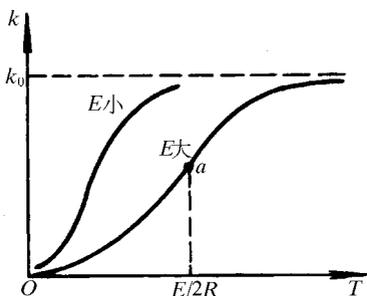


图 8-3 反应速度常数与温度的关系

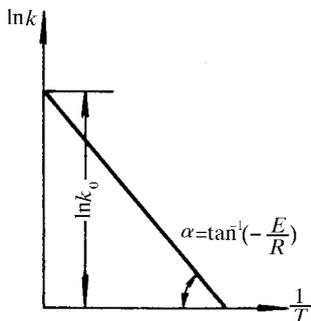


图 8-4 $\ln k \sim \frac{1}{T}$ 关系

反应速度所以随着温度增加而显著地增大, 主要是因为当温度增高时, 活化分子数目迅速增多的缘故。

3. 活化能对化学反应速度的影响

前面我们讲过, 活化能 E 是使普通分子变为活化分子所需的最小能量。因此, 活化能是衡量物质反应能力的一个主要参数。它对反应速度的影响也是呈指数关系。

在指定温度下, 活化能小的化学反应, 其反应速度较快。一般化学反应的活化能在 $42 \sim 420 \text{ kJ/mol}$ 之间, 其中大多数在 $60 \sim 250 \text{ kJ/mol}$ 之间。活化能小于 42 kJ/mol 的反应, 由于反应速度很快, 可看做瞬间完成, 一般实验方法已难于测定。活化能大于 420 kJ/mol 的反应, 由于反应速度极慢, 可认为不发生化学反应。一般碳氢燃料活化能为 $160 \sim 200 \text{ kJ/mol}$ 。

从阿累尼乌斯公式可以看出, 活化能 E 的大小既反映了反应进行的难易程度, 也反映了温度对反应速度常数的影响的大小。从图 8-4 可以看到: E 值较大时, 直线斜率变大, 则显示出温度对反应速度常数的影响也增加; 反之, E 较小时, 则温度的影响也较小; 当活化能 E 趋于零, 则 $e^{-E/RT}$ 趋于 1, 这时, 化学反应速度基本上取决于反应物质的浓度, 并且反应速度很大, 每次分子碰撞都能引起反应。原子之间进行的反应即接近这种情况, 所以在自然界中不存在处于原子状态的气体。

表 8-1 列出了活化能对反应速度的影响, 其中一个反应的活化能为 83.68 kJ/mol , 另一个反应则为 167.36 kJ/mol 。当温度由 500 K 增加到 1000 K , 若不计频率因子的变化, 则活化能低的反应速度增加了 4×10^4 倍, 活化能高的反应速度增加了 3×10^8 倍。这一结果说明, 对于两个活化能不同的反应, 当温度增加时, 活化能较高的反应速度增加的倍数比活化能较低的反应速度增加的倍数大。换句话说, 即温度升高有利于活化能较大的反应。

表 8 - 1 不同 E 值下对反应速度的影响

温度 T/K	E = 83.68kJ/mol			E = 167.36kJ/mol		
	$k/k_0 = e^{-E/RT}$					
	绝对值	倍 数		绝对值	倍 数	
500	2×10^{-9}	1		3×10^{-18}	1	
1000	4×10^{-5}	2×10^4	1	2×10^{-9}	6.7×10^8	1
1500	10^{-3}		25	10^{-6}		5×10^2

对于一个给定的反应,例如活化能为 83.68kJ/mol,温度从 500K 升高到 1000K,增温 500K,其反应速度增加 2×10^4 倍,如果温度从 1000K 升高到 1500K,同样增加 500K,此时反应速度增加 25 倍。这一结果说明,对于一个给定的反应来说,在低温范围内反应速度随温度的变化更敏感。

三、链锁反应

许多化学反应,几乎包括所有的燃烧反应,不是简单地服从于前面所讲的质量作用定律和阿累尼乌斯公式,这些反应的许多特点无法用简单反应机理解释。例如,有些化学反应,即使在较低的温度下也能很强烈地进行,乙醚蒸气、磷蒸气和某些碳氢化合物蒸气形成的冷焰即属此类。又如,氢和空气的混合物在某些温度和压力下会发生爆炸,而在另一些温度和压力下则不爆炸。这些现象说明,分子活化不一定非由提高温度来实现。显然,在反应中还存在着其它一些使分子活化的根源。为了解释这些现象,就发展了链锁化学反应机理。它认为活化分子的产生并不一定需要依靠高温加热,分子间的碰撞或由于吸收了外界的某种能量,部分分子就可以活化。这些活化分子可以是自由原子或自由基的中间产物,也可以是反应的最终产物。在反应中活化分子会再生出新的活化分子。在新的活化分子的作用下,化学反应将一环扣一环地相继进行,如同链锁一样,直到反应物消耗完为止。中间活化分子(或称活化中心)就作为整个链锁反应中的中间链节(链载体)。

链锁反应由三个基本步骤组成:(1)链起始;(2)链锁环节(链增长);(3)链终止。

链锁反应分为两大类:不分枝链锁反应(直链反应)和分枝链锁反应。

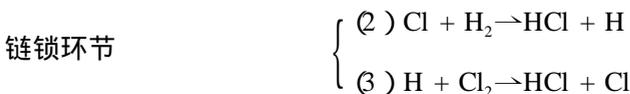
1. 不分枝链锁反应

不分枝链锁反应是指:当每一个链锁反应环节完成后,能够再生出与反应开始时同样数量的活化中心的一种反应。即,反应中消耗活化中心数量与新生成的活化中心数量相等。

氯化氢(HCl)的形成过程就是一个不分枝的链锁反应,它的化学反应方程式为

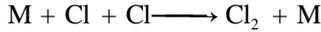


是按下列步骤完成整个反应过程的:

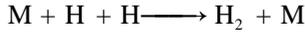


在这里,由于外来的影响,例如加温或光照,高能量分子 M 碰撞 Cl_2 分子分解成氯原子 Cl,成为反应的活化中心,从而开始链锁反应。在反应过程中,一个氯原子引起反应 (2) 及 (3) 以后,生成两个 HCl 分子和一个自由氯原子,这个氯原子又重新参加化学反应,使反应继续进行。因而过程 (2)、(3) 可以看作是一个环节,氯原子即链载体起着链的传递作用,犹如链条上的各个链环,周期地重复着进行,直至链终止。

在反应过程中发生使活化中心消亡的反应可以引起链终止,如



或



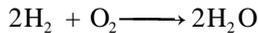
如果活化中心与器壁碰撞后丧失活性,失掉能量,也会引起链终止。特别是容器壁温较低时,这种消亡现象尤为严重。活化中心形成稳定分子,发生了链的中断,则链锁反应终止。

不分枝链锁反应的化学反应速度所遵循的规律类似活化分子碰撞的反应规律,即随着温度升高按指数规律急剧地增长,不同之处在于链锁反应的活化能较之简单反应更小,因此其反应速度要快得多。如,氯化氢的生成速度 w_{HCl} 比由氯分子和氢分子直接反应,且按双分子反应公式计算得到的值要大近十万倍。

2. 分枝链锁反应

分枝链锁反应是指:在每一次链的增长过程中,再生出比反应开始时数量更多的活化中心,链传递过程呈枝叉发射状。由于活化中心的数目不断增多,因此使化学反应速度急剧加快。

水 (H_2O) 的形成过程 (氢的燃烧反应过程) 是这种反应的典型例子,大体上它的化学反应方程式为

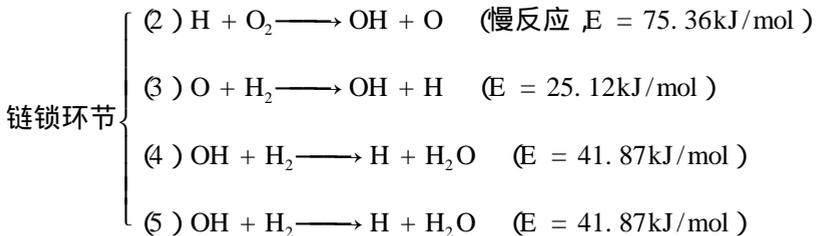


它是按以下步骤完成整个反应过程的:

由于外来的影响,例如高能量分子的碰撞等,使氢分子分解成氢原子:



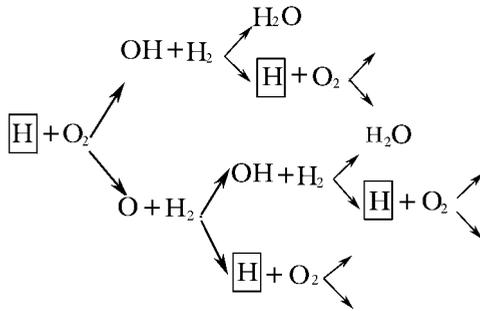
氢原子形成后引起如下的一系列反应:



将上述反应综合起来,得到一个链锁环节的总效果为



从这个环节中可看出,一个自由氢原子参加反应后,能产生两个 H_2O 分子,同时形成三个新的自由氢原子。此后,由反应再生的新的氢原子作为活化中心,分成三枝平行地组成三个链锁环节,使整个反应加速地往下进行。链的分枝过程可用图的形式表示如下:



对于链锁化学反应,从反应物到生成物的反应过程往往不是简单地按照化学平衡方程式所表示的总关系进行的,而是要经历一系列比较复杂的中间反应步骤,最后达到化学平衡方程式所概括的总效果。因此,质量作用定律和阿累尼乌斯定律不能简单地套用于链锁反应的总化学方程式,但可适用于组成链锁反应的每一步反应。在上述的单个链锁环节中,反应最慢的是具有活化能最大的反应(2),因此整个系统的总反应速度,也就是生成物 H_2O 的形成速度就由该反应的速度来决定。

在每个链锁环节中,一个氢原子参加反应后能产生两个 H_2O 分子,所以 H_2O 的形成速度为

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{dC_{\text{H}_2\text{O}}}{d\tau} = 2kC_{\text{H}}C_{\text{O}_2} = 10^{-11} \sqrt{T} \exp\left(-\frac{75.36 \times 10^3}{RT}\right) C_{\text{H}}C_{\text{O}_2} \quad (8-22)$$

图 8-5 给出了 H_2O 的形成速度与时间的关系。

上述例子清楚地表明了分枝链锁反应的两个基本特点:

(1) 反应随着时间进展显著地自行加速;

(2) 有感应期存在。在反应初始一小段时期内,由于活化中心浓度很小,反应速度很慢,因此没有显著的化学变化,放出的热量也很微小,这段时间称为“感应期” τ_i 。感应期不是反应混合气的理化常数,它的数值不是一确定值,而是与许多因素有关,特别是与初始时的活化中心浓度、温度、混合气中杂质、反应容器壁面的材料的性质及形状等等有关。

活化中心不断增加的同时,也会由于其它原因而消失,使链节中断,例如活化中心与其它分子碰撞,其能量被别的分子夺取,变成了稳定分子,或撞到容器壁面而消失,形成稳定分子。所以在反应过程中,活化中心的增殖速度会逐渐地被削弱,反应速度在一度急剧增加达到最大值之后,会逐渐地减少,如图 8-6 所示。

一般说来,分枝链锁反应过程可分为三个主要阶段:感应期、爆炸期和稳定期。在感应期内,如前所述,活化中心在逐渐积累,反应速度极微,放出热量也很少。此时外界因素可以影响感应期的长短,例如,提高反应混合气的温度或增加活化中心初始时的浓度等均

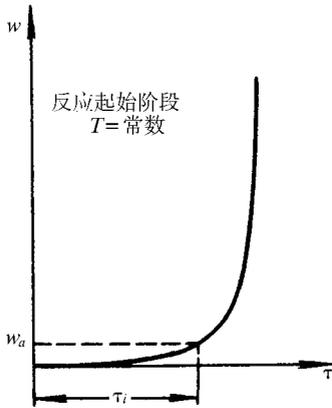
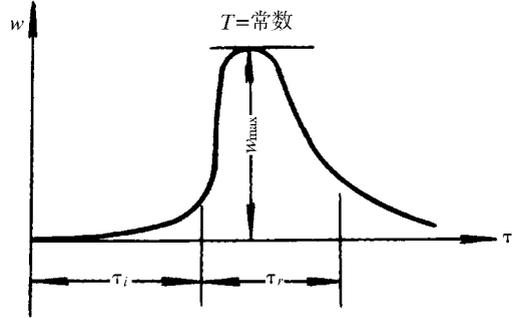
图 8-5 H_2O 的形成速度随时间的变化关系

图 8-6 分枝链锁反应速度图

可使感应期缩短,反之,在反应混合气中添加促使活化中心再结合的抑制剂,吸收氢原子等,则会使感应期延长,甚至会促使反应中断。

当活化中心浓度迅速增大时,反应速度也猛烈地上升,一直到活化中心浓度达到最大值为止,此时就形成了所谓分枝反应的爆炸现象。这种爆炸与热爆炸有本质上不同,热爆炸是由于温度提高而使活化分子增多所致,链锁爆炸则是由于活化中心迅速增殖的结果,所以这种爆炸即使在等温下也会发生。

当反应达到极大速度之后就成为准稳定过程,此时由于反应物浓度和活化中心数在逐渐减少,故反应速度也就逐渐地减缓。在这一阶段内大量地释出反应热。

链锁反应理论对燃烧过程具有很重要的作用。因为碳氢化合物燃料的氧化过程(即燃烧过程)大都是属于分枝链锁反应。实验表明,碳氢燃料在燃烧过程中有感应期存在,且据光谱分析,在火焰中存在有自由基(OH)和大量的氢原子(H),这也表明了燃烧过程中存在着中间反应产物及活化中心。同时,实际燃烧过程也存在有爆炸阶段,不过,燃烧过程不是等温过程,它的温度是逐步地提高的,所以在燃烧过程的感应期和爆炸期内反应速度变化和等温分枝链锁反应稍有不同。实际燃烧过程要比等温分枝链锁反应复杂得多。在不同温度和压力下,反应机理可能都不相同。事实上,在燃烧过程中,热爆炸和链锁爆炸等因素是同时存在的,且相互促进的。

3. 一氧化碳及碳氢化合物的燃烧反应

(1) 一氧化碳的燃烧反应

一氧化碳的氧化反应是与氢类似的分支链锁反应,不过较氢的链锁反应更为复杂,是属于所谓复杂链锁反应一类。

一氧化碳的氧化反应之所以能成为链锁反应,主要是由于其中含有某种数量的原始水分和氢原子,它们对一氧化碳的氧化反应起了触媒作用。因此,若把除掉水分和氢原子的所谓“干燥”的一氧化碳和氧(或空气)接触,则在700以下是不会起反应的;超过700则会发生缓慢的多相反应。也就是说,“干”的及“湿”的一氧化碳的反应机理是不同的。

一氧化碳的氧化链锁反应机理一般认为是这样的:此时起活化中心作用的是H、O和OH等原子或原子团,其中 H_2O 分子也被分解成OH根参与反应。在OH等活化中心参

与下,一氧化碳的链锁反应按下述方式展开:



综合上述就获得了 CO 燃烧反应的一个链锁环节总的效果:



从这个链锁环节中可看出,每产生两个 CO_2 分子,同时也产生出两个新的氢原子 H,而这两个新的氢原子就是继续促使链锁分枝的根源。

关于一氧化碳的氧化反应机理还有待进一步探讨,对其理解在不同的研究文献中有不同的说法。总之,反应进行的机理是极其复杂的。

在一般燃烧室中,燃烧室出口处温度大都超过 700,且烟气中总还含有一定数量的水气和氢,因此一氧化碳只要能与氧混合,肯定会迅速地烧完。所以,如果在烟气中还存在有一氧化碳的话,那必然是由于一氧化碳与氧未能良好混合所致。

2) 碳氢化合物的燃烧反应

碳氢化合物的燃烧也属于链锁反应的一种,而且比氢及一氧化碳的分枝链锁反应更为复杂。由于问题的复杂性,目前还没有关于这类反应的明确的动力学机理。除了少数例外,碳氢化合物的燃烧反应是一种蜕化了的分枝链锁反应。这种反应的新链锁环节要依靠中间生成物分子的分解才能发生,因而它的反应进行不仅要比氢的燃烧缓慢,而且也比一氧化碳的燃烧缓慢。

第二节 着火理论

任何可燃混合物都必须在着火后才能燃烧。工业应用的燃烧设备,尽管其特点和要求各不相同,但它们的启动过程都要求可燃物迅速而可靠地着火,并形成正常的燃烧工况。在工作条件发生改变时,火焰仍能保持稳定而不熄火。特别是航空燃气轮机,在空中发生熄火时,必须要迅速可靠地再着火,才能保证飞行器正常安全地飞行。

可燃混合物着火的方式,常分为自燃和点燃。可燃物质由于自身变化而引起化学反应速度的急剧升高,称为自燃。反之,由于外界能量的加入,而使可燃物质的化学反应速度急剧升高而引起着火,则称为点燃。自燃和点燃都是化学反应由低速突然加速为极高速度的过程。这种非常迅速的化学反应,在燃烧学上称为爆炸或爆炸反应。

在日常生活和工业应用中,使可燃物质着火的方式,一般可分为三类:

(1) 链锁自燃:燃料和氧化剂的混合物,在一定的温度和压力条件下,当其中活性中心的增殖率超过了衰减率,经过一段感应期内的积累,就会使反应物燃烧或爆炸。这就是链锁自燃。如烟煤因长期堆积通风不好而自燃,以及矿井瓦斯的燃烧爆炸均属链锁自燃。

(2) 热自燃:如果将燃料和氧化剂的混合物均匀地加热,当混合物被加热到某一温度时便着火,这时是在混合气的整个容积中着火的,称为热自燃。如柴油机气缸中燃料的着

火。

热自燃的温度比链锁自燃的高。在热自燃时,混合物氧化反应所产生的热量有一部分传到了外界,另一部分使混合物温度升高。经过一段时间以后,热量的积累足够多了,使混合物温度达到着火点,于是就发生燃烧或爆炸。燃烧装置着火过程的基础是热着火过程。

(3) 点燃:用电火花或炽热物体等高温的外界热源使混合物局部区域受到强烈的加热而首先着火、燃烧。随后,这部分已燃的火焰传播到整个反应体系的空间,这种着火方式称为点燃,也称强迫着火。

实际的着火过程中,上述三种着火方式既有差别又有联系。一般是温度的增加和活化分子数目的增加同时存在,而且相互促进,使得反应加速,以致形成爆炸。在高温下,热爆炸是着火的主要因素,而在低温时,分枝链锁爆炸起主导作用。

一、着火的热自燃理论

热自燃理论认为,燃烧反应是放热的氧化反应,反应放热的结果,使预混气的温度升高,反过来又促进反应加速,因而化学反应放热的速率及其放热量是促进着火的有利因素。但另一方面存在着阻碍着火的不利因素——散热。着火是反应放热因素和散热因素相互作用的结果。如果在某一系统中反应放热占优势,则着火容易发生,反之则不容易着火。以下对着火临界条件的分析就是基于这一认识。

1. 着火的热平衡方程

我们知道,在密闭容器中存放的具有一定初始温度的可燃混合气,在进行化学反应放热的同时,也通过器壁向外散热。这样,在容器内必然形成温度梯度和浓度梯度。即在容器中心,混气的温度较高,浓度较低;在靠近器壁,则温度较低,浓度较高。因此,如果要知道单位时间、单位容积内的放热速率,就必须同时知道容器内各点温度及浓度分布,就要求解复杂的导热、扩散及化学反应的微分方程。

谢苗诺夫提出了一种简化的热理论,他认为容器内混气的温度和浓度是均匀的,它们只随时间而变化。并且假设:

(1) 该容器体积为 V , 表面积为 A , 内部充满了温度为 T_0 , 浓度为 ρ_0 的可燃混气。

(2) 开始时,混气的温度与外界环境温度一样,反应过程中,混气的温度为 T , 并且随时间而变化。这时容器内的温度和浓度仍是均匀的。

(3) 外界和容器壁之间有对流换热,对流换热系数为 α , 它不随温度变化。

热自燃的示意图见图 8-7。它的热平衡方程可写为

$$V\rho_0c_v\frac{dT}{d\tau} = VQw - \alpha A(T - T_0) \quad (8-23)$$

式中 ρ_0 、 c_v 、 Q ——分别是可燃混气的密度、质量定容热容和反应热;

w ——化学反应速度。

上式也可写为

$$\rho_0c_v\frac{dT}{d\tau} = Qw - \frac{\alpha A}{V}(T - T_0) = q_1 - q_2 \quad (8-24)$$

式中,等号左边为容器中混气热容量的变化率,右边第一项 q_1 为混气反应放热量,第二项

q_2 为混气向外界的散热量。着火成败取决于放热量与散热量的相互关系及其随温度而增长的性质。分析 q_1 和 q_2 随温度的变化, 就可以得出系统的着火特点, 并导出着火的临界条件。

为了便于讨论着火的临界条件, 将 q_1 、 q_2 随温度变化的曲线画在图 8-8 上。 q_1 主要取决于阿累尼乌斯因子 $\exp(-E/RT)$, 它和图 8-3 所示的曲线一样, 但是只有其开始的部分。 q_2 是一根斜线, 该线的斜率就是 $\alpha A/V$, 斜线在横坐标的截距是 T_0 。当初始温度为 T_{01} 时 q_1 与 q_2 有两个交点 A 与 B。我们来分析这两个可能的工况。

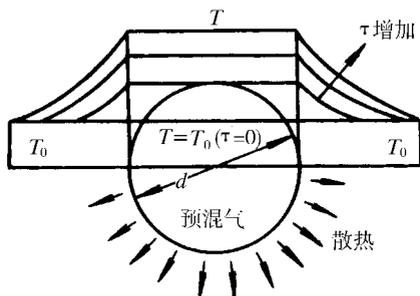


图 8-7 容器中混气的热自燃示意图

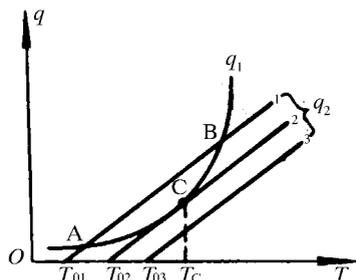


图 8-8 热自燃过程 q_1 与 q_2 的曲线

在一开始时, 由于混合气温度等于环境温度 T_{01} , 因此没有散热损失 ($q_2 = 0$)。但这时化学反应是在进行的, 因为有一定的初温。随着化学反应的进行, 便放出少量的热量, 使混合气的温度上升, 开始与环境温度产生温差, 于是就有了热损失。但由于这时放热量总是大于散热量, 因此使混合气温度不断升高至 A 点, 这时放热量等于散热量, 而 A 点则是稳定点, 因为系统中任何微小的温度扰动都能使混合气的温度回到 T_A 。因此, 这时反应不会自动加速而着火。A 点实际上是一个反应速率很小的缓慢的氧化工况。由此可见, 放热量与散热量平衡的条件不是热自燃的充分条件。

现在再来分析 B 点的状况。在热自燃的问题中, B 这个工况是不可能出现的, 因为 B 点的温度很高, 而从 A 到 B 的过程中散热量一直是大于放热量的。因此反应系统内温度不可能自动增加, 必须由外界向系统补充能量才能使 A 点过渡到 B 点, 但现在外界并没有补充任何能量, 因此 B 点是不可能出现的。即使出现 B 点的工况 (例如柴油机中靠绝热压缩使气缸中温度升高就能出现这种工况), 则这一工况是不稳定工况, 它不是进一步发展成着火, 就是使工况返回到 A 点。例如由于某些原因使系统的温度略增, 即略大于 T_B , 这时由于放热量总是大于散热量而使系统的温度不断增加, 从而使反应自动加速至着火。相反, 若给系统一温度略低于 T_B 的扰动, 则使工况返回到 A 点, 因为这时散热量总是大于放热量, 于是使系统的温度不断下降, 直至 A 点。因此 B 点是个不稳定工况, 不能稳定地存在。这样, 真正的工况只有一个 A 点。但 A 点只是一个缓慢的氧化工况, 它不能使混合气着火。

为了找到热自燃的条件, 我们现在来改变某些条件, 例如使 T_0 从 T_{01} 增加到 T_{02} 。现在若 q_1 不变, 则 q_2 曲线右移, 两曲线的交点 A 和 B 逐渐靠近, A 点将沿曲线 q_1 上升, 直到 q_2 曲线与 q_1 曲线在 C 点相切。在 A 点与 C 点之间可以有許多交点, 其情况与 A 点相同, 不再重复分析。唯有切点 C 有它的特殊意义。显然, C 点也达到了放热量等于散热量的

平衡,但它也是一个不稳定工况,例如当某些原因使系统的温度略大于 T_C ,则过程将自动加速至热爆炸。而 C 点是能达到的,它不同于 B 点,因为 C 点以前放热量总是大于散热量,并不需要外界能量的补充,完全靠反应系统本身的能量积累自动达到 C 点。因此 C 点将标志着由低温缓慢的反应态到不可能维持这种状况的过渡。根据前面关于着火条件的定义,则产生这种过渡过程的初始条件就是着火条件。我们称 C 点为热自燃点, T_C 是热自燃温度(或着火温度)。

对于 $T_0 = T_{03}$ 的情况,从曲线中可以看出,这时放热曲线与散热曲线永不相交,不论在什么温度下,放热量总是大于散热量,因此容器内不断有着热量积累,促使可燃混气的温度不断提高,反应急剧地发展,最后导致可燃混气自燃。这种情况在反应一开始就具有爆炸的性质。

以上分析是在对应于一定可燃混气的压力与组成成分的情况下,得到放热曲线 q_1 ; 在换热系数 α 一定的情况下,改变初温 T_0 得到散热曲线 q_2 。

如果我们保持初始温度 T_0 不变,则可以通过不同的换热系数条件,或改变可燃混气的压力,得到不同的放热曲线和散热曲线,达到热自燃的条件。

图 8-9 为改变散热情况的曲线。如果换热系数 α 不断减小,即 $\frac{\alpha A}{V}$ 不断减小,当达到曲线 2 的情况时,放热曲线与散热曲线就会相切,满足产生热自燃的临界条件。这与提高初始温度 T_0 的效果是一样的。

在相同的初始温度 T_0 和不变的散热条件下,如果改变可燃混气的压力或其它组成成分,就会改变化学反应速度,直接影响放热量(图 8-10),达到曲线 2 的情况,引起热自燃。

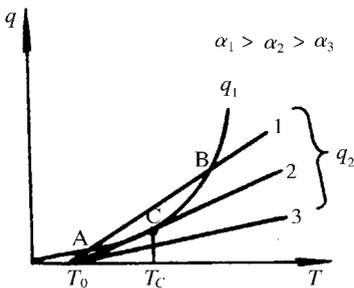


图 8-9 α 变化对热自燃的影响

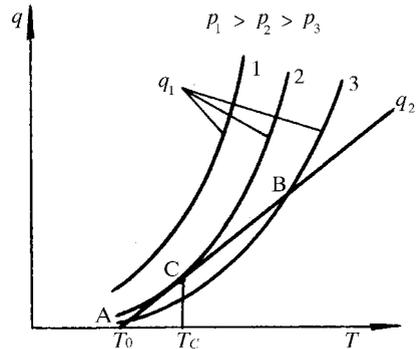


图 8-10 可燃混气压力 p 变化对热自燃的影响

当然,在上述各种可能着火情况下,引起热自燃的最低温度——着火温度 T_C 是不相同的。由此可以看出,着火温度 T_C 不是基于可燃物性质的某种物理化学常数,而是和外界条件,如环境温度、容器形状与大小、散热情况,以及可燃混气的性质等有关的一个参数。即使是同一种可燃物,其着火温度也会不同。

2. 着火温度

将 C 点的临界条件用数学的形式来描写,则可得到热自燃的一般条件:

$$\left. \begin{aligned} q_{1c} &= q_{2c} \\ \left. \frac{dq_1}{dT} \right|_c &= \left. \frac{dq_2}{dT} \right|_c \end{aligned} \right\} \quad (8-25)$$

即产生热自燃的条件不仅是放热量与散热量应相等,而且还应包含两者随温度的变化率相等。

将式(8-24)代入式(8-25),可得着火的具体条件,并求得着火温度 T_c ,即

$$\left. \begin{aligned} k_0 C_A^n \exp(-E/RT_c) Q &= \frac{\alpha A}{V} (T_c - T_0) \\ k_0 C_A^n \exp(-E/RT_c) Q (E/RT_c^2) &= \frac{\alpha A}{V} \end{aligned} \right\} \quad (8-26)$$

两式相除得

$$T_c - T_0 = \frac{RT_c^2}{E} \quad (8-27)$$

对 T_c 解二次代数方程的结果是

$$T_c = \frac{E}{2R} \pm \sqrt{\left(\frac{E}{2R}\right)^2 - \frac{T_0 E}{R}}$$

其中正根号是无意义的,因为 T_c 的数值很大,它位于 q_1 曲线的拐点以上,实际上是不可能有这么高的自燃温度的,因此

$$T_c = \frac{E}{2R} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4RT_0}{E}} \right) \quad (8-28)$$

一般情况下, $T_0 \ll E/4R$,则 $4RT_0/E \ll 1$,这样,可将式(8-28)中的根号展成级数,并只取前三项近似,则有

$$T_c \approx \frac{E}{2R} - \frac{E}{2R} \left[1 - \frac{2RT_0}{E} - \frac{2R^2 T_0^2}{E^2} \right]$$

所以

$$T_c \approx T_0 + \frac{RT_0^2}{E}$$

或

$$\Delta T_c \approx T_c - T_0 = \frac{RT_0^2}{E} \quad (8-29)$$

若 $E = 167200 \text{ kJ/kmol}$, $T_0 = 1000 \text{ K}$,则

$$T_c - T_0 \approx 50 \ll T_0 \quad (8-30)$$

也即

$$T_c \approx T_0 \quad (8-31)$$

这就是说在着火的情况下,自燃温度在数量上与给定的初始环境温度相差不多,因此在近

似计算中我们不需去测量真正的自燃温度,因为它往往在测量技术上有很大困难。

3. 热自燃界限

如果用摩尔相对浓度来表示化学反应速度中的质量浓度,并取 $T_c = T_0$, 代入式 (8-26) 的第二式, 相应的着火条件可写为

$$\frac{VE}{\alpha AR T_0^2} Q k_0 \left(\frac{p_c \chi_i}{RT_0} \right)^n \exp\left(-\frac{E}{RT_0}\right) = 1$$

其中 Q 是摩尔反应热, p_c 是相应的着火临界压力。对于二级反应, 则上式可写成

$$\frac{VE p_c^2}{\alpha AR^3 T_0^4} Q k_0 \chi_A \chi_B \exp\left(-\frac{E}{RT_0}\right) = 1 \quad (8-32)$$

如果保持 $\chi_A \chi_B$ 不变, 则由上式可建立着火温度与着火临界压力之间的关系。图 8-11 表示了 $p_c \sim T_c$ (或 T_0) 的关系, 称其为着火界限。

将式 (8-32) 改写成

$$\frac{p_c^2}{T_0^4} = \left(\frac{\alpha AR^3}{EV Q k_0 \chi_A \chi_B} \right) \exp\left(\frac{E}{RT_0}\right)$$

两边取对数, 即得谢苗诺夫方程

$$\ln\left(\frac{p_c}{T_0^2}\right) = \frac{1}{2} \ln\left(\frac{\alpha AR^3}{EV Q k_0 \chi_A \chi_B}\right) + \frac{E}{2RT_0} \quad (8-35)$$

当燃料及外界条件给定时, 即

$$\ln\left(\frac{\alpha AR^3}{EV Q k_0 \chi_A \chi_B}\right) = \text{常数}$$

若以 $\ln(p_c/T_0^2)$ 为纵坐标, 以 $1/T_0$ 为横坐标来整理实验数据, 则实验点应落在一条直线上, 如图 8-12 所示, 其斜率为 $E/2R$, 从而可以求得活化能 E 。其截距即为

$$\ln\left(\frac{\alpha AR^3}{EV Q k_0 \chi_A \chi_B}\right)$$

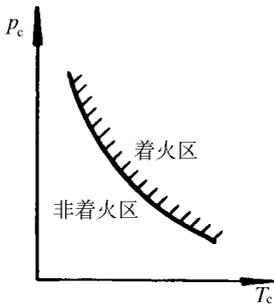


图 8-11 着火界限

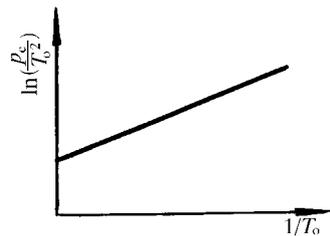


图 8-12 临界压力与着火温度的关系

实验已证明了 $\ln(p_c/T_0^2)$ 与 $1/T_0$ 确成直线关系。同时可用着火的临界条件来确定活化能。事实上许多双分子反应的活化能就是用这种方法确定的。

如果我们取 $p_c = \text{常数}$ 则可得到着火温度与混合气成分的关系,或取 $T_0 = \text{常数}$ 则可建立 p_c 与混合气成分的关系,这就是所谓着火(自燃)浓度界限,见图 8-13、图 8-14。这一关系说明了在一定压力(或温度)下,并非所有混合气成分都能着火,而是有一定的浓度范围,超出这一范围,混合气就不可能着火。例如在图 8-13、图 8-14 中只有在 $\chi_1 \sim \chi_2$ 的浓度范围内混气才可能着火,我们称 χ_2 (即含燃料量大的)为上限(或富燃料),称 χ_1 (含燃料量较少的)为下限(或贫燃料)。由图可知,当压力(或温度)下降时,着火界限缩小,当压力(或温度)下降到某一值时,着火界限缩小成一点,当压力(或温度)继续下降时,则任何混合气成分都不能着火。研究压力(或温度)对着火浓度界限的影响,对许多发动机燃烧室的点火是十分重要的,尤其是发动机在高空点火时更有意义。

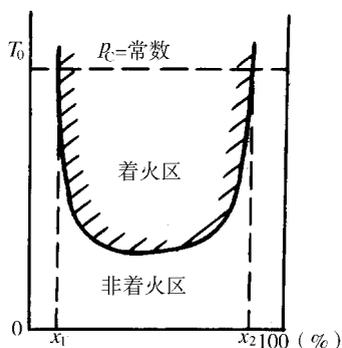


图 8-13 自燃温度与混气成分的关系

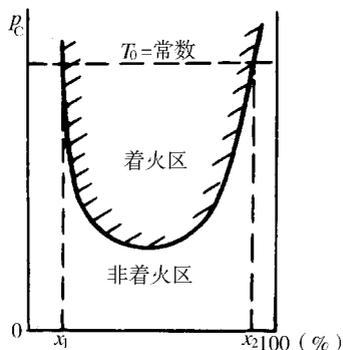


图 8-14 临界压力与混气成分关系

4. 着火感应期

可燃混气从开始反应到反应速度剧烈增加出现燃烧所经过的一段时间称为感应期。为了便于把理论和实验进行比较,感应期更明确的定义是:当混合气已达到着火条件下,由初始状态到温度骤升(相当于图 8-15 中 $T = T_c$ 的状态,这时温升由减速变成加速,即由 $d^2T/d\tau^2 \leq 0$ 变成 $d^2T/d\tau^2 > 0$)的瞬间所需的时间。

自燃过程中混气温度的变化可以按公式 (8-24) 计算:

$$\rho_0 c_v \frac{dT}{d\tau} = q_1 - q_2$$

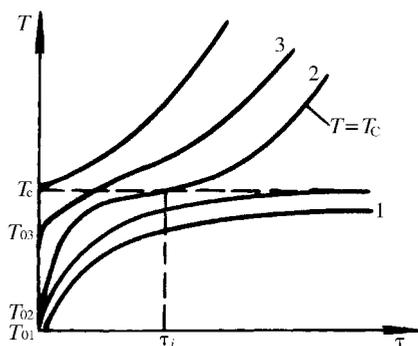


图 8-15 热自燃过程的着火感应

只要知道 q_1 、 q_2 与 T 的关系, 就可以算出温度变化率 $\frac{dT}{d\tau}$ 。对应于图 8-8 上各种初温 T_0 的散热条件, 可以计算出相应的混气温度随时间的变化关系, 如图 8-15 所示。图上的曲线 1、2、3 对应于图 8-8 上相应的散热曲线。曲线 2 相应于生热曲线 q_1 与散热曲线 q_2 只有一个切点 C 的情况。随着时间 τ 的增加, 混气温度不断升高, 当温度达到 T_C 时, 由于 q_1 与 q_2 相等, 混气的温度变化率为零, 温度曲线出现拐点, 然后温度继续上升。在温度达到 T_C 以前, 温度曲线上凸, 在温度达到 T_C 以后, 温度曲线上凹, 最后变为热自燃。从初温 T_0 起增温到拐点温度 T_C 时所对应的时间叫着火感应期 τ_i 。如果混气初温比 T_{02} 高, 如为 T_{03} , 则感应期缩短。如果初温已经超过 T_C , 则温度曲线一开始就是上凹, 没有拐点。这时感应期很短, 反应速率一开始就很大, 温度很快上升。对于图中曲线 1, $T_{01} < T_{02}$, $\tau_i = \infty$, 亦即混气不会着火。根据着火感应期的定义, 感应期内反应物的浓度将由 $\rho_0 Y_0$ 变为相应于着火温度 T_C 时的浓度 $\rho_0 Y_C$ 。假设感应期内化学反应速率 w_0 不变 (因为温度 $T_0 \approx T_C$), 则

$$\tau_i = \frac{\rho_0 (Y_0 - Y_C)}{w_0} \quad (8-34)$$

因为

$$Y_0 \approx 1$$

所以

$$w_0 = k_0 (\rho_0 Y_0)^n e^{-\frac{E}{RT_0}} = k_0 \rho_0^n e^{-\frac{E}{RT_0}}$$

根据能量守恒, 假设感应期内混气反应所放出的热量 $Q (Y_0 - Y_C)$ 与混气的热焓增量 $c_v (T_C - T_0)$ 相等, 并假设混气烧尽时 (即 $Y_C = 0$ 时), 所对应的混气温度为 T_m , 则可得出

$$\frac{Y_0 - Y_C}{Y_0 - 0} = \frac{T_C - T_0}{T_m - T_0}$$

即

$$Y_0 - Y_C = Y_0 \frac{T_C - T_0}{T_m - T_0} = (T_C - T_0) / \frac{Q}{c_v}$$

将式 (8-29) 代入, 可得

$$Y_0 - Y_C = (RT_0^2/E) / \frac{Q}{c_v}$$

将以上各式代入式 (8-34) 就得到着火延迟时间, 即着火感应期

$$\tau_i = \frac{RT_0^2 c_v \rho_0}{EQ k_0 \rho_0^n \exp\left(-\frac{E}{RT_0}\right)} = \left(\frac{Q w_0}{\rho_0 c_v RT_0} \frac{E}{RT_0}\right)^{-1} \quad (8-35)$$

上式告诉我们, 当压力下降时, 则 τ_i 将增加。 τ_i 增加对发动机燃烧室的启动没有好处。例如, 在高空启动火箭发动机或航空发动机时, 由于高空的压力低, 因此感应期大, 这就意味着在着火前堆积在燃烧室中的燃料增加, 一旦着火, 则这些堆积的燃料会突然燃烧, 使燃烧室内造成一很大的启动压力峰, 甚至引起燃烧室的爆炸。因此研究如何减小着火延迟, 对发动机燃烧室的安全、可靠运行是十分重要的。

二、点燃理论

任何燃烧室的启动都是借助于一定的装置使可燃物质点燃并建立起稳定的燃烧工况。常用的点火方式是炽热物体点火或者电火花点火。研究点燃理论对实际燃烧技术有重要的指导意义。

点燃和自燃在原理上是一致的, 都是化学反应急剧加速的结果, 但是着火过程有较大

的区别。自燃时整个混气的温度较高,反应和着火是在容器的整个空间进行的。而点燃时,混气的温度较低,局部气体首先受到高温点火源的加热而反应,因而在热边界层附近的区域里,混气的化学反应比较显著,其着火是在局部区域首先发生,然后依靠火焰在混气中传播的特性向空间传播。可燃混气能否点燃,不仅取决于炽热物体边界层内局部混气能否着火,而且还取决于火焰能否在混合气流中传播。因此,点燃过程要比自燃过程复杂得多,它包括局部区域的着火和火焰的传播。此外,自燃需要在一定的外界温度 T_0 之下,由反应的自行加速使可燃混气温度逐步提高到自燃温度而引起爆燃。但点燃就不同,它的外界温度或器壁温度要比自燃时所需的温度低得多,需要采用高温物体与可燃混气接触,提高局部混气温度使其爆燃。

能够引起混气着火的炽热物体表面最低的温度称为点燃温度。为了保证火焰能在较冷的混气中传播,点燃温度一般要比自燃温度高。

1. 点燃的临界条件

现假设将炽热物体放入可燃混气中,混气温度为 T_0 ,炽热物体的温度分别为 T_1 、 T_2 和 T_3 ,且其温度是恒定的。经过一段时间的热传导后,在混气与炽热物体接触的边界会形成如图 8-16 的温度分布。其中图 8-16 (a) 是炽热物体温度 $T_1 < T_{cr}$ 的情况, T_{cr} 是某一临界温度。图中实线表示由热物体向混气传热造成的温度分布,虚线表示由于化学反应生热使混气温度的增高。此时,由于温度 T_1 较低,化学反应生热量很少,它造成的混气温升不高,点火不能成功。当热物体的温度达到 $T_2 = T_{cr}$ 时,边界层里混气化学反应生热较快,混气温升较高,结果使边界层里的近壁处温度梯度为零,即

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_w = 0 \quad (8-36)$$

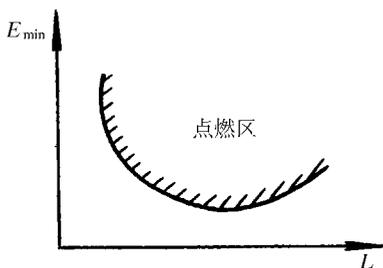


图 8-16 点燃时边界层的温度分布

这是点火成功的临界条件。当热物体的温度进一步提高到 $T_3 > T_{cr}$ 时(图 8-16 (c)),边界层里的混气化学反应生热更快,混气的温升更高,在热物体边界处的温度梯度大于零,即

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_w > 0$$

这时,高温区将自动地向混气传热,使混气的化学反应加速,高温区扩大,最后导致混气的点燃。强迫着火的理论认为与混气接触的炽热物体表面的温度达到某一临界值时(即 $T_2 = T_{cr}$ 时),在边界层里混气的化学反应生热使混气与热物体交界处的温度梯度 $\frac{dT}{dx} = 0$,这时边界层与炽热物体之间没有热交换,只有边界层里的热混气层向冷混气层的热传导。

如果炽热体的表面温度超过了该临界值 (即 $T_3 > T_{cr}$ 时), 边界层的混气生热足够多, 除了向冷混气层传热以外, 还有多余的热量可供进一步提高混气自身温度, 直到最后导致混气着火。点燃的临界条件就是炽热物体的表面温度达到临界温度, 即 $T_2 = T_{cr}$ 时的情况。

2. 电火花点火

用电火花点火是发动机燃烧室点火的基本方法。点燃混合气的过程是: 首先由电火花加热电火花附近的混气, 使局部混气着火 (电火花使混气分子电离, 产生大量的活性中间产物对混气的点燃十分有利)。然后, 已着火的混气气团向未燃混气进行稳定的火焰传播。要使点火成功, 首先是电火花要有足够大的能量, 能点燃一定尺寸的混气 (即形成火球)。然后是这个有足够热量的火球, 能稳定地向外界传播而不熄灭。满足这两个条件, 点火才能成功。电火花点火试验表明, 电火花点燃混气需要一个最小的火花能量, 低于这个能量, 混气不能点燃。这一最小能量是随混气成分、性质、压力、温度和电极间距而变化。图 8-17 示出了电极间距对最小点火能量的影响。

下面介绍一下静止混气中电火花最小点火能量的理论。

在静止混气中, 电极间的火花使气体加热, 假设电火花加热区为球形, 球形火球的最高温度是混气的理论燃烧温度 T_m , 从球心到球壁温度为均匀分布, 并认为火花点燃混气完全是热的作用, 混气燃烧为二级反应。当点火成功时在火焰厚度 δ 内形成温度由 T_m 到 T_0 的稳定温度分布, 如图 8-18 所示。若电火花加热的球形尺寸较大, 它所点燃的混气较多, 化学反应放热也多, 而单位体积火球的表面积相对较小, 因而容易满足向冷混气传热的要求, 于是火焰向外传播并不断扩大。相反, 若火花加热的球形尺寸较小, 它所点燃的混气较少, 化学反应放热也少, 而单位体积火球的表面积相对较大, 因而不容易满足向冷混气传热的要求, 于是火焰向外扩展困难。因此, 为了保证点火成功, 要求有一个最小的火球尺寸 r_{min} , 或者是它所对应的火球的最小点火能量。

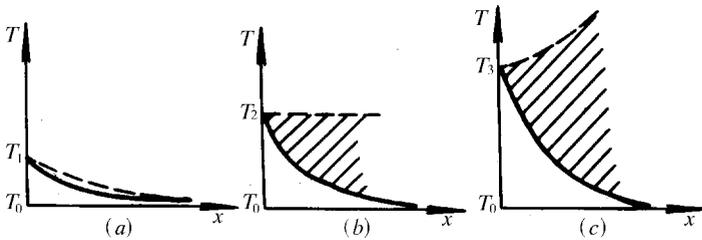


图 8-17 最小点火能量与电极间距的关系

(a) $T_1 < T_{cr}$; (b) $T_2 = T_{cr}$; (c) $T_3 > T_{cr}$ 。

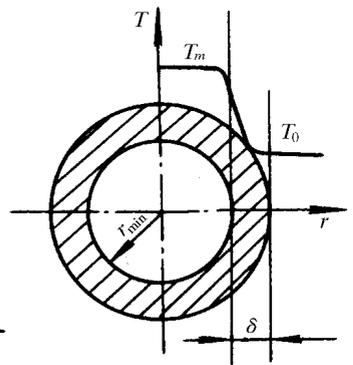


图 8-18 电火花点燃模型

如果电火花已经点燃了某个最小火球尺寸的混气, 并形成了稳定的火焰传播, 则在传播的开始瞬间必然满足火球内混气化学反应放出的热量等于火球表面向外导走的热量, 即

$$\frac{4}{3}\pi r_{\min}^3 k_0 Q (\varphi Y)^2 \exp\left(-\frac{E}{RT_m}\right) = 4\pi r_{\min}^2 \lambda \frac{dT}{dr} \quad (8-37)$$

式中温度梯度可近似写为

$$\frac{dT}{dr} = \frac{T_m - T_0}{\delta} \quad (8-38)$$

其中 δ 是火焰前锋宽度,若进一步假设焰锋宽度与最小火球半径成正比关系

$$\delta = Kr_{\min} \quad (8-39)$$

式中 K 为比例系数,将式 (8-39)、式 (8-38) 代入式 (8-37) 可得

$$r_{\min} = \left[\frac{3\lambda (T_m - T_0)}{Kk_0 Q \rho^2 Y^2 \exp\left(-\frac{E}{RT_m}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8-40)$$

假设电火花点燃混气时,火花附近的混气成分接近化学恰当比,则有

$$(T_m - T_0) = Q/c_p$$

把上式代入式 (8-40),则

$$r_{\min} = (3\lambda / (Kk_0 c_p \rho^2 Y^2 \exp(-E/RT_m)))^{1/2} \quad (8-41)$$

从公式看出,当混气的压力增加,理论燃烧温度增加,热传导系数减少时,最小火球尺寸减小。这一最小火球是用电火花点燃的,所需的电火花能量为:

$$E_{\min} = k_1 \frac{4}{3} \pi r_{\min}^3 c_p \rho (T_m - T_0)$$

式中 k_1 是修正系数。实际上,电火花的最高温度达 6000 以上,除了电火花的电离能以外,还有一部分能量以辐射、声波等形式消耗掉。为了修正电火花能量与点火热量的差别,引用了修正系数 k_1 。把式 (8-41) 代入点燃最小火球的电火花能量 E_{\min} 的式中,得出

$$E_{\min} = K \rho^{-2} (T_m - T_0) \exp(3E/2RT_m)$$

或者可写为

$$\ln \frac{E_{\min}}{(T_m - T_0)} = \ln K + 2 \ln T_0 - 2 \ln p_0 + \frac{3}{2} \frac{E}{RT_m} \quad (8-42)$$

式中 K ——常数。

由公式可看出,混气的压力增加、温度增加、混气的活化能减小或理论燃烧温度增加时,最小点火能量是减小的。

除炽热物体点火和电火花点火以外,在发动机和工业锅炉中,也常用热射流点火。

3. 航空燃气轮机燃烧室的点火

航空燃气轮机燃烧室必须具备良好的点火起动机性能,必须在一定的飞行范围内保证点火过程可靠。特别是在空中飞行遇到意外情况熄火时,应能迅速地实现再点火。

主燃烧室一般采用电火花点火或火炬点火,加力燃烧室常采用火炬点火、电火花点火、热射流点火或催化点火等。

火炬点火是在燃烧室头部气流通道中装置一个小的预燃室,先用小的电嘴点燃预燃室的可燃混气,形成小的火炬冲击预燃室,并继续点燃主气流中的可燃混气。这种点火方式虽然点火可靠,但要增加一套系统,具有一定的复杂性。目前,用得最多的仍然是电火花点火。

不论是哪种点火方式,都要特别注意配置好电嘴和燃油喷嘴之间的相对位置,电嘴应位于燃油的局部浓度适当、气流速度较低、最容易着火的地方。点火器在燃烧室的轴向位置应位于火焰筒 $\frac{1}{2}$ 头部的回流区长度以内,以便能可靠地引燃回流区。为了简化结构,更多的发动机采用高能电嘴直接点燃混合气。单管或联管燃烧室点火时,点火器点燃一个或几个燃烧室,然后还需要把火焰传到其它燃烧室中去,因此火焰筒之间设有联焰管,其轴向位置也须在回流区长度以内,同时传焰管的横截面还要足够大才能保证传过去足够的热量。

根据分析,我们把航空燃气轮机的点火过程归纳为三个阶段。点火器点燃局部一小部分混气是第一阶段,即形成尺寸足够大、温度足够高的高温火焰核心。这一阶段的主要影响因素是点火器的能量、点火器附近的温度、压力、混气流动速度、油气配比,以及点火器的位置等。第二个阶段是火焰由高温点火核心向周围可燃混气的传播过程,由小部分混气点燃整个主燃区混气。这一阶段主要是影响火焰传播的各种因素,如火焰筒内的压力、温度、油气配比及流动速度等。第三个阶段是有联焰管的燃烧室,火焰要由一个火焰筒传向另一个火焰筒,即联焰过程。这一阶段主要是受联焰管大小及位置安排的影响。只有当这三个阶段都顺利地完成后,燃烧室才能投入工作,点火才算成功。

三、着火的链锁自燃理论

前面所讨论的热自燃理论,其主要观点是认为着火的发生是由于化学反应的放热,使反应系统不断积累能量而造成反应的自动加速。这一理论可解释许多可燃混气的自燃现象。但是也有不少现象不能用热自燃理论来解释。也就是说,着火并不是在所有情况下都是由于放热的积累而引起的。

链锁自燃理论认为,使反应自动加速并不一定要依靠热量的逐渐积累使分子活化,而通过链锁反应迅速增殖活化中心也能促使反应自动加速,直至爆燃着火。

1. 链锁自燃着火条件

在化学动力学分析 $H_2 + O_2$ 的链锁反应中,其活化中心——H 的浓度增加主要是由于链分枝的结果,即一个氢原子反应生成三个新的氢原子,因而使氢原子的浓度激增。显然,按照这种方式生成氢原子的速度与氢原子本身浓度成正比。此外,任何时候总是存在着活化中心消失的过程,例如活化中心与稳定的分子相碰撞或与器壁相碰都能使活化中心失去能量而变成稳定的中性分子。显然使活化中心消失的速度也是与氢原子本身浓度成正比的。

如果我们设 w_h 为由于热的作用而生成活化中心的速度, f_n 为链的生成速度, g_n 为链中断的速度,其中 f 和 g 分别为生成新的活化中心的常数及链中断反应的常数, n 为活化中心浓度。则活化中心随时间变化为

$$\frac{dn}{d\tau} = w_h + fn - gn \quad (8-43)$$

令 $\varphi = f - g$, 则上式可写成

$$\frac{dn}{d\tau} = w_h + \varphi n \quad (8-44)$$

设 $\tau=0$ 时 $n=0$ 积分上式得分枝链锁反应的反应速度为

$$w = afn = \frac{afw_h}{\varphi} (e^{\varphi\tau} - 1) \quad (8-45)$$

其中 a 为一个活化中心参加反应后而生成的最终产物的分子数。

实际上 w_h 的数值很小, 因为一般分子的活化能很大, 所以在普通的温度下 w_h 的数值很小, 因此对链的发展影响很小。所以链的生成和链的中断是影响链发展的主要因素。而 g 和 f 是随着外界条件 (压力、温度、容器材料与尺寸) 的改变而改变的, 但这些条件对 f 和 g 的影响程度又各不相同。例如, 链的中断反应是属于原子间的化学作用, 其活化能很小, 因此链的中断与温度无关, 但链的生成速度则不然, 其活化能较大, 随着温度的升高, 温度对链的生成速度的影响越来越大, 故促进了活化中心的形成。这样, 随着温度的变化, 由于 g f 变化速度的不同, 故 φ 的符号将随温度而变化。这时反应速度 w 随时间的变化将有不同的规律。例如低温下链生成的速度很缓慢, 而链中断的速度却很快, 因此 $\varphi < 0$, 这时从式 (8-45) 中可知, 反应速度随时间趋于某一定值, 即

$$w_0 = afw_h / |\varphi|$$

也就是说, 这时活性中心不能自动积累以加速反应。然而, 当温度升高时, 链生成的速度不断增加, 而链中断的速度并没有发生变化, 因而可以使 $\varphi > 0$, 这时从式 (8-45) 中可以看到反应速度将随时间按指数增长, 但因 w_h 很小, 因此开始一段时间, 即在感应期 τ_i 内, 反应非常缓慢。在 τ_i 后, 由于活性中心不断积累, 使反应速度自动加速而发生爆炸。其反应速度随时间的变化见图 8-19 所示。

在这种情况下反应的自动加速主要取决于系统中活化中心的自动积累。当 $\varphi = 0$ 时, 则得

$$n = w_h \tau$$

所以

$$w = afw_h \tau$$

也即在这种情况下, 反应速度随时间直线增加, 直至反应物耗尽为止, 然而这种反应不同于 $\varphi > 0$ 的情况, 它没有爆炸性。

若将 $w \sim \tau$ 的上述三种情况画在同一张图上进行比较, 则很容易找到着火的临界条件, 见图 8-20 所示, 其中的直线 4 (这时 $\varphi = 0$) 就相当于着火的临界情况。只有当 $\varphi > 0$

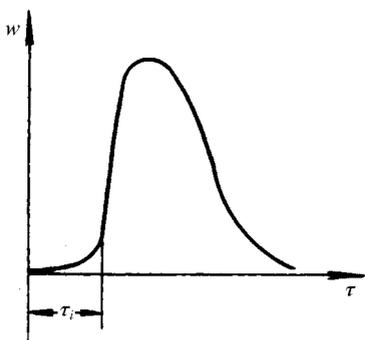


图 8-19 反应速度与时间关系

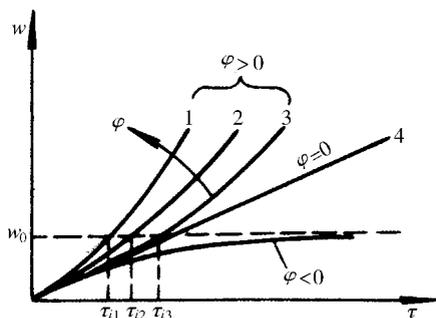


图 8-20 不同 φ 值下的链锁反应速度

时,才可能发生爆炸。我们常以 $f = g$ (即 $\varphi = 0$) 称为“链锁自燃着火条件”,而相当于 $f = g$ 的混气温度则称为“链锁自燃温度”。

2. 链锁自燃的着火感应期

链锁自燃感应期的确定在实践中具有很大的实用意义,尤其对于可燃混气在燃烧室有限定时间的情况下燃烧更为重要。

根据链锁反应的性质,在反应开始时速度很低(图 8-19),过了一段时间后,速度才开始上升到可被察觉出的程度。所谓感应期就是指反应速度由几乎为零增大到可以察觉到的一定数值 w_{τ_i} 时所需的时间。按此定义,感应期就可由式(8-45)求得。

当 $w = w_{\tau_i}$ 时,

$$w_{\tau_i} = \frac{afw_h}{\varphi} (e^{\varphi\tau_i} - 1) \quad (8-46)$$

因在感应期内 φ 较大,故 $e^{\varphi\tau_i} \gg 1$,同时可认为 $\varphi \approx f$,则上式可写成

$$w_{\tau_i} \approx aw_h e^{\varphi\tau_i}$$

或

$$\tau_i \approx \frac{1}{\varphi} \ln \frac{w_{\tau_i}}{aw_h} \quad (8-47)$$

在一定组成、温度和压力下 $\ln \frac{w_{\tau_i}}{aw_h}$ 几乎为定值,受外界的影响变化很小,所以

$$\tau_i = \frac{\text{常数}}{\varphi}$$

或

$$\varphi\tau_i = \text{常数} \quad (8-48)$$

也就是说,对于链锁自燃,其感应期 τ_i 随链锁分枝的实际速度常数 φ 增大而缩短。或者说,活化中心的净增长越快,则感应期越可缩短,有利于迅速着火。

第三节 预混可燃气体的火焰传播

预混气体是指在着火前将气态燃料和气态氧化剂以一定比例预先混合好的可燃混气,它的燃烧过程实质上就是火焰在其中不断传播的过程。

一切可燃混合物的正常燃烧过程都是由着火和燃烧本身两个阶段所组成。在静止可燃混气中,某一局部首先着火以后,形成一个薄层火焰面,火焰面所产生的热量将加热邻近较冷的混气层,使其温度升高着火燃烧。这样一层一层地着火,把燃烧逐渐扩展到整个混气,如图 8-21 所示。这种现象就是火焰传播。

如果火焰是在气流中以一定的速度向前传播,它的大小将取决于预混气体的物理化

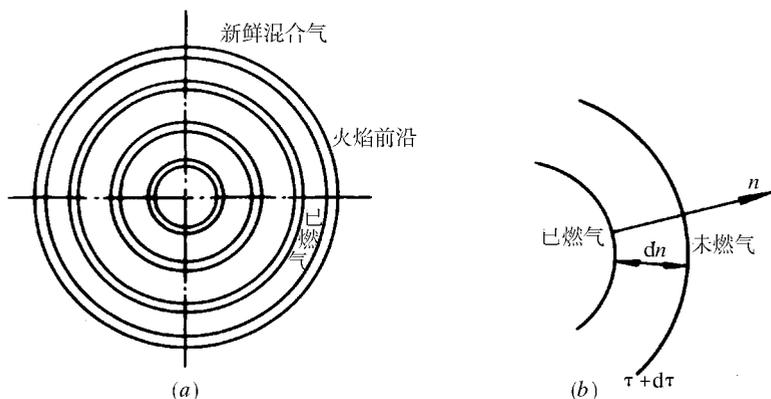


图 8 - 21 火焰传播示意图

学性质与气流的流动状况。根据气流流动状况,预混气流中的火焰传播可分为层流火焰传播(层流燃烧)和紊流火焰传播(紊流燃烧)。虽然在实际燃烧装置中,火焰多是在紊流气流中传播的,但是由于层流火焰传播速度是可燃混气的基本物理化学特性参数,且与紊流中火焰传播速度密切相关,是了解紊流火焰传播的基础,也是研究燃烧过程机理的基础,因此有必要先讨论在层流中火焰的传播。

一、层流火焰传播

1. 层流火焰传播速度

在一个充满了均匀可燃混气的容器的中心,当用电火花或其它加热方式使局部着火,并形成火焰以后,就可以观察到火焰从中心往四周的传播,它像波一样向四周扩展,如图 8 - 21 所示。这种火焰的传播也叫火焰波或燃烧波。发光的火焰把新鲜混气和已燃气分开。向新鲜混气传播的火焰前沿叫火焰前锋。火焰前锋自动地向新鲜混气传播。我们把火焰前锋沿其法线方向朝新鲜混气传播的速度叫火焰传播速度 u_n 。火焰前锋除了发光以外,由于激烈的化学反应,还放出大量的热,使气体的温度升高到理论燃烧温度。火焰前锋的厚度很薄,在常压下一般只有 $10^{-1} \sim 10^{-2} \text{mm}$ 。由于高温的火焰薄层的热传导,火焰才能够自动地向新鲜混气传播。火焰传播速度随混气物理化学参数及燃烧条件而变化。

若在一绝热管内火焰前锋以速度 u_n 传播,并假定火焰前锋为平面形状,且与管轴线垂直。如果新鲜混气以层流流入管内,流速为 v_0 ,则当 $v_0 = u_n$ 时,可以得到驻定的火焰前锋。如图 8 - 22 所示。实际观察到的火焰前锋很薄,如果把它放大,边界从 R - R 到 P - P,则可以看到在火焰前锋前部,温度由 T_0 上升到 T_f ,而浓度由 f_0 很快地下降。这一区域内化学反应速度很小,一般称这个区域为预热区,以 δ_p 表示。在火焰前锋后部,温度由 T_f 上升到 T_m ,浓度继续下降到零。化学反应主要集中在这一较窄的区域,因此称它为化学反应区,用 δ_c 表示。由于在很窄的火焰前锋里温度和浓度发生了很大的变化,出现了很大的温度梯度和浓度梯度。在火焰中就会引起强烈的扩散和热流。即造成火焰和新鲜混气之间质量的交换及高温反应区和低温混气之间的热量交换。这就造成了火焰向新鲜混气的自动传播。本节主要介绍层流火焰传播的热理论。

热理论认为,火焰传播取决于反应区放热及其向新鲜混气的热传导。对于一维带化

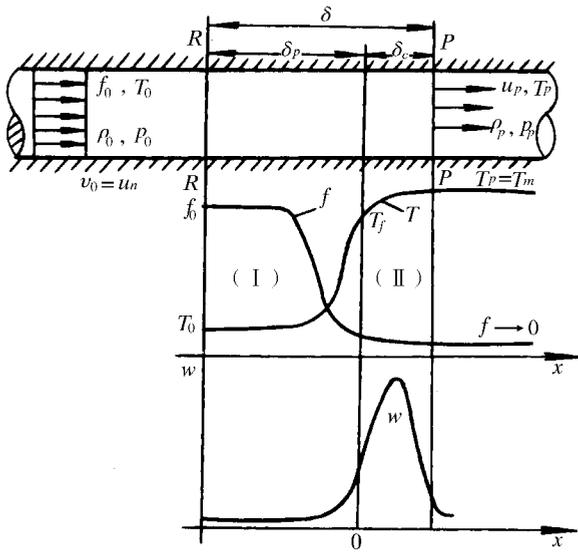


图 8-22 焰锋结构及诸参数分布示意图

学反应的定常层流流动,其基本方程为

$$\text{连续方程} \quad \rho v = \rho_0 v_0 = \rho_0 u_n = m \quad (8-49)$$

$$\text{动量方程} \quad p \approx \text{常数} \quad (8-50)$$

$$\text{能量方程} \quad \rho_0 u_n c_p \frac{dT}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) + wQ \quad (8-51)$$

式(8-51)中,等号左边表示混气本身热焓的变化,等号右边第一项是传导的热流,第二项是化学反应生热量。对于绝热条件,火焰的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} x = - \quad & T = T_0, f = f_0, \frac{dT}{dx} = 0 \\ x = + \quad & T = T_m, f = 0, \frac{dT}{dx} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (8-52)$$

现在的问题是如何求定 u_n 。为求解 u_n 提出了一种分区近似解法。该方法把火焰分成预热区和反应区。在预热区中忽略化学反应的影响,而在反应区中忽略能量方程中温度的一阶导数项。根据假设,预热区中的能量方程为

$$\rho_0 u_n c_p \frac{dT}{dx} = \lambda \frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (8-53)$$

其边界条件是

$$x = - \quad T = T_0, \frac{dT}{dx} = 0$$

假定 T_f 是预热区和反应区交界处的温度,并把式(8-53)从 T_0 到 T_f 积分,可得

$$\rho_0 u_n c_p (T_f - T_0) = - \lambda \left(\frac{dT}{dx} \right)_I$$

下标 “I” 表示预热区。反应区的能量方程为

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} + wQ = 0 \quad (8-54)$$

其边界条件是

$$x = 0, \quad T = T_f$$

$$x = + \quad , T = T_m \quad \frac{dT}{dx} = 0$$

令

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) = \frac{dT}{dx} \frac{d}{dT} \left(\frac{dT}{dx} \right) = \frac{1}{2} \frac{d}{dT} \left(\frac{dT}{dx} \right)^2$$

把上述各条件代到式 (8-53) 中 则

$$\left(\frac{dT}{dx} \right)_{II} = - \sqrt{\frac{2}{\lambda} \int_{T_f}^{T_m} wQdT}$$

下标 “II” 表示反应区。因为 $\left(\frac{dT}{dx} \right)_I = \left(\frac{dT}{dx} \right)_{II}$ 则

$$u_n = \sqrt{\frac{2\lambda \int_{T_f}^{T_m} wQdT}{\rho_0^2 c_p^2 (T_f - T_0)^2}} \quad (8-55)$$

式 (8-55) 中 T_f 为未知。由于化学反应主要集中在反应区 预热区的反应速度很小 因此

$$\int_{T_0}^{T_f} wdT \approx 0$$

于是

$$\int_{T_f}^{T_m} wdT \approx \int_{T_0}^{T_m} wdT$$

另外 反应区内的温度变化很小 可以认为

$$(T_f - T_0) \approx (T_m - T_0)$$

代入式 (8-55) 中 得到

$$u_n = \sqrt{\frac{2\lambda \int_{T_0}^{T_m} wQdT}{\rho_0^2 c_p^2 (T_m - T_0)^2}} \quad (8-56)$$

令

$$\int_{T_0}^{T_m} \frac{wQdT}{(T_m - T_0)} = Q \int_{T_0}^{T_m} \frac{wdT}{(T_m - T_0)} = Q \bar{w}$$

即在 $T_m \sim T_0$ 之间 反应速度的平均值为 \bar{w} 。代入式 (8-56) 得到

$$u_n = (2\lambda Q \bar{w} / \rho_0^2 c_p^2 (T_m - T_0))^{1/2} \quad (8-57)$$

引入导温系数 $a = \lambda / \rho c_p$ 并认为化学反应时间 τ 与平均反应速度 \bar{w} 成反比 即

$$\bar{w} \propto 1/\tau$$

代入式 (8-57) 可得

$$u_n \propto (a/\tau)^{1/2} \quad (8-58)$$

公式 (8 - 58) 说明, 层流火焰传播速度与导温系数的平方根成正比, 与反应时间的平方根成反比。也就是说, u_n 是只取决于可燃混气物理化学性质的一个物性参数。

若将

$$\bar{w} = k_0 (\rho_0 f_0)^n \exp(-E/RT)$$

及

$$\rho = p/RT$$

代入式 (8 - 57) 则可得到

$$u_n \propto \left[\frac{\lambda Q k_0 (\rho_0 f_0)^n \exp(-E/RT)}{\rho_0^2 c_p^2 (T_m - T_0)} \right]^{\frac{1}{2}} \propto p_0^{\frac{n-2}{2}} \quad (8 - 59)$$

2. 影响层流火焰传播速度的因素

决定层流火焰传播速度的主要因素是混气的化学反应速度和导温系数。因而, 可燃混气的压力、温度、性质和成分等参数都影响层流火焰传播速度。

(1) 从公式 (8 - 59) 得出, 压力与火焰传播速度的关系为

$$u_n \propto p^{\frac{n}{2}-1}$$

一般碳氢燃料的燃烧过程, 反应级数 $n = 1.5 \sim 2$, 因此, 火焰传播速度 u_n 随压力上升而略有下降。对二级反应, 则 u_n 与压力无关。许多实验结果说明了这个结论的正确性。

(2) 提高可燃混合气的初始温度 T_0 可以大大促进化学反应速度, 因而增大了火焰传播速度 u_n 。

图 8 - 23 为三种碳氢化合物的可燃混气 u_n 与初温 T_0 关系的实验结果。根据实验数据整理出关系式

$$u_n \propto T_0^m \quad (8 - 60)$$

式中 m 值在 1.5 ~ 2 之间。

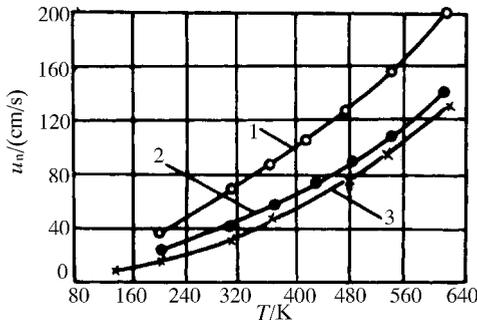


图 8 - 23 可燃混气初温对火焰传播速度的影响

1 - C_2H_4 + 空气 2 - C_3H_8 + 空气 3 - CH_4 + 空气。

(3) 可燃混合气性质对 u_n 的影响主要是指物性参数的影响。当导温系数 $a = \lambda / \rho c_p$ 增加时, 则增加了传热速度, 因此使 u_n 增加。同样, 当可燃混气的活化能 E 减小及燃烧温度 T 增加, 则增大了化学反应速度 w , 这些都会使 u_n 增加。表 8 - 2 表明, 不同的燃料

表 8 - 2 几种燃料均匀混气的层流火焰传播速度

燃料	氧化剂	$u_n / \text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$	着火极限余气系数 α	
			贫油	富油
汽油	空气	45	1.6	0.25
煤油	空气	36	1.8	0.23
甲烷	空气	37	5.0	0.54
乙炔	空气	135	3.28	0.021
氢	空气	250	10.1	0.141
氢	氧	1200	—	—

和氧化剂就有不同的火焰传播速度。

(4)不同的混气组成对火焰传播速度有显著的影响,这是由于不同的混合气成分对燃烧温度的影响很大,因而影响火焰传播速度。图 8 - 24 表示了混合气成分对 u_n 的影响。

对于每一种混合气都存在着一个最佳的混合比,在理论上最佳混合比即为化学当量比,即 $\alpha = 1$,大多数可燃混气的最大火焰传播速度与此有关。每种混合气也都存在一定的传播浓度界限,对太贫或太富的混气,火焰就不能在其中传播。

以空气作为氧化剂的可燃混合气,其最大火焰传播速度对应的混合比一般不是在 $\alpha = 1$ 处,而是略小于 1 的一侧,即偏富燃料的一侧。

(5)实验还表明,可燃混气中掺入了不可燃气体,则会降低氧的浓度,并使其物理性质变化,从而影响火焰传播速度。提高氧化剂中的含氧量,例如在富氧空气或纯氧中燃烧,火焰传播速度将会提高。

3. 物理化学参数对火焰厚度的影响

从定性分析中我们知道,因为

$$\frac{dT}{dx} \approx \frac{T_m - T_0}{\delta}$$

式中 δ 为火焰厚度,而

$$\lambda \frac{dT}{dx} \approx u_n \rho_0 c_p (T_m - T_0)$$

所以

$$\frac{T_m - T_0}{\delta} \approx \frac{\rho_0 c_p u_n (T_m - T_0)}{\lambda}$$

即

$$\delta \approx \frac{\lambda}{\rho_0 c_p u_n} = \frac{\bar{a}}{u_n}$$

可以看出,火焰厚度 δ 与导温系数 \bar{a} 成正比,与火焰传播速度 u_n 成反比。

因此,对于不同的可燃混气,由于 \bar{a} 和 u_n 不同,其火焰厚度 δ 是不同的。火焰厚度一般都小于 1mm,只有在压力很低时,才大于 1mm。

火焰就是在这样薄的厚度内完成了传热、扩散与化学反应过程。在这个薄层内有很大的温度梯度和浓度梯度,这就保证了热量能迅速地从化学反应区传出,并迅速地供给反应区所需的反应物,从而保证了火焰以一定的速度传播。

二、紊流火焰传播

层流火焰的前锋是光滑的, 焰锋厚度很薄, 火焰传播速度很小。但是当流速较高, 混气成为紊流时, 它的火焰有以下明显的特点: 火焰长度缩短, 焰锋变宽有明显的噪声, 焰锋不再是光滑的表面, 而是抖动的粗糙表面。这可以从本生灯火焰看出, 如图 8-25 所示。工业燃烧装置中, 燃烧总是发生在紊流流动中。因此紊流火焰是经常遇到的。层流火焰传播速度由混气的物理化学参数决定。而紊流火焰传播速度则不仅与混气的物理化学参数有关, 还与紊流的流动特性有关。在紊流火焰里, 混气的燃烧速度明显增加, 这是由下述一个或几个因素共同起作用造成的。即:

- (1) 紊流流动使火焰变形, 焰锋表面积增加, 因而增大了反应区;
- (2) 紊流加速了热量和活性中心的传输, 使反应速度增加, 即燃烧速度增加;
- (3) 紊流加快了新鲜混气和燃气之间的混合, 缩短了混合时间, 提高了燃烧速度。

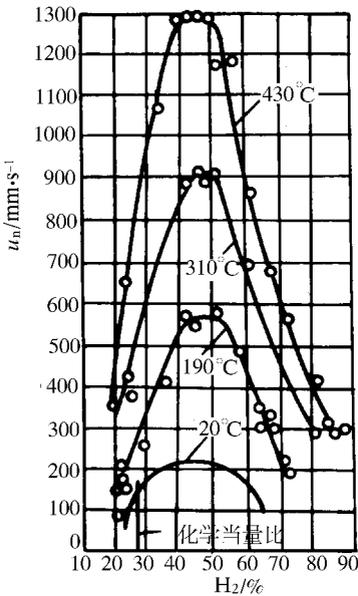


图 8-24 氢 + 空气的火焰传播速度

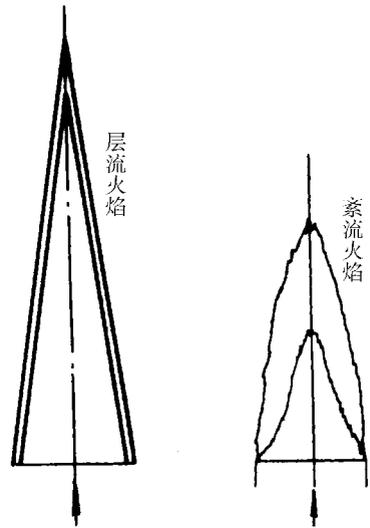


图 8-25 层流与紊流火焰

紊流是流体微团的一种极不规则的运动。很像气体分子的热运动, 不过它的单元体不是分子, 而是流体微团。微团的尺寸不是分子量级而是宏观尺寸量级。

衡量紊流特性, 常用紊流尺度 l 和紊流强度 ε 两上指标。紊流尺度表示在紊流中不规则运动的流体微团的平均尺寸。而紊流强度 $\varepsilon = v' / v$, 代表流体微团的平均脉动速度与气流速度之比。

1. 紊流火焰传播速度

当紊流尺度远小于层流火焰焰锋厚度时, $l < \delta$, 称为小尺度紊流。这时, 紊流焰锋并不发生皱折, 但是由于紊流增加了传质而使紊流火焰传播速度比层流火焰传播速度快。根据公式 (8-57) 可推得紊流火焰传播速度 u_t 和层流火焰传播速度 u_n 之比等于两者传输率之比的平方根, 即

$$u_t/u_n \approx \left(\frac{\lambda_t/\rho_0 c_p}{\lambda_n/\rho_0 c_p} \right)^{1/2}$$

式中 λ_t ——紊流热传导系数；

λ_n ——层流热传导系数。

根据相似性原理，分子导温系数 $a = \lambda/\rho_0 c_p$ ，因而紊流导温系数 $a_t = \lambda_t/\rho_0 c_p$ 。在紊流中紊流导温系数 a_t 取决于紊流尺度和脉动速度的乘积，即

$$a_t \propto l v'$$

对于管流，紊流尺度 l 与管径成正比，脉动速度 v' 和气流速度 v 成正比，即

$$l \propto d \quad \text{及} \quad v' \propto v$$

而分子导温系数 a 与分子运动粘性系数 ν 成正比，所以

$$\frac{u_t}{u_n} \approx \left(\frac{a_t}{a} \right)^{1/2} \propto \left(\frac{l v'}{\nu} \right)^{1/2} \propto \left(\frac{d v}{\nu} \right)^{1/2} = Re^{1/2} \quad (8-61)$$

这一结论已为实验所证实， Re 增加时， $\frac{u_t}{u_n}$ 的比值增加。说明在小尺度紊流情况下，紊流火焰传播速度不仅与可燃混气的物理化学性质有关（即与 u_n 成正比），还与流动特性有关（即与 $Re^{1/2}$ 成正比）。

当紊流尺度比层流火焰焰锋厚度大时，称为大尺度紊流。此时，紊流强度仍然较小时，由于紊流脉动，火焰发生皱折，但锋面仍然是连续的。可以把紊流焰锋看成由很多小的层流火焰锥组成，如图 8-26、图 8-27 所示。 u_t 比 u_n 大得多，这是因为焰锋扭曲，表面积 A_t 增加所致，因此火焰传播速度的增大与焰锋表面积的增大成正比，即

$$\frac{u_t}{u_n} \propto \frac{A_n}{A_t}$$

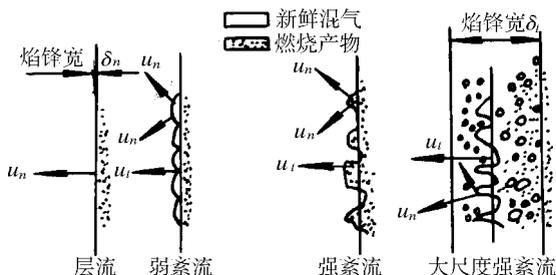


图 8-26 层流与紊流的焰锋示意图

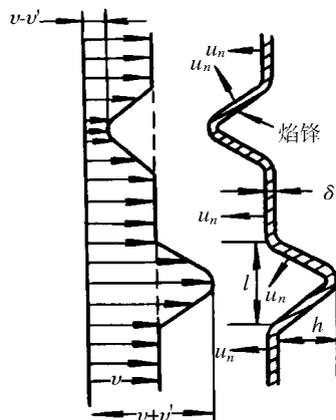


图 8-27 大尺度紊流的焰锋

式中 A_n 为已皱折弯曲的层流火焰焰锋的外表面积， A_t 则为可见火焰锥体的内表面积或者是某一假想的统计平均的表面积，在该表面法线方向上火焰相对新鲜混气运动的速度为 u_t 。因此，在大尺度弱紊流 ($l > \delta, v' < u_n$) 情况下，紊流火焰传播速度的计算就归结为

如何确定弯曲焰锋表面积的增量。

若把紊流气团设想成凹凸不平的很多小的锥形焰锋,则 u_t/u_n 等于这些小的锥体表面积和底面积之比。锥体表面可以设想是由紊流脉动速度 v' 运动造成的以 l 为直径的小本生灯灯口火焰。因此

$$\frac{u_t}{u_n} = \frac{\text{锥体表面积}}{\text{锥底面积}} = \frac{\pi R \sqrt{R^2 + h^2}}{\pi R^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{h}{R}\right)^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{l}\right)^2}$$

式中 h ——锥体高度；

R ——紊流尺度的一半 $R=l/2$ 。

如果紊流微团在锥形表面上的燃烧速度仍然是 u_n ,则微团存在的时间 $\tau = l/2u_n$ 。紊流脉动速度是 v' ,锥体高度 $h = v'\tau = v'l/2u_n$ 。代入上式得到

$$\frac{u_t}{u_n} = \sqrt{1 + \left(\frac{v'}{u_n}\right)^2} \quad (8-62)$$

由于大尺度紊流火焰锋的表面积比层流火焰锋的表面积大,所以大尺度紊流火焰传播速度比层流火焰传播速度大。这就是紊流火焰传播的表面燃烧理论。从这一理论导出的结论看出,增大紊流脉动速度,可以提高紊流火焰传播速度。

由式(8-62)可见,在大尺度弱紊流情况下,紊流火焰的传播速度不仅与紊流脉动速度有关,而且与层流火焰传播速度也有关。

当紊流强度很大时,即 $v' \gg u_n$,称为强紊流。根据上式,可以看出

$$u_t \propto v' \quad (8-63)$$

这说明在大尺度强紊流情况下,紊流火焰传播速度只与气流的脉动速度成正比,而与化学动力学因素无关。

但是,一些学者通过许多实验表明,在大尺度强紊流情况下,火焰传播速度 u_t 不仅和脉动速度 v' 有关,且在很大程度上与层流火焰传播速度 u_n 有关,其关系式为

$$u_t = u_n + \sqrt{2v'u_n} \quad (8-64)$$

2. 影响紊流火焰传播速度的因素

由于紊流火焰传播的理论研究还不很成熟,因此只能根据一些实验结果来讨论各种理化因素对 u_t 的影响。

大多数实验表明,脉动速度 v' 和层流火焰传播速度 u_n 是影响 u_t 的基本而重要的因素, u_t 随着 v' 和 u_n 的增加而增大。图 8-28 给出在不同的 u_n 下, u_t 随 v' 的变化。它们的关系可用下列经验公式来表示:

$$u_t = 5.3 (v')^{0.6-0.7} (u_n)^{0.4-0.3} \quad (8-65)$$

由图 8-28 可知,当 $u_n = 0.4\text{m/s}$ 、 $v' = 10\text{m/s}$ 时, u_t 可达 15m/s 。由于紊流实验条件的差别,该经验公式不像层流火焰传播速度那样通用,它只适用于给定的混气和紊流试验条件。

可燃混气的性质和组成也对 u_t 带来影响。不同燃料混气的 u_t 是不同的,即使是同一

种燃料混气,由于它们的组成不同, μ_t 也有显著差别。混气组成对 u_t 的影响见图 8-29。可以看出,和余气系数 α 对 u_n 的影响一样,当 $\alpha \approx 1.0$ 时, μ_t 最大。对 u_t 的影响主要是由于对 u_n 的影响所引起的。

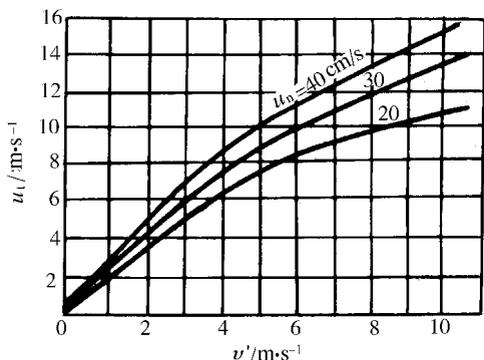


图 8-28 在不同 u_n 下 μ_t 随 v 的变化曲线

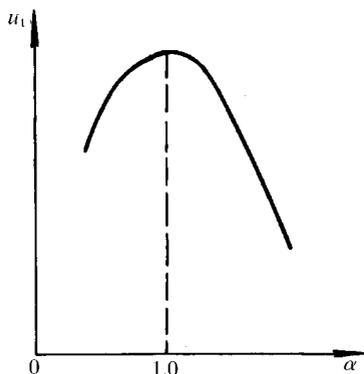


图 8-29 混气的组成对 u_t 的影响

根据实验,紊流尺度 l 对 u_t 的影响不大。在强紊流下,紊流尺度 l 与 u_t 无关。混气温度增加,使 u_t 增大,这主要是因为温度增加,使 u_n 增大。

压力对 u_t 的影响是通过压力对 u_n 和 v 的影响所引起的。压力增加,则 v 增大,而 u_n 则略有下降,二者综合影响的结果使 u_t 增大。

为了提高燃烧速度,改善燃烧性能,就要设法提高混气的紊流程度,采用 u_n 大的可燃气体混合物,并要提高混气的压力和温度。

第四节 火焰稳定

对于一个燃烧装置来说,不仅要保证燃料在其中能进行着火燃烧,而且还要求着火后的燃烧具有稳定的燃烧过程。如果着火后的燃烧火焰时续时息,那么这个燃烧装置就不具备任何实用价值。在空中工作的航空燃气轮机,燃烧稳定就更为重要。要求一旦着火后,在不同的工作条件下都能使火焰维持稳定的传播。

通常将火焰稳定分为两种:一种是低速气流下的火焰稳定,包括回火、吹熄问题;另一种是高速气流下的火焰稳定,燃气轮机中的火焰稳定属于这一种。

一、火焰稳定存在的基本条件

首先分析一维管流火焰的稳定条件,因为它是火焰稳定的基础。

如图 8-30 所示的管流中,可燃混气的燃料浓度是在火焰传播界限范围之内。我们假定火焰前锋是平面形状,新鲜可燃混气以速度 v 流动,火焰前锋以速度 u_t 向前传播。

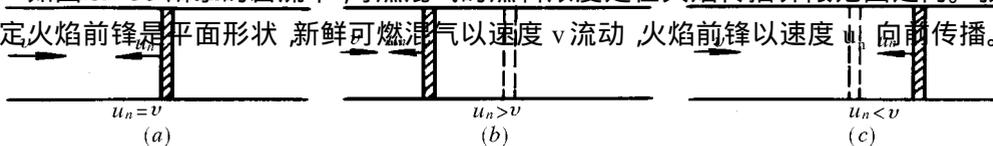


图 8-30 一维火焰传播

如果火焰传播速度 u_n 与气流速度 v 相等, 即 $u_n = v$, 则火焰前锋就会稳定在管内某一位置上, 如图 8-30 (a) 所示。

如果火焰传播速度 u_n 大于可燃混气的流动速度 v , 即 $u_n > v$, 则火焰前锋就会一直向可燃混气的上游方向移动, 如图 8-30 (b) 所示。这种情况称为回火。

反之, 如果火焰传播速度 u_n 小于可燃混气的流动速度 v , 即 $u_n < v$, 则火焰前锋就会一直向下游 (燃烧产物一侧) 方向移动, 直至被可燃混气吹走, 如图 8-30 (c) 所示。这种情况称为吹熄。

由此可见, 为了保证在管道中可燃混气能连续不断地燃烧, 而不致产生回火或吹熄现象, 就要求火焰前锋稳定在某一位置上不动, 即必须是火焰传播速度与可燃混气的流动速度相等:

$$u_n = v \quad (8-66)$$

这就是一维管流火焰稳定的基本条件。

实际管流中, 平面型火焰前锋几乎是不存在的, 而是呈抛物面状, 如图 8-31 所示。此时, 火焰前锋各处的法向火焰传播速度并不是相同的。但火焰稳定的条件依然是: 必须保证火焰前锋各处的法向火焰传播速度等于可燃混气在火焰前锋法向的分速度。

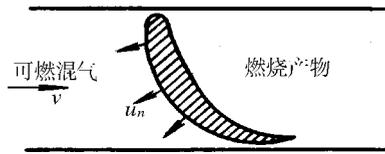


图 8-31 在管内传播的火焰焰锋实际形状

我们再以本生灯为例, 分析一下锥形火焰或者火焰传播方向与可燃混气流动方向不在一条直线时, 火焰稳定存在的基本条件。

如图 8-32 所示的本生灯, 预混可燃气体从垂直放置的管里流出, 速度为 v 。如果可燃气体是按化学当量比混合的, 并且经管口是均匀层流, 则点燃后形成的火焰呈曲面锥型稳定在管口。其外形有以下特征: 火焰顶端呈圆形, 火焰底部不和喷嘴出口相重合, 存在向外突出的一个区域以及靠近壁面处有一段无火焰区域。

在圆锥型火焰前锋面上取一微元段 \widehat{ab} , 如图 8-32 所示, 由于微元段很小, 可以认为

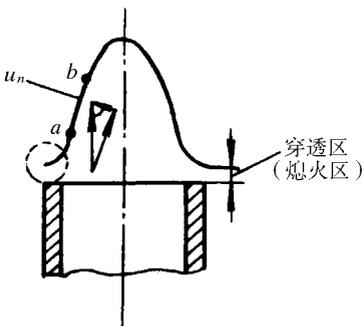


图 8-32 本生灯火焰

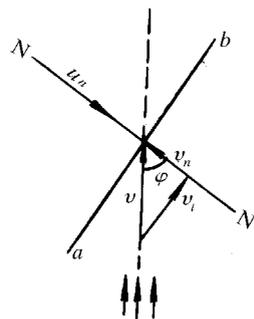


图 8-33 气流速度在微元焰锋面上的分量

是一直线段 如图 8 - 33 所示。新鲜混气与焰锋 \widehat{ab} 的法线方向成 φ 角流向焰锋。把混气速度 v 分解成平行焰锋表面的切向分速 v_t 和垂直焰锋表面的法向分速 v_n 。分速 v_t 的存在是使焰锋顺着其表面 $a - b$ 方向移动,而分速 v_n 的存在则是使焰锋沿 $N - N$ 方向移动。显然,为了维持这段焰锋面的稳定,使其在空间中位置不动,势必就要设法平衡两个速度分量 v_t 和分量 v_n 的影响。

平衡 v_n ,使焰锋表面不致沿 $N - N$ 方向移动的必要条件,是可燃混气的法向分速 v_n 等于火焰传播速度 u_n ,即

$$u_n = v_n = v \cos \varphi \quad (8 - 67)$$

该式称为米哈尔松余弦定律,简称余弦定律。 φ 角的变化范围是

$$0 \leq \varphi < 90^\circ$$

$\varphi = 0$,则为平面火焰,实际上平面火焰是极不稳定的。因为只要气流速度稍微发生变化,就会破坏火焰传播速度的平衡条件,而使火焰发生变形。

若 $\varphi = 90^\circ$,即气流速度平行于火焰前锋,这时 $u_n = 0$,这是不可能的,所以 φ 必须小于 90° 。

为了维持火焰的稳定,必须满足余弦定律。对于一定的可燃混气,当 u_n 变化不大时,可以认为 $u_n = \text{常数}$,在一定的气流速度变化范围内,随着气流速度的增加,火焰就会变长(φ 角增大);反之,当气流速度减小时,火焰就会变短(φ 角减小)。火焰前锋将会在新的条件下稳定下来。

促使火焰前锋位置在空间的移动,除了气流的法向分速 v_n 外,还存在切向分速 v_t 。 v_t 力图使焰锋上的质点沿着表面 $a - b$ 方向向前移动。因此,为了保证火焰前锋稳定存在,必须有另一火焰质点从焰锋的前部补充到 a 点位置。这对远离管口的焰锋面是可以办到的,但在接近火焰根部处,如果没有一个固定的点火源存在,就不会有新的火焰质点来补充,火焰就会被气流吹走。

因此,为了避免火焰被吹走以确保焰锋的存在,就必须在火焰根部有一个固定的点火源,以便不断地点燃根部的可燃混气。而且,这个点火源还应具有足够的强度,否则,也不能稳住火焰。

由此可以看出,在火焰根部具有一个固定的点火源是火焰稳定存在的第二个必要条件。

综上所述,要使气流中的火焰稳定存在,就必须具备这样两个基本条件:

(a)火焰传播速度 u_n 应与垂直于焰锋表面的可燃混气法向分速相等,即

$$u_n = v_n = v \cos \varphi$$

(b)必须有固定的点火源。

以上讨论了火焰稳定的一般原则,下面再进一步讨论火焰稳定的机理。

通过实验观察发现,如果以一定流量的可燃气体送入本生灯,经点燃后移去火源,可以看到火焰会稳定在喷口上方。如果送入气流的流速过大,火焰将会从根部开始吹脱;如果气流速度过小,火焰会引向管内,发出噪声。这就说明了本生灯火焰在一定的流速范围内存在一个稳定的着火源,不然火焰不能维持稳定。如果再细加观察,就会发现在火焰根部有一环形平面火焰,它悬吊在喷口上方,这个环形平面火焰就起到了固定着火源的作用,称为点火环。下面研究点火环的形成原因及其与回火、脱火(后文叙及)的关系。

我们所要研究的区域很小,如图 8-32 所示的圆圈部分。对甲烷-空气混合物来说,这个区域的数量级仅 1mm。为了便于分析,将图 8-32 的圆圈部分放大画在图 8-34 上。

概括来说,点火环形成的原因是由于靠近射流壁面(或边界)附近气流速度及火焰传播速度分布不均匀的缘故。自由射流截面速度分布由于粘性力作用呈抛物线型,靠近壁面很薄的边界层中,速度分布曲线可以近似为线性。图 8-34 画出了离喷口不同距离处射流边界附近的速度分布。图上还画出了不同截面上对应的火焰传播速度曲线。靠近壁面一段距离,由于受熄火效应的影响,火焰传播速度等于零。远离壁面,不再受散热的影响,火焰传播趋于某一定值。当火焰根部离开喷口向下游移动时, u_n 的分布曲线将发生变化。有两个因素影响 u_n 的大小,一个是管口壁面的散热影响,离管口越远,熄火效应的影响越小,另一个是预混气体的浓度的影响,离管口越远,由于射流卷吸作用,可燃混气中燃料浓度被空气稀释,熄火效应的影响增大。

下面具体分析本生灯火焰点火环形成过程。在喷嘴出口处 0-0 截面,由于壁面散热起主要作用,熄火效应明显,截面上每一处都存在气流速度 $v_n > u_n$,使得火焰前锋被气流吹向下游。由于此时火焰根部离喷口壁面远一些,熄火效应减弱, u_n 分布曲线向左移动,只要气流速度不是很大,总能找到一个平衡位置,例如在 1-1 截面 A 处, u_n 、 v_n 两条分布曲线相切,此处 $v_n = u_n$,火焰根部在这里稳定下来,形成所谓“点火环”。如果稍有扰动,火焰向下游移动,例如移到 2-2 截面,这时,由于火焰根部离喷口远些,壁面熄火效应下降,使 u_n 分布曲线继续向左移动,结果使 u_n 、 v_n 两条分布曲线相割,在 A、B 区域间 $u_n > v_n$ 将使整个火焰向上游移动,直到 0-0 截面 A 处火焰才会稳定。如果由于某种扰动,火焰前沿继续向下游移动,例如到 3-3 截面,由于射流卷吸作用,使壁面熄火效应增加。 u_n 分布曲线向右移动,与 v_n 曲线相切,对应的位置为 D。如果火焰继续移向下游至 4-4 截面,此时,空气稀释作用影响更大, u_n 曲线进一步向右移,以致整个截面 $v_n > u_n$,火焰前锋将向下游移动。

将 A、B、C、D 联成一个封闭区域(实际上是一个旋转体),在该区域内均满足 $u_n \geq v_n$ 。由于这个区域的存在,保证了本生灯火焰存在一个固定的着火源(点火环)。一旦由于某种扰动破坏了平衡,它可以立即恢复到平衡状态。例如,如果由于某个扰动,使火焰离开 A 点向下游移动,只要处于 ABCD 区域内,则火焰前沿必将逆向移动回复到 A 点而恢复平衡;反之,如果因某个扰动使火焰前沿脱离 A 点向上游移动,则由于上游处 $v_n > u_n$,因而火焰前锋将被气流带到 A 点,又恢复了平衡。因此,在一定条件下,本生灯火焰可以在出口下游某一位置自行稳定下来。

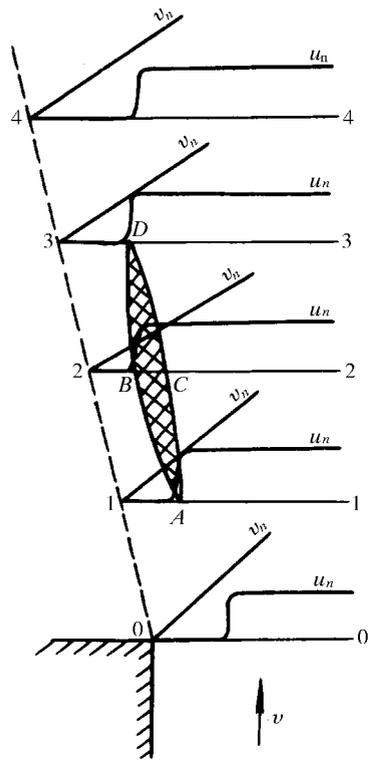


图 8-34 本生灯点火环形成机理

对一定的可燃混气,点火环位置随可燃混气流速的变化而改变。如果提高气流速度,

用上面同样的分析方法可以知道, ABCD 区域将向下游方向移动并逐渐缩小, 最后缩小成一点。如果再继续增大气流速度, 则火焰将会被气流吹脱而熄火。反之, 如果减小气流速度, ABCD 区域将逐渐扩大, A 点向上游方向移动, 直到喷口截面处。如果继续降低流速, 将会使 A 点向管内窜动, 产生回火现象。

二、高速气流中火焰的稳定

为使火焰在可燃混气气流中获得稳定, 其必要条件之一是火焰前锋根部存在 $v = u_n$ 的速度平衡点, 以形成固定点火源。这种情况只能在比较低的气流速度下, 利用气流射流边界层中较大的速度梯度的条件来实现。

一般来说, 碳氢燃料在空气中燃烧的层流火焰传播速度 u_n 很少超过 40cm/s, 只有氢在空气中燃烧时, u_n 可以达到 315cm/s。碳氢燃料在空气中的紊流火焰传播速度也仅在 100cm/s 左右。但在许多实际的燃烧装置中, 例如航空燃气轮机和冲压式发动机燃烧室中, 进入主燃烧室的气流速度高达 60m/s, 加力燃烧室的气流速度达 120m/s, 这比最大可能的紊流火焰传播速度要高出一个数量级。这样高的气流速度, 火焰是不能稳定下来的。因而, 必须在高速气流中采用某些人为的特殊手段来稳定火焰。

火焰稳定的基本条件, 是在火焰根部产生稳定的点火源。因此, 必须在高速气流中创造条件建立一个平衡点, 以满足 $v_n = u_n$ 。通常是在气流速度场内人为地造成一个使气流速度滞止的区域, 采用的手段主要是以下几种: 利用引燃火焰或称值班火焰, 即在主气流旁引入小股低速气流, 着火后不断引燃主气流; 利用燃烧装置形状变化, 如偏转射流(突然转弯)、壁面凹槽、突然扩张等改变气流方向的方法, 形成回流区, 稳定火焰; 利用金属棒(丝、环), 把金属棒放在火焰上, 改变了速度分布, 起到稳定火焰的作用; 利用旋转射流, 产生回流区, 稳定火焰; 利用钝体, 产生回流区, 稳定火焰——这是最常用、最有效的稳定火焰方法之一。钝体的形状很多, 如: 圆形、平板、半圆锥体、V 形槽等。

采用哪种方式稳定火焰, 要由燃烧装置的用途、所用燃料的种类等各种因素来决定。我们主要讨论一下用钝体稳定火焰的机理。

从流体力学中知道, 粘性气体绕流过不良流线物体时必然会产生绕流脱体现象, 在其后方形成一个稳定的涡流区, 在燃烧技术上称之为回流区, 利用钝体稳定火焰就是靠形成稳定的回流区来实现的。靠回流区稳定火焰有两方面的原因: 一方面是均匀高速气流流经钝体后速度分布发生了变化, 离钝体下游不远处, 截面气流速度从轴心处负值沿径向一直变到主流速度。因此, 在钝体下游某一区域总能找到气流速度与预混可燃气体的火焰传播速度相等的平衡区; 另一方面是由于在产生的回流区中, 当把混合气点燃以后, 回流区变成高温区, 利用回流的高温气体, 提供了预混可燃气体着火所必需的能量, 从而在钝体下游某个地区形成了一个稳定点火环, 使高速预混可燃气体在这里开始稳定着火、燃烧。

由此可见, 回流区的形成以及其大小和形状对稳定火焰起着决定性的作用。要分析钝体稳定火焰的机理, 首先要分析下气流绕流钝体后形成的回流区中气流结构。

图 8-35 为 V 形钝体后回流区的气流结构。当高速气流流经钝体时, 由于气体粘性力的作用, 将钝体后面隐蔽区中的气流带走, 形成局部低压区, 从而使钝体下游处部分气流在压力差的作用下, 以与主流相反的流动方向流向钝体后的隐蔽区, 以保持流动的连续性。这样, 在钝体后方产生了回流区。图 8-35 中 0-1、0-2 分别为气流流经钝体后的紊流外边界及内边界。外边界的外侧为主流区。外边界及内边界之间为燃烧产物和预

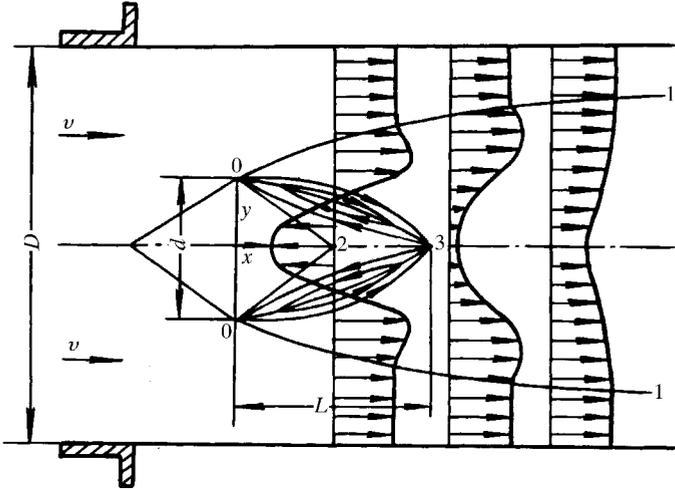


图 8 - 35 V 形钝体后回流区的气流结构

- 0 - 1 紊流边界层外边界；
- 0 - 2 紊流边界层内边界；
- 0 - 3 - 0 回流区边界线。

混可燃气的混合物。0 - 3 - 0 为各截面上轴向速度为零的连线，称回流区边界。L 为回流区长度，或称回流区特征长度。回流区边界线以内逆流区和回流区边界线以外的顺流区组成了一个环流区。环流区与外界气流通过紊流扩散进行强烈的物质和热量交换。

上述的气流结构图是在没有进行燃烧时测得的，即冷态时的实验结果；在燃烧时，即热态时的实验测定表明：气流绕流过钝体后尾流中的气流结构图形基本上与冷态时一样，同样具有回流区与环流区的流动特征，不过在燃烧时环流区的边界不太容易确定，同时回流区的长度也较冷态时为大，且随可燃混气流的余气系数 α 增大而略有减小，但却与来流流速、混气温度和混气特性等无关。

实验结果表明，在回流区内没有强烈的化学反应（即没有燃烧过程），在其中仅充满着燃烧几乎完全的、高温的、组成均一的燃烧产物，它们的流向是逆向稳定器，并由紊流扩散被带入新鲜混合气流中去。这种返流回稳定器并被紊流扩散带入新鲜混气的高温燃烧产物能起到一个固定的连续点火源的作用，它加热并点燃了由稳定器后缘流过的新鲜混气。

三、航空燃气轮机燃烧室的火焰稳定

对于航空燃气轮机燃烧室来说，燃烧稳定是其最基本的要求之一。燃烧稳定，一方面是指燃烧室要在适当的、尽可能宽的油气配比范围内工作；另一方面是指在燃烧过程中，在一定的进口气流速度情况下，要满足火焰稳定的基本条件。由于容热强度大，进口气流流速高，给稳定火焰带来较大的困难。因此，无一例外地设置了火焰稳定器。

火焰稳定器有多种形式，在主燃烧室中广泛采用的是旋流器，加力燃烧室采用较多的是 V 形槽稳定器，其原理都是利用回流区来稳定火焰。

图 8 - 36 给出了带旋流器的燃烧室前段的流动示意图。装有旋流器的燃烧室中，经旋流器流入火焰筒的一股气流（约占总空气的 5% ~ 10%），由于旋流叶片的导流作用，形

成具有轴向、切向和径向分速的三维旋转气流。又由于空气粘性的作用,旋转扩张着的进

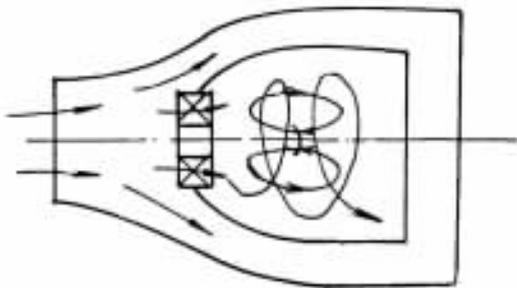


图 8-36 带旋流器的燃烧室前段的流动示意图

气气流把火焰筒中心的气体带走,使中心区气体变得稀薄,压力降低。在轴线方向存在着逆主流方向的压力差,在此压差的作用下,下游就有一部分气流逆流补充,结果形成了气体的回流。回流的高温燃气能够不断地把热量和活化分子传送给刚由燃料喷嘴和旋流器供来的燃料和空气,使燃料加热和蒸发,逐渐形成可燃混合物。回流的高温燃气,实际上就是燃烧空间中的一个稳定的点火源。此外,反向气流向顺流区的主流过渡时,必然会出现一个轴向速度相当低的顺向流动区域,在这个区域内,存在气流速度与可燃混合物的火焰传播速度相等的平衡区。

图 8-37 为加力燃烧室中 V 形槽火焰稳定器回流区形成示意图。在燃烧室中, V 形槽是以环形或径向放置在燃烧区的气流通道的,其回流区形成的原理已在前面分析过,下面我们再进一步讨论其气流结构。

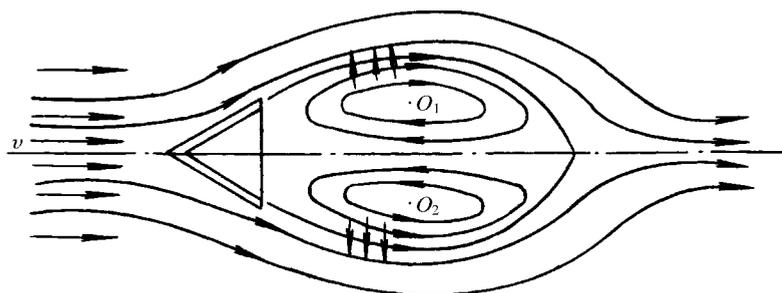


图 8-37 V 形槽火焰稳定器回流区的形成

气流流经 V 形槽,紊流脉动很激烈,按其时均流速,形成两个对称的截面为椭圆形旋涡,每个旋涡中间有一个核心,核心中点 O_1 、 O_2 的速度为零,见图 8-38。作穿过 O_1 、 O_2 垂直于 V 形槽轴线的截面,其轴向速度方向在 O_1 以上和 O_2 以下与主流方向是相同的,离零速度点越远,速度越大,直到与主流速度相同。在 O_1 和 O_2 之间,轴向速度方向与主流方向相反,离轴线位置越近,速度越大。用同样方法,可以任意作出垂直于轴线的剖面,得到该截面的轴向速度分布,其形状与 I 截面类似。每个截面都有逆流和顺流部分,存在上下两个零轴向速度点,把这些点用虚线连起来,即得到零轴向速度线,这条线包围的中间部分是逆流区,以外的部分是顺流区。

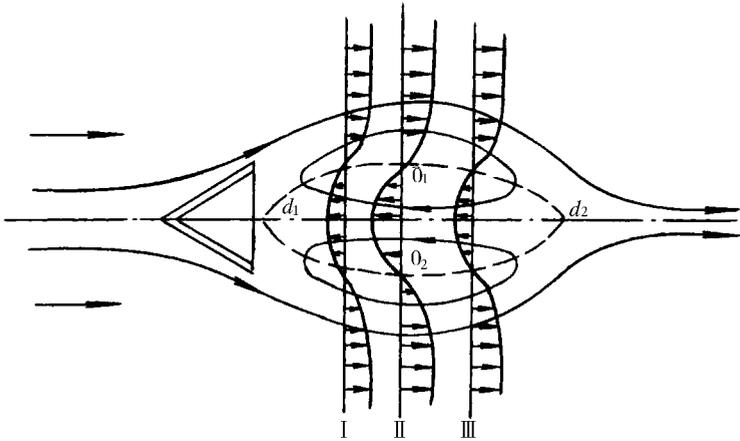


图 8 - 38 V 形槽火焰稳定器的轴向速度分布

燃油与空气在 V 形槽边缘后掺混, 形成可燃混气。燃烧室点火以后, 由于回流区的存在, 火焰稳定在一个小的区域内, 如图 8 - 39 所示。此时的火焰传播速度为 u_n , $0 < u_n \ll v_{\pm}$ (v_{\pm} 为当地的主流速度)。在 $0-0$ 截面, 顺流区的轴向速度 $v=0 \sim v_{\pm}$ 分布, 在这个速度区中总可以找到一点 (如 b 点), 气流速度恰好和火焰传播速度相等, 而方向相反, 即 $v_b = u_n$, 这就满足了火焰稳定的基本条件。也可以认为, 火焰在此形成了一个固定点火源。

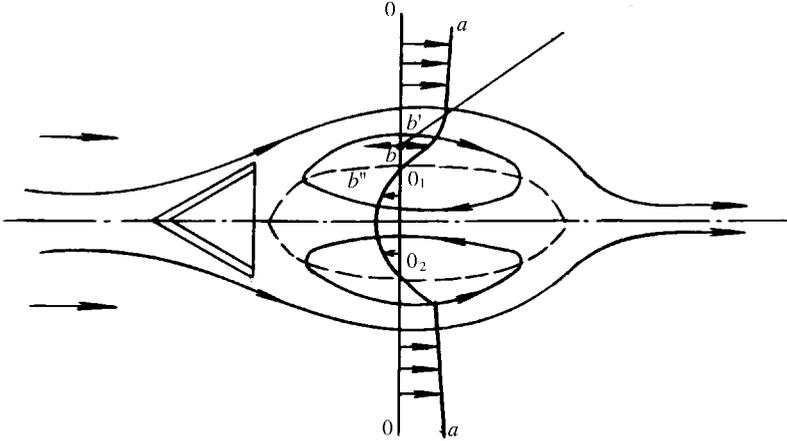


图 8 - 39 V 形槽火焰稳定器点火源的位置

点火源并不一定仅在 $0-0$ 截面, 有可能在前面, 也可能在后面, 这要视气流及混气参数而定, 但点火源肯定是在顺流区内。实际上, 回流区高温燃烧产物本身就起到了固定的连续点火源的作用。当高温燃烧产物逆向流动, 通过强烈的紊流扩散带入到新鲜混气以后, 加热并点燃了稳定器后面顺流区的新鲜混气。一般认为, 点火过程是在回流区外边缘新鲜混气和高温燃气相接触的交界面上进行。

由于我们分析的是一个剖面, 实际 V 形槽是个轴对称的空间结构, 因此固定点火源是个圆环。

从以上分析看出, 产生回流区是稳定火焰的有效手段。但并不是有了回流区就能稳

定火焰,因为火焰稳定有一定的界限。对于给定的燃烧室,在进口气流压力和温度一定的条件下,混气的余气系数和气流速度必须在某一范围之内,火焰才能维持稳定,超出这一范围,火焰就会被吹熄。

第五节 扩散燃烧

前面所讨论的燃烧问题,基本是以均匀预混可燃气体作为研究对象的,燃烧过程的进展主要取决于可燃混气氧化的化学动力过程。但是这种均匀可燃混气的燃烧只是燃料燃烧的方式之一,在实际的燃气轮机燃烧室、锅炉、工业窑炉及其它工程燃烧设备中,更多的是另一种燃烧方式,即燃料和氧化剂往往不是预先混合均匀的,而是分别供入燃烧室,进而依靠分子扩散或紊流交换的作用,一边进行混合,一边完成燃烧过程。这时燃烧过程的进展不仅决定于燃料氧化的化学动力过程,还决定于燃料与氧化剂混合的扩散过程。

一、动力燃烧和扩散燃烧

一般来说,燃料燃烧所需的全部时间 τ_c 是由两部分组成,即燃料与氧化剂互相混合所需的时间 τ_m 及燃料氧化的化学反应时间 τ_r ,整个燃烧过程时间应是上述时间之和,即

$$\tau_c = \tau_m + \tau_r \quad (8-68)$$

如果燃烧过程中 $\tau_m \ll \tau_r$,则完成燃烧过程的总时间就近似地等于氧化反应时间, $\tau_c \approx \tau_r$ 。这时的燃烧过程主要受化学反应动力学规律所控制,可燃混气的性质、反应温度和压力、浓度等变化都将强烈地影响燃烧速度的大小。这种燃烧过程就是化学动力燃烧,或动力燃烧。

反之,如果燃烧过程中 $\tau_r \ll \tau_m$,则完成燃烧过程的总时间将取决于混合所需时间, $\tau_c \approx \tau_m$ 。这时的燃烧过程主要由燃料与空气的扩散混合过程所控制,流体动力学的一些因素起主要作用。这种燃烧过程就是扩散燃烧。

均匀预混可燃气的燃烧一般属于动力燃烧,而液体燃料在空气中的燃烧则是扩散燃烧。

除上述两种燃烧形态外,有些燃烧过程是处于两种极端情况之间,此时燃烧所需混合时间与氧化的化学动力时间差不多相等,即 $\tau_m \approx \tau_r$ 。这种燃烧情况最为复杂,因为燃烧过程既取决于化学动力因素,又取决于流体动力因素,而且两种因素相互影响。燃气轮机燃烧室中进行的燃烧过程,基本属于这种情况。

扩散燃烧可以是单相的,如气体燃料的射流燃烧属于单相扩散燃烧;也可以是多相的,更多的是两相的,如航空燃气轮机燃烧室中煤油在空气中的燃烧就是气液两相扩散燃烧。可以看出,扩散燃烧的过程更复杂些。它不像预混燃烧那样有容易测定的基本特性参数,如火焰传播速度等,对它的研究主要是测定和计算火焰的外形和长度。

由于流动状态不同,扩散燃烧可分为层流扩散燃烧和紊流扩散燃烧。

实际上,动力燃烧过程与扩散燃烧过程在一定条件下是可以互相转化的。即使是预先混合均匀的可燃混气,在条件改变时,也可能发生动力燃烧与扩散燃烧现象的相互转换。如图 8-40 所示的一组均匀预混可燃混气的层流燃烧现象中,只需改变燃料与氧化剂的预混成分,就可以使动力燃烧与扩散燃烧相互交替。

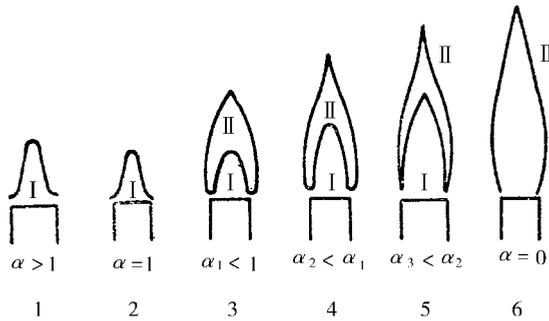


图 8 - 40 可燃混合气体的燃烧由动力区域转为扩散区域的过程

图 8 - 40 中的工况 1 与工况 2 为单纯的动力燃烧情况, 余气系数 α 大于或等于 1, 空气量充足有余, 不需要外界以扩散方式供应空气, 因而可燃混气在经过动力火焰前锋 I 后就完成燃烧。由于 $\alpha = 1$ 时的火焰传播速度 u_n 比 $\alpha > 1$ 时的大, 因而工况 1 的火焰锥比工况 2 的高, 且随着余气系数 α 的增大, 火焰锥会更高。当逐渐改变燃料与空气的混合成分而使 $\alpha < 1$ 时, 在动力火焰前锋 I 的外围还出现一层新的火焰前锋。这是由于空气供应不足, 可燃混气在流经动力火焰前锋 I 时, 只能把相当于化学当量比的那部分燃料烧完, 而剩余的那部分燃料将越过火焰前锋 I, 扩散到周围的空气层中去, 接受从外界扩散进来的氧气, 再次燃烧起来, 形成了第二层扩散火焰前锋 II。显然, 剩余的那部分燃料是以扩散燃烧方式进行燃烧的。如果继续减小余气系数 α , 由于 u_n 的降低, 动力燃烧区的火焰高度就会逐渐伸长。同时因 α 的减小, 越过动力火焰前锋 I 的剩余燃料越来越多, 为使其完全燃烧, 就需从外界扩散进入更多的氧气, 所以第二层扩散火焰前锋 II 也将随之伸长, 动力火焰前锋 I 与扩散火焰前锋 II 就将逐渐接近。当 $\alpha = 0$ 时, 燃烧现象将完全转为单纯的扩散燃烧, 即工况 6 的情况。

二、气相扩散燃烧

气体扩散燃烧是气体燃料与空气分开并同时送入燃烧室中边混合边进行燃烧。

在扩散燃烧中, 燃烧所需的氧气是依靠空气扩散获得, 因而扩散火焰产生在燃料与空气的交界面上。燃料与氧化剂分别从火焰两侧扩散到交界面, 而燃烧产生的燃烧产物则向火焰两侧扩散开去。所以, 对扩散火焰来说, 就不存在火焰的传播。

天然气在喷嘴处的燃烧及气态燃料的本生灯口火焰都属于气相扩散燃烧。

以如图 8 - 41 所示的圆管内层流扩散火焰为例, 分析一下气相扩散燃烧的特点。它是一个由内管半径为 r_1 , 外管半径为 r_2 的管子组成的同心套管, 在内管中通以气态燃料, 在内、外管之间的环形流道中则通以空气, 以相同速度在管内流动。这时观察到的扩散火焰外形可以有两种类型。一种是当外管中所供给的空气量足够多, 超过内管燃料完全燃烧所需的空气量, 或者是当燃料射流喷向大空间的静止空气中, 这时扩散火焰呈封闭收敛状的圆锥形火焰; 另一种是外管中所提供的空气量不足以供应内管中燃料射流完全燃烧所需, 则此时火焰形状呈扩散的喇叭形。由此可见, 层流扩散火焰的外形取决于燃料与空气的混合浓度。

图 8 - 42 给出了扩散火焰炬中某一高度处各物质浓度与温度的径向分布。从图中可以看出, 燃料与氧化剂的浓度在火焰前锋处为最小, 而燃烧温度和燃烧产物的浓度在该处

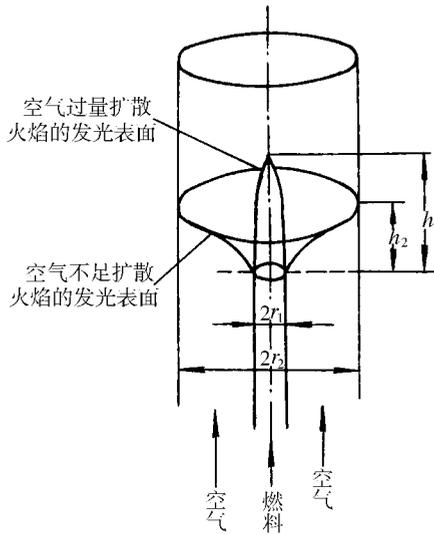


图 8-41 层流扩散火焰的外形

为最大,并依靠扩散作用向火焰两侧穿透。这种浓度分布也同样适合于燃料射流喷向周围静止大气中的情况。实验表明,图 8-41 所示的两种火焰外形,在火焰前锋的锋面上,燃料与氧化剂的配比成分总是为 $\alpha = 1$ 。因而可以认为,扩散火焰的形状,实际上就是那个 $\alpha = 1$ 的空间轨迹面。这个特点不会由于流经内管和 outer 管时气体燃料和空气的配比关系的改变而改变。

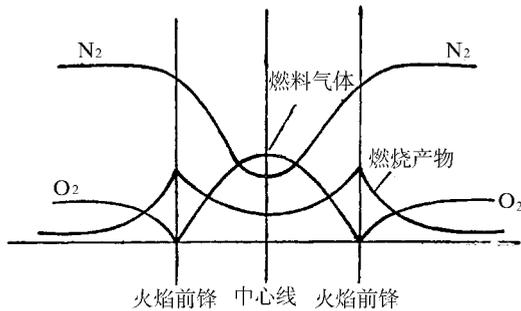


图 8-42 扩散火焰中各物质浓度的径向分布

实际上,扩散火焰中反应区并不是如上所述的那样无限的薄(图 8-43)。实验表明,在主反应区中燃烧温度达到最大值,其中各种气体组成处于热力平衡的状态。在主反应区的两侧是预热区,它的特征是具有较陡的温度梯度。燃料和氧化剂在预热区中有着化学反应。由于在扩散燃烧中,燃料与氧化剂需要一边混合、一边进行燃烧,因而当氧化剂供应不足时,或者当燃料与氧化剂混合不好时,预热区中的燃料就会由于导热和高温燃烧产物的扩散作用而受到加热,发生热分解而生成碳粒和复杂又难于燃烧的重质碳氢化合物。这些碳粒与重质碳氢化合物常常来不及燃烧而被燃烧产物带走,造成化学不完全燃烧损失。所以,扩散燃烧的一个显著特点是会产生不完全燃烧损失,这是预混火焰所没有

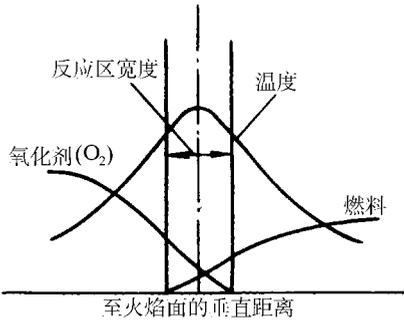


图 8 - 43 实际扩散火焰中温度及浓度分布

的。

一些研究结果表明,在层流扩散火焰中,火焰前锋的高度

$$\left. \begin{aligned} h_1 &\propto \frac{v_f r_1^2}{D_m} \propto \frac{Q_f}{D_m} \\ h_2 &\propto \frac{v_a (r_2 - r_1)^2}{D_m} \propto \frac{Q_a}{D_m} \end{aligned} \right\} \quad (8 - 69)$$

式中 v_f, v_a ——分别为气体燃料和空气的流速;

D_m ——分子扩散系数;

Q_f, Q_a ——分别为气体燃料和空气的容积流量。

由此可见,层流扩散火焰的高度与燃料的容积流量 Q_f 成正比,与扩散系数成反比。因此,对于特定的燃料,当 D_m 不变,而当管径 r 也一定时,这个高度将随来流流速的加大而增长,而当 Q_f 一定时,不论管径的大小,火焰的高度都是相同的。

因而,在单位时间内,为了燃烧掉同样容积流量的燃料,应该采用多个燃烧器方案。这样可以减少流经每个燃烧器的容积流量,达到缩短燃烧火焰长度、提高燃烧热强度的目的。

在紊流扩散火焰中,燃料与氧化剂的混合则是依靠紊流交换效应来实现的。因此,它的混合速度较快,使得燃烧火焰缩短。对于给定尺寸的燃烧器,紊流扩散火焰的高度比层流扩散火焰的高度要短。由于紊流扩散系数 D_T 与紊流强度 ε 和紊流尺度 l 的乘积成正比,即 $D_T \propto \varepsilon l$,而 $\varepsilon \propto v_f l \propto r$ 。因而,根据式(8-69)可得紊流扩散火焰高度

$$h_T \propto r \quad (8 - 70)$$

即,紊流扩散火焰的高度与气体燃料的流速 v_f 无关,仅与喷燃器的管径 r 成正比。

因而,在紊流扩散燃烧过程中,采用多个小管径的喷燃器方案,同样能达到缩短火焰,提高燃烧热强度的目的。

图 8 - 44 给出了在尺寸一定的喷燃器上,扩散火焰的形状与高度随射流速度而变化的关系。大体可分为三个区段:(a)在层流扩散火焰区,随着射流速度的增大,火焰高度将不断地增加。(b)在扩散火焰的过渡区,火焰将随着射流速度的增大而逐渐缩短。这

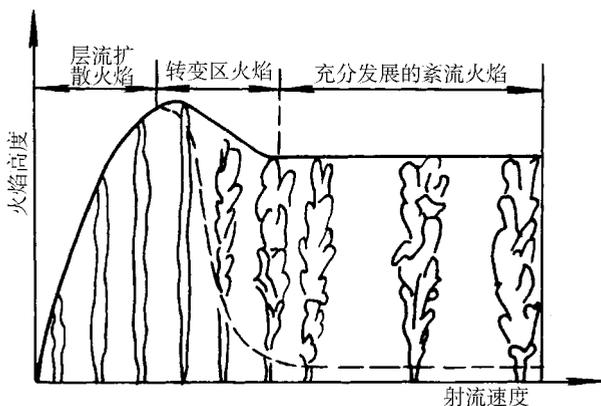


图 8 - 44 扩散火焰形状与高度随喷口射流速度的变化关系

种火焰的结构形态很特别,即在喷口附近火焰仍呈层流状态,但其上部则已发展成为紊流状态了,并伴有噪声。随着射流速度的增大,呈层流状态的火焰高度将渐趋缩短。因而,这种紊流火焰是在火焰内部发展起来的。(c)在充分发展的紊流扩散火焰区,射流在离开喷口时就已呈紊流状态了,其高度将基本上不再随射流速度的增大而改变。这些结果与式(8-69)和式(8-70)的分析是一致的。

在扩散燃烧现象中,也存在燃烧火焰的稳定问题,但是它只会被吹熄,而不会发生回火现象。由于燃料与氧化剂是分别供给的,在燃料管中无氧化剂,就不可能发生火焰向燃料管内传播的现象。当燃料的浓度过稀或过浓时,或者当射流速度过高时,扩散火焰也会被吹熄。对气相扩散燃烧,也可采用气流环流区和回流区的办法稳定火焰。

三、液体燃料的燃烧

液体燃料的燃烧属非均相扩散燃烧,燃料和氧化剂分属不同状态:燃料为液态,氧化剂为气态,通常称为气液两相燃烧。

对于一般常用的液体燃料,其蒸发温度通常比其着火温度低得多。因此,液体燃料在着火前实际上已先蒸发了,在燃料表面形成一层燃油蒸气。在液体燃料的液相界面上是不会发生燃烧反应的,它们必然要首先蒸发成为燃料蒸气,随后与外界的氧化剂互相扩散或进行紊流交换,形成气相的可燃混合物,最后在离液面一定距离的空间中进行着火燃烧的。所以,液体燃料的燃烧,实质上是燃油蒸气和空气的燃烧,是一种气相的扩散燃烧现象。而燃油的蒸发汽化过程比较慢,它对液体燃料的燃烧起着决定性的作用。

显然,液体燃料的总燃烧时间应由蒸发、扩散混合和化学反应三个部分组成。实验表明,由于碳氢燃料的燃烧温度很高,化学反应是十分迅速的,而蒸发过程却是三者中最为缓慢的环节。这就是说,液体燃料的燃烧速度主要取决于蒸发速度的快慢。由此可见,提高液体燃料的蒸发速度是加快其燃烧速度的重要途径。

怎样才能提高蒸发速度呢?增加液体燃料的蒸发表面是个关键。利用喷油嘴把液体燃料雾化成为很细的雾滴群,就是增大蒸发表面,提高燃烧速度的重要手段。在现有的燃气轮机燃烧室中,为了强化液体燃料的燃烧过程,普遍采用了各种喷雾措施。它能在着火燃烧之前把液体燃料雾化成为由许许多多尺寸不同的单颗油滴集合而成的油滴群(简称“油雾”),进而依靠油雾的蒸发,随之与周围的氧化剂掺混而起燃。这种燃烧方式通称为

“液雾燃烧”。因此,燃料的雾化在整个液体燃料的燃烧过程中起着极其重要的作用,直接影响着燃烧过程的好坏。

下面重点讨论雾化后油滴的蒸发和燃烧规律,燃油的雾化将在下一章讨论。

1. 油滴蒸发和燃烧的特点

雾化后的油滴以很高的速度喷入气流后,在气流中运动,由于受到燃烧室高温燃气的影响,不断被加热而蒸发。在最初阶段油滴与气流之间保持一定的相对运动,但是经过一定距离后,由于气动力的作用,油滴将逐渐减慢速度直至被气流带着运动,油滴与气流之间几乎没有相对运动。因而,油滴在气流中的燃烧现象就与在静止介质中的燃烧情况十分相近。为此,首先要研究的就是单颗油滴在静止介质中的燃烧规律。

单颗油滴在相对静止的环境中被点燃后,油滴表面的液体将吸收热量而蒸发成为蒸气。由于油滴表面没有氧化剂,因而燃料蒸气是不会起燃形成火焰面的。这股蒸气将向外界环境扩散,而外界环境中的氧气则将反方向地朝着油滴表面进行扩散。显然,在离油滴表面某一个距离 r_0 的地方,燃料蒸气与氧气混合成为 $\alpha = 1$ 的均相可燃混合物,在高温环境中或者点燃后,如果不计重力的影响,燃烧在这个面上发生,形成一个高温的球形火焰面,球对称地包围着油滴。很明显,这个球形的火焰面就是燃料蒸气与从外界扩散进来的氧气进行燃烧的化学反应区(图 8-45)。

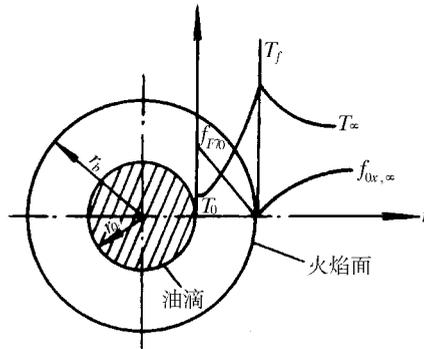


图 8-45 液滴蒸发与燃烧的物理模型

燃烧是在 $\alpha = 1$ 的条件下进行的,因而在这个反应面上燃料蒸气和氧气的浓度将立即降为零,而燃烧产物的浓度将为最大。由于浓度梯度的存在,燃烧产物必然是既会向油滴表面方向又会向外界环境方向进行扩散。所以,从物质浓度分布(也就是物质的分压力)的特点上看,在液体表面上的燃料蒸气浓度(或蒸气压力)必然为最高,它将朝着燃烧火焰面的方向扩散并逐渐减小,直到火焰面上被降低到零为止。当然氧气的浓度应该是在离火焰面某一距离 r 的地方为最高,其值应等于外界环境中氧气的浓度值,它将朝着火焰面方向扩散并逐渐减小,同样在火焰面上降为零。而燃烧产物的浓度则应该是在火焰面上为最大,它朝着两个彼此相反的方向进行扩散并逐渐递减。通常认为,在外界离火焰面某一距离 r 处,燃烧产物的浓度等于零。这就是说,火焰面将是一个分界面,在其内侧仅有燃料蒸气、燃烧产物和氮气的成分,但无氧气;在其外侧则仅有空气和燃烧产物的成分,但无燃料蒸气。

不言而喻,燃烧火焰上温度一定是最高的。在没有热辐射和热离解的前提下,其温度

必然与 $\alpha = 1$ 的均相可燃混合物的理论燃烧温度相等。由于温差的存在, 热量就会以热传导的方式, 以火焰面为基点, 既向油滴表面方向传递, 同时又向外界环境方向传递。这样就会以火焰为分界面, 向内侧和外侧都建立起特定形式的温度梯度。一般认为, 在稳定蒸发的情况下, 液体表面的温度将与所处的压力条件下的湿球温度相一致。在外界 r 的地方, 介质的温度就是未受干扰的外界环境的原始温度 T 。

油滴在初始吸热蒸发时, 由于一部分热用来增加油滴本身温度, 因此蒸发得较慢。当温度达到当地压力下的油滴湿球温度时 (接近于油滴的沸点), 所吸收热量全部用于蒸发, 这一阶段的蒸发为稳定蒸发, 这时的温度为蒸发平衡温度, 油滴的蒸发速度将加快。

随着燃烧过程的进行, 油滴的尺寸 r 将逐渐减小, 球形火焰面的半径 r_b 也将随之缩小。

油滴蒸发后产生的蒸气向外界扩散是通过两种方式来进行的: 一种是油滴蒸气的分子扩散; 一种是油气以某一宏观速度 v_s 离开油滴表面的对流流动, 即所谓的斯蒂芬 (Stefan) 流。

斯蒂芬流是由于油滴蒸发过程中存在浓度梯度而产生的。当油滴蒸气不断地从其表面向外扩散时, 相反地, 空气则从外部环境不断地向油滴表面扩散。为平衡空气的扩散趋势, 必然会产生一个反向的流动, 这个速度为 v_s 的反向流动即为斯蒂芬流。

2. 高温环境中相对静止油滴的蒸发速度

从前面分析可以看出, 油滴扩散燃烧的速度完全取决于燃油蒸气从油滴表面向火焰扩散的速度。在平衡蒸发时, 燃油蒸气的扩散速度等于它的蒸发速度。

在液滴燃烧时, 可简单地把火焰理解为液滴周围具有的高温环境, 把燃烧问题转变成蒸发问题处理, 使液滴蒸发与液滴燃烧之间具有相似性。所以高温环境中液滴的蒸发, 又可以用冷环境中液滴的燃烧来模化。为此假设:

- (1) 液滴与周围环境无相对速度, 只有斯蒂芬流引起的球对称径向一维流动。
- (2) 忽略热辐射和离解。
- (3) 过程是准定常的, 即不考虑液面的内移效应。

(4) 把火焰面简化为几何面, 燃料蒸气由液滴表面向火焰面扩散, 但不能穿过火焰面。氧气由环境向火焰面扩散, 但不能穿过火焰面。即在火焰面上质量相对浓度 $f_F = f_{O_2} = 0$ 。燃烧产物则由火焰面分别向液滴表面和环境扩散。这样就建立起如图 8-45 所示的物理模型。

根据这种模型, 就可建立起边界上有热量交换、质量交换的球对称的一维定常、有化学反应、多组分、层流流动的基本守恒方程:

连续方程

$$4\pi r^2 \rho_d v_d = 4\pi r^2 \rho v = m_f = \text{常数} \quad (8-71)$$

扩散方程

$$\rho v \frac{dY_i}{dr} = \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left(r^2 \rho D_i \frac{dY_i}{dr} \right) - w_i \quad (8-72)$$

能量方程

$$\rho v c_p \frac{dT}{dr} = \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left(r^2 \lambda \frac{dT}{dr} \right) + w_i Q_i \quad (8-73)$$

式中 ρ_d ρ ——分别为油滴表面和任意半径处油蒸气的密度；
 v_d v ——分别为油滴表面和任意半径处油蒸气流动速度；
 m_f ——油蒸气质量流量，即蒸发速度，kg/s；
 Y_i ——某组分质量相对浓度；
 D_i ——某组分扩散系数；
 w_i ——某组分化学反应速度，即由于化学反应使某组分生成或消耗的质量；
 c_p ——某组分质量定压热容，J/(kg·K)；
 λ ——导热系数；
 Q_i ——化学反应放出的热量。

边界条件：

$r = r_d$ 处，对于燃料 $i = F$

$$\lambda \left(\frac{dT}{dr} \right)_d = \rho_d v_d q_e = \frac{m_f}{4\pi r_d^2} q_e \quad (8-74)$$

$$-\rho_d D_{F,d} \left(\frac{dY_F}{dr} \right)_d + \rho_d Y_{F,d} v_d = Y_{F_0} \rho_d v_d \quad (8-75)$$

式中 q_e ——蒸发热（燃油的汽化潜热）；
 $Y_{F,d}$ ——油滴表面燃料组分的质量相对浓度；
 Y_{F_0} ——油滴中燃料组分的质量相对浓度，在忽略燃料中杂质时， $Y_{F_0} = 1$ 。

式(8-74)左边为周围介质传给油滴的热量，右边为油滴表面蒸发所吸收的热量。

式(8-75)左边两项为油滴蒸气的分子扩散量和油滴蒸气以宏观速度 v 离开油滴表面的扩散量，右边为油滴蒸气的总扩散量。

现在来求解上述方程组。将式(8-72)、式(8-73)两边分别乘以 $4\pi r^2$ ，则得

$$\frac{d}{dr} (m_f Y_F) = \frac{d}{dr} \left(4\pi r^2 \rho D_F \frac{dY_F}{dr} \right) - 4\pi r^2 w_F \quad (8-76)$$

$$\frac{d}{dr} (m_f c_p T) = \frac{d}{dr} \left(4\pi r^2 \lambda \frac{dT}{dr} \right) + 4\pi r^2 w_F Q_F \quad (8-77)$$

或

$$\frac{dY_F}{dr} = \frac{d}{dr} \left(\frac{4\pi r^2}{m_f} \rho D_F \frac{dY_F}{dr} \right) - \frac{4\pi r^2}{m_f} w_F \quad (8-78)$$

$$\frac{d(c_p T)}{dr} = \frac{d}{dr} \left(\frac{4\pi r^2}{m_f} \frac{\lambda}{c_p} \frac{d(c_p T)}{dr} \right) + \frac{4\pi r^2 w_F Q_F}{m_f} \quad (8-79)$$

将边界条件式(8-74)、式(8-75)分别代入式(8-77)、式(8-76)，从 $r = r_d$ 到 $r = r$ 积分一次，可得

$$m_f [c_p (T - T_d) + q_e] = 4\pi r^2 \lambda \frac{dT}{dr} + \int_{r_d}^r 4\pi r^2 w_F Q_F dr \quad (8-80)$$

$$m_f (Y_F - 1) = 4\pi r^2 \rho D_F \left(\frac{dY_F}{dr} \right) - \int_{r_d}^r 4\pi r^2 w_F dr \quad (8-81)$$

在没有燃烧情况下，化学反应项消失，式(8-80)、式(8-81)分别简化为

$$m_f [c_p (T - T_d) + q_e] = 4\pi r^2 \lambda \frac{dT}{dr} \quad (8-82)$$

$$m_f (Y_F - 1) = 4\pi r^2 \rho D_F \left(\frac{dY_F}{dr} \right) \quad (8-83)$$

如果忽略热物性参数随浓度的变化, 则将以上两式从 $r = r_d$ 到 $r = \infty$ 积分, 可得

$$\frac{c_p}{4\pi\lambda} m_f \frac{1}{r_d} = \ln \left[\frac{c_p (T - T_d) + q_e}{q_e} \right] \quad (8-84)$$

$$\frac{m_f}{4\pi\rho D_F} \frac{1}{r_d} = \ln \left[\frac{1}{1 - Y_{F,d}} \right] \quad (8-85)$$

油滴蒸发速度 m_f 可写为

$$m_f = 4\pi r_d \frac{\lambda}{c_p} \ln \left[1 + \frac{c_p (T - T_d)}{q_e} \right] \quad (8-86)$$

$$m_f = 4\pi r_d \rho D_F \ln \left[1 + \frac{Y_{F,d}}{1 - Y_{F,d}} \right] \quad (8-87)$$

式 (8-86) 适用于计算油滴已达蒸发平衡温度后的蒸发速度, 而式 (8-87) 则不受这个条件的限制。

当 $L_e = 1$ 时, 即 $a = D$, 或 $\lambda / c_p = \rho D$ 。比较式 (8-86) 及式 (8-87) 就可得到结果

$$\frac{c_p (T - T_d)}{q_e} = \frac{Y_{F,d}}{1 - Y_{F,d}} \quad (8-88)$$

式 (8-86) 和式 (8-87) 表明, 油滴蒸发速度取决于周围介质温度、体系的热物性参数、油滴半径以及油滴质量相对浓度。

通过式 (8-86) 和式 (8-87) 可以求出给定直径的油滴完全蒸发所需的时间。这个时间称为蒸发时间或油滴寿命, 它对于燃烧室设计是一个很重要的参数。

油滴在蒸发时, 其尺寸逐渐减小。在 $\Delta\tau$ 时间内, 油滴直径变化为 Δd , 油滴体积变化为 $\pi d^2 \Delta d / 2$, 油滴质量变化则为

$$\rho_1 \pi d^2 \frac{\Delta d}{2 \Delta \tau} \quad (8-89)$$

油滴质量减小速度应等于通过整个表面的蒸发速度, 即

$$- m_f = \rho_1 \pi d^2 \frac{\Delta d}{2 \Delta \tau} \quad (8-90)$$

式中负号表示随着时间 $\Delta\tau$ 的变化, 油滴直径是减小的。因此, 油滴的消失速度为

$$\frac{\Delta d}{\Delta \tau} = \frac{-2m_f}{\rho_1 \pi d^2} = \frac{-8\lambda}{\rho_1 c_p d} \ln [1 + B] \quad (8-91)$$

式中

$$B = \frac{c_p (T - T)}{q_e}$$

写成微分形式

$$\frac{d}{d\tau}(d) = -\frac{8}{d} \frac{\lambda}{\rho_1 c_p} \ln [1 + B] \quad (8-92)$$

设液滴的初始直径为 d_0 , 任意时刻 τ 时的直径为 d 积分式 (8-92) 得

$$d_0^2 - d^2 = 8 \frac{\lambda}{\rho_1 c_p} \ln [1 + B] \tau \quad (8-93)$$

令

$$K = 8 \frac{\lambda}{\rho_1 c_p} \ln [1 + B]$$

称为蒸发常数。

则式 (8-93) 简化为

$$d^2 = d_0^2 - K\tau \quad (8-94)$$

当 $d=0$ 时, 即得到油滴蒸发完毕所需时间为

$$\tau_v = d_0^2 / K \quad (8-95)$$

从上式可以看出, 油滴的寿命与油滴起始大小、燃油和燃气的物理化学常数有关。在给定温差 ($T - T_0$) 和燃油物理特性后, 蒸发时间只是油滴初始直径 d_0 平方的函数。因此, 初始直径越大, 蒸发所需时间就越长, 所以燃油雾化后若具有较多的大颗粒油滴, 则燃油蒸发时间就会大大地延长, 从而降低燃烧效率。要想缩短燃油蒸发时间, 就必须要求具有较小的雾化细度。

在燃烧室中的油雾燃烧不可能是一些孤立油滴的燃烧现象。它必然是一个由大量的油滴组成的滴群的综合燃烧过程, 油滴之间的燃烧会相互影响。因此, 油滴群的燃烧更为复杂。

小 结

1. 燃烧反应属于化学反应, 它遵循化学动力学规律。研究化学反应机理和化学反应速度及其影响因素的学科称为化学动力学。

2. 适用于简单反应的质量作用定律, 其化学反应速度方程为

$$w = k c_A^a c_B^b$$

阿累尼乌斯公式

$$k = k_0 e^{-E/RT}$$

化学反应速度方程

$$w = k_0 e^{-E/RT} c_A^a c_B^b$$

影响化学反应速度的因素为: 反应温度、浓度和压力、反应物性质、混合物成分。

3. 链锁反应理论对燃烧过程具有重要的实际意义。碳氢化合物燃料的氧化过程大都是属于分枝链锁反应。

4. 热自燃的一般条件

$$\left. \begin{aligned} q_{1c} &= q_{2c} \\ \left. \frac{dq_1}{dT} \right|_c &= \left. \frac{dq_2}{dT} \right|_c \end{aligned} \right\}$$

5. 航空燃气轮机燃烧室实现成功点火的三个阶段:点燃局部混气,形成高温火焰核心,高温火焰核心向周围可燃混气传播,点燃主燃区混气;火焰传到整个燃烧室(尤其是有联焰管的燃烧室)。

6. 层流火焰传播速度是可燃混气的基本物理化学特性参数,是了解紊流火焰传播的基础,也是研究燃烧过程机理的基础。

影响层流火焰传播速度的主要因素是混气的化学反应速度和导温系数。因而,可燃混气的压力、初始温度、性质和成分等参数都影响层流火焰传播速度。

紊流脉动速度和层流火焰传播速度是影响紊流火焰传播速度的基本而重要的因素。

7. 火焰稳定的基本条件为

(a)火焰传播速度应与垂直于焰锋表面的可燃混气法向分速相等,即

$$u_n = v_n = v \cos \varphi$$

(b)必须有固定的点火源。

为了稳定火焰,航空燃气轮机燃烧室无一例外地设置了火焰稳定器,主燃烧室典型的结构是旋流器,加力燃烧室典型的结构是V形槽稳定器。回流区的气流结构和速度分布各有特点。

8. 燃烧过程中 $\bar{v}_m \ll \tau_r$ 时为动力燃烧; $\bar{v}_m \gg \tau_r$ 时为扩散燃烧。

燃气轮机燃烧室中进行的燃烧过程为气液两相扩散燃烧。

导出的油滴寿命公式为

$$\tau_0 = d_0^2 / K$$

思考和练习题

1. 燃烧现象的本质是什么?为什么说燃烧现象是化学和物理现象的综合过程?
2. 什么是化学反应速度?它与哪些因素有关?在燃气轮机燃烧室的设计中,应怎样考虑利用这些因素来强化燃烧过程?
3. 当一个反应由很多中间步骤完成时,反应速度是由各步骤中哪些步骤决定的?
4. 均匀可燃混气的自燃是怎样发生的?自燃与点燃在概念上有何不同,又有何关联?应如何防止发生自燃现象?
5. 热自燃或热爆炸与链爆炸有什么区别?为什么?
6. 煤油和空气的可燃混气在地面燃烧时的反应速度快,还是在高空燃烧时反应速度快?为什么?这一点对于航空燃气轮机有何重要意义?
7. 什么是火焰传播现象?它的本质是什么?火焰传播速度的物理概念是什么?它与哪些因素有关?应怎样利用这些因素来强化燃烧过程?
8. 为什么混气成分超出一定界限火焰就不传播?为什么联焰管直径过小就不容易联焰?

9. 紊流火焰传播速度可比层流火焰传播速度大得多,为什么?为提高紊流火焰传播速度可采取哪些方法?
10. 均匀预混可燃混气的火焰稳定条件是什么?对燃烧室设计有何作用?
11. 气体燃料扩散燃烧现象的特点是什么?其火焰长度与哪些因素有关?在燃烧室的设计中如何应用?
12. 液体燃料燃烧的基本方式有哪些?其实质是什么?为了强化和完善这种燃烧过程,应采取哪些相应的措施?
13. 试分析油滴燃烧的焰锋是在 $\alpha = 1$ 的浓度边界上进行的原因。
14. 为什么说油雾的两相燃烧可以扩大火焰稳定范围?
15. 通过本章学习,能否总结出一些强化燃烧过程、缩短火焰长度以及提高燃烧稳定性的方向性措施?

第九章 液体燃料的雾化与喷嘴

液体碳氢燃料是目前燃气轮机中最常用的一种燃料。液体燃料在空气中燃烧,必须先蒸发成油蒸气,燃烧反应以气态进行。航空燃气轮机燃烧室尺寸很小,气流速度很大,燃油停留时间很短,一般只有几毫秒。燃油在这样短的时间内,要经历雾化、蒸发、掺混和燃烧过程。为了在燃烧室组织起有效的燃烧,提高燃油的燃烧速度,必须采用喷嘴把燃油雾化成很细小的雾滴,以增大其蒸发面积,即燃油的雾化过程。

雾化质量的优劣,对燃烧过程起着重要作用。相同质量的燃油,雾化的油滴尺寸越小,其滴群表面积就越大,蒸发就越快。例如,1kg煤油构成一个球体,其直径为135mm,表面积为 0.0571m^2 ,如果把这1kg煤油雾化成直径为 $30\mu\text{m}$ 的油滴群,则其总数将达907亿(9.07×10^{10})个,总表面积将增至 256.4m^2 ,约等于原来单个球的4493倍。显然,燃油的蒸发速度和燃烧速度必然会大幅度地增高。

油滴的寿命(油滴蒸发时间)与油滴直径的平方成正比,雾化越细,蒸发时间越短,使燃烧速度越快。例如,直径为1mm的煤油滴在空气中约需1s烧完;直径为 $100\mu\text{m}$ 的煤油滴只需0.01s烧完;直径为 $50\mu\text{m}$ 的煤油滴仅需0.0025s烧完,直径缩小为原来的 $1/20$,而时间却缩短为原来的 $1/400$ 。

使液体燃料雾化的装置称为喷嘴。根据雾化原理不同,在燃气轮机燃烧室中常用的喷嘴有直射式、离心式、蒸发管式、气动雾化式、甩油盘式等。目前常见的以离心式喷嘴为多,对它的研究、计算和使用较为成熟,一般也能满足雾化质量的要求,调节范围也宽广。近年来新研制的燃气轮机燃烧室中,气动雾化式喷嘴正在得到广泛的应用。

第一节 液体燃料的雾化

使液体燃料碎裂成细小滴群的过程称为雾化。这是一个非常复杂的过程,它与供油压力、喷嘴的型式和尺寸、燃油的物理性质、气流速度、温度及环境压力等有关。

一、雾化机理

使燃料雾化成为细滴的方法很多。通常,既可以利用燃料本身的高压力喷射,也可以利用压缩空气的喷散作用,使液体燃料呈圆柱形射流或油膜,以很高的速度喷向燃烧空间。雾化过程中形成的喷雾炬以一个由许多雾滴组成的体系,沿着一定的轨迹线运动,此后,在周围介质中逐渐减速,进一步碎裂成更细的颗粒,并在气流中加热、蒸发,并被带着一起运动。

那么,高速喷射的油流为什么会发生雾化?它们遵循什么规律?这就是我们要研究的雾化机理问题。由于过程的复杂性,我们只能作一些初步的讨论。

研究表明,当油流或油滴在气体介质中运动时,必然会受到外界空气的阻力,以及由表面张力和粘性力所决定的内力的相互作用。总的来说,空气阻力的倾向是要使油流或

油滴扭曲变形,并使因紊流扰动而引起的、凸出于油流或油滴表面的部分,脱离主体而分裂成为细滴;同时力求迎面打碎油流或油滴,使其喷散。而液体表面张力和粘性力的作用,则力图抵抗扭曲变形,并保持油流或油滴表面的完整性,以阻止发生分裂现象。不难理解,当空气阻力超过了油流或油滴内力的作用后,它们就会开始分裂,并且一直分裂到各微粒所具有的内力重新与外力相互平衡时为止。

为了说明燃油的雾化机理,我们分析一下离心喷嘴的雾化过程。

图9-1给出了离心喷嘴在不同供油压力下的雾化情况,介质为水。

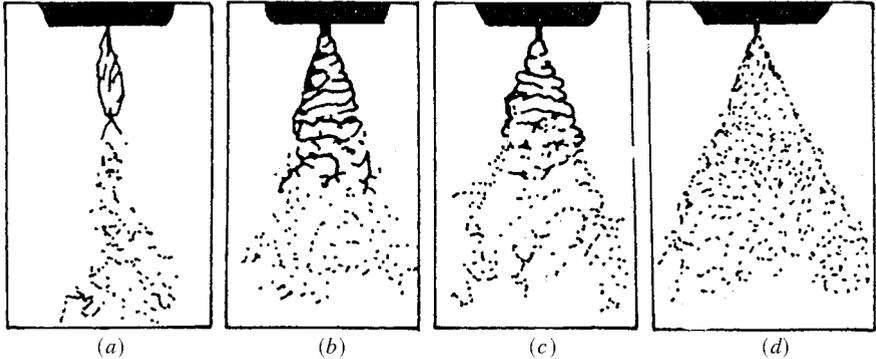


图9-1 离心喷嘴在不同供油压力下的雾化情况

液体:水;喷嘴直径 $d_c = 0.83\text{mm}$;

喷射压力:(a) $\Delta p = 0.1\text{MPa}$; (b) $\Delta p = 0.3\text{MPa}$; (c) $\Delta p = 0.5\text{MPa}$; (d) $\Delta p = 3.0\text{MPa}$ 。

图9-1(a)表示在压力比较低、喷射速度比较小时,气流的作用小,主要是表面张力及惯性力在起作用。虽然表面张力克服了惯性力,使液膜收缩成为液泡,但随后在气动力作用下,这个液泡破碎成较大的液滴。

图9-1(b)表示压力增加以后,喷射速度有所增加。液膜在惯性力作用下继续向外扩张,在持续了一段距离后表面失稳,破裂成丝或带状,再在表面张力和气动力作用下,继续碎裂成不同直径的液滴。

图9-1(c)表示压差增加到0.5MPa以后,液体的喷射速度较大,与空气相对运动剧烈,表面张力及粘性力作用减弱,液膜长度缩短,很快扭曲成高低不平的形状,再被甩成细丝,然后在气动力作用下,碎裂成较小的液滴。

图9-1(d)表示压差增加到3.0MPa以后,液体的喷射速度已经很大,液膜离开喷口后很快就雾化了。因此,雾化质量很好,液滴直径很小。

从上述分析可以看出,液体的雾化是液体所受的外力克服了液体的内力作用的结果。从喷嘴喷出的液流先形成液膜,在气动力作用下液膜失稳,破裂成大小不同的液滴,然后碎裂成雾状液滴。对于离心喷嘴,供给的燃油压力越大,则雾化得越细,雾化质量就越好。

气流中的大液滴在气动力作用下继续碎裂成小液滴,由于相对速度的差异,其碎裂过程中大液滴的受力情况是不同的。

图9-2给出了1951年朗氏(Lane)拍摄的较低速度下水滴破碎过程的照片。水滴的原始直径为2.5mm,常压气流速度约23m/s,水滴先变成扁平,然后被吹成口袋形,袋口近

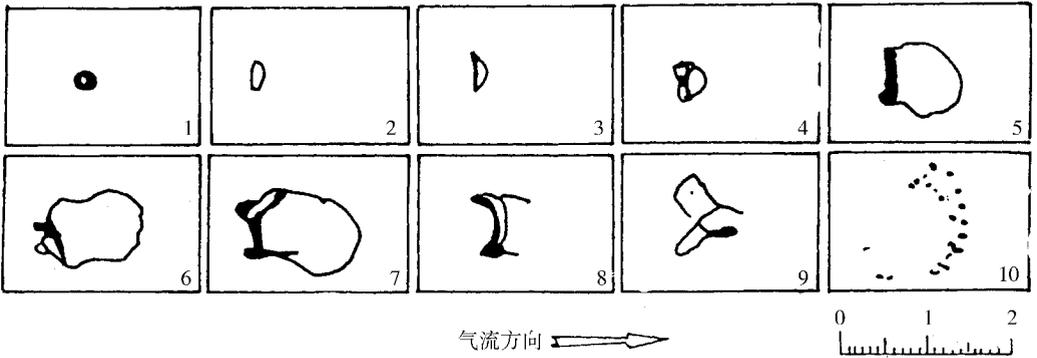
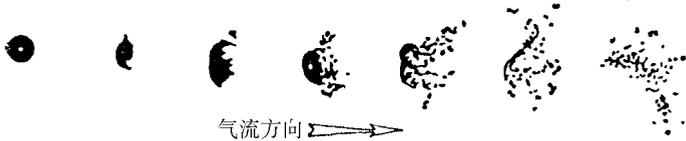


图 9 - 2 较低速度下水滴的破碎过程

似呈圆形,袋底成为一个液泡,逐渐膨胀变薄,最后碎裂而成细小液滴,袋口的边亦被吹破而成小液滴。

图 9 - 3 给出了朗氏用暂冲气流在气流速度约 200m/s 的水滴破碎过程的照片。它与低速时有所不同,液滴在相反方向变形,形成对气流方向凸出的表面,犹如一个碗底对着气流,然后边缘被拉成薄膜,随后变成细丝,再碎裂成细小液滴。

图 9 - 3 气流速度在 200m/s 时水滴的破碎过程

单个液滴在气流中运动时,受到气动力和表面张力的作用,如图 9 - 4 所示。气动力是压迫液滴表面,使液滴变形,表面张力却反抗变形,使液滴保持原状。因此,从液体射流分离出来的液滴是否能进一步碎裂,取决于气动力与表面张力的相对值。如果气动力能够克服表面张力引起液滴变形,则大液滴有可能进一步碎裂成小液滴。

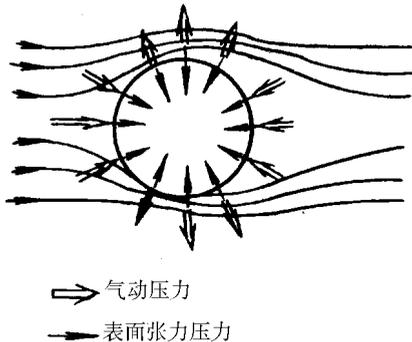


图 9 - 4 液滴运动时的受力

作用于液滴表面的气动力使液滴变形,其大小为

$$\frac{\rho_a V_a^2}{2}$$

其中 ρ_a ——气体密度；
 V_a ——气液两相间的相对速度。

作用在液滴表面的表面张力使液滴保持球形，其大小为

$$\frac{4\sigma_f}{d_0}$$

其中 σ_f ——液体表面张力系数；
 d_0 ——液滴直径。

如果

$$\frac{\rho_a V_a^2}{2} = \frac{4\sigma_f}{d_0}$$

则

$$\frac{\rho_a V_a^2 d_0}{\sigma_f} = 8$$

通常情况下，二者并不相等，我们用 D 来表示，并定义为韦伯 (Weber) 准则，或破裂准则，即

$$D = \frac{\rho_a V_a^2 d_0}{\sigma_f} \quad (9 - 1)$$

或

$$We = \frac{\text{作用于液滴表面的气动力}}{\text{液滴内压力}} = \frac{\rho_a V_a^2 d_0}{\sigma_f}$$

实验表明， We 增大，液滴碎裂的可能性增大，只有当 We 大于或等于某个值时，液滴才开始变形碎裂。当 $10.7 \leq We \leq 14$ 时，大液滴开始碎裂；当 $8 < We < 10.7$ 时，液滴只发生变形而不碎裂；当 $We > 14$ 时，液滴全部碎裂为雾滴群。由此可以看出：燃烧室中的压力增高、相对速度增加以及液体表面张力系数减小，都会改善雾化质量。

二、雾化质量的评定

液体燃料雾化质量的好坏对于燃烧室的工作性能影响很大。那么，怎样评定雾化质量的好坏呢？通常，人们根据燃烧室的工作要求，提出了一些指标，其中主要包括：雾化细度、雾化均匀度，以及雾化锥角等。

1. 雾化细度

燃油从喷嘴喷射出来后，由许多尺寸各不相同的雾滴组成了喷雾炬。这些不同的雾滴大小反映了雾化的颗粒细度，是评定雾化质量的重要指标。由于雾化后的油滴大小是不均匀的，最大和最小有时可相差 50 ~ 100 倍，因此只能用液滴平均直径概念来表示滴群的雾化细度。采用的平均方法不同，所得的平均直径也不一样。常用的是质量中间直径和索太尔平均直径。

(1) 质量中间直径 MMD 它的定义是：大于或小于这个直径的油滴的质量各占 50%。它可以从油滴累积分布曲线上直接求得，用起来简单方便，为油滴的一种特征尺寸。也有用 d_{50} 或 d_m 来表示 MMD 。

(2) 索太尔 (Sauter) 平均直径 SMD (或 d_s) 它的定义是: 假定一群油滴其大小均相同, 直径为 d_s , 这群假定油滴的表面积和体积与真实油滴群的表面积和体积相等, 但油滴数目不等。按此定义, 应有

$$\frac{S_s}{V_s} = \frac{S}{V}$$

$$\frac{N_s \pi d_s^2}{N_s \frac{\pi}{6} d_s^3} = \frac{\pi \sum N_i d_i^2}{\frac{\pi}{6} \sum N_i d_i^3}$$

则

$$d_s = \frac{\sum N_i d_i^3}{\sum N_i d_i^2} \quad (9-2)$$

式中 N_i ——油滴直径为 d_i 的油滴数;

N_s ——直径为 d_s 的均匀雾化油滴的总数目, $N_s \neq \sum N_i$ 。

从前面的分析知道, 油滴的燃烧速度主要与油滴的蒸发面积有关。而按与真实油滴群表面积和体积相等关系求得的平均直径 d_s , 最能反映燃烧属性的相似, 即反映了真实油滴群的蒸发条件, 因而对评价雾化质量具有重要意义, 在液雾燃烧中得到广泛的采用。人们通过大量的实验总结出各种喷嘴 d_s 的经验关系式。 d_s 越小, 则雾滴的颗粒越细, 也就越易加热、蒸发和燃烧。

除以上两种常用的平均直径表示方法以外, 也有假定平均直径的油滴数和真实的一样多, 分别按油滴的直径、油滴的表面积、油滴的体积求出平均直径的三种表示方法。

2. 雾化均匀度

它是指燃料雾化后油滴尺寸的均匀程度。经过雾化后的油滴其尺寸大小相差悬殊, 而且分布很不均匀。索太尔建议用不均匀度系数, 即实际油雾的总油滴数 N 与按 d_s 计算的假想均匀油雾的总油滴数 N_s 之比 (N/N_s) 来表示雾化均匀度。 N/N_s 越接近于 1, 则油雾尺寸越均匀。

目前, 人们常用液滴尺寸的分布来描述雾化均匀度。液滴尺寸分布一般有四种表达形式:

(1) 数量积分分布 大于 (或小于) 给定直径 d_i 的液滴数 N 占液滴总数 N_0 的百分比, 用 N/N_0 来表示。

(2) 质量积分分布 大于 (或小于) 给定直径 d_i 的液滴质量 M (或体积 V) 占液滴总质量 M_0 (或总体积 V_0) 的百分比, 用 M/M_0 (或 V/V_0) 表示。

(3) 液滴数量的微分分布 在直径 $(d_i - \frac{d(d_i)}{2}) < d_i < (d_i + \frac{d(d_i)}{2})$ 范围内, 液滴数量的增量 dN 占总液滴数 N_0 的百分比, 用 $\frac{dN}{N_0 d(d_i)}$ 表示。

(4) 液滴质量的微分分布 在直径 $(d_i - \frac{d(d_i)}{2}) < d_i < (d_i + \frac{d(d_i)}{2})$ 范围内, 液滴质量或体积的增量 dM (或 dV) 占液滴总质量 M_0 (或总体积 V_0) 的百分比, 用 $\frac{dM}{M_0 d(d_i)}$ (或

$\frac{dV}{V_0 d(d_i)}$ 表示。

上述四种分布见图 9-5。

在理论研究的基础上,人们通过实验建立起了用数学函数关系表示的液滴尺寸分布表达式。这里简要介绍其中的罗辛-拉姆勒分布。

罗辛-拉姆勒 (Rosin-Rammler) 分布表达式

$$R = \frac{V}{V_0} = \frac{M}{M_0} = 1 - e^{-\left(\frac{d_i}{\bar{d}}\right)^n} \quad (9-3)$$

式中 R ——滴径小于 d_i 的油滴质量 (或体积) 占油滴总质量 (或总体积) 的百分数;

d_i ——与 R 相应的油滴直径;

\bar{d} ——油滴特征直径, 当 $d_i = \bar{d}$ 时, 则 $R = 1 - \frac{1}{e} = 0.6321$, 即取对应 63.21% 累计质量的滴径为特征直径;

n ——均匀度指数。

此关系式简便, 应用范围较广。

当 $R=0.5$ 时, 小于 d_i 的油滴质量占油滴总质量的 50%, 此时 $d_i = d_m = \text{MMD}$, 即质量中间直径。图 9-6 给出了罗辛-拉姆勒分布的曲线。

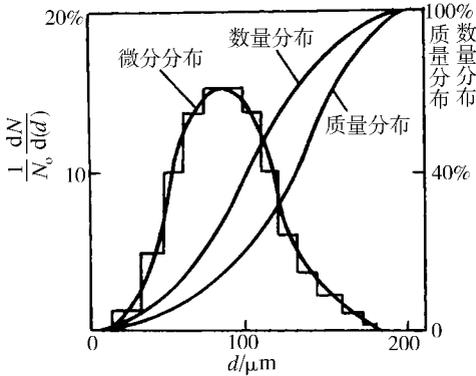


图 9-5 液滴尺寸分布

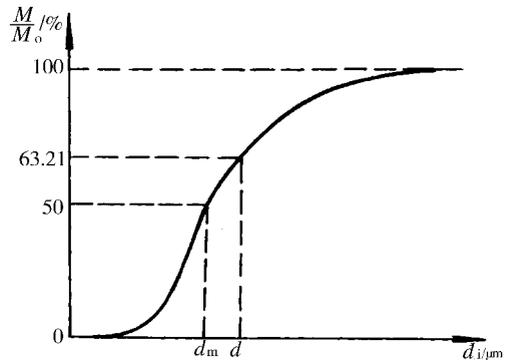


图 9-6 液滴尺寸的罗辛-拉姆勒分布 (累积分布)

均匀度指数 n , 可以根据实验结果用图解法求出。因为

$$R = 1 - e^{-\left(\frac{d_i}{\bar{d}}\right)^n}$$

$$1 - R = e^{-\left(\frac{d_i}{\bar{d}}\right)^n}$$

两边取对数

$$n = \frac{\ln \ln \left(\frac{1}{1-R} \right)}{\ln \left(\frac{d_i}{\bar{d}} \right)} \quad (9-4)$$

在对数坐标上, 把油滴尺寸分布特性的实验数据按 $\ln \ln \frac{1}{1-R}$ 和 $\ln \frac{d_i}{\bar{d}}$ 的关系作图, 则得到一条直线, 直线的斜率即为 n , 如图 9-7 所示。当 \bar{d} 一定时, n 值越大, 直线越陡, 雾滴直径

越接近,则雾化越均匀。

雾化均匀度较差,则大油滴数目较多,这对燃烧是不利的。但过分均匀也是不合适的,因为这会使大部分油滴集中在某一区域,而使燃烧室容积得不到充分利用,也使燃烧稳定性受到影响。

雾化细度也不是越小越好。对于强化燃烧过程,油滴直径较小是有利的。但雾化过细,也会在燃料由喷嘴喷出后,马上被气流带走,在某一区域形成过浓的混合物,而在油滴无法射到的地方,混合物的浓度却很稀。浓度场的这种分布特性反而会缩小燃烧稳定性范围,甚至会使燃烧效率降低。因而,目前在燃气轮机燃烧室中,通常要求滴径在 $20 \sim 200 \mu\text{m}$ 之间变化,而油滴的中间直径不宜大于 $75 \sim 100 \mu\text{m}$ 。

3. 雾化锥角

由喷嘴喷射出来的燃油喷雾炬是呈中空锥体状的,它是由许多悬浮于周围空气中的,或是在其中运动的细小雾滴组成的。一般把喷嘴的出口到喷雾炬外包络线的两条切线之间的夹角定义为喷雾锥角 β ,如图 9-8 所示。由于喷雾炬在离开喷口后都会有一定程度的收缩,其收缩程度又更直接地影响到燃料在燃烧空间中的分布特性,因而还可以用图中所示的 β_1 角,来补充表示喷雾炬的喷雾锥角,其中离喷口的垂直距离 l 应根据喷雾炬的尺寸加以选择。对于小流量的喷嘴, l 可以取为 $40 \sim 80 \text{mm}$;而大流量的喷嘴则应选取 $l = 100 \sim 150 \text{mm}$ 。显然,一个喷雾质量较好的喷嘴, β_1 角不宜过分收缩。

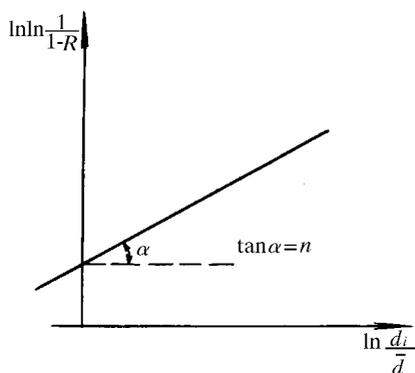


图 9-7 对数坐标上的滴径分布

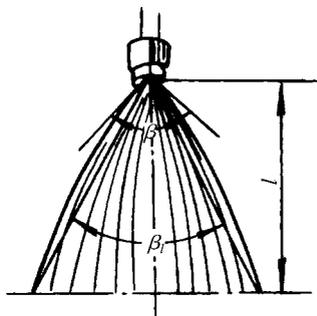


图 9-8 喷雾炬的外观形状与喷雾锥角的表示方法

喷雾锥角的大小对于燃烧过程的特性有密切影响,因为它在很大程度上决定了燃料在燃烧空间中的分布情况。一般来说,应该根据燃烧室的尺寸和燃料与空气的混合条件来选择喷雾锥角。在大型燃烧室中,燃料与空气一般不易很好地混合,喷雾锥角需要取得大些,如 $\beta \approx 90^\circ \sim 120^\circ$ 左右,以便把燃料充分供应到新鲜的空气中去。当然,以不把燃料喷射到燃烧室的壁面上去为前提。适当加大喷雾锥角的另一优点,是能够从周围吸入较多的空气,使其进到喷雾炬中来参加燃料的破碎过程,有利于改善喷雾炬的雾化细度。对于小尺寸的燃烧室来说,喷雾锥角则不宜取得过大,一般为 $\beta \approx 50^\circ \sim 80^\circ$ 左右,否则容易把大量油滴喷射到火焰管壁上去,造成积炭和不完全燃烧。当然,锥角也不宜过小,否则会使燃油液滴不能有效地分布到整个燃烧室空间,过多地喷射到缺氧的回流区中,造成与空气的不良混合,发生析炭,产生排气冒烟。此外,喷雾锥角的大小还影响到火焰外形的

长短,如角度较大,火焰则短而粗;反之,则细而长。

对于离心喷嘴,喷雾锥角的大小理论上可由燃油喷出的轴向速度和切向速度两者来确定。但实际上,由于燃油粘性等复杂因素的影响,很难用计算方法精确地求得,因此一般都是从实验中测定。

第二节 燃油喷嘴

燃油雾化主要靠喷嘴来实现,喷嘴设计是燃烧室设计中的重要组成部分,其性能好坏对燃烧过程影响极大。由于雾化方式和结构形式的不同,适用于各种燃烧装置的喷嘴类型很多,我们重点讨论在航空燃气轮机燃烧室上常用的几种喷嘴。

一、直射式喷嘴

如图9-9所示,直射式喷嘴结构十分简单,它是在封闭的圆管端头开一小孔,也有的在圆管的圆柱壁上开若干个小孔而装入燃烧室内,称为喷油杆。还有的将圆管弯成圆圈,在管上按一定的分布规律钻若干小孔,称为喷油环。有的加力燃烧室中放二或三圈这样的管子。为了满足浓度分布的要求,有的要钻几百个小孔,孔径很小,一般不到1mm。

直射式喷嘴是靠高压燃油的压力能在喷出时变为动能高速喷到气流中,因为燃油喷射时无旋转运动,因此燃油基本充满孔口。相对气流来说喷射方向分顺喷、逆喷,或与气流方向呈任意角度的侧喷。由于燃油的紊流脉动和相对气流速度的运动,喷油束有一定的扩散角。喷射扩散角一般约为 $5^\circ \sim 15^\circ$,但轴向速度远大于横向速度,因此它的穿透能力较强,燃油比较密集。实验表明,当油束与气流相对速度超过100m/s,雾化质量较好,因此往往采用逆喷或横喷的布局。直射式喷嘴优点是简单,分布比较灵活,缺点是雾化质量不理想,一般用于加力燃烧室和冲压发动机的燃烧室中。

在图9-9所示的1和0两截面间很容易写出柏努利方程

$$p_f + \frac{\rho_f v_1^2}{2} = p_0 + \frac{\rho_f v_0^2}{2} \quad (9-5)$$

由于 $v_1 \ll v_0$, 故

$$v_0 = \sqrt{\frac{2(p_f - p_0)}{\rho_f}} \quad (9-6)$$

式中 $p_f - p_0 = \Delta p_f$ 为供油压差。

考虑到燃油的粘性及流动损失等,需打一折扣,即速度系数 φ (一般 $\varphi = 0.92 \sim 0.98$)。

$$v_0 = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p_f}{\rho_f}} \quad (9-7)$$

流量公式

$$m_f = \varepsilon \rho_f F_c v_0 = \varepsilon \varphi F_c \sqrt{2\rho_f \Delta p_f} = \mu F_c \sqrt{2\rho_f \Delta p_f} \quad (9-8)$$

式中 m_f ——燃油质量;

F_c ——喷油小孔面积;

ρ_f ——燃油密度;

ε ——孔口流束收缩引起的流量损失系数,也称有效截面系数;

$\mu = \varepsilon\varphi$ ——流量系数。 μ 与喷口的长径比有关,当 $l/d = 0.5 \sim 1$ 时 $\mu = 0.6 \sim 0.65$; 当 $l/d = 2 \sim 3$ 时 $\mu = 0.75 \sim 0.85$ 。

在喷嘴设计及流量计算中,经常要使用流量系数的概念,它是分析流量特性的重要参数。

从式(9-8)可知, m_f 与 Δp_f 呈二次曲线关系,即 $m_f \propto \Delta p_f$,如图9-10所示。当 F_c 固定, m_f 在中小流量时, Δp_f 能满足要求,供油泵亦能承受得了。若 m_f 要增大, Δp_f 虽增大很多,而 m_f 增加有限,且此时油泵及油管承受不了较大的压力(一般 Δp_f 最大约 $9.8 \times 10^6 \text{Pa}$)。因此,当要求 m_f 变化很大时,常常采取增加喷油孔数(或孔径),即增大 F_c 的办法来达到要求。压力式供油装置一般都会碰到这样的问题。

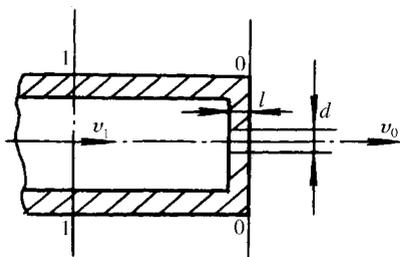


图9-9 直射式喷嘴示意图

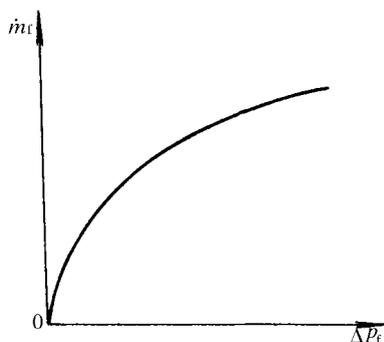


图9-10 m_f 与 Δp_f 的二次关系曲线

二、离心式喷嘴理论及计算

离心喷嘴又名旋流喷嘴,应用广泛,我国航空燃气轮机燃烧室中主要用的还是离心式喷嘴。对它的研究、设计、使用等也较为成熟,这里将较详细地加以介绍。

如图9-11所示为一简单离心式喷嘴示意图。燃油从喷嘴旋流室底部的切向小孔(图中只画出一个,实际为两个以上),以 v_i 速度流入,由于是切向进油,因此燃油在旋流室中以切向速度 v_u 旋转,并以轴向速度 v_a 向前推进,临近喷口时受旋流室端面限制而收缩,从不大的喷嘴口旋转着向外喷出。由于旋转运动,燃油并不充满旋流室,中间存在一个与外界大气相通的空气中心涡(简称空心涡)。燃油从喷口呈环状管膜喷出,首先形成油膜,而后由于内部的强紊流及与气动力的相对作用油膜失稳而破裂成大小不等油珠,由于出口处切向和轴向速度的作用,油膜呈圆锥形。此圆锥的平均夹角为 β ,油束离开喷口时,因不再受喷口壁的限制,与轴线成一扭角的直线射向空间,这些连续的全部油束在喷口外形成的是空心双曲面,图9-12示出了这个双曲面的立体形状。

1. 离心喷嘴工作原理

离心喷嘴理论是由苏联学者阿勃拉莫维奇于1944年提出的。这个理论的基本假设是:

- (1) 认为流体是无粘性流体;
- (2) 忽略流体的径向速度;
- (3) 喷嘴处于最大流量状态工作。

离心喷嘴具有以下工作特点:

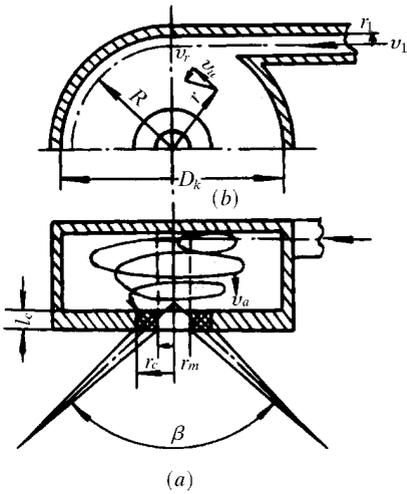


图 9-11 简单离心式喷嘴示意图

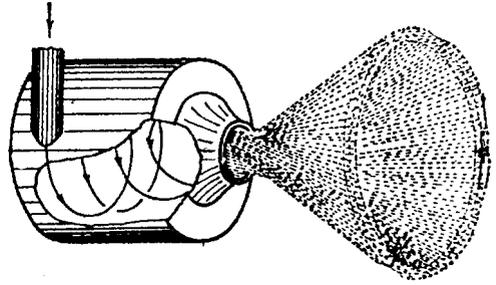


图 9-12 离心式喷嘴油束运动示意图

(1) 在喷嘴内部围绕轴线存在空气涡。燃油从喷嘴的切向孔进入旋流室后,对喷嘴轴线产生一动量矩,这里假定燃油质量全部集中在切线孔的中心线上,这一动量矩,按力学中动量矩守恒定律,始终不变,即进口时的动量矩等于喷嘴出口时的动量矩:

$$m_f v_u r = m_f v_1 R = \text{常数}$$

即

$$v_u r = v_1 R = \text{常数} \quad (9-9)$$

式中 m_f ——燃油质量流量;
 v_u ——燃油的切向速度;
 r ——燃油流束在任意处之半径;
 R ——切向孔中心线距喷嘴轴线距离。

由柏努利方程得

$$p_f + \frac{\rho_f v_1^2}{2} = p + \frac{\rho_f}{2} (v_u^2 + v_a^2) = H = \text{常数} \quad (9-10)$$

式中 H ——燃油总压头,若不考虑损失, H 在过程中不变;
 p ——静压头。

从式(9-9)可看出,由于 $v_u r$ 为一固定值,当 r 很小时,则 v_u 必很大,又由式(9-10)可知,当 v_u 很大时, p 则很小,如果当 r 趋于零时, v_u 将趋于无穷大, p 则变为负无穷大,这当然不可能,因为在物理上无意义。那么,实际上将是当 r 变小时, v_u 变大, p 则下降,直至 p 下降到等于外界压力为止,如果此时 r 再小, p 将不可能再下降,因为喷嘴口连通外界大气,如果油压 p 降至低于外界大气压,外界大气将其压回至两者平衡为止,因此在喷嘴燃油流中心部分被空气充满,燃油流实际呈环状流束向外喷射,于是中间出现了无油区,即空心涡,亦称空气核。它从旋流室之底端中心处延续到喷嘴出口,空心涡的半径为 r_m ,亦为环形油束的内径,环形油束在喷嘴口截面处紧贴喷嘴口内表面,故其半径为 r_c ,因此喷嘴口截面积 F_c 并不都充满油,其有效面积 F 应为 F_c 减掉空心涡占去的面积 F_m :

$$F = F_c - F_m = \pi (r_c^2 - r_m^2) \quad (9-11)$$

设 ε 为有效截面系数,其定义为

$$\varepsilon = \frac{F}{F_c} = \frac{\pi (r_c^2 - r_m^2)}{\pi r_c^2} = 1 - \left(\frac{r_m}{r_c}\right)^2 \quad (9-12)$$

从式 (9-12) 可导出

$$r_m = r_c \sqrt{1 - \varepsilon} \quad (9-13)$$

(2) 喷嘴出口前燃油 $v_a = \text{常数}$ 我们在喷嘴出口处的环形油流的横截面上取一环形微元体,如图 9-13 所示,其侧表面厚度为 1 ,在半径 r 处的宽度为 dr ,于是,此环形基元体的质量为

$$dm_f = 2\pi r dr \rho_f$$

当这个质量以切向速度 v_u 作旋转运动时其离心力为 $dm_f \frac{v_u^2}{r}$,它与此基元体半径方向的压差平衡,即

$$\begin{aligned} 2\pi r dp &= dm_f \frac{v_u^2}{r} = 2\pi r dr \rho_f \frac{v_u^2}{r} \\ dp &= \rho_f v_u^2 \frac{dr}{r} \end{aligned} \quad (9-14)$$

对式 (9-9) 的 v_u 及 r 微分

$$\frac{dr}{r} + \frac{dv_u}{v_u} = 0$$

代入式 (9-14)

$$dp = -\rho_f v_u dv_u$$

对上式积分

$$p + \frac{\rho_f v_u^2}{2} = \text{常数} \quad (9-15)$$

式 (9-15) 表示在离心式喷嘴内有旋转油流的各点上,压力与切线速度的关系如图 9-14 所示。用式 (9-10) 减式 (9-15) 可得

$$v_a = \text{常数}$$

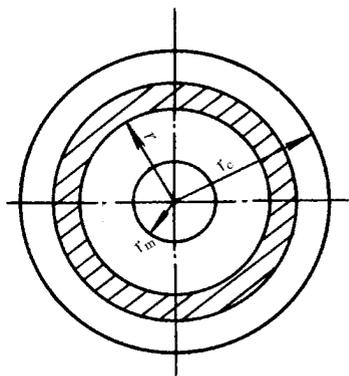


图 9-13 油流之环形微元体

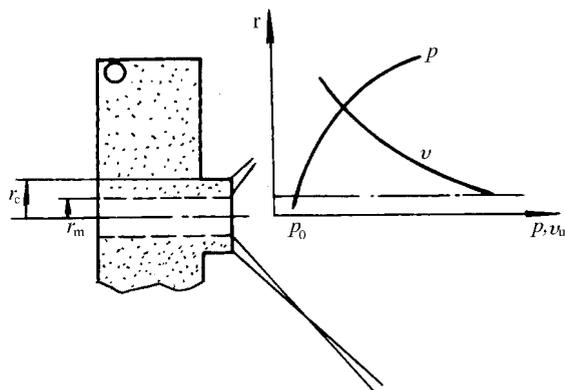


图 9-14 离心式喷嘴内各点旋转油流压力与切线速度的变化关系

上式说明喷嘴出口前的全部燃油质点,在不同的半径上,都具有相同的轴向速度。
在燃油与空心涡的交界面上有

$$\frac{\rho_f}{2} (v_a^2 + v_{um}^2) = H - p_0 = \Delta H \quad (9-16)$$

式中 v_{um} ——在 r_m 处油流的切向速度,此时的切向速度最大;

p_0 ——外界环境压力。

其中 ΔH 表示燃油流过喷嘴的总静压力差。可见,在燃油与空心涡的交界面上,这个压力差全部转化为切向速度与轴向速度的动能。

(3) 喷嘴流量系数 μ 与轴向速度 v_a 及喷嘴几何参数之间的关系 从喷口喷出的流量

$$m_f = \rho_f v_a \varepsilon F_c = \rho_f v_a \varepsilon \pi r_c^2 \quad (9-17)$$

从喷嘴切向孔进入的流量

$$m_f = \rho_f v_1 F_1 = \rho_f v_1 n \pi r_1^2 \quad (9-18)$$

式中 F_1 ——进油切向孔总面积,若是非圆(例如方形)亦可照算;

n ——切向孔数。

根据连续方程(9-17)与(9-18)相等,则

$$m_f = \rho_f v_a \varepsilon \pi r_c^2 = \rho_f v_1 n \pi r_1^2$$

即

$$\begin{aligned} v_a \varepsilon r_c^2 &= v_1 n r_1^2 \\ v_1 &= v_a \varepsilon \frac{r_c^2}{n r_1^2} \end{aligned} \quad (9-19)$$

利用式(9-9)

$$v_{um} r_m = v_1 R$$

即

$$v_{um} = v_1 \frac{R}{r_m} \quad (9-20)$$

再利用式(9-13)

$$v_{um} = v_1 \frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon}} \frac{R}{r_c} \quad (9-21)$$

将式(9-19)代入上式得

$$v_{um} = v_a \frac{\varepsilon}{\sqrt{1-\varepsilon}} \frac{R r_c}{n r_1^2} \quad (9-22)$$

令

$$A = \frac{R r_c}{n r_1^2}$$

称为离心喷嘴几何特性参数,若为非圆切向孔,则

$$A = \frac{\pi R r_c}{F}$$

F 为切向流道的总流通面积。

将式(9-22)及 A 代入式(9-16)可得轴向速度 v_a

$$v_a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon} A^2}} \sqrt{\frac{2\Delta H}{\rho_f}} \quad (9 - 23)$$

令

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon} A^2}}$$

称为轴向速度系数。

则

$$v_a = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta H}{\rho_f}} \quad (9 - 23')$$

于是流过喷嘴的燃油流量为

$$m_f = \rho_f v_a \varepsilon F_c = \varepsilon \varphi \sqrt{2\rho_f \Delta H} = \mu F_c \sqrt{2\rho_f \Delta H} \quad (9 - 24)$$

式中 $\mu = \varepsilon \varphi$ 为流量系数。

根据 φ 的定义 μ 可改写为

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{A^2}{1 - \varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon^2}}} \quad (9 - 25)$$

从上式可知,流量系数 μ 是喷嘴几何特性参数 A 和喷口有效截面系数 ε 的函数。

从式 (9 - 24) 和 (9 - 25) 还不能进行流量计算。因为 A 虽为已知的几何参数,但 ε 并不知,还必须找出 $A - \varepsilon$ 的关系。

从前述分析可知 r_m 过大或过小均不能获得大的流量系数。因为 r_m 过大则有效截面 F 减小,流量下降。若 r_m 过小,液流的压力能过多地用于增大切向分速度,从而使轴向速度减小,流量也会减小。为此阿勃拉莫维奇认为,离心式喷嘴是在 μ 值最大的条件下工作,因此称之为最大流量原理,即

$$\frac{d\mu}{d\varepsilon} = 0$$

可得

$$A = \frac{1 - \varepsilon}{\sqrt{\frac{\varepsilon^3}{2}}} \quad (9 - 26)$$

将 A 值结果代入式 (9 - 25), 可得

$$\mu = \sqrt{\frac{\varepsilon^3}{2 - \varepsilon}} = \varepsilon \sqrt{\frac{\varepsilon}{2 - \varepsilon}} \quad (9 - 27)$$

于是相应的轴向速度系数为

$$\varphi = \frac{\mu}{\varepsilon} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{2 - \varepsilon}} \quad (9 - 28)$$

这样,当设计时,在确定了 A 后,即可从式 (9 - 26) 求出 ε ,并由式 (9 - 27) 求出 μ ,即可计算流量。

(4) 喷雾锥角 β 的确定 在设计燃油喷嘴时,另一个必须确定的特性参数是喷雾锥角 β 。它可以根据轴向速度和切向速度的关系来确定。燃油从喷口喷出时基本上是切向速度与轴向速度。轴向速度在半径方向上是不变的,但切向速度则随半径而异,因此燃油从喷口喷出时因所处半径不同,喷雾锥角亦不同。 r 越小 β 越大;反之 β 越小。一般采用平均锥角来计算其值,即切向速度 v_u 用平均切向速度 \bar{v}_u ,这大体相当于 $\bar{r} = \frac{r_c + r_m}{2}$ 处的切向速度。

因此

$$\tan \frac{\beta_m}{2} = \frac{\bar{v}_u}{v_a} \quad (9-29)$$

从式 (9-9) 可得

$$\bar{v}_u \bar{r} = v_1 R$$

故有

$$\bar{v}_u = \frac{v_1 R}{\bar{r}} = v_1 \frac{2R}{r_c + r_m} \quad (9-30)$$

将式 (9-19) 的 v_1 和式 (9-13) 的 r_m 代入式 (9-30),并应用式 (9-26) A 的表达式,可得

$$\bar{v}_u = v_a A \frac{2\varepsilon}{1 + \sqrt{1 - \varepsilon}} = v_a \frac{1 - \varepsilon}{1 + \sqrt{1 - \varepsilon}} \sqrt{\frac{8}{\varepsilon}} \quad (9-31)$$

将上式代入式 (9-29),即得

$$\beta_m = 2 \arctan \frac{1 - \varepsilon}{1 + \sqrt{1 - \varepsilon}} \sqrt{\frac{8}{\varepsilon}} \quad (9-32)$$

上式表明,喷雾锥角只和有效截面系数或几何特性参数有关。

在图 9-15 中绘出了 μ 、 ε 、 β 和 A 的关系曲线,此图可用于离心喷嘴设计时选配或调节各参数间的关系,较为实用。

阿勃拉莫维奇关于离心喷嘴的理论比较明确、简单,计算起来也方便,因此作为基础理论,有重要价值。

但由于该理论未考虑液体的粘性作用和喷嘴结构等影响,结果不够准确。对于粘性较大的油类,误差较大。故它只在粘性较小、径向速度不大时,计算与结果才是相符的。为此,许多人在此基础上作了修正和补充,他们是苏联学者塔拉克瓦捷、吉洪诺夫、普拉霍夫,以及我国学者范作民、傅维标等人。

2. 双油路离心喷嘴

以上讲的是简单离心式喷嘴的工作原理。但实际上对航空燃气轮机来说,由于在高空巡航和低速高速飞行状态变化悬殊,为了保证稳定的工作性能,供油状态也变化悬殊。这时仅靠简单喷嘴用改变供油压力来改变供油量已远不能满足要求。例如,飞行时燃气轮机的最大和最小供油量往往相差 20 倍以上,那么根据 $\Delta p_f \propto m_f^2$ 关系,供油压差就相差 400 倍。为了保证喷油雾化质量,最低油压一般应为 0.5MPa,于是最高油压将为 200MPa,这么高的油压将不能为目前以至将来的发动机供油油泵和油路系统所承受,这样不仅带来供油系统的复杂性和危险性,而且从喷嘴喷出的油束具有很大的动能,有可能

把火焰筒击穿。从流量公式知道，流量不仅和供油压差的方根成比例，而且还和喷口的面积 F_c 成正比。为了增加供油量，须加大 F_c 。通常用两种办法：一种是增加喷头数，这在主燃烧室中几乎不可能。另一种就是在一个喷头上重叠地装两个喷口，由两股油路分别供油，一般称之为“主副油路”。

图 9-16 示出了两种双油路喷嘴的示意图。图 9-16 (a) 为双油路单喷口；图 9-16 (b) 是双油路双喷口，这种喷嘴形成两层油膜，而且旋转方向可以相反，以增加相对扰动速度，加快油膜的破裂，使之尽早雾化。

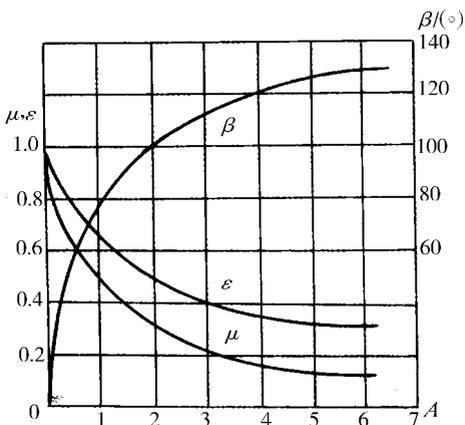


图 9-15 μ, ϵ, β 与 A 的关系曲线

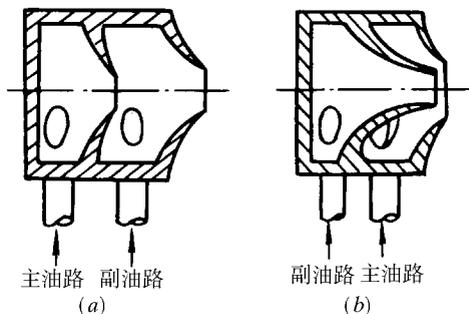


图 9-16 双油路离心式喷嘴示意图
(a) 单喷口；(b) 双喷口。

图 9-17 给出某型发动机的双油路单喷口喷嘴结构图。其工作原理为，在小供油量时，只开动副油路，当需要供油量加大时再开启主油路，使两股油流从同一喷口喷出，使得有效流通面积加大，亦即相当于增大流量系数 μ ，因此供油量显著增加。

图 9-18 为双油路喷嘴供油量随压力变化的特性线。在 2 点后，表明接通主油路，2 至 3 的实线表明两条油路随供油压力增加后油流的叠加，显然比单路供油增加许多，这样就解决了仅靠供油压力来改变燃油量使油路系统无法承受的矛盾。

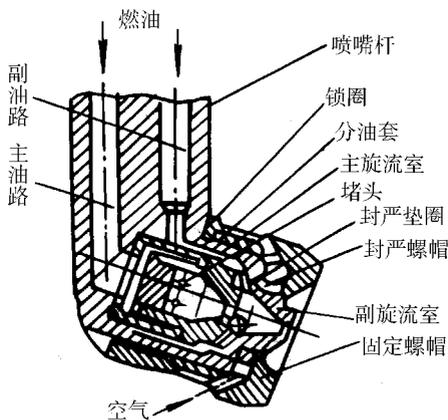


图 9-17 双油路单喷口离心式喷嘴结构图

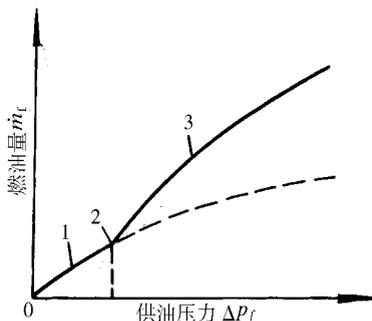


图 9-18 双油路喷嘴供油量随油压变化的关系

三、气动雾化喷嘴 (空气雾化喷嘴)

早期的气动雾化喷嘴主要用于燃烧重质燃油的地面动力装置。到了 20 世纪 60 年代,航空燃气轮机的增压比不断提高,燃烧室处于高压高温下工作,为了减少排气冒烟等污染,并为了加速燃烧过程,减小发动机的质量和长度,开始在燃烧室采用空气雾化喷嘴。目前已成为一种新型供油装置,在航空燃气轮机燃烧室中得到广泛使用。

1. 气动雾化喷嘴的特点

气动喷嘴在结构上的主要特点,是在喷嘴内设计了空气流道,利用高压空气的喷散作用,以较高的速度夹带着燃油喷向燃烧空间,使燃油雾化为更细的油滴。

用于航空燃气轮机的空气雾化喷嘴,与地面动力装置用的气动雾化喷嘴在原理上是一样的,所不同的在于供气的来源上。地面装置都有一套供气系统专门为喷嘴供气,如果航空燃气轮机再另外配备一套供气系统,就会使质量增加,结构复杂。解决的办法是利用火焰筒内外较大的压差,来形成空气雾化喷嘴内较高的空气流速,对燃油进行雾化。一般把工业上应用的有另外一套供气系统的喷嘴称为气动喷嘴 (Pneumatic Atomizer),而利用燃烧室本身气流的称为空气雾化喷嘴 (Air Blast Atomizer)。

空气雾化喷嘴的优点,主要是由于空气与燃油预混得比较好,因而在主燃区不易产生烟粒,燃烧室的排气冒烟量少,同时,火焰的辐射热量减少,降低了火焰筒的壁温。另一个突出的优点是供油压力较低,供油系统简单可靠。此外,使用空气雾化喷嘴的燃烧室,燃气的出口温度场对喷油量的变化不太敏感。

与离心喷嘴比较,空气雾化喷嘴更适合于高压燃烧室。对于离心喷嘴,增压比的提高、空气密度加大、气动力增强,对雾化有利,使得油滴更细小。但正因为油滴细小,其质量小、惯性力小,在密度较大的气流中阻力也大,油滴穿透力弱,油雾分布面窄,从而使得喷嘴附近燃油较为集中,而距喷嘴较远处,燃油较为稀少,这样就使燃烧性能变坏。实践表明,在高压燃烧室中,头部冒烟问题及火焰辐射较为严重,采用离心喷嘴几乎难以克服。对于空气雾化喷嘴,燃油在喷嘴环腔内就受到气动力的作用,并在高速气流带动下喷向燃烧空间,这样既有很好的雾化质量,又使雾滴具有良好的穿透性,避免了主燃区局部高温富油而产生的冒烟问题。

空气雾化喷嘴有各种结构型式的设计方案。目前应用较多、效果较好的是双路进气的空气雾化喷嘴。图 9-19 给出的 RB211 发动机所采用的喷嘴就是这种喷嘴的典型结构。工作时,燃油充满集油槽,然后经多个切向孔进入旋流室,在离心力作用下喷流在内

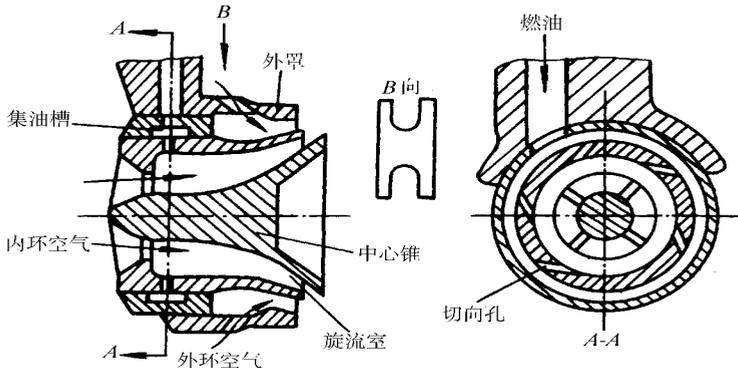


图 9-19 RB211 发动机用的空气雾化喷嘴

环的外壁面上。由于供油压力不高 [约为 $(3 \sim 5) \times 10^5 \text{ Pa}$] ,一般较少地喷至气流中 ,而是紧贴壁面形成一层油膜。这层旋转的油膜在内环腔中高速气流的吹动下 ,沿壁面向下游扩展 ,直到喇叭口的唇部。这里是个窄喉道 ,气流在此加速至 $100 \sim 150 \text{ m/s}$,并且沿通道向约 45° 方向吹出。同时外环空气经唇部向里切吹 ,与内环腔气流交叉 ,形成相剪切的冲击。油膜被吹至唇边 ,在这两股气流的剪切作用下碎裂成细小油滴 ,并经这两股气流形成的强紊流带动 ,较好地掺混于气流中 ,形成较均匀的油雾进入火焰筒头部。即燃油离开喷嘴时已雾化较好 ,不必再经过一般雾化的距离 ,很快达到可燃状态 ,避免主燃区出现过富区。实践表明 ,这种喷嘴可大大降低发烟度和热辐射量 ,且不必要高压油泵 ,使出口温度场也均匀稳定。

图 9 - 20 给出了 PW4000 发动机燃烧室和 V2500 发动机燃烧室所采用的空气雾化喷嘴 ,燃油也是在内、外两股高速气流作用下 ,形成与空气充分掺混的油雾 ,得到比较好的雾化效果。

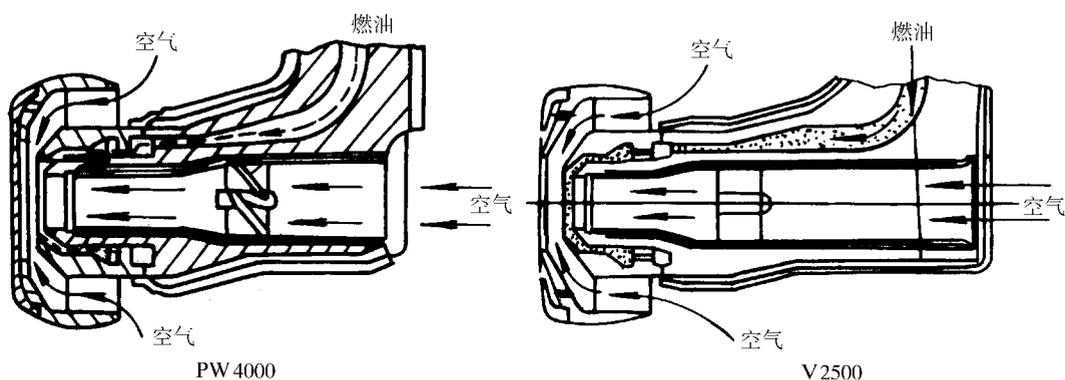


图 9 - 20 PW4000 和 V2500 发动机燃烧室的空气雾化喷嘴

空气雾化喷嘴的缺点是 :由于油气充分掺混 ,贫油熄火极限大大降低 ,使燃烧室稳定工作范围变窄 ,在启动时 ,气流速度较低 ,压力较小 ,雾化不良 ,使燃烧性能受到影响。

图 9 - 21 给出空气雾化喷嘴和双油路离心喷嘴在三个方面的对比。从图中可看出 ,空气雾化喷嘴在发烟及火焰热辐射方面大大低于离心喷嘴 ,但贫油熄火边界却不如离心喷嘴。为了克服这一缺点 ,有一种方案是空气雾化喷嘴和离心喷嘴混用 ,但这增加了供油系统的复杂性。

2. 空气雾化喷嘴的设计原则

离心式喷嘴经过多年的发展 ,已形成了一套成熟的设计理论。而空气雾化喷嘴还处在发展阶段 ,目前还没见到一个常规的、大家公认的设计计算方法。通过实践 ,人们共同认为 :空气雾化喷嘴的设计 ,需要与火焰筒的设计及调试密切配合 ,关键在于气流流场的匹配 ,要进行反复的试验 ,才能达到最佳效果。

研究表明 ,影响空气雾化喷嘴雾化细度的主要因素是 :气/液比、空气压力、空气流速及燃油粘性。计算油滴 SMD 的典型的经验关系式为

$$\text{SMD} = \left[A \left(\frac{\sigma_f \delta}{\rho_a V_a^2} \right)^{0.5} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.2} + B \left(\frac{\mu_f^2 \delta}{\sigma_f \rho_f} \right)^{0.5} \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) \right] \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) \quad (9 - 33)$$

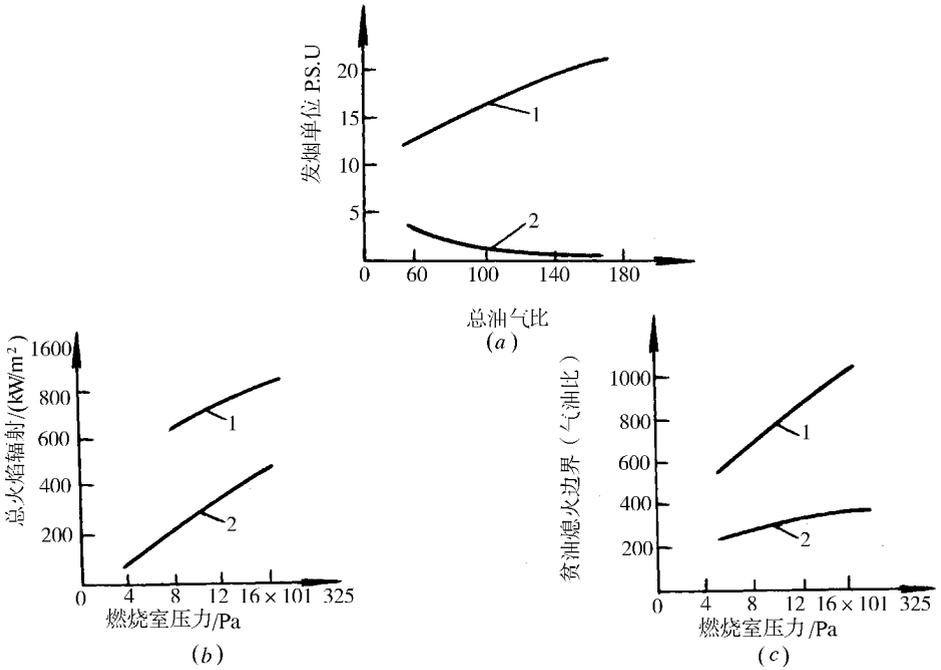


图 9-21 采用空气雾化喷嘴 (2) 和双油路离心喷嘴 (1) 时的燃烧室性能对比
(a) 排烟; (b) 火焰辐射; (c) 贫油熄火边界。

式中 σ_f ——燃油表面张力系数;
 μ_f ——燃油粘性系数;
 δ ——油膜厚度, 可用环腔出口唇边高度 d_n 来代替;
 ρ_f, ρ_a ——燃油和空气的密度;
 v_a ——环腔出口唇边处的气流速度;
 m_f/m_a ——喷嘴内环腔中的油气比;
 A, B ——经验系数。

根据已有喷嘴的试验结果, 空气雾化喷嘴的设计原则及要考虑的问题有以下几个方面:

(1) 影响雾化质量最主要的因素是唇边处的气流速度, 其次是气流密度, 即: $SMD \propto (1/\rho_a v_a^2)^{1/2}$ 。实质上, 这个主要因素就是气流的动压头 $\rho_a v_a^2$, 动压头越大, 则油滴 SMD 越小。

(2) 气液比 (或油气比) 在一定范围内对雾化质量影响较大, 即: SMD 随 m_a/m_f 的增大而减小。但研究表明: 当气液比大于 5 以后, 则其影响很小, 对雾化质量改善不多, 对雾化有利的气液比应是 3~5 之间。内外环腔空气量之比在 1:3~2:3 范围内。

仅从雾化质量角度看, 过大的气液比并不好, 因为这样会增加雾化气量及能量的消耗, 而对雾化质量没有更多的改进。

(3) 双边吹气式喷嘴的雾化质量优于单边吹气式的。在低压头喷嘴中 (喷嘴前后气流压差 Δp 较低) 应尽量采用双边吹气式的。而在高压头喷嘴中, 可采用单边吹气式的。

(4) 在唇口处,靠近油膜两边的空气流速尽量高,充分利用火焰筒内外压差。要求气流通道设计合理,并使气流阻力损失尽量小。

(5) 油膜厚度 δ 越薄越均匀,则雾化效果越好,即 $SMD \propto \delta^{\frac{1}{2}}$ 。为使油膜均匀,常常把出油孔或出油槽设计成切向的。切向槽越多,油膜也越均匀。设计时主要确定的参数是切向槽道(或孔)的数目和截面积。

(6) 设计喷嘴的气流通道时,主要考虑的几何参数是唇口直径 D_p 、气流出口面积 F_i 及通道面积收缩率 $(F_0 - F_i)/F_i L$,见图 9-22。

空气雾化喷嘴的雾化过程主要发生在喷嘴出口处(喷嘴内主要是流动过程和油膜的形成过程)。这些结构尺寸间接地通过喷嘴出口处的流动情况来影响雾化性能。也就是说,与喷嘴出口处气流流速和流场以及液膜厚度存在一定的关系。

某实验用喷嘴几何尺寸与油膜厚度 δ 的关系为

$$\delta = 2.5 \times 10^8 v_a^{-0.34} \left(\frac{m_a}{m_f}\right)^{-0.48} \left(\frac{D_p}{F_i}\right)^{-1.18} \left(\frac{F_0 - F_i}{F_i L}\right)^{-0.4} \left(\frac{\rho_f}{\mu_f}\right)^{-1.41} \rho_a^{0.13} \quad (9-34)$$

从式中看出,油膜厚度是 D_p/F_i 、 $(F_0 - F_i)/F_i L$ 、 m_a/m_f 、 v_a 及 ρ_f/μ_f 的函数。这些参数也是影响雾化质量的因素。所以,膜厚对 SMD 的影响关系是复杂的。

在设计喷嘴时,需要结合气流量和气液比的要求及燃烧室的工作情况一起来考虑几何参数,经过反复地试验、调试,使其与燃烧室流场相匹配。

(7) 设计喷嘴时,还要考虑的另一个问题是发动机在低速、低压工作时,空气雾化喷嘴的雾化性能较差。这主要是因为喷嘴所供空气来源于发动机本身,因此在慢车及空中再启动的状态下,影响雾化质量。有的空气雾化喷嘴的设计方案是把中心锥设计成离心喷嘴,这样就扩大了喷嘴的稳定工作范围,改善了启动时的雾化状况。

四、其它类型的喷嘴

除离心式喷嘴和空气雾化喷嘴以外,在有的航空发动机主燃烧室上也使用蒸发管式喷嘴和甩油盘式喷嘴。

1. 蒸发管式喷嘴

蒸发管喷嘴早在 30~40 年前就在航空发动机上应用过,当时的目的是为了缩短混气形成所占的燃烧室的长度,利用已燃气的热量加快蒸发和掺混过程。但由于当时的技术尚未达到完善的程度,在管中出现积炭和管子过热烧蚀等问题未能解决,另外由于离心式喷嘴尚处于应用的高潮,客观上无太大的必要取而代之,因此未能发展起来。而后随着发动机的发展,燃烧室在越来越高的气流压力下工作,对燃烧室性能提出更高的要求,例如效率高、尺寸小、排烟少等,使燃烧室向短环型发展,离心式喷嘴满足不了这些要求,于是人们寻找别的途径,气动喷嘴的发明和重新对蒸发管的研究就是在这种情况下开始的。实践证明,这些新的供油方式能较好地满足近代发动机的要求。

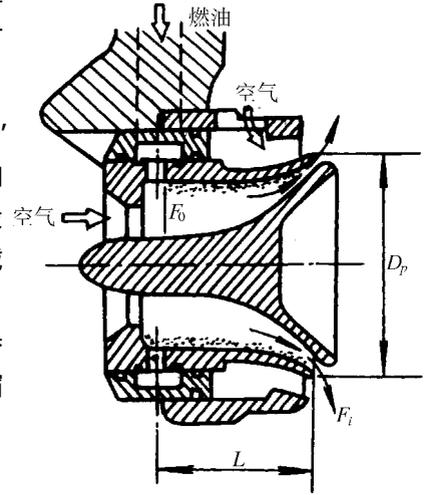


图 9-22 空气雾化喷嘴的几何参数

图 9 - 23 为某环形燃烧室所用的 T 形蒸发管示意图。燃油通过位于蒸发管进口中间的油管用较低的压力以直射方式向里喷油,有些发动机预先对燃油进行加热(约达 420K),有些也并不加热。在燃油管的周侧有来自压气机的高温(约 870K)空气通入,初步使燃油蒸发并掺混。蒸发管内的余气系数很小 $\alpha \approx 0.2 \sim 0.3$ 。燃油所以能在管中基本蒸发为气态,主要是蒸发管的底部位于火焰区,通过金属管壁传进大量的热,因此从蒸发管喷出的基本上是气态富油的混合气,然后经管外的气流吹向管后,再与主燃孔进来的大量空气形成 $\alpha \approx 1$ 的混气,因此很容易点燃。由于形成的混气基本上是气态,因此混气较为均匀,不致形成过分富油的区域。

蒸发管燃烧室的燃烧效率较高,不冒烟,火焰呈蓝色,辐射少,出口温度场较均匀稳定,不随燃油量的多少而变化。

燃油在蒸发管内实际上并未完全蒸发,有的情况下仍有一小部分以油珠形式喷出,并有部分进入火焰区,这虽然对燃烧效率有些影响,但可扩大稳定燃烧边界,故现在的蒸发管设计也不要求在管内全部蒸发。

蒸发管式喷嘴存在的问题主要是火焰稳定极限较窄,以及高压下工作时,蒸发管壁有过热及烧蚀的危险。

2. 甩油盘式喷嘴

这是一种装于小型发动机的供油装置(图 9 - 24)。燃油经过发动机轴的中心流至轴上一个空心供油盘,在供油盘的圆周边上开有若干小孔,当发动机轴以高速旋转至 30000r/min 以上时,将油从小孔中甩至环形燃烧室的头部,由于轴的高速旋转,燃油受到离心力的作用,动能很大,雾化质量也很好。从使用的效果看,燃烧效率较高,且对高速旋转的轴有冷却作用,也使燃油得到预热,从而对雾化、蒸发以及组织燃烧都有利。

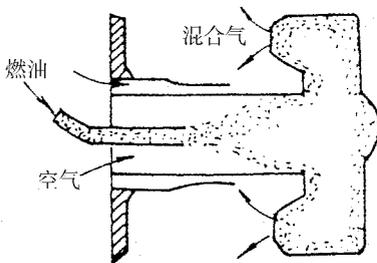


图 9 - 23 某环形燃烧室用 T 形蒸发管示意图

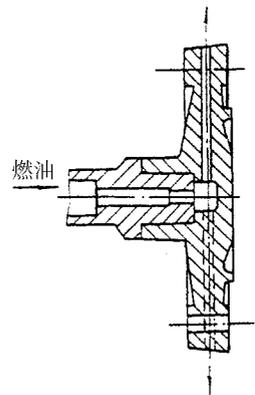


图 9 - 24 甩油盘式喷嘴

甩油喷嘴在高转速、小流量的折流环形燃烧室中得到采用。涡喷 11 发动机燃烧室即采用这种供油装置。

表 9 - 1 列出了四种供油方式的比较。

表 9 - 1 燃烧室供油方式的比较

喷嘴类型	优点	缺点
离心喷嘴	<ol style="list-style-type: none"> 1. 火焰稳定范围宽； 2. 燃油控制反应快； 3. 燃烧室调试时容易修正； 4. 机械上刚固 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 燃油分布随供油压力而变化,因而不易控制出口温度分布； 2. 燃烧室在高压下,工作时容易冒烟,热辐射量大； 3. 供油压力变化范围大； 4. 结构复杂,成本高； 5. 低油压时雾化质量差
蒸发管	<ol style="list-style-type: none"> 1. 预混、不易积炭,不易冒烟； 2. 只需要低的供油压力； 3. 燃油分布在很大程度上由气流控制,不受燃油流量限制,出口温度场较易控制； 4. 结构简单,成本低 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 火焰稳定范围相当窄； 2. 需要辅助点火系统； 3. 燃油控制反应慢； 4. 设计和调试困难； 5. 工作于高温燃气包围之中,机械上可靠性稍差
气动喷嘴	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排气冒烟少； 2. 出口温度分布不敏感,易控制； 3. 不需要高的供油压力； 4. 机械上刚固 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 火焰稳定范围窄； 2. 雾化质量受气流速度影响显著,低速时,燃烧性能不良
直流式喷嘴	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构及工艺简单； 2. 布局较易； 3. 当相对气流速度超过 100m/s,雾化质量尚好； 4. 流动损失小； 5. 火焰稳定范围宽； 6. 油束穿透力强 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 雾化质量差； 2. 单个喷嘴散播面窄； 3. 多个喷嘴(或多个孔)供油量不易保证均匀； 4. 需要掺混段长； 5. 容易形成积油,引起爆燃

第三节 影响喷嘴喷雾特性的因素

以上对液体燃料的雾化机理及各种喷嘴的工作原理进行了讨论之后,我们就可以对影响喷雾特性的各种因素加以分析。

研究表明,影响喷雾特性的主要因素有:喷嘴的结构特点、喷油压降、燃油的物理性质及燃烧空间中气体介质的工作参数等。

一、喷嘴结构的影响

根据燃油雾化机理的分析可以看出,燃油离开喷嘴时所具有的切向速度和径向速度的大小,对于喷雾特性有决定性影响。在整个喷油速度中若能增大这两种速度的分量,那么,喷雾锥角就比较大,射程比较短,而燃料则能分布到比较广阔的燃烧空间中,而且由于能够吸取较多数量的外界空气来参与喷雾炬的雾化过程,因而,雾化液滴尺寸也有可能比较细。

对于离心喷嘴,结构参数对于喷雾锥角的影响关系是通过几何特性参数 A 来反映的。凡是能使 A 值增加的一切几何因素都能使喷雾锥角加大。从分析中可知, A 值增大还意味着会使燃油动量矩增大,旋转运动加强,因此燃油射流在喷口处的切向速度 v_u 增大,而 v_a 下降,流量 m_f 下降。此时空心涡加大,油膜变薄,雾化较好。当然,切向速度和喷雾锥角过大,燃油容易碰壁,对燃烧及火焰筒均不利。而且有时并不需要浓度均过于均匀,这样会减小火焰稳定工作范围。

喷孔长度 l_c 与喷口直径 d_c 的比值 l_c/d_c 对流量系数 μ 和喷雾锥角 β 都有影响。当 $l_c/d_c > 4$ 后,随着 l_c/d_c 的增大 β 将有减小的趋势,同时也使 μ 下降。这主要是由于燃油

的粘性及其和壁面有摩擦 l_c/d_c 增大后损失加大。

对于空气雾化喷嘴,主要是喷嘴出口处几何参数的影响。唇口直径 D_p 的增大及出口面积 F_1 的减小都会使出口处油膜变薄,从而达到较好的雾化效果。

二、喷油压降的影响

当喷嘴结构型式已定时,喷油压降的大小直接体现为喷油速度的高低,这对离心喷嘴和直射式喷嘴影响更为突出。

对于燃油的雾化,空气动力起相当大的作用,即相对气流速度越大,空气动力越强,雾化则越细。相对速度取决于气流速度和燃油喷射速度,喷射速度又取决于供油压差 Δp_f 。

从式(9-1)韦伯准则的定义中可以看出,其它条件一定时,油滴直径与相对气流速度的平方成反比,影响显著。在加力燃烧室中常常采用逆向喷油,或使旋流器与喷油锥的旋转方向相反,以增大相对气流速度,提高雾化细度。

在高空时,发动机因空气稀薄,流量减小,为了保持余气系数 α 不变,势必要减小供油量,一般采用降低供油压差的办法。但由于 Δp_f 下降,喷射速度降低,雾化变差,因此使燃烧室工作性能恶化。

三、燃油物理性质的影响

在各种燃油的物理性质中,粘度的变化范围为最大,相对密度和表面张力的变化较小。因此,不同物性参数的燃油,其对喷雾特性影响的差异主要是由粘性的差别引起的。

燃油表面张力大,表明燃油分子内聚力强,不易破碎;而粘性大表明燃油内摩擦阻力大,燃油的扰动和变形都不易发展,并使燃油在离心式喷嘴内空心涡直径变小,油膜加厚,这些均使燃油不易破碎,从而使液滴变大,雾化质量不好。

温度的增加使表面张力和粘性降低,能改善燃油的雾化和蒸发。发动机上常常用燃油作润滑油的散热剂,既降低了润滑油的温度,又提高了燃油的温度,从而改善了雾化和蒸发。

粘性和表面张力对喷雾特性的影响,在燃油雾化过程的不同阶段其程度是不同的。在雾化过程的初始阶段,即雾化准备阶段,粘性的影响将起决定作用。因为连续流动的射流所具有的切向速度和径向速度,是影响射流初始分裂的关键因素。随着粘性的增大,燃油在旋流室中的旋流强度减弱,雾化质量必然恶化。在雾化过程的第二个阶段,即油膜分裂为丝状和细滴的过程,表面张力的影响将起决定作用。因为在这个阶段中,油膜将克服表面张力的作用而分裂成为许多细丝和油滴。随着表面张力的增大,这种分裂过程就难于迅速地进行,而且所形成的细丝和油滴的尺寸都比较大。在雾化过程的第三个阶段,即已经雾化了油滴在外界介质中运动,进一步分裂成为更细颗粒的过程。这时,粘性和表面张力将同时都有影响,因为油滴在外界空间飞行时,将受到以表面张力、粘性力和惯性力为一方,而以空气阻力为另一方的相互作用,促使其进一步分裂成为细小的滴群。减小表面张力和粘性,增大惯性力和空气阻力,都将有利于提高燃油的雾化质量。

四、喷雾空间中气体介质参数的影响

喷雾空间中气体介质施加于喷雾炬的阻力,对于雾化过程有重要影响。这种影响还与燃油喷射速度、燃油物性以及喷嘴的结构型式等因素有关。导致燃油射流破裂的紊流度和离心力在很大程度上取决于喷嘴的结构型式。但是,这种破裂过程却受到流体的粘性和表面张力的反抗。如果紊流度和离心力的作用大大超过了粘性力和表面张力的作

用,那么,燃油射流就会很快破裂而雾化。这种情况下,喷雾空间中气体介质阻力的影响就不突出;反之,当紊流度和离心力的作用不是很大时,那么,气体介质所施加的阻力影响将对雾化过程的最后结果起很大作用。

现代发动机增压比增加,特别是在低空时,燃烧室进口压力增加许多,空气密度加大,作用在燃油射流上的气动力增强,因此有利于雾化。实验证明,雾化细度 SMD 与燃烧空间中的空气压力 p_a 有如下的关系:

$$\text{SMD} \propto p_a^{-0.55} \quad (9 - 35)$$

当飞机在高空低速飞行时,因空气压力 p_a 下降, SMD 将增大,从而使雾化质量恶化。

小 结

1. 使液体燃料碎裂成细小滴群的过程称为雾化,使液体燃料雾化的装置称为喷嘴。为了组织起有效的燃烧,提高燃油的燃烧速度,必须对燃油进行雾化。

2. 液体的雾化是液体所受的外力克服了液体的内力作用的结果。

韦伯准则反映了液滴所受内、外力作用的状况。

3. 常用雾化细度和雾化均匀度衡量雾化质量。雾化细度用液滴平均直径来表示,常用的是质量中间直径 MMD 和索太尔平均直径 SMD。雾化均匀度常用液滴尺寸的分布来描述, Rosin-Rammler 分布应用范围较广。

4. 航空燃气轮机燃烧室常用的喷嘴为:离心式喷嘴、气动雾化喷嘴、直射式喷嘴、蒸发管式喷嘴及甩油盘式喷嘴,各有优缺点和不同条件下的用途。

对于主燃烧室,离心式喷嘴应用广泛、理论成熟,气动雾化喷嘴在新型燃烧室上得到普遍采用。

5. 离心喷嘴理论指出了流量系数 μ 与轴向速度 v_a 及喷嘴几何参数之间的关系,并且描述了离心喷嘴的工作特点。

6. 影响雾化的主要因素有:喷嘴结构、喷油压降、燃油物理性质及喷雾空间中气体介质参数等。

思考和练习题

1. 液体燃料的雾化机理是什么?如何应用这些机理来改善燃料的雾化质量?
2. 雾化、蒸发及掺混在混气形成过程中的地位和关系如何?通常是怎样实现雾化过程的?
3. 燃油雾化和蒸发过程的快慢在两态燃烧中有什么重要意义?
4. 评定液体燃料雾化质量的指标有哪些?它们对燃烧性能有什么影响?
5. 在目前航空燃气轮机燃烧室中,经常采用的喷嘴有哪几种结构型式?它们的优缺点如何?
6. 试分析各种喷嘴的雾化过程。燃油射流在雾化过程中,主要受哪些力的作用?
7. 分析并掌握离心喷嘴的工作原理及设计方法。说明为什么会在喷嘴旋流室围绕轴线出现空气涡?这对燃油雾化有什么作用?

8. 说明离心喷嘴的流量系数 μ 、有效截面系数 ε 、几何特性参数 A 及平均喷雾锥角 β_m 的定义。它们之间有什么关系？
9. 与离心喷嘴相比,空气雾化喷嘴在工作原理上有什么不同?它有什么突出的优点和缺点?发展前景如何?
10. 影响空气雾化喷嘴雾化性能的主要因素有哪些?设计时应注意哪些问题?
11. 为什么在高压燃烧室中用离心喷嘴供油,头部辐射及冒烟问题比较严重,而采用空气雾化喷嘴或蒸发管式喷嘴时情况就好得多?
12. 燃油雾化过程大体分几个阶段?每个阶段的主要影响因素是什么?
13. 煤油由直射式喷嘴供入燃烧室,已知供油压力 800kPa ,燃烧室压力 350kPa ,供油量为 $6 \times 10^{-3}\text{kg/s}$,求喷嘴孔径(设煤油密度为 800kg/m^3 ,喷孔流量系数为 0.78)。
14. 若上题中使供油量增大到 $12 \times 10^{-3}\text{kg/s}$,求所需的供油压力。

第十章 燃烧室工作过程及设计特点

在燃烧室中组织起有效的燃烧,既涉及到复杂的气流流动过程的组织,也涉及到燃烧区中燃料浓度场的组织、可燃混合物的形成、着火与燃烧,以及高温燃气掺混过程和火焰筒壁冷却过程的组织。因此可以说,燃烧室是在气流高速流动的紊流状态下,在剧烈快速的放热化学反应中,伴有强烈的质量交换、动量交换和能量交换进行工作的。

为了设计工作性能良好的燃烧室,必须要了解清楚燃烧室中发生的工作过程及其规律。经过大量的理论和实践的研究,特别是航空航天技术的迅速发展,人们对燃烧过程的认识不断深化。但由于燃烧过程的复杂性,燃烧理论还没有达到能够深入地概括燃烧现象客观规律的阶段,因而要想充分阐明这些过程是困难的。我们只是在已有的理论和实践的基础上,对复杂的燃烧过程进行初步的、基本的分析,以便定性地掌握这些过程的特点,为深入研究打下基础。

第一节 气流流动过程的组织

燃烧室是以空气作为工作介质,其工作的好坏,归根到底要看是否获得了适合于燃烧工作条件的理想的流场和浓度场。良好的气流结构能促进燃料与空气的混合,并有利于在燃烧区内得到需要的浓度场,是实现可靠点火和稳定燃烧的关键。

燃烧室中气流流动过程的组织,包括三个方面的任务:燃烧区中(主要是头部)气流流动过程的组织;混合区中二股掺冷空气与高温燃气掺混过程的组织;火焰筒壁冷却过程的组织。

燃气轮机燃烧室中的燃烧过程总是在余气系数 α 较大,而 α 的变化范围又很宽的高速气流中进行的。如果把燃油直接喷到由压气机送来的全部空气中去燃烧,势必造成燃烧区的温度很低,燃料不能燃烧完全,致使燃烧效率非常低。同时,由于气流流速很高,火焰很容易被吹熄,造成燃烧不稳定。

为确保燃烧室在任何工况下都能稳定而又经济地燃烧,在现有燃气轮机燃烧室中,对气流流动过程的组织,几乎都毫不例外地从以下几方面采取措施:

(1)采用扩压器,使进入燃烧区的气流速度从压气机出口的 $120 \sim 180\text{m/s}$ 降到 $30 \sim 50\text{m/s}$,以减少气流的压力损失。

(2)采取气流“分流”的办法,以提高燃烧区温度,并使冷却和掺混用气得到保证。这样,燃烧室就能在较大的总余气系数下工作,满足稳定燃烧和涡轮叶片温度限制两方面的需要。如图10-1所示。

所谓“分流”的办法,是指采用火焰筒的结构形式,把由压气机送来的空气分流成为两大部分:一部分直接进入火焰筒前部的燃烧区,参与燃料的燃烧过程。这部分气流约占总空气量的 $1/4 \sim 1/3$,与燃油混合,在头部造成局部余气系数 $\alpha = 1$ 左右,适宜于迅速而

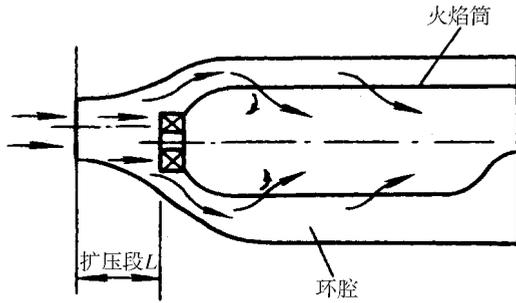


图 10-1 燃烧室中气流流动示意图

稳定燃烧的燃烧区。这部分空气称为“一股气流”，包括旋流器进气和主燃孔进气。其余的空气通过环腔流经孔、缝和掺混孔，作为冷却空气和掺混用气，进入掺混区与高温燃烧产物掺混，把排气温度降到涡轮叶片能够承受的程度，并获得一定的出口温度分布，这部分空气称为“二股气流”。

(3) 采用“火焰稳定器”，使在燃烧区内能够形成一个特殊形态的气流结构，为稳定火焰创造条件。在燃烧室中广泛采用的旋流器就是“火焰稳定器”的一种典型结构。

下面分别讨论扩压器、环腔、火焰筒孔缝及火焰筒内燃烧区的气流流动过程及设计特点。

一、扩压器及其气流流动

扩压器的功用就是降低来自压气机的气流速度，以利于组织燃烧。气流的减速扩压是在扩散形通道中实现的。

扩压器的压力损失约占总压力损失的 15% ~ 30%，因此对其最基本的要求是气流要以最小的压力损失进行减速。火焰前的流动要稳定，不能分离；在满足性能要求的条件下，长度尽可能的短。

扩压器的流动情况和其结构型式关系密切。图 10-2 为一般锥形扩压器。这种型式结构简单，但流动不十分理想，有分离损失。在保证一定的扩张比时，扩张角 β 越大，长度 L 就越短。 β 越大，壁面摩擦损失越小，但是容易使贴壁气流分离严重而使分离损失增加，如图 10-3 所示。所以这类扩压器最佳的扩张角是 $7^\circ \sim 12^\circ$ 。

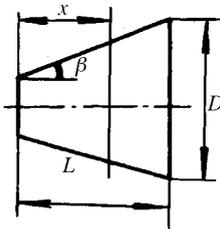


图 10-2 锥形扩压器

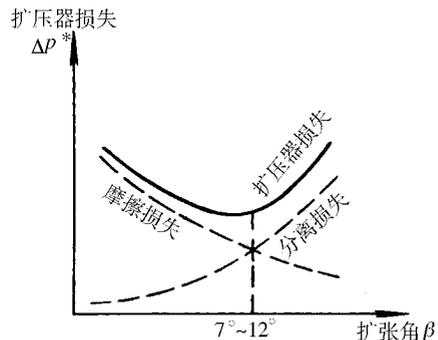


图 10-3 扩张角与压力损失的关系

为了减少气流分离,目前广为采用按一定造型规律设计的扩压器,即型面扩压器,如等压力梯度 $dp/dL = \text{常数}$ 的设计,使贴壁的低速气流,在减速扩压流动中始终处于同样的压力梯度。这种扩压器压力损失最小。等速度梯度 $dv/dL = \text{常数}$ 的扩压器压力损失略大于等压力梯度的扩压器。吸收两种造型的优点,把两者结合起来的混合造型扩压器也得到了广泛应用,它是前段用等压力梯度、后段用等速度梯度,解决了型面与后面交接的问题。

突扩式扩压器在高温、高压、大推重比的多轴风扇发动机上得到广泛应用。这类扩压器前段采用锥形或型面扩压器,后面突然扩张,压力损失虽然大一些,但带来的好处是扩压器可以做得相当短,且火焰筒进口气流流场稳定,受压气机出口气流流场畸变的影响很小。

二、环腔及其气流流动

环腔是指火焰筒与燃烧室内、外壳体之间的气流通道,它的功用是作为气流进入火焰筒前的分布腔。如果气流在环腔中分布合理,压力损失小,就可以为火焰筒内燃烧、掺混、壁面冷却创造良好的条件。

一般希望设计时有较低的环腔气流速度。虽然气流速度高更有利于改善火焰筒壁的冷却效果,但低的气流速度优点更多一些,可以使火焰筒上同一排孔的进气量相同,孔的流量系数较高,空气掺入火焰筒的深度较深,压力损失也小。

气流在环腔中的流动主要有两处要特别注意:一是在前面火焰筒头部附近。气流由扩压器进入环腔,在头部附近流动复杂,一方面有附面层,一方面容易造成流动分离,影响后面整个气流分布。对这个问题,斯贝发动机燃烧室采用鼻式整流罩进行调整,效果比较好。二是在后面掺混孔附近。当环腔内的气流到达后面掺混孔附近,如果没有任何导引和限制,就会在环腔内产生断续的、随机的从掺混孔下游向前回流现象,造成火焰筒上一些孔进气不规则。改善这种不利流动的方法,就是在紧靠掺混孔的下游放置挡板,可以有效防止形成大的、随机的回流流动,如图 10-4、图 10-5 所示。

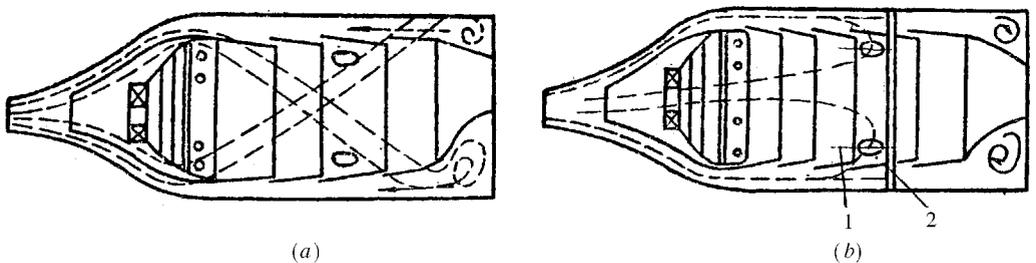


图 10-4 在环管型燃烧室的二次流道中发生的不规则流动的情况

(a) 无挡板和隔板的情况; (b) 加挡板和隔板后的情况

1 - 隔板 2 - 挡板

此外,当掺混孔的间距大于环腔的高度时,进入掺混孔的流动可以产生旋涡流,这样会改变掺混空气射流的混合和掺透特性。解决这个问题,一方面可控制环腔面积与掺混面积之比不要太小;另一方面可采取在掺混孔纵向位置的中间放置隔板来消除这种现象。

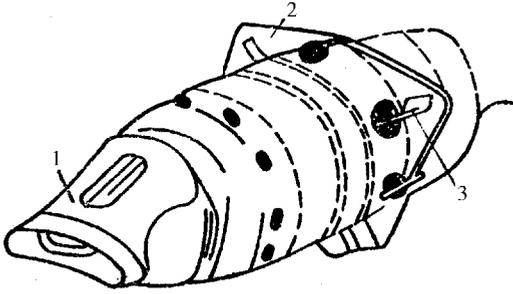


图 10 - 5 斯贝发动机燃烧室中加装挡板、隔板和猪鼻形进气口的情况

1 - 猪鼻形进气口 2 - 挡板 3 - 隔板

因此,在环腔掺混孔位置采取挡板和隔板的措施,对改善环腔后面的气流流动非常有效。

三、经火焰筒上孔、缝的气流流动

火焰筒上孔、缝的功用可分为两大类:一类是大尺寸孔,主要是用来分配燃烧及掺混用气;另一类是小尺寸孔、缝,主要是用来冷却和保护火焰筒壁面。

进入火焰筒的空气只有 10% 左右是通过旋流器进入的,近 90% 的空气是通过这些孔、缝进入火焰筒。因此,要求保证所需的空气流量按设计要求均匀进入火焰筒。

对于孔、缝的气流流动,主要注意这么几个参数:流量系数 μ_h ,孔径 d_j ,射流穿透深度 H 。流经孔、缝的气流流量可按下式计算:

$$m_j = \mu_h F_h \sqrt{2\rho_j (p_{an}^* - p_j)} \quad (10 - 1)$$

式中 μ_h ——孔、缝流量系数;

F_h ——孔、缝几何面积;

ρ_j ——气流密度;

p_{an}^* ——孔、缝上游处的总压;

p_j ——孔、缝下游处的静压。

如图 10 - 6 所示,对大多数火焰筒,孔的上游处的流动方向与孔的平面是平行的。因此,气流在火焰筒内孔附近发生流线的偏转,偏转角 θ 取决于总的几何上的布局、来流速度以及通过孔的压降。

1. 流量系数 μ_h

它的意义是气流通过孔口的实际流量与理论流量之比。正确选择流量系数对开孔大小、流量分配及压力损失是非常重要的。影响 μ_h 的主要因素是:

(1) 孔内外静压比 p_{an}/p_j 。 p_j 为射流的静压, p_{an} 为环腔通道的静压。 μ_h 随该比值的增加而增加,因为射流速度增加,射流的粘性力影响减弱。

(2) 通道流速 v_{an} 。 v_{an} 下降,则 μ_h 增加,因为流速下降后,环腔通道内压力 p_{an} 增加,各孔进气相同,压力损力减小,进气平缓,有效面积增加。

(3) 孔的类型。孔的类型不同,则流量系数不同。对于漏斗形孔、卷边孔和简单孔,其 μ_h 从大到小依次为:漏斗孔 > 卷边孔 > 简单孔。

(4) 流量比 m_j/m_{an} 。 μ_h 随流量比增加而增加。

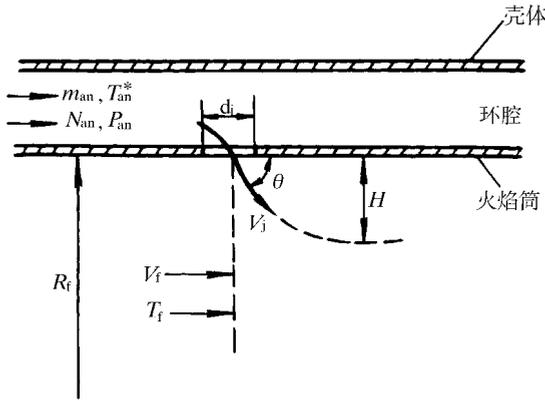


图 10 - 6 气流经火焰筒上孔的流动

2. 穿透深度 H

设计要求的穿透深度,取决于孔的用途。对于用作燃烧和掺混的较大的孔,常应根据火焰筒的尺寸和掺混的需要,保证气流经过孔掺入有一定深度。

主燃孔,要求供入足够的空气,并要求射流有足够的紊流强度和穿透深度,来强化燃烧过程。最大穿透深度

$$H_{\max} = (0.5 \sim 0.7) R_f \quad (10 - 2)$$

式中 R_f ——火焰筒半径或半环高。

补燃孔:用作补燃的孔,进气量较少,因此要求流入的空气穿透深度也较小。一般有

$$H_{\max} = (0.2 \sim 0.4) R_f \quad (10 - 3)$$

掺混孔:要求掺混空气与高温燃气高效率地进行热量和动量交换,因此要有较大的穿透深度和较大的动量,一般有

$$H_{\max} = (0.7 \sim 1.2) R_f \quad (10 - 4)$$

3. 各孔的孔径 d_j

根据进气流量的分配,一般要求:主燃孔 $d_j = 10 \sim 20\text{mm}$,掺混孔 $d_j = 20 \sim 40\text{mm}$ 。最大穿透深度和孔径的关系为

$$\frac{H_{\max}}{d_j} = 1.25 \mu_h \left(\frac{T_f^*}{T_{an}^*} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{V_j}{V_f} \right) \quad (10 - 5)$$

式中 T_f^* ——火焰筒开孔截面的燃烧温度;

T_{an}^* ——环腔温度,一般取 $T_{an}^* = T_2^*$;

V_j ——孔的射流速度;

V_f ——火焰筒开孔截面的燃气速度。

一般来说,流量分配决定了火焰筒开孔面积,而穿透深度决定了孔径的大小,由此确定了孔的数目。并由强度条件确定了孔的边距和排数。

4. 冷却孔缝

燃烧室是发动机中工作温度最高的部件。在火焰筒内,燃烧温度可达 $1800 \sim 2500\text{K}$,如果壁面得不到合适的冷却,就会发生变形或烧坏;并且由于受热不均匀,火焰筒壁产生很大的温度梯度,引起很大的热应力,使火焰筒产生裂纹。因此,为了延长火焰筒的使用

寿命,就需要对火焰筒进行合理而均匀的冷却。

火焰筒常用的材料是镍基高温合金,如 GH44、Hastelloy X、Haynes188 等,一般可适应的工作温度在 1200K 左右。即使是性能较好的弥散强化 TD 镍合金,其工作温度也不超过 1300K。

火焰筒冷却技术成为燃烧室研究与设计中的重要课题。解决冷却问题的途径有两个:一是在火焰筒内表面涂耐热、隔热涂层,可以有效地降低基体的工作温度,提高材料的热强度和热疲劳性能。二是通过冷却气流的作用,在火焰筒内表面形成一道冷却空气膜及在火焰筒外表面加强气流散热。气膜冷却技术是燃烧室冷却的主要手段。一般发动机用于气膜冷却的空气量约占燃烧室总空气量的 25% ~ 40%,因此,组织好经孔缝流动的冷却气流,对燃烧室的工作性能及火焰筒的保护至关重要。

对于用作壁面冷却的小孔缝不要求穿透深度,而是希望通过这些孔缝进入的气流能贴内壁壁面引入,形成均匀的冷却空气保护层,使火焰筒壁温 $T_w^* \leq$ 允许值。

目前,常用气膜冷却效率 η_w 来作为衡量气膜冷却效果的指标:

$$\eta_w = \frac{T_f^* - T_w^*}{T_f^* - T_a^*} \quad (10 - 6)$$

式中 T_f^* 、 T_a^* ——分别是燃气温度和冷却空气温度;

T_w^* ——火焰筒壁面温度。

火焰筒冷却结构由简单开小孔、到波纹板焊接、发展到用机械加工冷却环带来保证比较贴壁的冷却气膜。图 10 - 7 给出了 PW4000 发动机火焰筒壁面的冷却方案,在内壁涂有 PWA261 镁锌隔热涂层,冷却气流在涂层内壁形成气膜。这种进气结构可减少缝隙边缘的热应力,减小火焰筒的热变形。

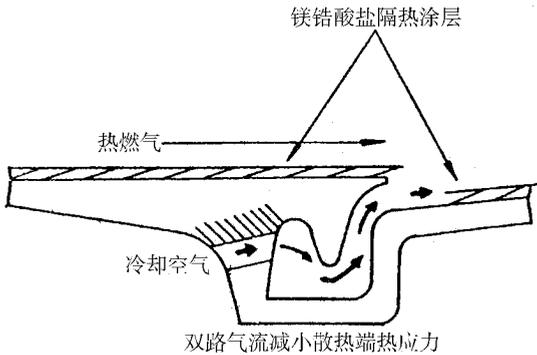


图 10 - 7 PW4000 发动机火焰筒壁面的气膜冷却

在目前采用的气膜冷却式火焰筒中,常见的有图 10 - 8 所示的几种结构。

图 10 - 8 (a) 为早期使用的波纹板冷却。图 10 - 8 (b) 为在波纹板技术的基础上发展的多孔环式冷却,是用加工的喷射孔代替波纹板。图 10 - 8 (c) 为较新的对流/气膜冷却,冷却空气流减少 15% ~ 25%,但冷却效果好,并使金属温度均匀,特别适合高温升燃烧室。图 10 - 8 (d) 为冲击/气膜冷却,也适合高温升燃烧室。图 10 - 8 (e) 为最先进的发汗冷却。冷却空气流经多孔火焰筒材料,均匀地从火焰筒带走热量,可以提供最好的热保护层,已为一些新型燃烧室所采用。其冷却效率是几种冷却结构中最好的。

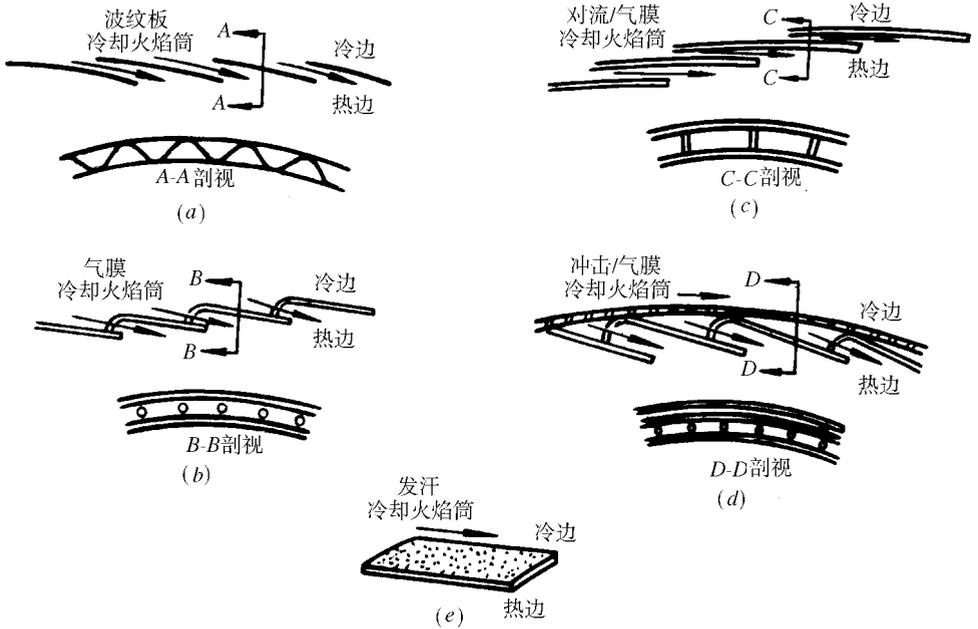


图 10 - 8 几种火焰筒气膜冷却结构

四、燃烧区中的气流流动

燃烧区中的气流结构是组织有效燃烧的关键。图 10 - 9 给出了带旋流器的燃烧室前段的流动示意图。叶片式旋流器是比较典型的火焰筒头部进气装置，用于燃烧的空气，即一股气流，其主要部分是由旋流器流入的。同时，旋流器又是非常重要的“火焰稳定器”。

空气经旋流器进入头部，由于旋流片的导流作用而发生旋转，形成具有轴向、切向和径向三种分速的三维旋转气流。又由于空气的粘性作用，旋转扩张着的进口气流把火焰筒中心附近的气体带走，使中心区变得稀薄，压力降低，在轴线方向形成逆主流方向的压力差。在此压差的作用下，下游一部分气体逆流过来补充，结果形成了气体的回流。回流气体在回流过程中不断与从旋流器进入的新鲜空气进行紊流掺混，然后从回流区外侧附近折向下游流去。这一连续的流动过程，为燃烧区提供了良好的气流结构。图 10 - 10 给出了火焰筒内气流轴向速度分布。由图可见，在火焰筒前部的每一截面上，壁面附近的气流轴向速度较高。由于是顺着主流方向的流动，故称为顺流区。在火焰筒轴线附近，气流是反向流动，称为逆流区。在这两者之间有一个气流从顺流方向转变为逆流方向的过渡区，即图中所示的虚线附近。在过渡区内，速度梯度大，紊流强度大，因此发生着强烈的紊流质量交换和热量交换。这对头部燃料蒸发和燃烧过程的发展有十分重大的影响。如果将头部各轴向速度为零的点用虚线连接起来，则在虚线以内是逆流区（或称回流区）。需要指出：在回流区边界上的各点，只是气流轴向速度为零，而切向和径向速度都不是零。

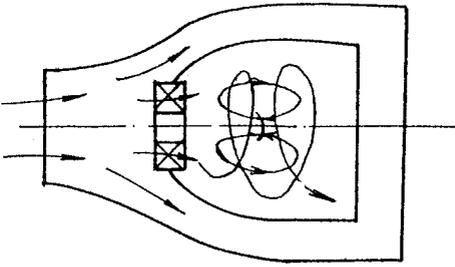


图 10-9 带旋流器的燃烧室前段的流动示意图

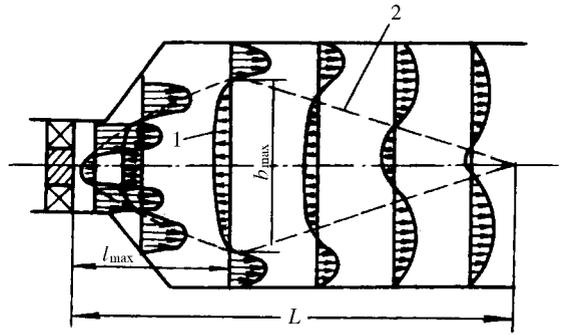


图 10-10 火焰筒内气流轴向速度分布
1 - 回流 2 - 回流区边界。

在实际燃烧过程中,还有二股空气经过主燃孔流入火焰筒参加燃烧。由于其流入的速度较高,因此在每一主燃孔处均形成一股气柱状的射流,如图 10-11 所示。大部分气流进入以后顺流而下,少部分气流卷入回流区。柱状射流一方面阻滞着旋流器下游气流的旋转,一方面压迫影响着回流区,使回流区可能截止在主燃孔所在的截面附近。每股射流的下游,由于与顺流区气流的相互影响又会在射流后面产生新的回流区。

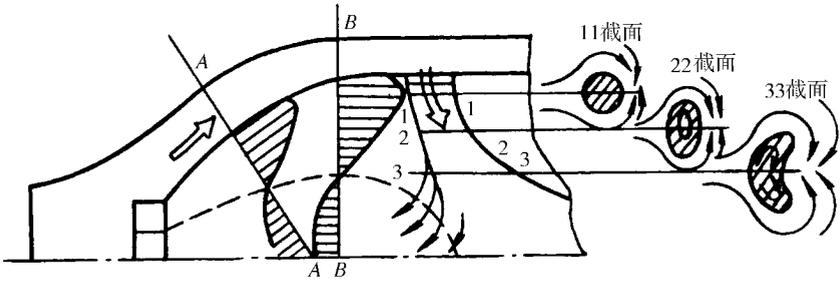


图 10-11 有主燃孔进气射流时火焰筒前段气流组织示意图

由此可以看出,上述气流结构中最主要的是形成回流区。由火焰稳定原理知道,火焰筒中回流区的存在,既能增强气流的紊流扰动,为改善燃料与一股空气的混合创造条件,而且在回流区和顺流区之间的过渡区中,气流紊流度很高而流速较低,这就有利于创造气流速度等于火焰传播速度的条件,从而为燃料的连续点火和火焰的稳定,提供了良好基础。这种气流速度场的分布对于燃烧效率、火焰长度以及燃烧稳定性等特性都有决定性影响,是燃料在高速流动的气流中实现稳定和完全燃烧的重要条件。

气流结构的这些特性与许多因素有关,特别是旋流器的结构型式、一股空气的供应方式、燃烧温度和燃烧室的结构型式等。

第二节 燃烧区中燃料浓度场的组织

根据燃烧理论得知,可燃混合物的着火和燃烧只有在一定的浓度范围内才能发生。因此,为了使燃料能够稳定而又完全地燃烧,就应确保在任何工况下,燃烧空间中燃料与

空气的局部配合关系都能处于可燃范围之内。这就是需要合理地组织燃烧室中燃料浓度场的主要原因之一。这个问题不仅与火焰筒内一股空气的分配规律和流动特性有关,而且还与燃料的喷射特性密切相关。

下面以燃气轮机燃烧室中经常采用的离心式喷嘴为例,来分析一下如何合理组织燃料浓度场的问题。

对于液体燃料,为了提高燃烧强度,首先必须使燃料雾化成为很细的油滴。实验表明 1cm^3 体积的液体燃料,经离心式喷嘴雾化后,可以获得1000万个油滴尺寸在 $10\sim 200\mu\text{m}$ 之间的油滴。油滴的尺寸不宜过粗或过细。因为尺寸过大的油滴要较长时间才能烧完,在高速流动的气流中,很容易来不及完全燃烧就被气流带出了燃烧区,致使燃烧效率下降。当油滴过细时,它的穿透能力很小,燃料也就不能有效地分布到燃烧空间的各个部位上去,致使局部区域的燃料浓度场过浓或过稀,容易发生熄火现象。现在使用的燃气轮机燃烧室中,一般都使油滴的平均直径控制在 $100\mu\text{m}$ 以下,分布在一定的尺寸范围。

除了雾化之外,当液体燃料由喷嘴喷向正在作旋转运动的气流中去的时候,燃料在燃烧空间中究竟是怎样分布的呢?这个问题对于燃烧室的工作性能有重大影响。

实验表明,液体燃料由喷嘴喷出后,首先会在喷嘴附近的燃烧空间中,形成一股由无数的油滴组成的中空锥形燃料流,如图10-12所示。此后,由于气流径向速度的作用,燃料流的中空锥体还会逐渐扩张。这样,就会使得燃烧空间中燃料浓度的分布密度很不均匀。其中大部分燃料质量将沿 $o-f$ 那个空间轨迹曲面运动,形成一个所谓的“燃料炬”。在燃料炬的轴线 $o-f$ 上,燃料的浓度 C 最大,而余气系数最小,但是在这个轴线的两侧,燃料的浓度却会迅速地下降。

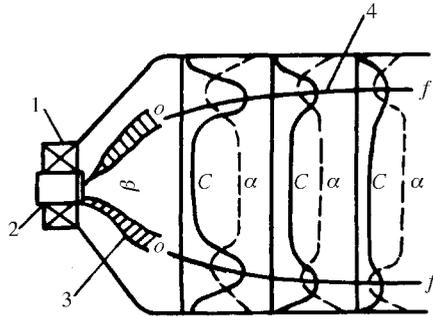


图10-12 燃烧空间中燃料浓度场的示意图

1 - 旋流器 2 - 喷油嘴 3 - 中空的锥形燃料流 4 - 燃料炬。

那么,在燃烧空间中燃料浓度场的这种分布特性,对组织燃烧是否合理呢?

不难发现,燃料浓度场的这种分布特点是与我们前节中讨论的气流的分布特性相适应的。因为在旋流器的作用下,新鲜空气都分布在火焰筒的外缘部分,而火焰筒的中心部分则是一些缺氧的燃烧产物。显然,由离心式喷嘴造成的中空锥形燃料流,正好能把大部分燃料集中地分配到位于火焰筒外侧的新鲜空气中去,这就有利于形成燃料与空气的可燃混合物。实验还表明,这种分布不很均匀的燃料浓度场对于提高燃烧稳定性也是有好处的。因为即使在工作范围变化很广的情况下,由于燃料浓度分布不匀,在燃烧空间中总是可以存在一些燃料浓度处在可燃范围之内局部地区,正是由于这些局部可燃点的

存在,燃烧火焰才能得以维持和发展。

当然,在火焰筒前段开有孔的情况下,“燃料炬”就会被高速射流冲散和携带,燃料浓度场的分布特性就要比图 10-12 所示要复杂得多。

严格地讲,在燃烧过程进展时,燃料炬中既有气相燃料、又有液相燃料存在。因为,当燃料喷入燃烧空间后,就会受热蒸发,逐渐在油滴的表面附近形成燃料蒸气层。当油滴沿着火焰筒的长度方向运动时,气相成分就会逐渐加浓。而液体燃料的燃烧实质又是气相燃烧,因而为了最有效地向燃料炬供应空气,以便组成合理的浓度场,显然应该根据燃料的蒸发程度来组织一次空气的补给方案,这样才能改善燃料蒸气与空气的混合成分,有利于燃烧。目前,人们正是利用这个原理来组织燃料与空气的配合关系的。特别是燃烧挥发性较好的煤油作燃料时,可以沿火焰筒过渡锥体的扩展方向,根据燃料的蒸发程度逐渐引入一次空气,这样就能提高燃烧强度。

此外,在组织燃烧室中燃料的浓度场时,还应注意合理地选择喷雾锥角的问题。一般来说,希望在起飞等高负荷工况下喷雾锥角能够大些,这样对燃料与空气的充分混合有利,也能防止排气冒黑烟。但是,在慢车等低负荷工况下喷雾锥角则应该小些,这将有利于燃烧室的启动点火,并能改善燃烧稳定性。

第三节 燃烧区中可燃混合物的形成与燃烧

在了解了火焰筒内气流的流动结构和燃料的浓度场后,就有条件来讨论燃烧区中可燃混合物的形成、着火以及燃烧过程的发生和发展的问题了。

根据燃烧理论可以推断,燃烧火焰必然应该发生在燃料浓度处于可燃范围之内,而气流速度又较低的区域。

当空气从火焰筒头部进入,燃油从喷嘴喷入后,空气与油雾迅速掺混,由放置在头部的点火器对其点燃。火焰形成以后,按照稳定条件,火焰前锋的位置一般只能处在图 10-13 所示的回流区边界与燃料炬轴线之间的空间范围内,即环流区顺流部分的某个区域。因为回流区内缺乏氧气,不可能发生燃烧现象,而回流区边界上气流的轴向速度等于零,它不可能满足火焰稳定所要求的 $u_n = v \cos \varphi$ 的条件。

当混气基本燃烧完毕,有一部分进入了回流区。这部分高温燃气逆流到喷嘴附近,把刚刚喷入的油滴加热蒸发,形成燃油蒸气。燃油蒸气被带入顺流中,与从旋流器进入的空气迅速掺混,进行扩散和紊流交换,经过短暂的着火感应期后就着火、起燃,往四周的混气传播火焰,不断地向外扩展,形成如图 10-13 所示的火焰锋。作为点火源的混气团本身,则由于燃烧和向下游移去,而把它的位置和作用让位于一个来自上游的新混气团。这一过程周而复始,连续发生,在火焰筒头部保持着稳定燃烧。

已经着火的高温混气,有一部分在到达主燃孔射流处还没烧完,就和射流孔进入的新鲜空气混合,继续燃烧,使燃烧区扩大了。到达回流区尾部的燃烧着的混气,进入回流区时已基本烧完。这样,进入回流区中的高温燃烧产物在喷嘴附近被主流带走,在尾部得到补充,回流区内的能量和质量就可以维持平衡。

需要指出的是,在燃烧室中可燃混合物的燃烧,火焰前锋的厚度是相当厚的,并不像层流火焰传播现象那样,是在一层很薄的燃烧面上进行。因为现代燃烧室中的气流流动

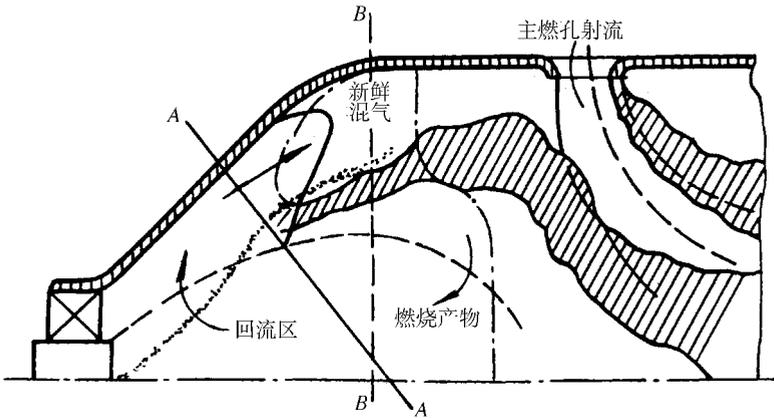


图 10 - 13 火焰筒头部燃烧过程示意图

多是属于强扰动类型,它能使燃烧空间的浓度场不断地波动,从而使火焰前锋扭曲变形,总是在一定的宽度范围内摆动着。当火焰前锋远离旋流器时,特别是在回流区消失后的那些截面上,火焰前锋的厚度增加得比较多。这是由于在这些部位上燃料浓度逐渐变稀,燃烧温度有所下降,而火焰传播速度有所减小的缘故。

归纳以上讨论,可把火焰筒头部工作情况描述如下:新鲜空气经旋流器不断进入,燃油不断喷入,依靠回流区供给热量,形成可燃混气并着火燃烧。然后,小部分燃烧产物进入回流区,补充回流区消耗掉的气体质量和能量。大部分燃烧产物则流到火焰筒后段,并与二股空气掺混后流向涡轮。这一过程连续不断,就可以使火焰在火焰筒头部保持稳定,从而组织起了可靠的燃烧过程。

供入火焰筒的燃油不可能在头部完全烧尽。这是因为:(1)虽然火焰筒头部燃气温度很高,而且紊流强度也很大,但仍来不及使较大的油滴完成蒸发、充分掺混与燃烧等过程。(2)靠近壁面附近,气流速度很高,混气停留时间很短,所以很难在头部全部烧完。(3)由于考虑要有较宽的火焰稳定范围,火焰筒头部主燃孔之前设计得偏富油,使头部混气的平均浓度为 $\alpha = 0.8 \sim 1.0$ 。这往往使头部的燃油不能全部蒸发燃烧。此外,在火焰筒头部,燃气温度可达2000K以上,在这样的高温下,燃烧产物容易发生热分解。热分解是一种吸热反应,使燃烧效率下降。所以,从使燃油补充燃烧及消除热分解损失的观点,都要求在火焰筒设置补燃区。在补燃区上开有适当的进气孔,补充供气。新鲜空气供入后,既可以补充燃烧,又可以降低火焰筒内气体的温度,使分解物化合并把热量重新释放出来。在工作压力不高的发动机上,火焰筒补燃区的作用尤其重要,它对提高燃烧效率起相当重要的作用。实验研究表明:在低压燃烧室中,主燃区达到的燃烧完全系数约为50%,而由于补燃区补燃,可提高到80%左右。在掺混段仍有相当数量的燃油在继续燃烧,从而使燃烧完全系数可提高到95%以上,如图10-14所示。在高压燃烧室中,火焰筒头部的燃烧条件很有利,燃烧完全系数可高达90%以上。再经过补燃等办法,燃烧完全度几乎可达到100%。高的燃烧室压力有利于加速化学反应速度,使燃烧更加完全。有的燃烧室压力高达30个大气压,温度也很高。由于燃烧过程在主燃区几乎全部完成,因此补燃区很短或者取消了。

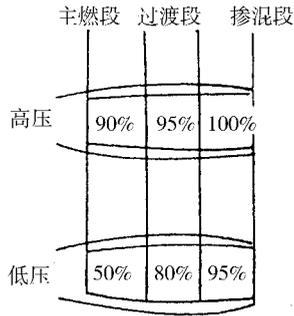


图 10 - 14 高压和低压燃烧室中燃烧完全系数发展的分段比较

燃油经过补燃以后,大部分已燃烧完毕。火焰筒掺混段的基本任务是将环形气流通道内的二股空气引进火焰筒,并与高温燃烧产物掺混降温,以获得需要的燃烧室出口温度分布。

火焰筒的流量分配直接关系到燃烧室的工作性能,它主要由发动机的基本参数所决定。首先,根据燃烧室进、出口气流温度,按化学热力学的关系式确定所需的油气比或余气系数。为了保证主燃区(包括火焰筒头部)燃烧条件较好,应使余气系数 $\alpha = 1.0$ 左右。此外还应有一定的空气量用于火焰筒壁冷却。冷却气量的多少主要由进口空气温度而定,进口空气温度越高,对灼热的火焰筒壁面冷却效果就越差,为了保护壁面所需的空气量就越多。发动机增压比越高,进气温度越高,需要的冷却气量就越多。

根据火焰筒各部分进气的功用,一般旋流器进气量约占总空气量的 5% ~ 10%,主燃孔进气约占总空气量的 20% 左右,这两部分进气构成了用于燃烧的主要气量,使得主燃区在 $\alpha \approx 1$ 的情况下工作。补燃孔进气约占总进气量的 10%,掺混段进气约占总进气量的 25% ~ 30%,冷却火焰筒壁面的空气约占总空气量的 35% 左右。

小 结

1. 燃烧室中气流流动过程包括:燃烧区中气流流动过程的组织;混合区中二股掺冷空气与高温燃气掺混过程的组织;火焰筒壁冷却过程的组织。

采取的措施:采用扩压器,使气流减速增压;采用火焰筒使气流“分流”;采用火焰稳定器,使燃烧区中形成特殊形态的气流结构(回流区)。

2. 燃料浓度场的组织要与燃烧区中气流的分布特性相适应,以利于可燃混合物的形成与燃烧。

3. 火焰筒冷却技术是燃烧室设计和研究中的重要课题。

4. 燃烧室一般分为主燃区、补燃区、掺混区。

思考和练习题

1. 为了保证燃料燃烧得稳定和完全,根据燃烧理论,燃烧室中的空气流应该怎样组织才好?

2. 按功能来分,进入火焰筒的空气可分为哪几部分?试说明火焰筒上各种功用不同的孔的特点。

3. 在火焰筒的主燃区中,气流的流动结构特点如何?它们对于稳定和强化燃烧过程有什么影响?从燃烧室设计的角度来看,应从哪些方面采取措施才能体现这些特点和要求?

4. 燃烧区中的燃料浓度场对于燃烧过程有什么影响?燃料浓度场应怎样组织才好?
5. 燃气轮机燃烧室中的燃烧火焰可能是怎样发生和发展的?
6. 燃气混合过程应该如何组织?
7. 火焰筒壁面的冷却气流是如何组织的?目前常见的有哪几种冷却结构?
8. 燃烧室一般分为几个区?说明各区的功用及气流流动特点。

第十一章 燃烧过程的物质平衡与能量平衡计算

燃料的燃烧过程是一复杂的物理化学过程,而燃烧现象本身实质上是一种高速进行的发光、发热的化学反应。伴随着燃烧过程的进行,反应物质的组成成分和状态参数都会发生变化,而能量形式则有所转化。

实际燃烧装置中,大多采用空气作为燃烧反应的氧化剂,燃气轮机燃烧室亦不例外。燃烧产物的成分,与参加燃烧反应的空气量有关,也取决于燃烧装置的设计水平。当空气与燃料的比例符合化学反应式的当量关系(即化学恰当比)且过程进行完善时,燃料中的可燃元素碳、氢和硫将分别与氧发生氧化反应,同时在反应过程中放出热量。这时燃烧产物中将包含 CO_2 、 H_2O 、 SO_2 和惰性气体 N_2 ,这种燃烧称为完全燃烧,燃烧产物称为完全燃烧产物。如果不是化学恰当比情况且燃烧过程不够完善时,燃烧产物中除了前述成分外,还可能生成 CO 、 H_2 、 CH_4 等未燃烬气体及固态碳粒,形成不完全燃烧。

为了研究燃烧过程的热力特性,就要计算保证燃料完全燃烧所需要供给的理论燃烧空气量、燃烧产物的组成成分,以及反应物质与燃烧产物之间的能量转化关系。这些计算统称为燃烧过程的物质平衡与能量平衡计算。

第一节 燃料完全燃烧的理论空气量计算

一、理论空气量及热值

燃烧现象的本质是化学反应,因此,燃料与氧化剂在完全燃烧时所需匹配的定量关系,就一定遵循化学反应平衡方程式的规律。航空燃气轮机所使用的常规燃料是航空煤油,主要是由碳和氢两种可燃元素组成,属于烃类燃料。

完全燃烧时,碳和氢与空气中的氧进行氧化反应后,生成新的产物并释放出热量,它们的化学反应式为



上式说明,1kmol (12kg)的碳要完全燃烧,就要消耗 1kmol (32kg)的氧气,其结果将生成 1kmol (44kg)的二氧化碳,并释放出 395760kJ 的热量。

对于氢,则有



同理,2kmol (4kg)的氢要完全燃烧,就要消耗 1kmol (32kg)的氧气,其结果将生成 2kmol (36kg)的水蒸气,并释放出 484200 kJ 的热量。

因此,可以得到单位质量的碳和氢的反应热:

$$\text{碳的反应热} \quad H_{u,C} = \frac{395760}{12} = 32980 \text{ kJ/kg}$$

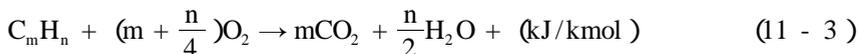
氢的反应热
$$H_{uH_2} = \frac{242100}{2} = 121050 \text{ kJ/kg}$$

单位质量的反应热, 氢的比碳的要大, 即 $\frac{H_{uH_2}}{H_{uC}} = 3.67$ 。对于烃类燃料, 常用碳氢比 C/H 来衡量它们的发热性能。碳氢比大, 意味着含碳多含氢少, 则热值低; 碳氢比小, 意味着含氢多含碳少, 则热值高。航空煤油一般碳氢比为 6, 汽油的略小些。从热值高的角度看, 最好是碳氢比趋近于零, 即不含碳, 那就是作为火箭燃料的液氢。

式 (11-2) 中, 反应生成的水为水蒸气, 其热值为 121050 kJ/kg。这样按生成汽态的水考虑得到的热值称为低热值。水蒸气凝结成水, 将释放出汽化潜热, 热值还应大些, 因此, 包含了汽化潜热的热值称为高热值。实际燃烧装置中, 燃烧产物排出时温度仍然很高, 其中的水蒸气不可能凝结成水, 因此这部分汽化潜热无法获得利用。工程应用中一般都是采用燃料的低热值, 因为比较切合实际。

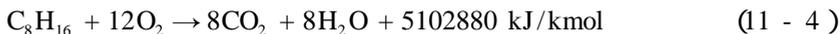
航空煤油是从石油中经过蒸馏炼制而来, 沸点范围大致为 150 ~ 250, 并进一步精炼、净化, 去除有害物质, 为了保证性能, 还加入了少量添加剂。它是多种烃类的混合物, 主要包括烷烃、环烷烃、烯烃和芳香烃。

烃类燃料的分子式一般写为 $C_m H_n$, 在完全燃烧情况下, 化学反应平衡关系式为



如果以空气作为氧化剂, 关系式中还应包括不参与反应的 N_2 。

航空煤油不是单一的烃类化合物, 因此常用它的平均分子式来进行计算。一般航空煤油的平均分子式为 $C_8 H_{16}$ 或 $C_9 H_{18}$, 化学反应式为



$C_8 H_{16}$ 的分子量为 112, 因此其热值为

$$H_{u C_8 H_{16}} = \frac{5102880}{112} = 45560 \text{ kJ/kg}$$

即完全燃烧 1kg 航空煤油, 可放出 45560 kJ 的热量。通常, 我国的煤油由于产地和制取方法等的不同, 略小于此值, 大约在 42400 ~ 44000 kJ/kg 之间。

完全燃烧 1kmol (112kg) 的煤油需要 12kmol (384kg) 的氧气, 因此, 燃烧 1kg 煤油所需的氧气质量为 $\frac{384}{112} = 3.429 \text{ kg}$ 。这个值称为燃烧煤油的理论氧气量。

燃料在燃烧室中燃烧时所需要的氧气取之于外界的空气。因而在计算时要考虑空气的组成成分。空气中的主要成分是 N_2 和 O_2 , 按规定其体积组成和质量组成统一取为:

	体积分数	质量分数
O_2	21%	23.2%
N_2	79%	76.8%

除 N_2 和 O_2 以外, 空气中还有少量的 He、Ne、Ar、Kr、Xe、Rn、 CO_2 、 H_2O 和 H_2 等成分, 这些加在一起不超过 1%, 可以忽略。

根据氧在空气中的比例关系, 就可以求出理论空气量 L_0 :

$$100 : 23.2 = L_0 : 3.429$$

$$L_0 = \frac{3.429}{23.2} \times 100 = 14.78 \quad (\text{kg}_{\text{空气}}/\text{kg}_{\text{燃料}})$$

即,完全燃烧 1kg 航空煤油,理论上需要 14.78kg 空气。

以上计算 L_0 的方法,可以从计算燃料中可燃元素 C 和 H_2 完全燃烧所需要的氧气量入手,通过反应式 (11-1) 和式 (11-2),对不同的碳氢燃料 $C_m H_n$ 归纳为通用的计算式。从式 (11-1) 和式 (11-2) 可知,燃烧 1kg 的碳需要 $\frac{8}{3}$ kg 的氧,燃烧 1kg 的氢需要 8kg 的氧,因此,燃烧 1kg 碳氢燃料需要的氧气质量为

$$m_{O_2} = \frac{8}{3}C\% + 8H\% \quad (11-5)$$

式中, C%、H% 分别为燃料中碳和氢的质量占燃料总质量的百分比。

空气中,氧气所占质量百分比为 23.2%,所以,完全燃烧 1kg 燃料所需的空气量为

$$L_0 = \frac{m_{O_2}}{0.232} = 4.31 \left(\frac{8}{3}C\% + 8H\% \right) (\text{kg}_{\text{空气}}/\text{kg}_{\text{燃料}}) \quad (11-6)$$

或

$$L_0 = 11.49C\% + 34.48H\% (\text{kg}_{\text{空气}}/\text{kg}_{\text{燃料}}) \quad (11-7)$$

不同燃料其碳氢含量不一样,因此,理论空气量 L_0 亦不同。表 11-1 列出了几种燃料的理论空气量。

表 11-1 几种燃料的理论空气量

燃料种类	沸点范围/	L_0
汽油	40 ~ 180	14.78
煤油	150 ~ 280	14.67
重馏分油	195 ~ 315	14.55
乙醇(酒精)	78	9.0

二、热离解

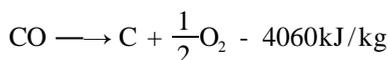
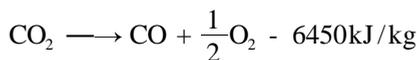
燃烧是个复杂的过程,除开始参加反应的物质(燃料和空气)和最后生成的物质外,中间成分十分复杂。对于烃类燃料,燃烧后的主要产物是 H_2O 和 CO_2 。但由于燃烧产物在高温时要产生热离解,因而在燃烧过程中,燃烧产物的实际组成就不那么简单了。

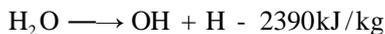
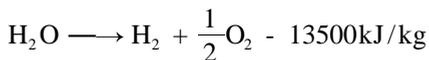
对于化学恰当比,即 $\alpha = 1$ 的混气来说,若燃烧是完全的,则燃烧产物中既没有 O_2 也没有剩余燃料。由于 N_2 不参与反应,因此产物为 H_2O 、 CO_2 和 N_2 。

当贫油时,即 $\alpha > 1$,则燃烧产物为 H_2O 、 CO 、 O_2 和 N_2 。在实际燃烧室中,为保证燃料能获得完全燃烧,所供应的空气量往往大于理论空气量,燃烧室总的余气系数 α_y 都是大于 1 的。

当富油时,即 $\alpha < 1$,这时理论上应当有多余燃料,但由于高温裂解作用,原型烃类已不会存在,因此其产物有 H_2O 、 CO_2 、 CO 、 H_2 、 CH_4 和 N_2 等。

热离解是指燃烧产物的分子在高温下吸收热量而裂变成为更简单的分子或原子团的现象。如





在温度很高时,燃烧产物中的氢分子和氧分子,甚至连氮分子也会离解成原子状态。实验表明,温度越高,压力越低,离解程度越大。由于离解反应都是吸热反应,所以离解现象的存在,不仅使燃烧产物组成变得复杂,而且还将使燃烧过程的实际放热量减少,降低了燃烧效率。

一般来说,温度对离解程度的影响要大于压力。通常,当温度高于 1675K 时就会产生离解,不过此时压力的影响不太明显,即使压力很低也不会造成很大的离解。但随着温度的增加,由于温度的影响,离解程度显著增大,燃烧放热量大大地下降,同时压力的影响亦显现出来。此时压力越低,离解程度亦越大。图 11 - 1 为航空煤油在有离解情况下燃烧放热量随温度和压力的变化关系。从图中可看出,温度在 1800K 以下,即使压力低到 9800Pa 时,燃烧实际放热量 Q 仍在 40000kJ/kg 以上。因此当温度不高时,燃烧产物的离解影响不大,完全可以忽略。但温度在 2200K 以上,压力在 0.98MPa 以下时,它们对燃烧产物离解的影响十分显著,甚至可使燃烧放热量为零。因此,在高温和低压情况下,燃烧产物的离解是必须考虑的。

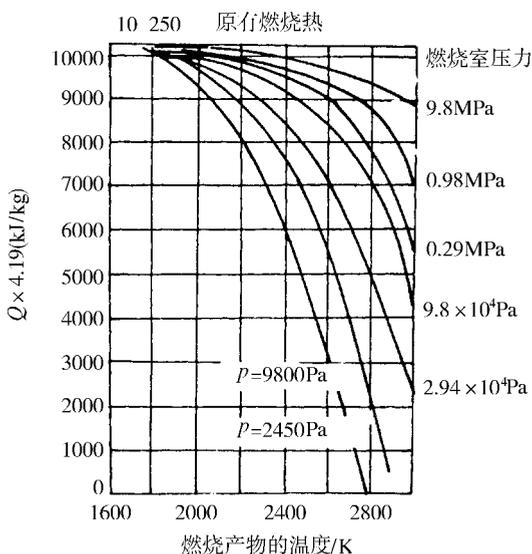


图 11 - 1 燃烧产物有离解时煤油的燃烧热和温度、压力的关系

对于航空燃气轮机主燃烧室来说,目前出口温度一般不超过 1600K,对热离解没什么影响。虽然在头部回流区内 $\alpha \approx 1$,温度很高,但随着掺混空气逐渐进入火焰筒,使燃气降温后,大部分离解产物又重新化合成燃烧产物,于是又把离解而吸收的热量再释放出来,因此影响较小。

当有离解发生时,形成的中间产物十分复杂。据分析,可能有下列成分: H_2O 、 CO_2 、 CO 、 H_2 、 O_2 、 N_2 、 H 、 OH 、 O 、 NO 、 N 、 C 、 C_mH_n 。这些成分中有的仍有再化合成产物的能力。

第二节 燃烧过程的能量平衡

燃料通过燃烧释放出热能,能量形式发生了转变。根据热力学第一定律,在燃烧过程前后,燃料和氧化剂的能量应保持平衡关系,通过这种关系的计算,就可以确定与燃烧性能有关的诸参数,如燃烧效率、燃烧温度等,并把余气系数、燃油流量等参数与这些参数关联起来。

一、能量平衡与燃烧效率

燃料在燃烧过程中释放出的热量主要用来加热工质,使其温度升高,少部分热量被传到周围介质中去成为热损失。此外,在高温下燃烧,燃烧产物中某些组分要产生离解,吸收一定的热量。

图 11-2 为燃烧室能量平衡框图。图中没有考虑高温热离解吸收的热量,认为热离解对目前燃烧室出口的热量影响很小。

根据能量平衡原理,燃烧室进口工质总焓(包括空气与燃料的) I_{2a}^* 、 I_f 与燃烧释放热量 Q 之和等于出口工质总焓 I_{3g}^* 和散热损失 q ,其表达式为

$$I_{2a}^* + I_f + Q = I_{3g}^* + q \quad (11-8)$$

即

$$m_a i_{2a}^* + m_f i_f + \xi_c m_f H_u - q = m_g i_{3g}^* \quad (11-8a)$$

若将 ξ_c 写成 η_c ,设忽略 q ,且 $m_g = m_a + m_f$,上式可改写为

$$m_a i_{2a}^* + m_f H_u \eta_c = (m_a + m_f) i_{3g}^* - m_f i_f \quad (11-9)$$

式中 m_a 、 m_f 、 m_g ——分别为空气质量流量、燃料质量流量和燃气质量流量,kg/s;

i_{2a}^* ——空气在温度为 T_2^* 时的单位热焓,kJ/kg;

i_f ——温度为 T_f 时的燃料单位物理热焓(T_f 为燃料供入燃烧室时的实际温度)kJ/kg;

i_{3g}^* ——余气系数为 α 的燃气在温度为 T_3^* 时的单位热焓,kJ/kg;

H_u ——燃料的热值;

η_c ——燃烧效率。

因为焓值都是相对于某一基准温度而言的,因此,式(11-9)中各焓值都需用相同的基准温度来计算。一般用测定热值时的温度 T_0 (通常是288K,即15℃)作为基准温度,所以式(11-9)可写成

$$m_a (i_{2a}^* - i_{0a}) + m_f (i_f - i_{0f}) + m_f H_u \eta_c = (m_a + m_f) (i_{3g}^* - i_{0g}) \quad (11-10)$$

于是,燃烧效率 η_c 为

$$\eta_c = \frac{(m_a + m_f) (i_{3g}^* - i_{0g}) - m_a (i_{2a}^* - i_{0a}) - m_f (i_f - i_{0f})}{m_f H_u} \quad (11-11)$$

式中 i_{0g} 、 i_{0a} 、 i_{0f} ——分别为燃气、空气及燃料在 T_0 温度下的单位热焓,kJ/kg。

从热力学知道,物质的热焓取决于物质的性质(在这里是比定压热容)和温度,因此,对于确定空气和燃料的焓值不会再有什么困难。因为二者的成分固定,从而性质是一定

的,只要知道它们的温度就可以确定它们的焓值。

但是对于燃气来说就没有那么简单了。大家知道,燃气是由多种不同性质的物质组成的混合物,而且随余气系数 α 不同,其成分及其比例不同,物性因而不同,而且 α 不同时,燃气温度亦不同,因此燃气的焓值就成为 α 的复杂函数。这就为确定燃气的焓值带来了困难。

于是有人用了一个巧妙的方法妥善地解决了这个问题。

在通常的燃烧室工况下, $\alpha > 1$, 因此,可以把燃气人为地分成两部分,一部分为纯燃烧产物,是由燃料与化学恰当数量的空气(即 $\alpha = 1$)完全燃烧而生成,另一部分则为未参与燃烧的剩余纯高温空气。如图 11-3 所示。

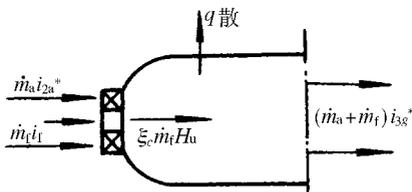


图 11-2 燃烧室能量平衡框图

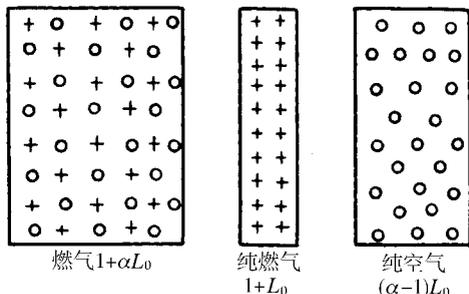


图 11-3 燃气一分为二的示意图

为了便于分析,我们先以 1kg 燃料与 $(\alpha L_0)\text{kg}$ 空气进行燃烧所形成的混气来进行讨论。完全燃烧后的燃气总量为 $(1 + \alpha L_0)\text{kg}$,其中 $\alpha = 1$ 的纯燃烧产物应为 $(1 + L_0)\text{kg}$ 。因此,未参与反应的剩余纯空气应当是前述两项之差,即

$$(1 + \alpha L_0) - (1 + L_0) = (\alpha - 1)L_0 \quad (11-12)$$

这样,就可以近似地把实际燃气的总焓看成相同温度下纯燃气的总焓与剩余纯空气的总焓之和。因此,式(11-12)中各项乘以相同温度下的单位焓,即变成以总焓表示的能量守恒式

$$(1 + \alpha L_0) i_{3g}^* = (1 + L_0) i_{3\alpha=1}^* + (\alpha - 1)L_0 i_{3a}^* \quad (11-13)$$

式(11-13)的物理概念是清楚的,这样处理的结果就把原来难以解决的,由于 α 不同而导致无从确定 i_{3g}^* 的问题,变为在 $\alpha = 1$ 完全燃烧的纯燃气(其成分一定)总焓与剩余纯空气总焓之和。它们都是 T_3 的函数。这样的处理对实际燃气轮机燃烧室带来的误差很小,而对计算来说就方便多了。

再以式(11-13)各项乘以 m_f ,得

$$(m_f + m_f \alpha L_0) i_{3g}^* = (m_f \alpha L_0 - m_f L_0) i_{3a}^* + m_f (1 + L_0) i_{3\alpha=1}^*$$

或

$$\begin{aligned} (m_f + m_a) i_{3g}^* &= (m_a - m_f L_0) i_{3a}^* + m_f (1 + L_0) i_{3\alpha=1}^* \\ &= m_a i_{3a}^* + m_f [(1 + L_0) i_{3\alpha=1}^* - L_0 i_{3a}^*] \\ &= m_a i_{3a}^* + m_f H_3^* \end{aligned} \quad (11-14)$$

式中

$$H_3^* = (1 + L_0) i_{3\alpha=1}^* - L_0 i_{3a}^*$$

H_3^* 称之为等温燃烧焓差。其定义为:在温度 T_3^* 下,1kg 燃料与 L_0 kg 空气完全燃烧产生的 $(1 + L_0)$ kg 纯燃烧产物的焓值与 L_0 kg 空气在同一温度下的焓值的差值。

对于一般情况

$$H = (1 + L_0) i_{\alpha=1} - L_0 i_a \quad (11 - 15)$$

式 (11 - 14) 中各项除以 m_f , 还可导出 H_3^* 的另一个表达形式

$$H_3^* = (1 + \alpha L_0) i_{3g}^* - \alpha L_0 i_{3a}^*$$

对于一般情况

$$H = (1 + \alpha L_0) i_g - \alpha L_0 i_a \quad (11 - 16)$$

其定义为:1kg 燃料与 (αL_0) kg 空气的实际燃烧产物的焓值与 (αL_0) kg 空气在相同温度下的焓值之差。

从式 (11 - 15) 可看出,对于已知的燃料,等温燃烧焓差 H 只是温度的函数,而与余气系数无关。

用同样方法可求得

$$(m_f + m_a) i_{0g} = m_a i_{0a} + m_f H_0 \quad (11 - 17)$$

式中 $H_0 = (1 + L_0) i_{0\alpha=1} - L_0 i_{0a}$ 表示温度为 T_0 时对应于 1kg 燃料的等温燃烧焓差。

将式 (11 - 14) 和式 (11 - 17) 的结果代入式 (11 - 11) 分子中第一项,得

$$(m_f + m_a) (i_{3g}^* - i_{0g}) = m_a i_{3a}^* + m_f H_3^* - m_a i_{0a} - m_f H_0$$

于是写出燃烧效率公式

$$\eta_c = \frac{m_a (i_{3a}^* - i_{2a}^*) + m_f (H_3^* - H_0 - \Delta i_f)}{m_f H_u} \quad (11 - 18)$$

或

$$\eta_c = \frac{\alpha L_0 (i_{3a}^* - i_{2a}^*) + H_3^* - H_0 - \Delta i_f}{H_u} \quad (11 - 18')$$

式中 $\Delta i_f = i_f - i_{0f}$ 为 1kg 燃料进入燃烧室时的物理焓差,通常与其它项相比可以忽略不计。在预先对燃料加热而不容忽略时,可按 $\Delta i_f = c_{pf} (T_f - T_0)$ 进行计算。

在略去 Δi_f 后,燃烧效率公式可以简写为

$$\eta_c = \frac{\alpha L_0 (i_{3a}^* - i_{2a}^*) + H_3^* - H_0}{H_u} \quad (11 - 19)$$

对于平均分子式为 C_8H_{16} 的航空煤油来说,其等温燃烧焓差 H 及焓值等可查焓值表。根据 $H = f(T)$ 的函数关系,知道温度即可从表中直接查出所需的数值。在本书附录中列出了间距为 10 的焓值表,以便计算时查用。

在燃烧室的热力计算中,往往是由发动机总体设计给出 m_a 、 T_2^* 、 T_3^* 、 η_c 等,可以求出燃料流量 m_f 或余气系数 α 。变换一下式 (11 - 19),则

油气比

$$f = \frac{m_f}{m_a} = \frac{1}{\alpha L_0} = \frac{i_{3a}^* - i_{2a}^*}{\eta_c H_u - H_3^* + H_0} \quad (11 - 20)$$

或

$$m_f = \frac{m_a (i_{3a}^* - i_{2a}^*)}{\eta_c H_u - H_3^* + H_0} \quad (11 - 21)$$

$$\alpha = \frac{\eta_c H_u - H_3^* + H_0}{L_0 (i_{3a}^* - i_{2a}^*)} \quad (11 - 22)$$

二、燃烧温度计算

燃烧室出口温度 T_3^* 是评价燃烧室工作性能的重要参数,在确定燃烧室的工作状况时,常常要涉及 T_3^* 的计算。

1. 计算燃烧温度 T_3^* 的焓差系数法

在不考虑高温离解影响的条件下,通过能量平衡关系,我们得到了燃烧效率 η_c 及其相关参数的表达式。由等温燃烧焓差定义,对余气系数为 α 的燃气,有

$$H^* = (1 + \alpha L_0) i_g^* - \alpha L_0 i_a^*$$

所以

$$i_g^* = \frac{H^* + \alpha L_0 i_a^*}{1 + \alpha L_0} = \frac{\frac{H^*}{i_a^*} + \alpha L_0}{1 + \alpha L_0} i_a^*$$

引入焓差系数 a ,它的定义是同一温度下等温燃烧焓差与空气热焓之比,即

$$a = \frac{H^*}{i_a^*}$$

因为 H^* 和 i_a^* 只是温度的函数,所以 a 值也只是温度的函数,由本书附录的表中可查出。

对于燃烧室出口的燃气,可表示为

$$i_{3g}^* = \frac{a + \alpha L_0}{1 + \alpha L_0} i_{3a}^*$$

或

$$i_{3a}^* = \frac{1 + \alpha L_0}{a + \alpha L_0} i_{3g}^* \quad (11 - 23)$$

从式中可看出,给定 α 和 L_0 值,只要知道 i_{3g}^* 和 a 就可求得 T_3^* 。

把

$$(1 + \alpha L_0) i_{3g}^* = \alpha L_0 i_{3a}^* + H_3^*$$

代入燃烧效率公式 (11 - 18') 则有

$$\eta_c = \frac{(1 + \alpha L_0) i_{3g}^* - \alpha L_0 i_{2a}^* - H_0 - \Delta i_f}{H_u}$$

略去 Δi_f , i_{3g}^* 可表达为

$$i_{3g}^* = \frac{\eta_c H_u + H_0 + \alpha L_0 i_{2a}^*}{1 + \alpha L_0}$$

或

$$i_{3g}^* = \frac{f(\eta_c H_u + H_0) + i_{2a}^*}{1 + f} \quad (11 - 24)$$

式 (11 - 24) 右边各项为已知,因此,可以求出 i_{3g}^* 。由于 i_{3g}^* 不是温度的单值函数,所以不能从表中查出 T_3^* 。

从附录中可以看出,式 (11 - 23) 中的 a 值随温度的变化非常小,而且与 αL_0 相比要小得多。因此, $\frac{1 + \alpha L_0}{a + \alpha L_0}$ 接近于 1, i_{3a}^* 和 i_{3g}^* 值比较接近,可以足够准确地按 $i_{3a}^* = i_{3g}^*$ 查表确定

a 值,再将 a 值和 i_{3g}^* 代入式 (11 - 23) 计算确定 i_{3a}^* , 根据 i_{3a}^* 值查表就可以得到燃烧温度 T_3^* 。

这种方法用得比较普遍,计算误差也比较小。

2. 用迭代法计算燃烧温度 T_3^*

由能量平衡关系导出的式 (11 - 20) 可以看出,式中与燃烧温度有关的量是 i_{3a}^* 和 H_3^* , 其余的参数均为已知。但在一个式子中同时有两个未知量与燃烧温度有关,就难以确定,因此要使用迭代法求。

计算步骤是:先随意给一个 T_3^* 值,然后查焓值表找出两个未知数中之一(一般是查出 H_3^*) ,据此计算出另一个未知数,如 i_{3a}^* , 根据 i_{3a}^* 在表中查出温度 T_3^* 。根据新查出的 T_3^* 所对应的 H_3^* , 再第二次代入式 (11 - 20) 算出 i_{3a}^* , 再查出 T_3^* 。如此反复迭代,到最后一次与前次温度的差别在小数点后的第三位时,这个温度就是比较精确的燃烧温度了。

这种方法计算结果比较准确,但过程比较繁琐,要反复迭代多次。

也有采用公式

$$T_3^* = T_2^* + \frac{\eta_c H_u}{\alpha L_0 c_{pg}} \quad (11 - 25)$$

来近似计算燃烧温度的。式 (11 - 25) 是在式 (11 - 9) 的基础上做了适当的简化,把热焓改写为温度和热容的乘积形式,认为在相同温度范围内,空气的热容 c_{pa} 和燃气热容 c_{pg} 近似相等。 c_{pg} 是在 $(T_3^* - T_2^*)$ 范围内的燃气平均热容。

这种计算方法比较直观,可直接看到与 T_3^* 有关的影响因素,在一般估算和定性分析 T_3^* 的影响因素时比较有用,但计算误差较大。

〔例题〕 已知燃烧过程的 $\alpha = 4$, 燃料为航空煤油, $L_0 = 14.7$; $H_u = 43200 \text{kJ/kg}$; $\eta_c = 0.98$, 测热值时的温度为 15 (288K) ,燃烧室进口总温 $T_2^* = 570 \text{K}$, 燃气平均比热容 $c_{pg} = 1.42 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 用三种方法计算燃烧温度 T_3^* , 并比较计算的误差。

解:(1) 用焓差系数法,查焓值表 $i_{2a}^* = 302.4 \text{kJ/kg}$, $H_0 = 27.26 \text{kJ/kg}$, 将已知参数代入式 (11 - 24)

$$i_{3g}^* = \frac{0.98 \times 43200 + 27.26 + 4 \times 14.7 \times 302.4}{1 + 4 \times 14.7} = 1005.758 \text{kJ/kg}$$

按 $i_{3a}^* = i_{3g}^* = 1005.76 \text{kJ/kg}$ 查表,有 $a = 2.4764$, 代入式 (11 - 23):

$$i_{3a}^* = \frac{(1 + 4 \times 14.7) \times 1005.758}{2.4764 + 4 \times 14.7} = 981.525 \text{kJ/kg}$$

按 $i_{3a}^* = 981.525$ 查表

$$T_3^* = 1180.37 \text{K}$$

(2) 用迭代法,查焓值表 $i_{2a}^* = 302.4 \text{kJ/kg}$, $H_0 = 27.26 \text{kJ/kg}$, 将已知参数代入式 (11 - 20) 得

$$f = \frac{1}{4 \times 14.7} = \frac{i_{3a}^* - 302.4}{0.98 \times 43200 - H_3^* + 27.26}$$

经整理得

$$i_{3a}^* = 0.017 (42363 - H_3^*) + 302.4 \quad (1)$$

给定 $T_3^* = 1300\text{K}$,查表得

$$H_3^* = 2823.3\text{kJ/kg}$$

代入 (1) 式计算得

$$i_{3a}^* = 974.6\text{kJ/kg}$$

查表得

$$T_3^* = 1174.3\text{K}$$

第一次近似 据 $T_3^* = 1174.3\text{K}$,查表得

$$H_3^* = 2403.41\text{kJ/kg}$$

从 (1) 式计算得

$$i_{3a}^* = 981.66\text{kJ/kg}$$

查表得

$$T_3^* = 1180.41\text{K}$$

第二次近似 据 $T_3^* = 1180.41\text{K}$,查表得

$$H_3^* = 2424.6\text{kJ/kg}$$

从 (1) 式计算得

$$i_{3a}^* = 981.32\text{kJ/kg}$$

查表得

$$T_3^* = 1180.13\text{K}$$

第三次近似 据 $T_3^* = 1180.13\text{K}$,查表得

$$H_3^* = 2422.67\text{kJ/kg}$$

从 (1) 式计算得

$$i_{3a}^* = 981.33\text{kJ/kg}$$

查表得

$$T_3^* = 1180.13\text{K}$$

由上面计算可看出,第二次与第三次所得结果在小数点后二位相同,估计差别在小数点后第三位,故精确的 $T_3^* = 1180.13\text{K}$ 。

(3) 据式 (11-25) 计算得近似的燃气温度为

$$T_3^* = 570 + \frac{0.98 \times 43200}{4 \times 14.7 \times 1.42} = 1077.04\text{K}$$

迭代法与近似算法比较,近似算法误差

$$\delta = \frac{1180.13 - 1077.04}{1180.13} = 8.7\%$$

迭代法与焓差系数法比较,焓差系数法误差

$$\delta = \frac{1180.37 - 1180.13}{1180.13} = 0.02\%$$

从计算结果看,近似算法的误差较大,焓差系数法与迭代法结果很接近。

第三节 燃烧室的排气污染

在航空燃气轮机燃烧技术迅速发展的 50 余年中,航空燃烧学界经历了各个阶段不同的挑战。在 20 世纪 90 年代乃至 21 世纪初期所面临的挑战,主要来自两个方面:一是减少燃气轮机燃烧室排气对环境的污染,二是使用成本低、适应性强的新燃料。

随着以煤和石油作为燃料的燃烧装置日益增多,其排放物对大气的污染也日趋严重。这些排放物中的 CO 、 NO_x 、 SO_2 、烟粒及未燃碳氢化合物 (UHC) 等对人类和环境造成严重的危害。由于航空燃气轮机燃油消耗量大,所以排气污染问题就更加严重。虽然其污染排放量仅占大气总污染量的百分之二以下,但其污染排放具有局部危害性大的特点。其对地面环境的污染主要集中在机场、航空工厂试车台及研究单位的试验区附近,在这些局部地区污染物浓度很大。此外,由于飞行,还造成了对地球表面大气层的环境污染。研究表明,这些污染物会妨碍动植物的正常生长,破坏生态平衡。对于动物,特别是对人类,长期接触污染物,呼吸含污染物的空气,会使心血管系统的功能受到破坏。某些污染物是人类一些疾病(如癌症)的致病源。建筑物或金属结构长期接触含 SO_2 的气体也会降低这些建筑和结构的机械性能。特别是在高空大气中,因长期污染积累, CO_2 含量增加,会使地球表面温度增高,造成“温室效应”。由于排气污染对环境的影响,引起了各国对排气污染问题的广泛研究。很多国家都已对航空燃气轮机和汽车发动机的排气污染作了法律上的规定,并严格地加以限制。美国环境保护委员会 (EPA) 还对各种航空燃气轮机作了一系列强制性的污染标准的规定。我国也非常重视排气污染问题,开展了大量的研究工作,并于 20 世纪 80 年代制定了燃气轮机排放标准。

航空燃气轮机燃烧室排放污染物的产生,除 SO_2 的含量取决于燃油中硫的含量以外,通常其它四种污染物即 CO 、未燃碳氢化合物 UHC、 NO_x 及烟粒等主要取决于发动机的工作状态。图 11-4 给出了排气污染物随发动机工作状态的变化。在慢车状态下, CO 和 UHC 含量较多;而在起飞状态时, NO_x 和烟粒的含量较多。燃烧 1kg 燃油排气污染物的含量见表 11-2。

表 11-2 不同状态下排气污染物的含量 (单位: g/kg_{燃油})

工作状态	CO	UHC	NO_x	烟粒
起飞	1	<1	25	多
慢车	100	10	2	少

由此可见,发动机在不同的工作状态下排气污染物的含量是不同的。通过了解它的生成的机理和影响因素,就可以采取不同的措施加以控制。

衡量排气污染物含量的排放指数,除 $\text{g/kg}_{\text{燃油}}$ 以外,还有 ppm (mg/m^3)、 $\text{g}/\text{kN}_{\text{推力}}$ 以及冒烟数 SN (Smoke Number)。SN 是按下式进行计算:

$$\text{SN} = 100 \left(1 - \frac{R_s}{R_w} \right)$$

式中 R_s ——用烟痕过滤法测量冒烟时,一定流量的样气通过过滤纸后留下的烟痕的反

射率；

R_w ——清洁过滤纸的反射率。

一、排气污染物生成机理及消除途径

人们发现,在实际燃烧装置的排气中,各种污染物的浓度与用按化学平衡状态计算的数值有较大差别,这表明在实际燃烧装置中各污染物的排放量与燃烧装置内所进行的物理—化学过程有关。例如,燃油与空气在贫油状态下燃烧,从化学平衡条件来看,不应在燃烧产物中出现 CO 和 UHC,但实际上,由于油气混合不均或燃油氧化反应过早冻结,均可导致排气中出现 CO 和 UHC;又如,在燃烧过程中, NO_x 的生成,不是简单地按下式进行



而是通过各个包括自由基在内的复杂化学反应而生成的,并且可有不同的生成机理。所以,要弄清影响各污染物排放量的因素,并采取技术措施来减少污染物排放量,以及发展污染物排放量预估的分析模型时,必须了解实际的燃烧过程。

1. CO 的生成

CO 大多数是因为供氧不足而生成的,但在慢车情况下却并不是由于供氧不足所致,而是由于慢车时供油压力低,燃油雾化不良,而且此时进入燃烧室的空气压力和温度均较低,使雾化和蒸发恶化,燃烧不充分,燃烧效率低,因而 CO 含量多。但在补燃区,由于经燃烧后温度有所提高,且又补充了新鲜氧气,部分 CO 又进一步氧化生成 CO_2 (图 11-5)。改善燃油的雾化条件,如用蒸发管喷嘴或气动喷嘴情况会好些。此外,如果过早地有大量冷空气过深地掺入,都会使温度迅速降低,使生成 CO_2 的反应中断而生成 CO,严重时会产生局部猝熄,都会使 CO 增多。另外,在慢车时,燃烧着的气体微团在燃烧室停留时间缩短,使燃烧不充分,也是生成 CO 的原因。

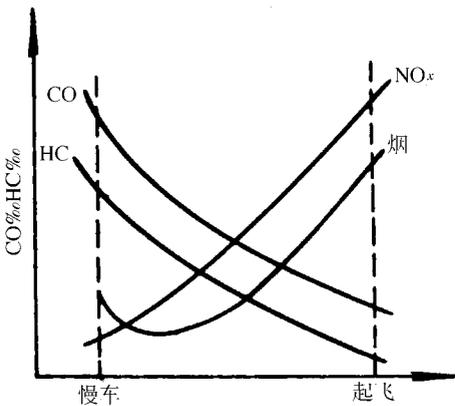


图 11-4 发动机不同工作状态下排气污染物的变化

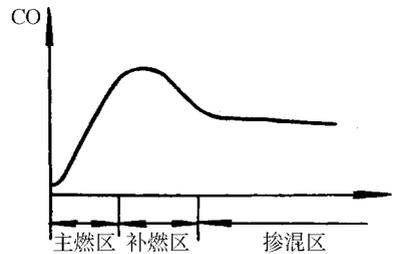


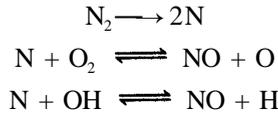
图 11-5 沿燃烧室长度 CO 含量的变化

2. UHC 的生成

一部分是高沸点大分子烃,由于在燃烧室中停留时间短,来不及蒸发就排出去,另一部分是裂解后的烃,由于温度较低,未能与 O_2 化合而被排出室外,未燃烃的生成规律类似于 CO,但它的氧化比 CO 快,故含量比 CO 少 (图 11-4)。

3. NO_x 的生成

主要是 NO 、 NO_2 ，它们是在高温燃烧区产生，在高温情况下， N_2 分子被离解为 N 原子，然后与氧反应生成 NO_x ，生成 NO 的反应式为



NO_x 的生成和火焰温度 T_f 有很大关系，图 11-6 示出了不同的 T_f 下 NO_x 的浓度生成规律，随着火焰温度的升高， NO_x 含量渐增， NO_x 生成后在一定的火焰温度和停留时间后就达到平衡，如果减小 N_2 在高温区的停留时间， NO_x 生成量就会少些，但这与 CO 的生成有矛盾，即若减少 NO_x 的生成，就意味着 CO 会增加。

4. 烟粒的生成

头部局部富油区是产生烟粒的主要原因，在高温缺氧的条件下，燃油裂解生成碳粒，离心式喷嘴如喷射时散播不广与穿透不深，形成燃油过分集中，容易冒黑浓烟。烟粒是由直径为 $0.1 \sim 10 \mu\text{m}$ 的多孔性碳粒（一般含碳 96%，含氢 4%）构成。

从实验和理论分析可知，火焰头部的燃油浓度与气流结构对排气污染物的生成起主要作用。如图 11-7 所示，在转速与当量比 ϕ 的坐标图上，低污染区与发动机工作区相交后有个共同的区域。因此，设计时应尽量使发动机在这个区内工作，即使不落在共同区也不要太远，以免污染严重。

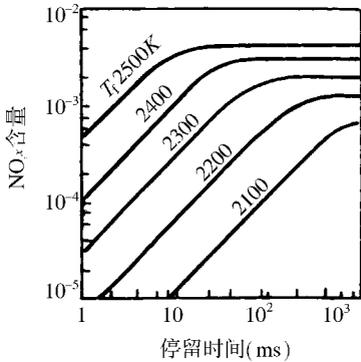


图 11-6 NO_x 生成量与温度的关系

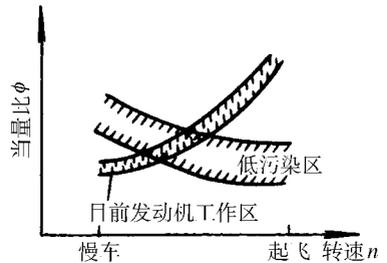


图 11-7 低污染区与发动机工作区的交叉

为了降低污染值，可考虑在慢车状态时使主燃区更富油些，在起飞等大转速状态时应贫油些。由于主燃区的高温可降低 CO 含量，却增加 NO_x ，而主燃区的低温虽可减少 NO_x ，但却会使 CO 及 UHC 增多，因此主燃区可采用温度 T_{pk} 折衷值（图 11-8），从图中可看出，在 $1600\text{K} < T_{\text{pk}} < 1750\text{K}$ 时，可以使 CO 和 NO_x 都低于规定的标准。故称之为“低污染工作区”。理论分析和实验表明，凡是改善喷油雾化，消除局部过富和过贫区域，都可使排气污染物减少。

二、低污染燃烧室方案

由于目前燃烧室向高压、高温、高强度方向发展，造成的污染也越来越严重，人们对污染的危害也日趋重视，因此，过去传统燃烧室已不能符合低污染的要求。于是，世界许多国家正在研究低污染的清洁燃烧室，兹举出他们研究的一些方案供参考。

1. 分级供油、分区燃烧的燃烧室方案

这种方案首先在加力燃烧室为了扩大贫油工作范围而采用过,在主燃烧室中则是在低转速下关闭部分喷嘴,这就会使主燃区燃烧空间变小,使浓度变得富油些,约 $\phi=0.8$,用以减少CO和UHC的含量,并提高燃烧效率,在较高转速下(如起飞、设计、巡航状态)则全部喷嘴工作,使主燃区处于 $\phi\approx 0.6$ 的贫油状态工作,以减少排气污染物。

图11-9示出了一种复杂的双级燃烧室方案,发动机在低参数下工作时只是副燃烧室供油燃烧,在高参数下,主副燃烧室同时供油燃烧。

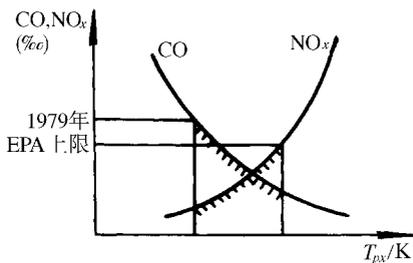


图 11-8 主燃区温度与 CO 及 NO_x 生成的关系

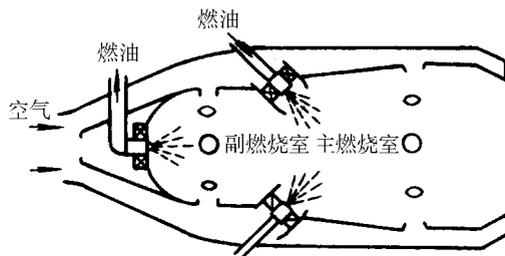


图 11-9 双级燃烧室方案图

2. 可控涡扩压器燃烧室方案

早年有人提出变几何尺寸的燃烧室设想,以适应不同工况下对燃烧空间不同的要求,但说来容易,实现这一设想却十分困难。图11-10为一种变气量分配的燃烧室,在突扩式扩压器内外壁面上,各有一个抽气缝隙,用来抽气,发动机不同工况的抽气量不同,用以控制火焰筒内主燃区和二股气流流量的分配,达到改善燃烧过程,以减少污染物的生成,同时还起着抽吸附面层的作用而提高扩压器效率。

3. 预混蒸发燃烧室

如图11-11所示,即将旋流器和喷油嘴组合件从火焰筒头部拉向前方,在这个圆柱形通道内用空气雾化喷嘴喷油后与旋转的空气充分掺混并蒸发,到达燃烧区时几乎变为气相混气,在这种情况下,燃烧清洁,火焰透明,很少产生烟粒。在低速下燃烧效率较高,CO及UHC很少,在高转速下火焰温度亦不太高,因此NO_x亦不多,较为理想,但预混室不可过长,以免混气达到热自燃将火引入预混室内。

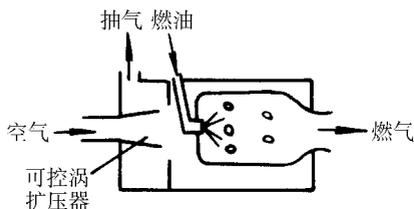


图 11-10 可控涡扩压器燃烧室示意图

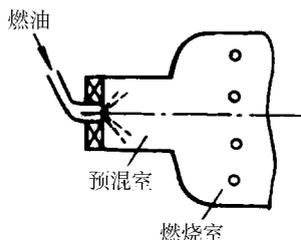


图 11-11 预混蒸发型燃烧室示意图

此外,起飞时主燃室喷水降温也可减少NO_x含量,并可获得增加推力的效果。

小 结

1. 由燃烧过程的质量平衡关系可计算燃料燃烧的理论空气量 L_0 。煤油的 $L_0 = 14.7$ 。
2. 由燃烧过程的能量平衡关系导出燃烧效率 η_c 的表达式。
用等温燃烧焓差处理复杂的燃气焓值问题对实际燃气轮机燃烧室带来的误差很小。
3. T_3^* 是评价燃烧室工作性能的重要参数。常用焓差系数法、迭代法和近似方法来计算燃烧温度。
4. 燃气轮机排气污染物主要有 CO 、 NO_x 、未燃碳氢化合物 UHC 及烟粒,其排放主要取决于发动机的工作状态。排气污染问题已逐渐引起人们的重视和研究,在设计中采取了一些实际措施。

思考和练习题

1. 燃烧过程的物质平衡与能量平衡计算的目的是什么?要求熟悉并掌握其计算原理与方法。
2. 燃料的理论燃烧空气量 L_0 表示什么意义?航空煤油的 L_0 数值大约是多少?
3. 烃类燃料的低热值与高热值有什么区别?在发动机热力计算中应采用哪一种热值?为什么?
4. 热离解是怎样产生的?它对燃烧结果产生哪些方面的影响?热离解受哪些因素制约?
5. 已知发动机采用航空煤油作燃料,设空气流量 $m_a = 50\text{kg/s}$, $\alpha = 3.45$,求每小时的燃油消耗量。
6. 等温燃烧焓差 H 的物理意义是什么?它在燃烧室热力计算中起什么作用?它的数值决定于哪些因素?
7. 已知某发动机燃烧室的 $m_a = 43.3\text{kg/s}$, $T_2^* = 570\text{K}$, $T_3^* = 1140\text{K}$, $H_u = 43120\text{kJ/kg}$, $\eta_c = 0.97$,求余气系数 α 和每小时耗油量 m_f 。
8. 已知某燃烧室 $T_2^* = 570\text{K}$, $T_3^* = 1140\text{K}$, $m_a = 43.3\text{kg/s}$, $m_f = 0.702\text{kg/s}$, $H_u = 43120\text{kJ/kg}$, $T_0 = 290\text{K}$,试求:(1) η_c ; (2) 每千克空气的焓增量。
9. 试计算煤油在 $\alpha = 1$ 时的最高燃烧温度 T_{max} 的近似值,已知初温 $T_0 = 300\text{K}$,并设在燃烧升温过程中气体的平均热容 $\bar{c}_p = 1.42\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。
10. 煤油在常压空气中燃烧,燃烧前总温为 423K ,燃烧后总温为 1033K ,若煤油低热值为 42910kJ/kg ,燃烧效率 $\eta_c = 0.96$,问燃油空气比是多少?
11. 试计算乙炔 (C_2H_2) 的理论空气量及热值,若对 1kg 乙炔供给 50kg 空气,求余气系数 α 及相应的油气比。
12. 设某燃烧室使用煤油作燃料, $m_f = 5\text{kg/s}$,空气流量为 m_a ,燃烧效率为 97% ,问产生纯燃烧产物是多少?剩余纯空气是多少?若主燃段燃烧时,尚有 45% 的油未蒸发,且主燃段(包括头部)进气为总进气量的 30% ,问此时气态 α 是多少?若总余气系数 α_y 为

3.5 问 m_a 为多少？主燃段 (主燃孔后补燃孔前) 的 α 又是多少？

13. NO_x 和 CO 的排放量与发动机转速有关,而且它们的变化趋势是相反的,试讨论之。

14. 为了减少污染,在燃烧室设计方面主要考虑什么措施？

第十二章 燃烧室工作特性

在第十章中,我们讨论了设计状态下的主燃烧室工作过程。在实际工作中,燃气轮机的工作范围很宽广,使得燃烧室的工作条件变化很大,这就影响了燃烧室的工作过程。如燃烧室进口的压力、温度、流速、空气流量等都会因发动机工作状态不同、飞机飞行高度不同和飞行速度不同而有所变化。这些变化必然引起燃烧室工作性能的变化。我们把燃烧室性能随进口气流参数变化的规律,称为燃烧室工作特性。主燃烧室工作特性主要包括燃烧效率特性、燃烧稳定特性(熄火特性)和流阻特性。

第一节 燃烧效率特性

燃烧效率特性一般是指燃烧效率与燃烧室的总余气系数之间的关系,即随余气系数 α 不同,燃烧效率变化的规律。除余气系数外,其它参数如燃烧室进口气流速度、温度和压力等对燃烧效率也有不同程度的影响。

航空发动机的燃油消耗量直接影响飞机的航程、有效载荷和使用成本,因此,设计点的燃烧效率尽可能接近100%。然而,非设计点燃烧效率,特别是慢车效率可能低到90%。随着化学排放物控制和限制的出现,低功率状态下的燃烧效率变得相当重要。例如,为了满足排放CO和UHC的限制,非设计状态燃烧效率(如慢车)必须超过98.5%。

一、典型的燃烧效率特性

燃烧效率特性一般是通过实验得出的,即在进口参数一定的情况下,改变供油量可以得到不同的 α ,随 α 的变化而测得多个 η_c 。把这些 η_c 连接起来,即可得到 $\eta_c = f(\alpha_s)$ 的特性曲线。典型的燃烧效率曲线如图12-1所示。图中画出三条不同压力下所得的燃烧效率曲线。在气流状况一定的情况下,有个最高燃烧效率值,一般是发动机的巡航设计点。偏离这个点所对应的 α 值,燃烧效率都将下降,在偏富一边下降变化陡些,偏贫一边下降变化平缓些。效率下降的原因可以作如下的解释:

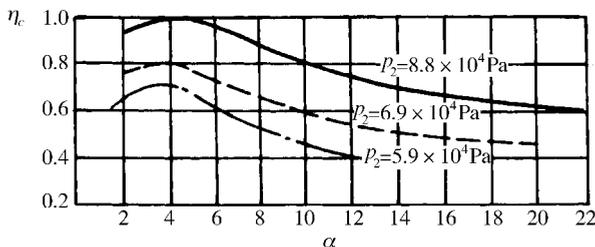


图 12-1 燃烧效率特性线 $\eta_c = f(\alpha_s)$

当燃烧室在比设计状态(最佳余气系数)偏富的状态下工作时——这在实验中通常靠在不改变空气量的情况下加大供油量来达到,由于火焰筒头部的燃油增加,所以火焰筒头部的平均燃烧速度比设计状态的要低些,燃油在头部烧掉的数量相应也少些。此时,虽然有主燃孔空气随后补充进来助燃,但是,主燃孔空气量是根据设计状态时的需要而确定的,在比设计状态富油的情况下工作,它就显得数量不足了。并且,在设计状态下长度合适的过渡段使燃烧效率下降。如果继续增加喷油量,则混气富油程度进一步增加,燃烧速度进一步降低,发热量减少。另一方面,大量燃油蒸发时的吸热量也很大,以使头部混气的温度降低,这又促使燃烧速度进一步下降,燃烧效率因而更低。不难想象,当富油达到一定程度时,必将导致燃烧室熄火。

当燃烧室在比设计状态贫油的情况下工作时,燃烧效率也要下降。从燃烧的角度看,这主要是由于就整个燃烧室而言,过量供入火焰筒的空气太多所致。应当了解,火焰筒头部的局部余气系数(按从旋流器进入的空气和全部燃油计算)一般都是很富的。但是在那里,燃油可能呈两相存在:一部分是已经汽化了的燃油蒸气,其余的是正在蒸发中的燃油雾滴,属于液相。二者之中只有前者才能与空气混合形成可燃混气。因此就全部燃油而言的头部余气系数虽然可能相当富(例如 $\alpha_{\text{头}}=0.3\sim 0.5$,对均匀混气这已超出了可燃范围)。但实际上,就准备好了可供燃烧的那部分气相燃料而言,头部余气系数却显然不那么富,也许正好落在可以燃烧的浓度范围之内。正是因为燃烧处于非同相和非均匀的分布中,才使燃烧室可能在宽广的范围内基本正常工作,并且不至于很容易熄火。

但当大股的二次空气进入火焰筒后,将混气大为冲淡(此时,总余气系数增大),并降低了气体的温度,因此混气继续燃烧的速率下降。这时可以看出,从过渡段以后大股进入火焰筒的空气,对于燃油的燃烧来讲,其中有一部分显然显得多余,它不但不能像在富油情况下起补燃作用,反而冲淡了正在燃烧中的混气,并导致燃烧区过冷,而使补燃过程有可能骤然中止。所有这些因素都使燃烧效率下降。

图 12-2 绘出了某型火焰筒不同截面随 α 变化 T_3^* 的变化规律。前 4 个截面随 α 的增大 T_3^* 上升,后 3 个却下降。该图同时绘出了沿火焰筒长度方向平均温度的变化。图中列出了 3 种状态,即①设计状态;②偏富油状态;③偏贫油状态。从头部的工况不难分析这些图线的变化原因。这些变化说明影响燃烧效率的一些因素。

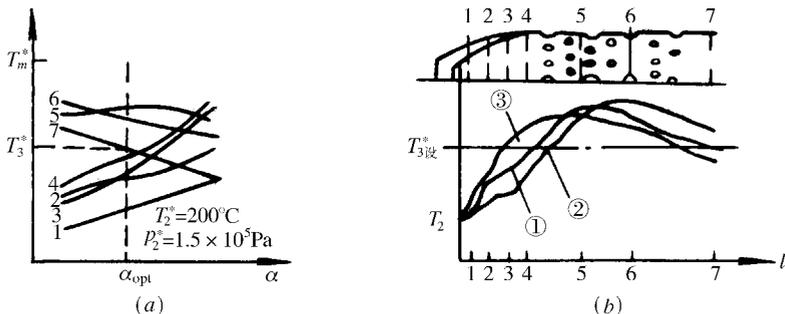


图 12-2 某型燃烧室各截面平均温度的变化
(a) 随余气系数的变化; (b) 在轴向长度上的变化;
① 设计状态; ② 富于设计状态; ③ 贫于设计状态

图 12-3 和图 12-4 给出了燃烧室进口空气压力和温度对燃烧效率的影响。显然，低温及低压对燃烧效率都是不利的。

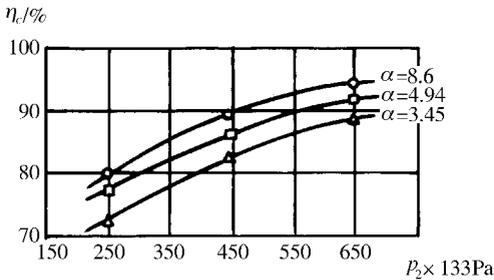


图 12-3 燃烧室进口压力对燃烧效率的影响

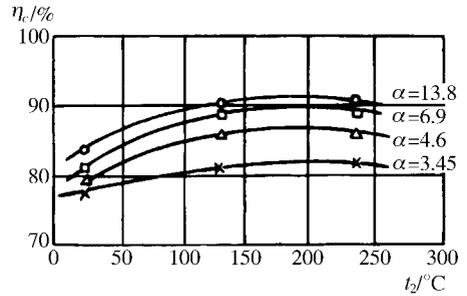


图 12-4 燃烧室进口温度对燃烧效率的影响

表 12-1 列出了头部三种不同的空气—燃料比设计对性能的影响。

表 12-1 三种头部不同浓度设计对燃烧室性能的影响

	优点	缺点
化学恰当比主燃区	(1) 释热率高； (2) 燃烧效率高； (3) 燃烧洁净； a. 非发光火焰； b. 无积炭； c. 几乎无烟	火焰温度高，火焰筒壁温度高
贫油主燃区	(1) 燃烧非常洁净； a. 非发光透明火焰； b. 无积炭； c. 无烟 (2) 火焰辐射低，火焰筒壁温度低； (3) 易于得到良好的出口温度分布	主燃区流速高，对点火及火焰稳定不利
富油主燃区	主燃区流速低，点火容易，稳定性好	(1) 燃烧不清洁； a. 发光火焰； b. 排烟； c. 积炭 (2) 燃烧效率低； (3) 容易形成爆燃

二、燃烧效率相似准则—— θ 参数

以上讨论了燃烧效率与余气系数及进口气流温度和压力的关系。为了指导燃烧室设计和调试，还需要进一步分析燃烧效率和燃烧室尺寸的关系。

下面来研究燃烧室过程的一种简单模型，这种模型是基于紊流火焰传播的表面燃烧理论，即认为燃料在主燃区中是通过火焰前锋表面而被烧掉，只不过这时的火焰前锋已是被紊流高度皱曲了的。这时还认为，燃料之所以未能全部燃烧（燃烧效率低于 100%），是由于火焰前锋不能充满整个燃烧区，以致总有一些燃料不能穿过火焰前锋的缘故。

燃烧室的实际情况与此简化模型显然有差别，但随后即可知道，根据这一模型导出的燃烧效率相似准则（即 θ 参数）能够很好地归纳燃烧效率曲线，因而在燃烧室试验和设计方面都是有价值的。

燃烧室中的紊流火焰传播速度 (也即燃烧速度) u_t 要比层流火焰传播速度 u_n 大得多, 而且是随紊流程度的增加而增大的。 u_t 的增大意味着, 在不变的空气和燃料流量下, 燃烧效率 η_c 较高, 因此可以说 $\eta_c \propto u_t$ 。另外还可以认为 $\eta_c \propto \frac{1}{v}$, 这里 v 是随意适当选定的一个燃烧室截面上的气流速度, 显然, v 增大将使燃料在火焰筒中的滞留时间缩短, 从而降低燃烧效率。因此可得

$$\eta_c = f\left(\frac{u_t}{v}\right)$$

在实际燃烧室中测定 u_t 和 v 是困难的, 不过我们知道 u_t 随反应的初始温度增加而增加, 即 $u_t \propto T_2$; 另一方面, 随着进口压力 p_2 增加 u_t 也增加, 即 $u_t \propto p_2$ 。进一步考虑到 $v = \frac{m_a}{F_c}$ (m_a 是空气流量, F_c 是燃烧室的参考截面面积, 通常就取为燃烧室的最大截面积), 于是可得

$$\eta_c = f\left(\frac{p_2 F_c T_2}{m_a}\right)$$

上式中表示 η_c 的各项都是可测量的量, 根据在各种不同的 p_2 、 T_2 、 m_a 以至不同的 F_c 下确定 η_c 的大量试验数据, 求出能把 η_c 和工作参数以及几何尺寸关联起来的下列关系式:

$$\eta_c = f\left(\frac{p_2^{1.75} F_c D_c \exp(T_2/300)}{m_a}\right) \quad (12-1)$$

式中括号内的表达式就是燃烧效率相似准则 θ 参数, 即

$$\theta = \frac{p_2^{1.75} F_c D_c \exp(T_2/300)}{m_a} \quad (12-2)$$

式中 m_a ——空气流量 kg/s;

p_2 、 T_2 ——分别为燃烧室进口压力和进口温度;

F_c 、 D_c ——燃烧室最大截面积和最大直径。

引入 θ 参数的最大优点在于它能够很好地综合不同工作状态下燃烧效率的试验数据。

对于任一特定的燃烧室, 式 (12-1) 简化为

$$\eta_c = f\left(\frac{p_2^{1.75} \exp(T_2/300)}{m_a}\right)$$

我们只需在不同的空气流量 m_a 或进口压气 p_2 测定若干个 η_c 值, 就可画出一条 $\eta_c = f(\theta)$ 的曲线。然后就可从图中读出对应于任意 p_2 、 T_2 和 m_a (即任意飞行状态) 的 η_c 值。图 12-5 给出了某燃烧室的 $\eta_c = f(\theta)$ 曲线, 可以看出, 用 θ 参数来综合数据, 曲线与实验值是比较吻合的。

图 12-6 中综合了一些现代发动机各型燃烧室 (包括单管、环管和环形) 燃烧效率的试验数据, 图中的阴影线表明现有燃烧室的 $\eta_c = f(\theta)$ 范围。此图在设计中是有参考意义的, 若新设计的燃烧室其效率特性线 $\eta_c = f(\theta)$ 落在阴影范围以内, 则它的实现在技术上已有先例, 原则上应不存在困难, 但是若试图使新燃烧室的 $\eta_c = f(\theta)$ 落在阴影范围的左上侧 (即在相同的 θ 值下获得较高的 η_c 值), 则必须要在技术上采取切实有效的措施才可能实现。

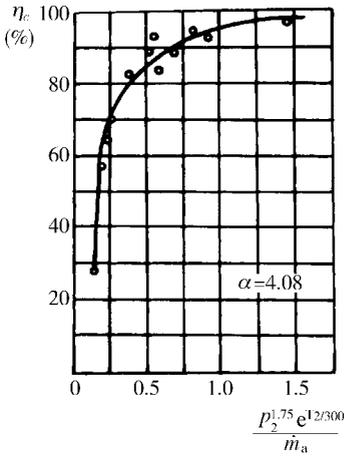


图 12 - 5 燃烧效率与 θ 参数的关系曲线

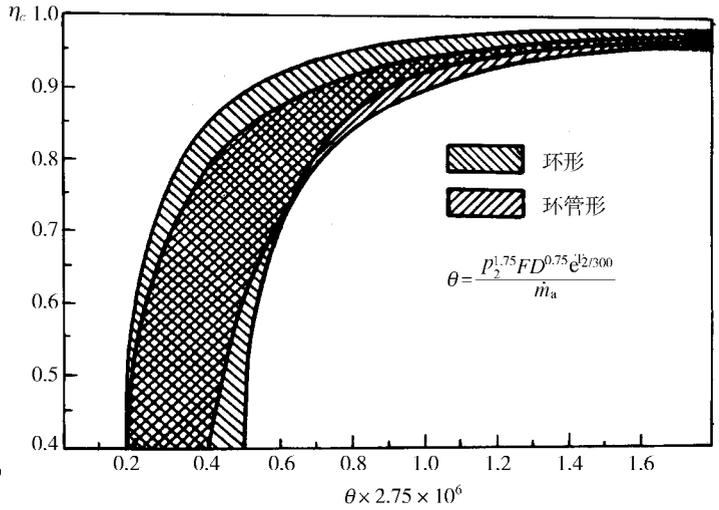


图 12 - 6 某些发动机的燃烧效率曲线分布

第二节 燃烧稳定特性

燃烧稳定特性 (或熄火特性) 是指燃烧室在一定的进口气流条件下, 火焰稳定不被吹熄的余气系数范围。在稳定特性图上一般用进气速度 v_2 与 α 的关系来表示。

图 12 - 7 为一个典型燃烧室的稳定特性线。通常这种曲线也是通过实验测得的, 即在温度和压力不变的情况下, 固定 v_2 , 改变供油量, 可得到一组贫富油熄火点, 再改变一个 v_2 , 可得到另一组熄火点。这样反复试验即可得到一条完整的稳定燃烧特性曲线。在曲线包围的范围内即认为可以进行燃烧, 在范围外火焰不能存在。一般富油边界较难做出。因为富油时燃烧激烈, 温度较高, 而且往往伴随着振荡现象, 以致燃烧室承受不了。

在燃烧中说明熄火和着火规律, 离不开作为火焰稳定十分重要的回流区的气流结构。凡是回流区能着火, 一般情况下, 整个燃烧室会被引燃 (特殊情况下会出现仅回流区有火焰而主流区不着火), 回流区若着不了火, 则主流区无论如何是不会燃烧的。

当我们固定进口气流于某状态后, 在合适的 α (如 $\alpha = 1$) 情况下将燃烧室点燃, 然后加大油门, 开始燃烧较为炽烈, 再增大供油量时, 虽然燃烧仍可能炽烈, 但明显看出起始着火点后移, 炽烈区亦后移。这主要是大量燃油由于回流区前部缺氧, 在接近主燃孔时才得到一定的新鲜空气的补充, 而且大量燃油要吸热增温和蒸发, 使得回流区温度降低, 化学反应速度减慢, 温度更低。当燃油量进一步增大, 着火点移至回流区的尾部, 回流区内充满大量油滴。温度降到回流区几乎不能进行反应时, 再稍一增大供油量使着火点完全脱离回流区后, 火焰会突然熄灭。这主要是破坏了回流区赖以生存的能量平衡, 不再起稳定火焰的作用, 主流部分又完全不能稳定住火焰, 导致火焰熄灭。随着气流速度加大, 富油边界变陡, 在小 α 的范围以外都将不能着火。直至气流速度过大, 燃料在回流区停留时间变短, 再加上新鲜空气的冷却作用, 将使回流区工作进一步恶化, 以致燃烧室着不了火。

贫油一边是在减小供油量后, 火焰开始向回流区收缩, 火势减弱, 有可能主流区先行

熄火,明显地由于燃油减少,发热量少,温度下降,化学反应速度减慢,此时热阻下降,流速有所增加,且气流的散热作用加大,均使回流区温度下降较快,也由于油滴蒸发吸热所占生成热比例较大,可燃混气准备期加长,着火点从回流区后移,进一步破坏回流区的热平衡,当最后油门关至很小时,着火点移至回流区尾部,回流区产生热小于散失热,在火焰十分微弱时,略有一微小气流脉动,火焰即行熄灭。当 v_2 增大,火焰稳定的 α 范围变窄。这主要是由于气流速度加大,散热作用加强,且可燃物在燃烧区内停留时间变短,回流区温度降低,火焰后移等原因造成。在贫油熄火边界一侧,当 v_2 下降,一般说边界应展宽,但当下降至某一值时,曲线回缩,边界反而变窄(图 12-7),这主要是在 v_2 下降时,供油量减小,对于离心式喷嘴来说,此时雾化状况恶化,油滴已不是散射状喷出,而是滴流状既不保证分散,又出现许多大油滴,此时虽然气流速度较低,但稳定性变坏。虚线是原曲线的延长段,为蒸发式供油燃烧室特性。因为它不存在喷雾恶化的问题,它的稳定边界线类似于均匀混气的火焰稳定性。

图 12-8 示出了某一真实燃烧室的稳定燃烧特性,它的富油一侧近似直线。实际上它不可能做出来,仅是估计的而已。另外,曲线上端不封闭,也是受试验条件所限。发动机的燃烧室根本达不到那么高的气流速度,燃烧室的稳定特性线往往也就是发动机燃烧室的工作包线。一般情况下,绝对禁止向富油边界靠拢,因为它会把火焰筒及燃烧室烧穿,同时会使涡轮叶片烧化、变形,以致使涡轮无法正常工作,那样会给发动机进而给飞机带来严重灾难。贫油一端有时可接近,但也不能越过边界。在飞行中,燃烧室若突然熄火,再点火将是十分麻烦的事。

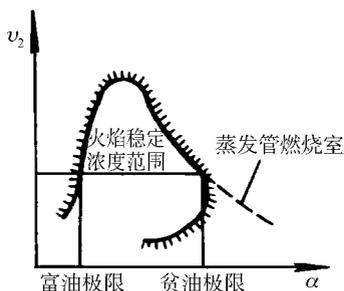


图 12-7 燃烧室的火焰稳定特性示意图

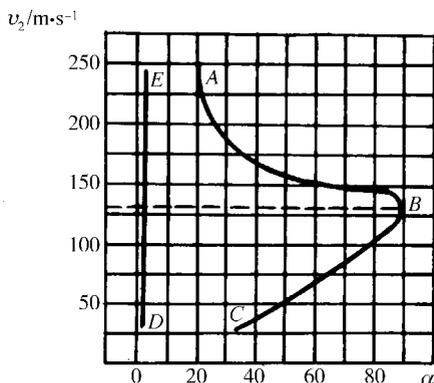


图 12-8 某型燃烧室的稳定燃烧特性

第三节 燃烧室的流阻特性

燃烧室的流阻特性是指燃烧室中因流动及燃烧过程所带来的压力损失对燃烧室性能的影响。

一、燃烧室压力损失及表示方法

燃烧室的总压损失按其产生的性质可分为两类:一类是当气体流动时,由于通道面积的扩张或收缩、壁面的摩擦、气体的掺混等等而引起的损失,这些可以归类为流阻损失;另

一类是由于燃料在气流中燃烧时对气体加热而引起的总压损失,这叫做热阻损失。

燃烧室的总压损失常用两种参数来表示:总压恢复系数 σ_c 和阻力系数 ψ_c ,即

$$\sigma_c = p_3^* / p_2^*$$

$$\psi_c = \frac{p_2^* - p_3^*}{\frac{1}{2}\rho v^2}$$

当确定阻力系数的数值时,一般选择燃烧室的进口截面或最大截面作为计算动压头 $\rho v^2/2$ 的基准截面,这样,对同一流阻所得的阻力系数当然将因选择的基准截面不同而异。所以,当我们给出阻力系数的数值时,必须明确指出它是相对于哪一个基准截面的数值。

压力损失对发动机性能的影响见图 12-9。从图可以看出,燃烧室总压恢复系数 σ_c 每提高 1%,发动机的单位推力可提高 0.35%~0.45%,同时,发动机的经济性也可以相应改善,所以总的来说,应该尽量降低燃烧室的总压损失。

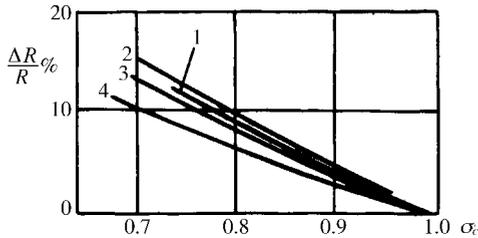


图 12-9 压力损失对涡轮喷气发动机单位推力的影响

1 - $Ma = 0.9$, $\pi_K^* = 6$, $T_3^* = 1200K$ 2 - 同上,带加力燃烧室,但 $\Delta T_{加力} = 0$;

3 - 同上,带加力燃烧室, $T_{4加力} = 2000K$ 4 - $Ma = 2$, $\pi_K^* = 6$, $T_3^* = 1200K$, $T_{4加力} = 2000K$ 。

在发动机的热力计算中,利用总压恢复系数 σ_c 来计算压力参数的数值是很便利的。如已知 p_2^* 给定 σ_c ,立即可以求出 p_3^* 。但是 σ_c 不是一个定量,同一燃烧室的 σ_c 数值是随着流经燃烧室的空气流速不同而不同的。于是燃烧室在不同工况下就有不同的 σ_c 。用 σ_c 来表示燃烧室压力损失的特征或比较不同燃烧室的流阻性能将不大方便。

燃烧室阻力系数 ψ_c 是由流阻系数 ψ_L 和加热阻力系数 ψ_H 两部分组成,其中流体阻力系数 ψ_L 相当于流体力学中的欧拉相似准则 Eu 数 ($Eu = \Delta p / \rho v^2$)。当燃烧室内气体流动的 Re 数 ($Re = \frac{\rho v D}{\nu}$) 很大时 ($Re > 10^5 \sim 10^6$,这在燃烧室的主要工况下是可以满足的),流动进入自模态,欧拉数或流阻系数成为一个定值,它与燃烧室的气体流速无关,而只随燃烧室的结构不同而不同。可见,流阻系数可以作为反映燃烧室结构在流动方面完善性的一个衡量指标。利用阻力系数来计算燃烧室的流阻损失或对不同燃烧室的流阻性能进行比较,是很相宜的。

流阻系数一般是在冷吹风状态下用试验方法确定的,在如前所述的条件下,它是一个定值。但是当进行燃烧时,除了会引起热阻损失外,还会对燃烧室的流动特性有些影响,这都将使燃烧室的阻力系数有所增大。此时,加温比 T_3^* / T_2^* 是重要的,加温比越大,阻力系数值亦越大。不过在缺乏实验资料时,对于加温比不太大的涡轮喷气发动机主燃烧室,

取冷态的数据用于热态,在大多数情况下不致引起过大的误差。

在第一章中已经知道总压恢复系数和阻力系数之间具有如下的关系(以进口截面2为基准截面):

$$\sigma_c = 1 - \frac{k}{2} \psi_c Ma_2^2 \quad (12-3)$$

从式(12-3)可知,燃烧室总压恢复系数是燃烧室阻力系数和进口Ma数的函数。从式(12-3)可以直接得出结论:当 Ma_2 值小时,可以允许有较大的 ψ_c 值,并不会造成很大的总压损失;但当 Ma_2 增大时,它的影响显著,这时即使采用不大的 ψ_c 值也会引起较大的总压损失,使 σ_c 下降很多,更不用说采用大的 ψ_c 值了。图12-10给出了式(12-3)所表明的上述关系。

由上述分析看出,降低 ψ_c 特别是降低Ma对提高 σ_c 是有利的。但降低Ma要受到径向尺寸和压气机出口的限制,过分减小 ψ_c 则可能削弱燃烧及掺混过程(随后还要讨论),因此两方面的问题都要考虑到,以获得良好的燃烧和尽可能小的压力损失。

二、燃烧室压力损失的来源

燃烧室的压力损失,可按其来源分为以下几个部分:

(1) 扩压器中的流体损失。

(2) 向火焰筒进气产生的压力损失,它包括以下两部分:

气流经过进气装置例如旋流器时,由于摩擦、冲击、转弯及突扩而引起的损失;气流穿过壁面进气孔时产生的小孔进气损失。

(3) 火焰筒内的总压损失。主要是两部分,一部分是燃料燃烧使气流加热而引起的总压损失,即热阻损失。另一部分是掺混损失,即进气射流与火焰筒内主流之间的混合损失,以及火焰筒内高紊流强度的回流、旋流损失等。

(4) 气流流过通道内的各种障碍物(如喷嘴支臂、联焰管支板、挡板等)所引起的总压损失,统称之为附加损失。此外,气流流过所有的通道表面时都有摩擦等损失,因为这些损失与其他损失相比数值很小,所以可不予讨论。

在以上各项总压损失中,附加损失越小越好。对其余三项则有必要再讨论一下。

总起来说,确实希望总压损失尽可能小,但还应当有所分析。众所周知,燃烧室的基本任务是燃烧燃料,而为了稳定火焰和组织激烈的紊流燃烧,并使燃烧产物与二次空气迅速掺混,却都必须付出一定的总压损失为代价。此外,燃烧室的加热过程也必定引起热阻损失。可见,从根本原理上看,这些损失都是不可避免的,在某种意义上还可以说是有用的。因此,减小总压损失要靠良好地组织气流来把“有用的”损失合理地减少,更主要的是要把那些无用的总压损失减少到最低限度。

一般对燃烧过程而言,扩压器产生的总压损失是间接的或不必要的无用损失,应当尽量减小,而火焰筒及旋流器等进气装置所引起的总压损失直接的有利于改善燃烧过程和掺混过程,在一定意义上是“有用的”损失,因此应当保持一定的数值,而并非越小越好,

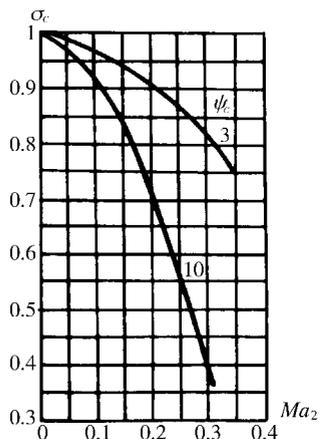


图12-10 总压恢复系数随进口马赫数变化的关系曲线

否则就可能无法满足所要求的燃烧室性能。

图 12 - 11 是燃烧室的总压和静压沿燃烧室长度 (二股通道和火焰筒) 变化的示意图。总压损失主要包括扩压器损失 $\Delta p_{扩}^*$ 、进气损失 $\Delta p_{进气}^*$ 和火焰筒内的损失 $\Delta p_{热}^*$ 。图 12 - 12 示出了总压损失随 α 的变化。在冷吹风条件下, 扩压器损失占了很大比例, 在有燃烧时, 由于产生热阻损失, 火焰筒内损失 $\Delta p_{热}^*$ 所占比例相对增加。

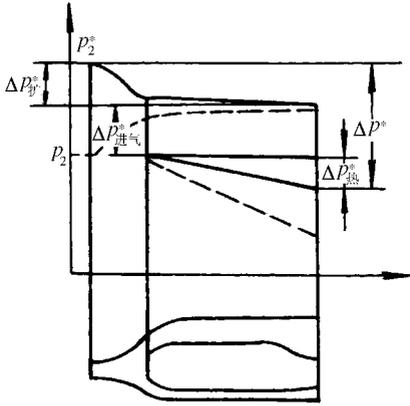


图 12 - 11 燃烧室二次通道和火焰筒内的压力变化
——总压 ; - - - 静压

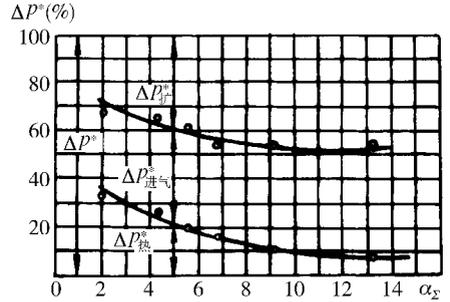


图 12 - 12 燃烧室总压损失的分配与总余气系数的关系

三、燃烧室流阻特性参数分析

燃烧室流阻特性可以通过各参数之间的关系来表达, 这些参数包括燃烧室压力损失 Δp_{23}^* 、阻力系数 ψ_c 、最大截面平均气流速度 v_M 和最大截面横截面积 F_M 。

我们取燃烧室的最大截面为基准截面, 用下标“M”表示, 进出口截面分别以下标“2”和“3”表示。由阻力系数定义

$$\psi_{cM} = \frac{\Delta p_{23}^*}{\frac{1}{2} \rho_M v_M^2} \tag{12 - 4}$$

最大截面的流量即燃烧室流量 $m_a = \rho_M v_M F_M$, 由于燃烧室内气流的马赫数不大, 可近似认为是不可压流, 因此假设 $p_2 = p_2^*$, 且有 $\rho_M = \rho_2 = p_2 / RT_2$, 代入式 (12 - 4) 得

$$\psi_{cM} = \frac{\Delta p_{23}^*}{\frac{p_2}{2RT_2} \left(\frac{m_a}{\rho_M F_M} \right)^2} = \frac{\Delta p_{23}^* / p_2^*}{\frac{R}{2} \left(\frac{m_a \sqrt{T_2}}{p_2 F_M} \right)^2}$$

所以

$$\frac{\Delta p_{23}^*}{p_2^*} = \frac{R}{2} \psi_{cM} \left(\frac{m_a \sqrt{T_2}}{p_2 F_M} \right)^2 \tag{12 - 5}$$

式 (12 - 5) 给出了燃烧室总压损失、阻力系数、进口气流参数和最大截面面积之间的关系。主要是三组参数, 一个是 $\Delta p_{23}^* / p_2^*$, 即总压损失占进口总压的百分比; 一个是阻力系数 ψ_c ; 另一个是 $\frac{m_a \sqrt{T_2}}{p_2 F_M}$, 这个参数可以看成是基准截面的平均气流速度 v_M 的衡量尺

度,因为

$$\frac{m_a \sqrt{T_2}}{p_2 F_M} = \frac{m_a}{\frac{p_2}{RT_2} F_M} \frac{1}{R \sqrt{T_2}} = \frac{v_M}{R \sqrt{T_2}} \quad (12 - 6)$$

在初步设计时,如果按限制流体阻力的原则确定基本尺寸,式(12-5)可作为主要公式估算尺寸 F_M (或 D_M)。对于给定的燃烧室(F_M 一定),在一定的进口工作状态下(m_a 、 p_2 、 T_2 一定),参数 $m_a \sqrt{T_2} / (p_2 F_M)$ 与 v_M 成正比,表示了 v_M 的大小。如果 v_M 取的较大,则 F_M 较小,燃烧室外廓尺寸较小,但总压损失会增大。如果为了减少总压损失以提高发动机的推力和降低耗油率,则希望减小 v_M 和具有较小的 ψ_{cM} 。但这将使尺寸 F_M 加大,而且流速较小,掺混不够激烈,可能对燃烧过程不利。图12-13给出了三组参数之间的关系。

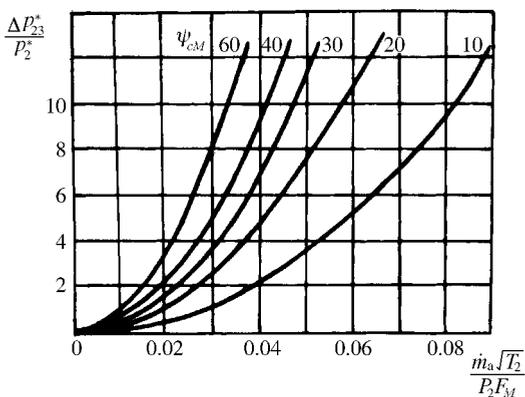


图 12 - 13 $\frac{\Delta p_{23}^*}{p_2^*} = f\left(\frac{m_a \sqrt{T_2}}{p_2 F_M}, \psi_{cM}\right)$ 的函数曲线

在实际设计中,必须抓住该燃烧室的主要矛盾,全面考虑,以选取适当的设计参数,满足主要的设计要求。

不同类型燃烧室的这三个参数的典型数据列于表12-2。从表中可以看出,三类燃烧室的总压损失相差不多,但环形燃烧室的 ψ_{cM} 最小,而 $m_a \sqrt{T_2} / (p_2 F_M)$ 最大,这正说明了环形燃烧室的性能优越。 $m_a \sqrt{T_2} / (p_2 F_M)$ 大意味着燃烧室的平均流速 v_M 大, F_M 最小,即可减小飞机的迎风面积,而 ψ_{cM} 小并不降低环形燃烧室的燃烧性能,表明它充分利用了对燃烧及掺混有利的那部分损失,而又能把对燃烧没有直接用途的损失减小到最低限度。

表 12 - 2 燃烧室压力损失的典型数据

燃烧室类型	$\Delta p_{23}^* / p_2^*$	ψ_{cM}	$m_a \sqrt{T_2} / (p_2 F_M)$
单管	7%	37.5	0.035
环管	6%	25	0.04
环形	7%	18	0.05

小 结

1. 燃烧室工作特性指的是燃烧室性能随进口气流参数变化的规律,包括燃烧效率特性、燃烧稳定特性(熄火特性)和流阻特性。
2. 效率特性,用效率特性曲线和燃烧效率相似准则—— θ 参数来表示。
稳定特性,用稳定特性曲线来表示。
流阻特性,用流阻特性参数来表示。

思考和练习题

1. 为什么要研究燃烧室的工作特性?
2. 什么是主燃烧室的燃烧效率特性?试解释典型燃烧效率特性曲线的变化规律。
3. θ 参数的表达式是什么?试说明 θ 参数的物理意义,并说明利用 θ 参数来归纳燃烧效率特性曲线在燃烧室试验和设计中的优点。
4. 什么是燃烧室的火焰稳定特性?试说明燃烧室偏离设计点工作状态时,火焰稳定特性曲线的变化趋势。
5. 燃烧室中的总压损失包括哪几部分?为了降低燃烧室的总压损失,应该着重在其中的哪些部分做工作?
6. 在一定的燃烧室进口条件下,把燃烧室的最大截面面积设计得大些可能带来什么好处?又可能引起什么问题?

第十三章 加力燃烧室

加力燃烧室是现代航空燃气轮机的重要部件,主要在军用飞机上为加大发动机推力、增强飞行机动性而短时使用。使用加力燃烧室,可避免因使用较大推力的发动机而使飞机的迎风面积和质量增加。

加力燃烧室也称为复燃燃烧室,位于涡轮和尾喷口之间,利用燃气流中的剩余氧气重新喷入燃油进行再燃烧,从而增加了燃气温度和喷气速度,因此增大了发动机的推力。对于涡轮喷气发动机,燃气流就是流过涡轮的燃气,氧气占其中的 13% ~ 17%,对于涡轮风扇发动机,燃气流是外涵新鲜空气和流过涡轮的燃气的混合气,氧气含量更充分些。有的涡轮风扇发动机是分别在外涵道气流和涡轮后的燃气中喷入燃油进行燃烧,然后再混合并在最后的喷口处达到共同的出口温度,有的只在风扇气流中单独进行加力燃烧。

复燃加力,对于大部分发动机,较最大状态推力可增加大约 50%,对于涡轮风扇发动机,可增加 70% 以上;而在高空高速飞行情况下加力时,推力可以增加 1 ~ 2 倍甚至更多。美国 F-15 飞机上用的 F-100 发动机,其加力燃烧室内温度达 2000K,在飞行中推力提高了 70%。但增加推力是以较高的耗油率为代价的,且燃烧效率较低。加力时,推力增加 50%,相应的燃油流量增加了两倍左右。因此,加力燃烧一般只在军用机上用于起飞、爬升和战斗中急剧加速等短时工作状态。

第一节 加力燃烧室工作特点

一、加力燃烧室工作特点和要求

表 13-1 给出了加力燃烧室的工作参数,并与主燃烧室各参数进行了对比。可以看出,加力燃烧室有以下工作特点。

表 13-1 加力燃烧室和主燃烧室工作参数和性能的对比 (地面台架数据)

参数或性能	主 燃 烧 室	加力燃烧室
进口气流总压 /MPa	0.80 ~ 2.50	0.20 ~ 0.30
进口气流总温 /K	500 ~ 800	950 ~ 1000
气流速度 / (m/s)		
扩压段进口	120 ~ 180	350 ~ 450
燃烧段进口	30 ~ 50	120 ~ 180
燃烧室出口	160 ~ 200	250 ~ 400
气流含氧量	21%	14% ~ 17%
油气比范围	0.002 ~ 0.03	0.002 ~ 0.07
(余气系数范围)	33 ~ 2.2	33 ~ 1
出口气流总温 /K	1150 ~ 1700	达 1800 ~ 2000
出口温度分布	周向分布尽可能均匀径向分布有特殊要求	周向径向尽可能均匀
燃烧效率	0.95 ~ 0.999	0.85 ~ 0.92
冷态阻力系数 (按最大截面)	20 ~ 30	3 ~ 4
总压恢复系数	0.90 ~ 0.96	0.85 ~ 0.90

(1) 加力燃烧室进口的气流温度很高, 达 $950 \sim 1000\text{K}$, 同时它是经涡轮叶片扰动后的强烈紊流。这两个因素可以加快混气的形成, 提高燃烧的速度。

(2) 进入加力燃烧室的气流是燃气, 含氧量比纯空气少了四分之一左右, 而且流速高达 $350 \sim 450\text{m/s}$ 。这两个因素对点火燃烧、燃烧完全程度和稳定火焰十分不利。

(3) 加力燃烧室进口总压较低, 特别是在高空低速飞行时, 有时会低于 0.1MPa (图 13-1), 这使混气的着火条件变坏, 稳定火焰困难, 燃烧效率显著下降。

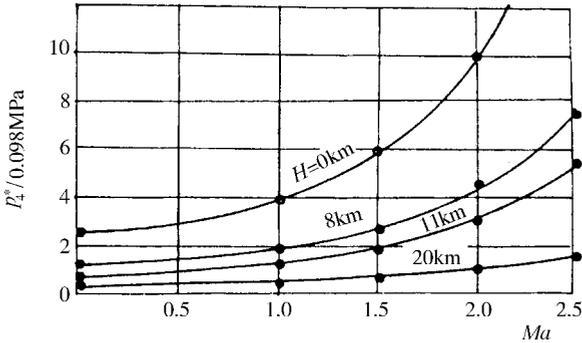


图 13-1 加力燃烧室 p_4^* 与飞行马赫数随高度的变化规律

(4) 加力燃烧室后只有可调喷口, 已没有其它转动的部件, 温度无须过多限制, 因此它的余气系数 $\alpha_\phi = 1.5 \sim 2.0$ 左右 ($f=0.03$) 或更小些。在当前材料及冷却技术不断提高条件下, 出口温度可达 2000K 左右。而且, 高温燃气不再经过专门的掺混降温, 直接从尾喷管高速排出, 也无需设置火焰筒组织燃烧。

(5) 加力燃烧室一般不在巡航和慢车状态下工作, 它仅在发动机最大状态或额定状态下为补充推力不足时才开动, 因此它的工作状态变化并不太悬殊, 不会出现过渡状态下的极度贫油或富油现象。

根据加力燃烧室工作特点, 除了与主燃烧室有共同的要求外, 还有一些特殊要求:

(1) 减小流体阻力。由于加力燃烧室流速大, 且供油、点火及稳定器部件在不开加力时不工作, 会产生无效阻力。因此在保证稳定燃烧的前提下, 应尽可能减少加力燃烧室各部分的流阻系数。

(2) 为使燃油完全燃烧, 加力燃烧室需有足够的长度, 以提高燃烧效率, 降低发动机的单位耗油率。

(3) 出口温度场尽可能均匀, 以减少推力损失。

(4) 防止振荡燃烧。剧烈的振荡燃烧会给整个发动机带来灾难, 即使一般的振荡也会产生使人难以忍受的噪声。采取适当的措施, 减少或消除振荡燃烧的发生, 是加力燃烧室研究的主要课题之一。加力燃烧室中的防振屏 (兼有隔热作用) 即为防止振荡的措施之一。

(5) 点火和燃烧稳定性好, 特别是在低压高速下的点火迅速和提高点火高度、火焰稳定, 亦是加力燃烧室研究的重要课题。

二、加力燃烧室工作时对发动机性能的影响

加力燃烧室工作时, 发动机性能发生了变化。一般用加力时的参数与未加力时发动

机最大状态的参数相比较,来描述性能的变化。这些参数包括:

$$\text{加力比} \quad \bar{R}_\phi = \frac{R_\phi}{R}$$

$$\text{加力耗油率比} \quad \bar{c}_\phi = \frac{c_\phi}{c}$$

$$\text{加温比} \quad \theta^* = \frac{T_{4\phi}^*}{T_4^*}$$

一般说 θ^* 大则 \bar{R}_ϕ 、 \bar{c}_ϕ 相应也大。目前涡喷发动机 θ^* 约为 2 左右,涡扇发动机 θ^* 较高,可达 2.5,这是由于涡扇发动机外涵掺进一部分新鲜空气,进口温度低,可加入的燃料也较多。

1. 加力比

发动机在地面台架上,当尾喷管排气为亚临界状态,不加力时的推力为

$$R = m_g v_5 \quad (13-1)$$

式中 m_g ——燃气总流量, $m_g = m_a + m_f$;

v_5 ——发动机喷管出口截面的气流平均速度,

$$v_5 = \varphi_v \sqrt{2 \frac{k'}{k' - 1} R' T_4^* \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_4^*} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} \right]} \quad (13-2)$$

其中 φ_v ——发动机尾喷口的速度系数;

k' 、 R' ——燃气的绝热指数、气体常数,均为燃气成分和温度的函数。

T_4^* 、 p_4^* ——涡轮后的总温和总压;

p_0 ——大气压力。

加力后的推力为

$$R_\phi = m_{g\phi} v_{5\phi} \quad (13-3)$$

式中

$$v_{5\phi} = \varphi_{v\phi} \sqrt{2 \frac{k'}{k' - 1} R' T_{4\phi}^* \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{4\phi}^*} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} \right]} \quad (13-4)$$

在近似认为 $m_{g\phi} = m_g$ 时,从式 (13-1) 和式 (13-3) 可得

$$\bar{R}_\phi = \frac{R_\phi}{R} = \frac{v_{5\phi}}{v_5}$$

此式说明加力比等于排气速度比。

如果再进一步近似认为 $p_{4\phi}^* = p_4^*$ 、 $\varphi_{v\phi} = \varphi_v$,且认为 k' 、 R' 不变,则可得

$$\bar{R}_\phi = \frac{R_\phi}{R} = \sqrt{\frac{T_{4\phi}^*}{T_4^*}} = \sqrt{\theta} \quad (13-5)$$

式 (13-5) 说明,加力比近似等于加温比的平方根,此式能直观看出增加温度对提高推力的作用。

图 13-2 给出了 \bar{R}_ϕ 与 θ^* 的关系,图中以火焰稳定器进口处的马赫数 Ma 为参变量。当 Ma 增大,流过稳定器等处的流阻损失加大;当在较大的 Ma 下, θ^* 加大时,热阻损失加大,不仅使 \bar{R}_ϕ 增大减慢,而且当 θ^* 及 Ma 进一步增大时,反而使 \bar{R}_ϕ 下降。

图 13-3 给出了 \bar{R}_ϕ 随飞行马赫数 Ma_H 的变化关系。 Ma_H 增大 \bar{R}_ϕ 相应地迅速增大, 这说明在高速飞行时, 使用加力燃烧更为有效。

2. 耗油率比

图 13-4 给出了 \bar{c}_ϕ 随 θ^* 变化的关系。 θ^* 愈高 \bar{c}_ϕ 愈大。这主要由于加力燃烧室的循环热效率和燃烧效率随 θ^* 增加而更加恶化所致。

在图 13-3 中亦绘出了随 Ma_H 提高 \bar{c}_ϕ 下降的关系。当 Ma_H 增大 \bar{R}_ϕ 增加, 因此对加力时发动机经济性得到一定程度的改善。

3. 加力时发动机尾喷口面积的变化

加力燃烧室工作时, 由于 T_4^* 上升到 $T_{4\phi}^*$, 燃气的比体积增大, 尾喷口如果还是原来适用于 T_4^* 处于临界状态, 则燃气不能完全排出, 将使 p_ϕ^* 升高, 涡轮压比 $\pi_T^* = \frac{p_3^*}{p_4^*}$ 下降, 发动机转数 n 下降, 或者自动调节系统为了保持 n 不变而向主燃室供油, 以提高 T_3^* , 这就会给发动机带来灾难性的后果。

为了保持发动机的主要工作参数 (n, T_3^*, p_4^* 等) 不变, 在开动加力时, 必须同时扩大尾喷口面积。根据流量公式, 可以推出加力与未加力时的面积比:

$$\frac{F_{5\phi}}{F_5} = \sqrt{\frac{T_{4\phi}^*}{T_4^*}} = \sqrt{\theta^*} \quad (13-6)$$

上式表明, 加力面积比亦与加温比的平方根成正比。加力面积比是由自动调节系统随机控制, 一般尾喷口用鱼鳞片式结构来完成。

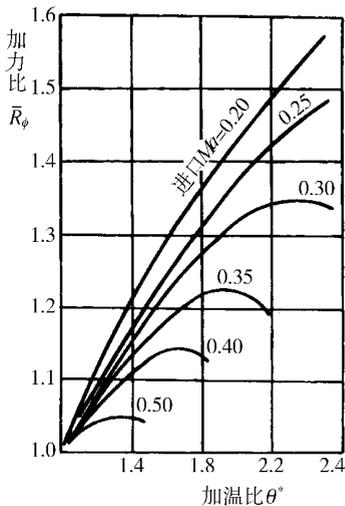


图 13-2 加力比和温度比及稳定器进口马赫数的关系

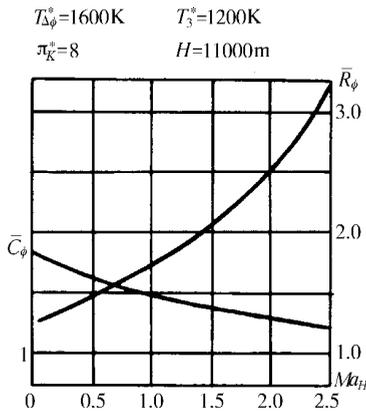


图 13-3 加力比和耗油率比随 Ma_H 的变化关系

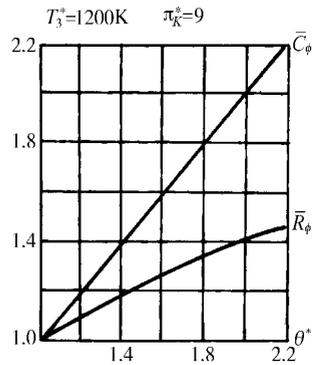


图 13-4 加力比和耗油率比随 θ^* 变化的关系

第二节 加力燃烧室工作原理

加力燃烧室由扩压器、供油装置、点火器、火焰稳定器、防振隔热屏和加力室筒体等部件组成。图 13-5 为加力燃烧室简图。

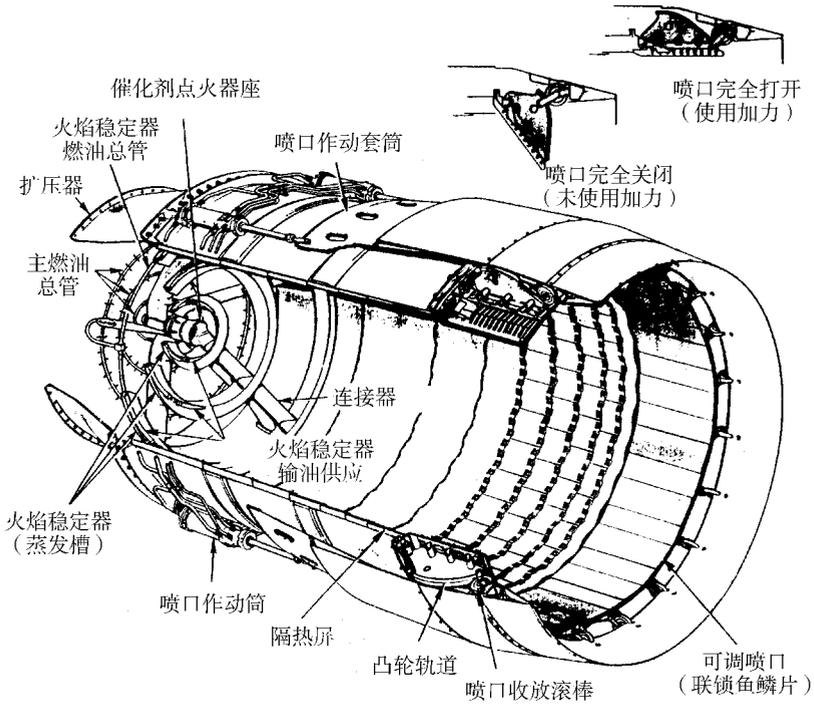


图 13 - 5 加力燃烧室简图

一、扩压器

加力燃烧室的扩压器是由中心鼓筒和外壳构成,按面积的扩压比一般在 2 左右,其目的是将高速气流减速,并使压力有所提高,这将有利于组织燃烧和减少阻力。中心鼓筒由若干个整流支板支承,支板有一定的偏斜度,以扭正涡轮排气的旋转流动,有利于使稳定器截面处的流场均匀。

加力燃烧室扩压器一般是做成大扩张比和小扩张角,这有利于减小压力损失,但这要受直径和长度的限制。为了减小可能产生的气流分离,扩张角一般不宜太大,为了工艺简单起见,中心鼓筒或外壳常做成直线截锥形,也有做成特型曲面的。

二、供油装置

加力喷嘴多置于扩压段通道里,这里紊流度大,有利于蒸发和掺混。加力喷嘴也有用离心式的,但由于离心式喷嘴头部较大,在加力燃烧室不工作时迎风阻力过大,而且分布不够均匀,大多数加力燃烧室用直流式喷嘴,即在喷油环和杆上钻许多小孔(直径一般在 0.4 ~ 1.0mm 范围内),其数量可达上百个,这样可以保证分布较为均匀。有的加力燃烧室,特别是涡扇发动机的加力燃烧室,为了适应不同的工况及做到加力比可调,除用油压控制外,还用分区供油方法调节。

一般掺混段(喷嘴至稳定器距离)安排得较长,约 150 ~ 400mm,基本上可使加力燃烧室浓度分布达到合适程度。但涡扇发动机加力燃烧室由于进口温度过低,对燃油雾化蒸发都不利,即使把掺混段延长,所得效果仍甚微,而加力燃烧室长度又不能无限加长,故近来有短掺混段的说法。既然延长长度效果不大,干脆短一些,使外涵一侧的混合段长度小于 150mm,有的甚至更短,这样使得一些燃油喷在稳定器壁面上形成油膜,靠燃烧后稳定

器上的热量把油膜蒸发,在稳定器后形成 $\alpha \approx 1$ 的混气进行燃烧。这往往是两相燃烧,两相燃烧的火焰稳定边界要比均匀混气宽一些。有人曾设想用陶瓷多孔毛细体制成稳定器,燃油直接喷在稳定器上,靠毛细孔的壁面蒸发燃油,加强回流区的能量,以保证火焰稳定性。从所做小型模型试验看,效果是显著的。

三、点火及点火装置

加力燃烧室点火和主燃烧室点火有类似之处,也是靠外加点火源先将局部混气点燃,然后再将火焰扩展到整个室内空间。加力燃烧室点火,有利的方面就是气流温度较高。但是速度大、压力低、空气含氧少都将造成点火困难。除了起飞及爬升时打开加力外,在高空战斗等紧急需要的情况下打开加力更为重要,因此要求加力点火迅速可靠,点火范围宽广。点火的飞行高度是衡量歼击机的重要标志,因此采取措施(例如补氧等)达到战术目的。

图 13-6 示出了斯贝发动机加力燃烧室的点火包线。

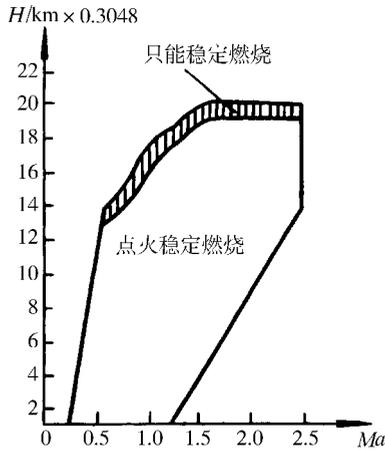


图 13-6 斯贝发动机加力点火和稳定燃烧范围

目前使用的加力点火方法主要有预燃室点火、热射流点火、催化点火和电嘴直接点火等四种,兹分述如下:

(1) 预燃室点火 如图 13-7 所示,预燃室本身就是一个小型的燃烧室,一般涡轮喷气发动机将其置于鼓筒的中心部位(图 13-7(a)),涡扇发动机置于旁路(图 13-7(b)),从预燃室头部引入一股预先掺混好的混气,混气速度较低,尽量使这股混气处于最有利的点火和稳定燃烧范围内,必要时可进行补氧。预燃室一般用电火花直接点火,当预燃室点着后,即喷出一股热量较大的火舌,再点燃加力燃烧室。预燃室虽然点火可靠,但须要增加一套系统,带来一定的复杂性。前苏联发动机多采用预燃室点火,而英、美发动机则采用直接点火。

(2) 热射流点火 如图 13-8 所示,在加力供油的同时,在主燃室中部适当位置定量挤入一股燃油(如 30ml)。这股燃油被高温热燃气点燃成为一股强有力的属两相燃烧的火舌。这股火舌穿过涡轮,在涡轮后再喷一股燃油接力,于是这股强大的瞬时火焰就能把加力燃烧室点燃。这种点火方式结构简单、工作可靠,能获得良好的高空点火性能,而且由于瞬时穿过涡轮,亦不致将涡轮叶片烧坏,因此已得到一定程度的推广应用。

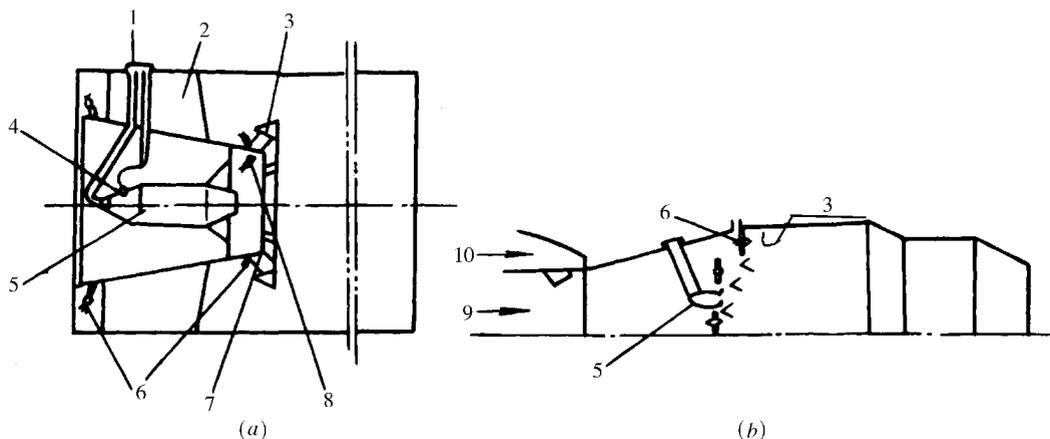


图 13 - 7 加力燃烧室的预燃室示意图

(a)中心预燃室 ;(b)一种涡扇发动机的旁路预燃室

- 1 - 油气混气 2 - 整流支板 3 - 火焰稳定器 4 - 点火电嘴 5 - 预燃室 6 - 工作喷嘴 ;
7 - 传焰槽 8 - 扩大火炬的喷嘴 9 - 涡轮后燃气流 ;10 - 外涵空气流

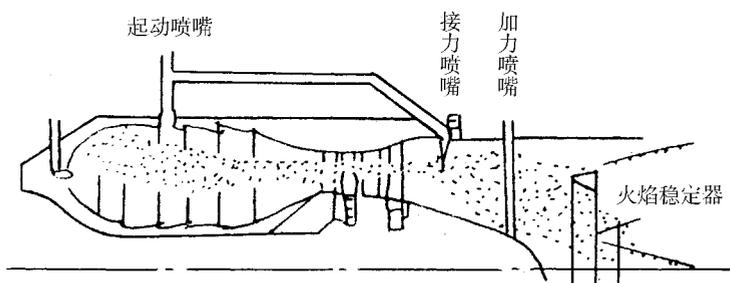


图 13 - 8 热射流点火示意图

3. 催化点火。如图 13 - 9 所示 ,催化点火是一种新的点火技术 ,它是将 400 ~ 500 的涡轮后燃气流过一个文氏管 ,并在文氏管喉部喷注燃油 ,经扩张段掺混后穿过由铂-铑丝编织的网 (有 2 ~ 3 层) ,由于铂-铑丝表面在吸附燃油后产生电离现象 ,铂-铑产生催化作用 ,可燃体会自发点火 ,于是形成的火舌从点火器喷出 ,将加力燃烧室点燃。这种点火方法简单 ,效果也好 ,只是在使用较久后 ,铂-铑丝表面被油垢污染覆盖 ,混气被阻隔 ,将

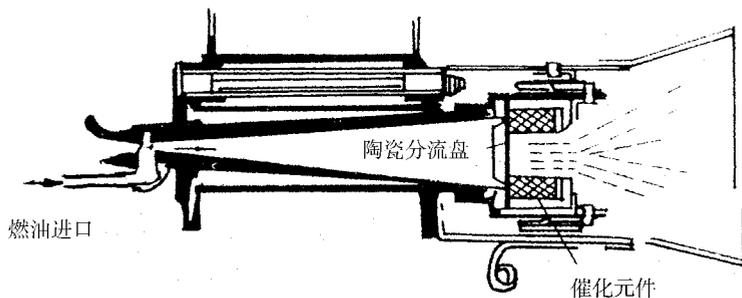


图 13 - 9 铂催化点火器示意图

影响可靠性。斯贝发动机就是用这种点火器。目前还在研究改进措施。

(4) 高能电嘴的电火花点火 考虑到加力燃烧室点火的困难, 因此火花功率要大, 有时对称放两只电嘴, 以提高可靠性。

四、火焰稳定器

关于火焰稳定的机理, 已在第八章中讨论过, 这里只介绍加力最佳堵塞比的概念及几种新型稳定器。

1. 最佳堵塞比

稳定器堵塞比的定义为

$$\varepsilon = \frac{F_s}{F_0} \quad (13-7)$$

式中 F_s ——稳定器的迎风面积;

F_0 ——燃烧室的横截面积。

回流区的大小和堵塞比 ε 有直接的关系。当 ε 较小时, 回流区过小, 火焰不易稳定, 当 ε 逐渐变大, 回流区也跟着增大, 稳定火焰的作用明显加强。但是当 ε 过大, 即有效流通截面积减小, 流过稳定器边缘的气流速度加大, 这不仅增大阻力损失, 而且容易把火焰吹跑, 对稳定火焰不利。因此堵塞比存在一个最佳数值。

(1) 对于单锥稳定器 正圆锥底直径为 D_s , 其投影面积 $F_s = \frac{1}{4}\pi D_s^2$, 加力燃烧室直径为 D_0 , 其截面面积 $F_0 = \frac{1}{4}\pi D_0^2$, 单锥堵塞比为 $\varepsilon = \frac{F_s}{F_0} = \frac{D_s^2}{D_0^2}$, 则

$$D_s = D_0 \varepsilon^{1/2} \quad (13-8)$$

混气流量 $m_\phi = \rho_0 v_0 F_0 = \rho (F_0 - F_s) v_s$

式中 v_0 ——混气来流速度;

v_s ——稳定器边缘的气流速度;

ρ ——密度, 假设是不可压流, 则 $\rho_0 = \rho$ 。

于是

$$v_s = \frac{F_0}{F_0 - F_s} v_0 = \frac{1}{1 - \varepsilon} v_0 \quad (13-9)$$

式 (13-8) 被式 (13-9) 除, 得

$$\frac{D_s}{v_s} = \frac{D_0}{v_0} \varepsilon^{1/2} (1 - \varepsilon) \quad (13-10)$$

式 (13-10) 中 D_0 、 v_0 均为定值, ε 过大或过小均会使比值 $\frac{D_s}{v_s}$ 变小, 因此存在一个以 ε 为自变量, 以 $\frac{D_s}{v_s}$ 为因变量的微分求极值问题。

微分式 (13-10), 并令 $\frac{d}{d\varepsilon} \left(\frac{D_s}{v_s} \right) = 0$, 得

$$\frac{1}{2} \varepsilon^{-1/2} - \frac{3}{2} \varepsilon^{1/2} = 0$$

故, 单锥的最佳堵塞比

$$\varepsilon_{\text{opt}} = \frac{1}{3} = 33.3\%$$

(2) 对于 V 形单环稳定器 V 形槽中间直径 $D_s = 2r_s$ (图 13 - 10), V 形槽宽为 h , 单环堵塞比为

$$\varepsilon = \frac{\pi D_s h}{\frac{\pi}{4} D_0^2} = 4 D_s \frac{h}{D_0^2}$$

而

$$h = \frac{\varepsilon D_0^2}{4 D_s} \quad (13 - 11)$$

混气流量

$$m_\phi = \rho v_s \left(\frac{\pi D_0^2}{4} - \pi D_s h \right) = \frac{\pi D_0^2}{4} \rho v_s (1 - \varepsilon)$$

气流速度

$$v_s = \frac{4 m_\phi}{\pi D_0^2 \rho (1 - \varepsilon)} \quad (13 - 12)$$

式中 m_ϕ 、 ρ 、 D_0 及 D_s 均为常数。式 (13 - 11) 被式 (13 - 12) 除, 得

$$\frac{h}{v_s} = \left[\frac{\pi D_0^4 \rho}{16 D_s m_\phi} \right] \varepsilon (1 - \varepsilon) = k \varepsilon (1 - \varepsilon) \quad (13 - 13)$$

式中 $k = \frac{\pi D_0^4 \rho}{16 D_s m_\phi}$ 为常数。

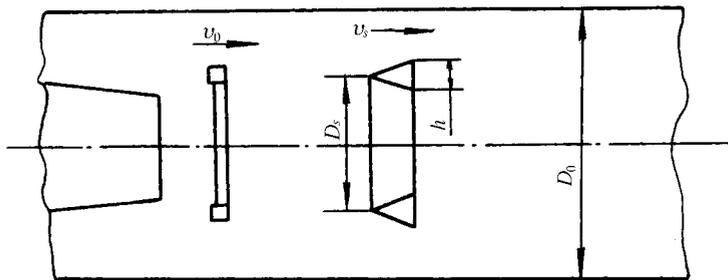


图 13 - 10 单环 V 形稳定器示意图

微分式 (13 - 13), 并令 $\frac{d}{d\varepsilon} \left(\frac{h}{v_s} \right) = 0$ 得

$$k (1 - 2\varepsilon_{\text{opt}}) = 0$$

于是最佳堵塞比

$$\varepsilon_{\text{opt}} = \frac{1}{2} = 50\%$$

据式 (13 - 11)

$$\varepsilon_{\text{opt}} = \frac{4 D_s h}{D_0^2} = \frac{1}{2}$$

故最佳槽宽 h_{opt} 为

$$h_{\text{opt}} = \frac{D_0^2}{8D_s} \quad (13-14)$$

由于加力燃烧室筒体的直径 D_0 相当大 (0.8 ~ 1m) 以上, 若按最佳堵塞比 ε_{opt} 估计, 则单环稳定器的槽宽 h 太大, 往往用双环或三环稳定器 (有时要前后错开) 而保持堵塞比相当于 ε_{opt} , 从而使 h 变窄, 燃烧室长度缩短。但此时的流体阻力要大些。

通常 V 形稳定器之顶角 $\beta = 45^\circ \sim 90^\circ$, 槽宽 $h = 60 \sim 100\text{mm}$, 单环中间直径 $D_s = (0.6 \sim 0.8)D_0$, 回流区宽度约为 $(1.5 \sim 2)h$, 回流区长度约为 $(3 \sim 6)h$, 堵塞比 $\varepsilon = 30\% \sim 50\%$ 。这些经验数据可供学习、设计时参考。

2. 蒸发式火焰稳定器

图 13-11 示出了用于斯贝发动机加力燃烧室中的蒸发式火焰稳定器。附加燃油流经盘旋于燃气之中的蛇形管预热之后喷向溅油板, 与进入蒸发管的小股空气掺混形成富油混气, 从环形稳定器底部喷出。同时从稳定器顶部均匀分布的长方形小孔进至稳定器内部的少量空气与蒸发管喷出的富油空气掺混, 在稳定器内形成内回流区。由于这个回流区受到 V 形稳定器的保护、荫蔽, 因此基本上不受外部主流流动的干扰, 并可单独控制附加燃油。无论附加燃油在贫油范围内如何变化, 都能保证稳定器内的点火及燃烧, 从而保证点燃稳定器外的回流区, 因此这种稳定器起着值班火焰的作用, 极大地扩展了加力

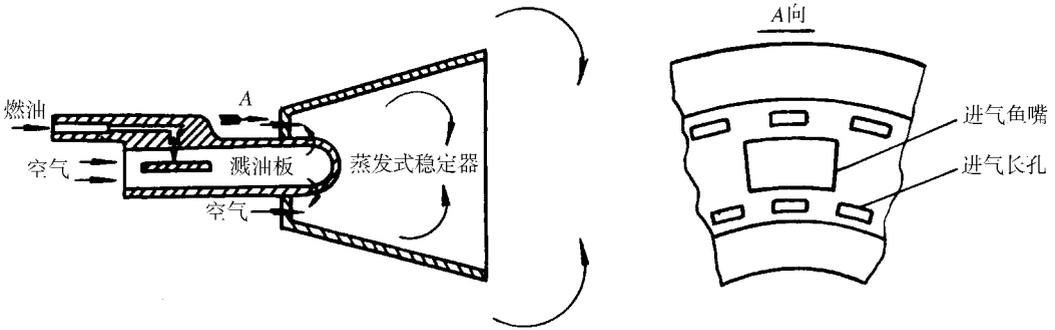


图 13-11 蒸发式稳定器示意图

燃烧室的点火和稳定燃烧的范围。蒸发式稳定器的优点是：

(1) 扩大了贫油状态的点火和稳定工作范围, 并能提高燃烧效率, 特别是在来流温度低, 流速高时, 其优越性十分突出。例如, 蒸发式稳定器贫油点火油气比可小到 0.003, 而常规 V 形稳定器则要大于 0.025, 扩大了贫油点火范围几乎近 10 倍。又如来流温度为 250 时, 蒸发式稳定器稳定工作的油气比为 0.003 ~ 0.005, 常规 V 形稳定器只为 0.025 ~ 0.045。

(2) 可以在很小的加力比下实现软点火 (软点火的概念是缓慢增加加力比, 避免突然加力引起风扇或压气机喘振, 涡扇发动机对此要求特别严格), 例如斯贝发动机的加力比可在 1.06 ~ 1.68 间进行无级调节, 这对改进带加力的发动机性能有较大的价值。

3. 气动火焰稳定装置

这也是一种新的火焰稳定方式, 用较高压力的气体射入主气流形成回流区。

图 13-12 示出了侧喷和逆喷的两种形式。而侧喷时, 喷射角可以不同, 喷口形状有扁平的、双平面的和侧面多孔的, 气动火焰稳定装置的优点在于：

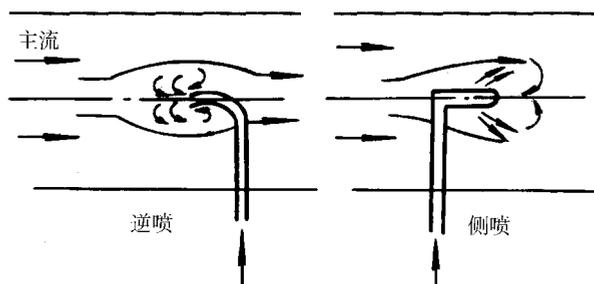


图 13-12 气动火焰稳定的回流示意图

(1)作为一种可调节火焰稳定方式,改变射流气量或压力可调节回流区大小和强弱,改变喷射气体成分(如添加燃料、或氧气),可达到改善回流区功能的目的。

(2)在非加力工作状态时,可减少阻力损失。

这种稳定方式的最大缺点是供气及调节系统复杂,而且喷射气体来自压气机,将影响核心机的性能,有得不偿失之虑,这也是它至今尚未广泛应用的原因。

4. 沙丘稳定器

这是我国近年来在喷气推进技术上的重大发明之一,它是北京航空航天大学的高歌在其导师宁□教授的指导下,于20世纪80年代初研究出的成果,并因此获得国家发明一等奖。

在理论和实验的研究中证明,新月形沙丘(BD)形旋涡发生器具有顽强的抗干扰性能。和同样堵塞比的V形稳定器相比,它的阻力下降75%~80%,贫油稳定性得到大幅度扩展,点火性能也得到改善,可燃风速比V形槽高出40%左右,而且燃烧效率也得到提高,在低温和低压下仍能保持其原有的性能。

沙丘稳定器主要是利用良好的自然气流结构,既保证了良好的热量和质量交换,又减弱了V形稳定器尾缘旋涡的周期性脱落,增强了稳定火焰的生命力,延长了可燃微团的停留时间,并在一定程度上防止了由于旋涡周期性脱落带来的振荡燃烧的激振因素。

沙丘稳定器的研究表明,传统的V形槽稳定火焰机能有不少不足之处,它将有可能会被沙丘形或者其他类型的稳定火焰装置所突破,并有逐步取代之势。

“沙丘”理论不仅应用于加力燃烧室的火焰稳定器,而且据最近的研究表明,在主燃烧室和在船舶等的设计中,以及某些空气动力研究中其优点亦得到证实,它有可能发展成为一种新的流体动力结构。

另外,南京航空航天大学研究的开缝式稳定器、西北工业大学研究的陶瓷多孔毛细渗油稳定器均取得良好效果,这些尚在进一步研究中。

第三节 振荡燃烧

振荡燃烧常发生在加力燃烧室和冲压发动机燃烧室中,主燃烧室的振荡燃烧是很少见的。

一、振荡燃烧的特点和类型

振荡燃烧是加力燃烧室筒体内燃烧时气柱的脉动现象,其频率范围相当宽,从声频到

亚声频都有,如图 13-13 所示常用压力示波图来表示振荡频率及强度。

图 13-13 (a) 为正常平稳燃烧的示波图,其特点是高频和小振幅,频率为 3000Hz 以上,压力脉动幅度 $\Delta p/p_0 < 10\%$,这种脉动非但对燃烧无害,反而会使火焰传播速度加快,燃烧效率提高。

图 13-13 (b) 为振荡燃烧波型,频率从数十赫到数千赫,可分三种,200 ~ 3000Hz 之间者称为高频振荡燃烧,因伴随尖叫啸声,又称啸声燃烧, $10\% < \frac{\Delta p}{p_0} < 20\%$ 。高频振荡一般不至于引起熄火,但可引起薄壁零件的颤振和筒体过热,而且噪声尖烈,引起人们不舒服的感觉。

频率 20 ~ 30Hz 之间的振荡燃烧为低频振荡燃烧,发出低沉的嗡鸣声,犹如滚雷,又称嗡鸣燃烧,介于低频和高频振荡之间的为中频振荡燃烧,低频和中频振荡燃烧的波形有明显的周期性,压力脉动幅度较大, $\frac{\Delta p}{p_0} \geq 20\%$ 或更大些,表现为不稳定的粗暴燃烧,可引起发动机转速摆动,加力燃烧室筒体过热,加力比下降,薄壁零件颤振、开裂,连接件振松、脱落,有可能很快导致熄火。

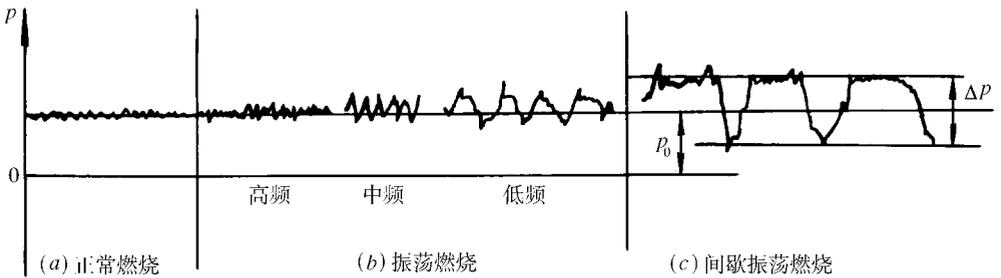


图 13-13 振荡燃烧压力脉动示波图

图 13-13 (c) 为间歇振荡,为无节拍的间歇“放炮”,每秒约几次至十几次,波形周期长短不同,在波峰上重叠有高频增幅的小波动。压力波动幅度很大, $\frac{\Delta p}{p_0} \geq 50\% \sim 100\%$,甚至更大。燃烧非常粗暴,噪声十分强烈,有时几“炮”后招致熄火,振荡时破坏性很大,不仅将发动机振坏,严重时发生共振,往往将试车台、房屋、门窗玻璃等振破,应设法避免。

按照气体质点振动方向,振荡燃烧又可分三种基本类型,如图 13-14 所示。

1. 纵向振荡

如图 13-14 (a) 所示,脉动气体质点是沿管道轴线运动。图中竖线代表瞬时等压面(压力波面),纵向振荡的脉动方向是左右周期性交替变换。

2. 横向振荡

如图 13-14 (b) 所示,右图中为质点运动方向,左图为等压面(压力波面)。因加力燃烧室为圆筒形,横截面内等压面一般不是平面而是曲面(通过直径那个等压面为平面),气体在横截面内左右脉动,纯横向振荡,压力在壁面达到最大值,而在中心线处为零。在管道的另一侧,奇数阶振荡的压力波是反相的,对于偶数阶振荡则是同相的。

3. 径向振荡

如图 13-14 (c) 所示,这种振荡也发生在燃烧室的横截面内,气体质点的脉动是沿半

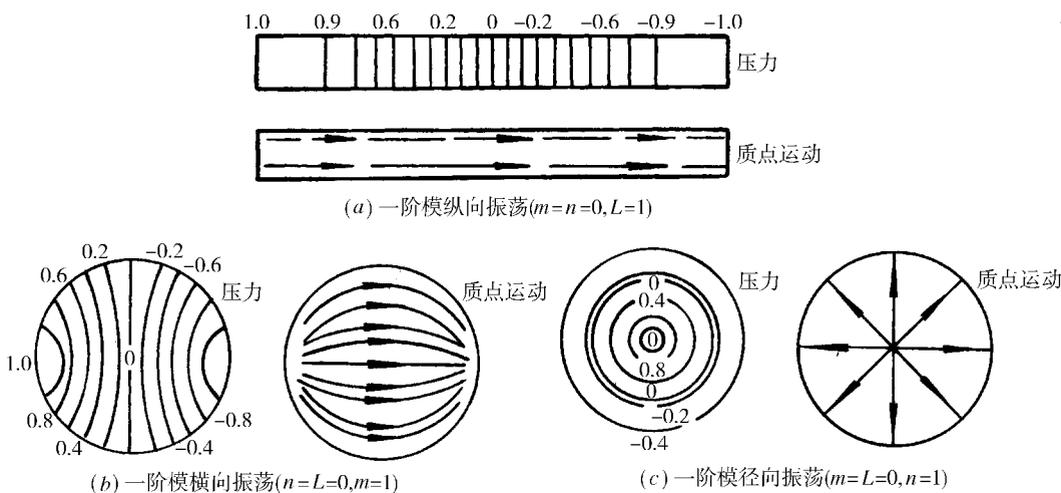


图 13 - 14 筒体内质点振荡的基本类型及压力脉动曲线

径方向(右图),即在圆心和圆周之间来回脉动,而等压面则呈同心圆筒状。管道中心处的压力在奇数阶振荡时与壁面外的压力位相差 180° ,在偶数阶振荡时二者同相位。

上述振荡都是最简单的一阶振荡。实际上的振荡要复杂得多。很可能有二阶或高阶成分,而且是上述 3 种基本型式不同方式的复合。

二、加力燃烧室的激振因素

加力燃烧室工作时可能引起的振荡燃烧因素很多,但主要的有以下四种:

(1) 发动机转速引起的燃烧室振荡 这种气流扰动主要是涡轮叶片旋转,有时可能还有压气机或风扇而引起的旋涡紊流。涡轮的旋转频率 $f_n = n/60$ (n 为转子的转数)是激起气流脉动的原始频率。

频率为 f_n 的脉冲力 $F(f_n, t)$ 可用傅氏级数展开:

$$F(f_n, t) = F_0 + \sum_{k=1} F_k \cos(2k\pi f_n t + \phi_k) \quad (13 - 15)$$

脉冲力为一个不变的力 F_0 与一系列倍频谐力之和,前一两个谐力是主要的。如果这些谐力中的一个(即 $k=1$ 或 2)与气柱的自振频率合拍共鸣时,气柱即产生振荡,因此即使在没有燃烧的情况下,由于转速引起的扰动,也可能引起加力燃烧室的气柱振荡。

(2) 旋涡脱落引起的燃烧振荡 加力燃烧室内扩散段有一些障碍物(如整流支板、供油环及喷嘴、稳定器等),气流流过障碍物后产生旋涡尾迹,扩压器尾缘附面层分离也会卷翘成旋涡,特别是火焰稳定器的后缘形成的旋涡较强大,在一定的 Re 数范围内并且在没有干扰时才稳定,若流速脉动或声频振荡幅度大,则稳定器后的旋涡被推挤抖甩而脱落。旋涡脱落的瞬间形成强干扰,使回流区歪曲变形,火焰锥也因此颤抖变形,旋涡脱落后,在原旋涡区又很快形成新的旋涡,暂时恢复到稳定的状态。如此周而复始,连续发生强干扰。

旋涡脱落的频率 f_v 可表示为

$$f_v = s \frac{V_s}{h} \quad (13 - 16)$$

式中 v_s ——稳定器所在截面的气流速度；

h ——稳定器槽宽；

s ——无因次判别数，一般取 $s=0.195$ 。

若旋涡脱落频率 f_v 等于气柱声频振荡频率的倍数，也会激起共鸣振荡，使压力脉动扩大。从上式可看出，稳定器槽宽 h 太大，则旋涡脱落频率 f_v 比较低，脱落时干扰较大，容易激起共鸣振荡。所以，同样堵塞比，为了减少振荡，用多排稳定器而不用单环稳定器。这样做，流阻损失会大些，燃烧效率会高些。若采用辐射状稳定器，由于产生辐射状小涡串不会同时都脱落，产生振荡的可能性较小，燃烧较平稳。

(3) 供油脉动引起的燃烧室振荡 供油脉动主要是因压力脉动造成（如用柱塞泵供油），供油压力 Δp_f 的脉动引起供油量 m_f 或局部余气系数 α 的脉动，因此引起燃烧过程的放热率 q 的脉动与压力脉动 Δp 合拍，则成为激振源，而使 $\pm \Delta p$ 幅度加大，形成振荡燃烧。因 $\Delta p_f = p_f - p_0$ ，引起供油脉动的因素有两个，一个是供油系统本身脉动，另一个是腔室气体压力脉动。

在高温低压条件下，油路及离心式喷嘴旋流室内的周期气塞现象也是形成激振的重要因素。而且往往引起粗暴的低频振荡燃烧。

(4) 燃烧本身引起的脉动 新鲜混气自吸热升温到激烈燃烧要经历一个着火感应期 τ_i 。 τ_i 与当地温度、压力的关系密切，可用 $\tau_i p^2 e^{-E/RT} = \text{常数}$ 表示。我们认为稳定器边缘处的温度不变，则 $\tau_i p^2 = \text{常数}$ ，也可写为

$$\tau_{i0} p_0^2 = \tau_i (\pm \Delta p + p_0)^2 = \text{常数} \quad (13 - 17)$$

式中 τ_{i0} 、 τ_i ——平均感应期及脉动燃烧时的感应期；

p_0 、 $(\pm \Delta p + p_0)$ ——平均混气压力及脉动燃烧时的混气压力。

压力脉动导致感应期脉动，于是可观察到火焰锥忽前忽后，忽张忽合，放热量 $\pm \Delta q$ 呈周期性变动，放热量变动的频率为 f_q 。

加力燃烧室若出现声频驻波振荡，则在波腹处压力脉动幅度最大。如果发生脉动燃烧时，稳定器边缘正好在驻波的波腹处，而此时压力脉动频率 f_0 恰好是脉动燃烧频率 f_q 的倍数，则 $\pm \Delta p$ 与 $\pm \Delta q$ 同步谐振，即正在高压时加热量增大，正在低压时加热量减小，因而激起增幅振荡，这称为加热自激振荡。

图 13 - 15 (a) 说明 $\pm \Delta q$ 落后于 $\pm \Delta p$ 的相位差，若 $0 \leq \phi \leq \frac{\pi}{2}$ 时，则 Δq 与 Δp 互相促进激起增幅振荡，若相位差在 $\pi/2 < \phi \leq \pi$ 范围内，则 $\pm \Delta q$ 与 Δp 互相抵消，形成热衰减振荡，如图 13 - 15 (b) 所示。

三、消除或减弱振荡燃烧的措施

由于振荡燃烧会使燃烧性能恶化，直接影响发动机性能，更有甚者招致发动机熄火以及重要零部件被损害给飞机带来灾难，因此有必要对它进行研究，在设计和调试加力燃烧室时，尽力做到防止、消除或减轻它的危害程度。

图 13 - 16 示出了在飞行包线内容易产生振荡的区域。

减弱振荡燃烧，常从控制气动特性、声学特性以及燃烧特性三个方面着手。具体措施如下：

(1) 减弱原始的压力脉动，这就需要对扩压段及其间的障碍物进行精心设计，减弱旋

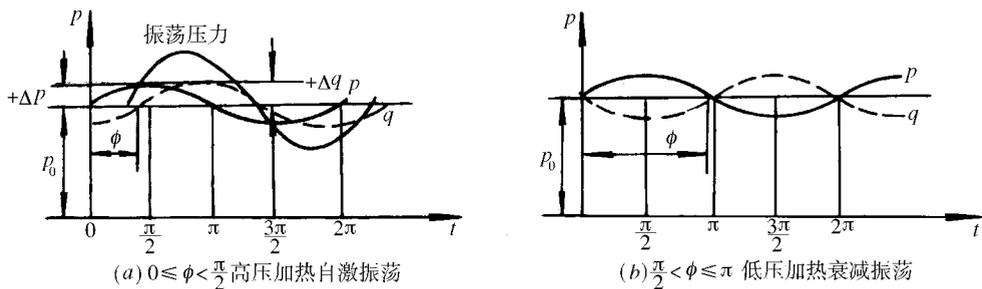


图 13 - 15 加热自激振荡及衰减振荡

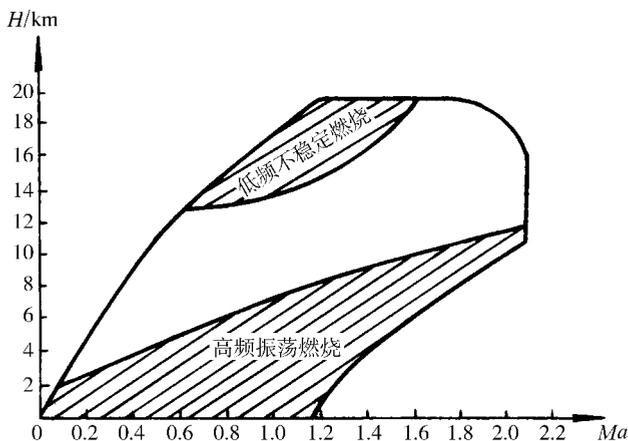


图 13 - 16 飞行包线内易产生振荡的区域

涡强度,防止周期性脱落。

(2)改善火焰稳定器的设计。如将单排改为多排,并加辐射形火焰槽,调整堵塞比等。沙丘稳定器及多孔毛细陶瓷稳定器具有良好的抗振性能。

(3)设置阻尼装置。常用波纹多孔防振屏,它对消除横向的高频振荡比较有效(图 13 - 17),因为横向压力波遇到波纹板以后,就产生漫反射,大大地削弱了反射压力波的能量,并可改变其相位,起了阻尼作用。板上的小孔也可吸收振荡能量。所以,目前许多加力燃烧室装有多孔防振屏。减振屏一般用波纹形薄板做成,贴壁流过冷却气流,通过波纹板上的小孔流进燃烧室。

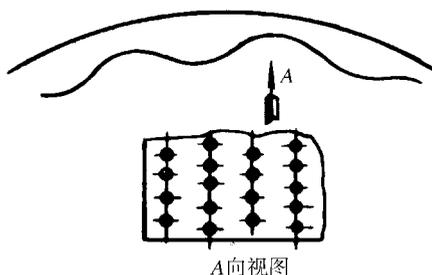


图 13 - 17 多孔波纹防振屏示意图

(4)改善供油条件,用多孔直射式喷嘴分区供油,或调整喷油环至稳定器距离,亦能消减振荡。

小 结

1. 加力燃烧室是为加大发动机推力、增强飞行机动性而短时使用。

加力燃烧室工作时,发动机工作性能发生变化,各参数的关系为

$$\bar{R}_\phi = \sqrt{\theta^*} = \frac{F_{5\phi}}{F_5}$$

2. 与主燃烧室相比,加力燃烧室有不同的工作特点。

3. 加力燃烧室点火方式有:预热室点火、热射流点火、催化点火及高能电嘴点火。

4. 加力燃烧室火焰稳定器的最佳堵塞比

单锥稳定器 $\varepsilon_{\text{opt}} = 33.3\%$

V形单环稳定器

$$\varepsilon_{\text{opt}} = 50\%$$

5. 除V形稳定器,加力燃烧室还有蒸发式稳定器、气动稳定器、沙丘稳定器及其它形式的稳定器。

6. 振荡燃烧是加力燃烧室的有害现象,严重时会对发动机带来灾难性破坏。造成振荡燃烧的原因主要有:发动机转速、旋涡脱落、供油脉动、燃烧脉动等。研究消除振荡的措施是加力燃烧室的重要课题,多孔防振屏等措施都有较好的效果。

思考和练习题

1. 与主燃烧室相比,加力燃烧室的工作条件有何差异?这在构造上给它带来什么特点?

2. 加力燃烧室的V形稳定器稳定火焰的机理是怎样的?它与主燃烧室中用旋流器稳定火焰的机理有什么异同?

3. 加力比的定义是什么?加力比主要取决于什么?提高加力比受什么因素制约?

4. 加力耗油率比的定义是什么?加力时的单位耗油率为什么比不加力时的高得多?

5. 加力燃烧室的供油方案(包括喷嘴型式)与主燃烧室的有什么不同?为什么?

6. 常用的加力燃烧室的点火方案有哪些?什么是值班火焰?

7. 当考虑主燃烧室供油燃烧对加力燃烧室进口空气的污染时,后者的真实余气系数应当怎样计算?根据这一考虑推导出以下计算公式:

$$L_{0\phi} = \frac{(1 + \alpha L_0)}{(\alpha - 1)}$$

$$\alpha_\phi = \frac{(m_a + m_f)(\alpha - 1)}{m_{f\phi}(1 + \alpha L_0)}$$

式中带下标 ϕ 的参数是加力燃烧室的,否则是主燃烧室的,推导中设主燃烧室中 $\eta_c = 1.0$ 。

8. 在加力燃烧室试验中,测得火焰前锋与试验件的轴线夹角为 12° ,此时气流速度为 100m/s ,求火焰传播速度 u_ϕ 。

9. 堵塞比的定义是什么?它对加力燃烧室的工作有什么意义?从既能稳定火焰,又能减少流阻的观点看,为什么存在有最佳堵塞比?

10. 若主燃烧室工作余气系数是 4,问进入加力燃烧室的气体中氧的含量约占百分之几?

11. 为什么加力燃烧室比主燃烧室容易发生振荡燃烧?激起加力振荡燃烧的激振因素有哪些?它们是如何起作用的?

12. 消减振荡燃烧的常用措施有哪些?它们的消振原理是什么?

13. 设某涡喷发动机加力燃烧室的设计状态为 $Ma_0 = 0.5$,高度为 20km ,现假设修改设计,只要求在 10km 高度工作,问可采用更轻(更短)的加力燃烧室吗?如果可以,大约可缩短几分之一?

第十四章 燃烧系统技术的新发展和应用

过去的 50 多年里 ,航空燃气轮机的燃烧技术在持续不断地向前发展 ,从而使燃烧室设计能够适应燃气轮机发展的需要。进入 20 世纪 90 年代 ,燃气轮机燃烧室设计主要面临的挑战是 进一步提高燃烧室性能 ;研究和采用先进的燃烧室设计方法和先进的燃烧诊断技术 ;减少排气污染以及使用低成本适应性强的新燃料。

第一节 高性能燃烧室的研究与发展

为满足 21 世纪先进飞机的性能要求 ,必须发展更先进的发动机。20 世纪 80 年代以后 ,航空发动机的研制工作主要集中于 进一步提高各部件性能 ,扩大发动机的稳定工作范围 ,减少零、组件数目 ,提高发动机工作的可靠性 ,延长发动机寿命 ,提高发动机的推重比 ,降低耗油率等。为此 ,美国分别推出了“高效节能发动机 (E³)计划”和“综合高性能涡轮发动机技术 (IHPTET)计划”。其中 IHPTET 计划的目标 ,是到 21 世纪初使发动机推重比提高一倍 ,推出推重比为 15 ~ 20 的新一代发动机 ,耗油率下降 40%。要实现这一目标 ,燃烧室的设计研究面临重大的突破。

对于主燃烧室 ,其主要变化一个是进口的 Ma 数有较大增加 ,另一个是燃烧室出口温度有很大提高 ,即高温升燃烧室。

提高发动机推重比的最有效手段之一是提高发动机的单位推力 ,而提高发动机单位推力的有效办法则是提高涡轮前温度 (即燃烧室出口温度) T_3^* 。图 14 - 1 所示为单位推力与 T_3^* 的关系。 T_3^* 从早期的 1000K 发展到当今的 1800K ,在这 50 年间平均以每年 15 左右的速率提高。按推重比达到 15 ~ 20 发动机单位推力应达到 120 ~ 150。以当前的先进的部件设计技术估计 ,小涵道比加力涡扇发动机的涡轮前温度应在 2300K 左右 ,

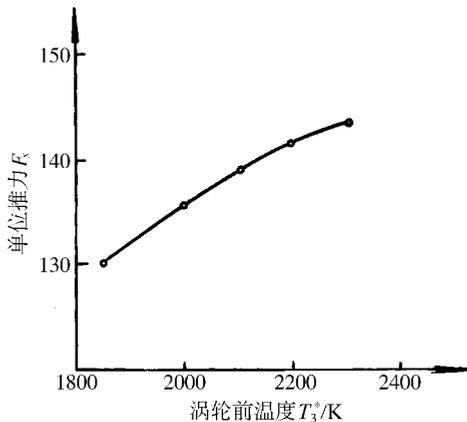


图 14 - 1 单位推力与涡轮前温度的关系

相应的燃烧室温升 ΔT 约为 1400 ~ 1500K。这相当于燃油是在接近化学恰当比的混气条件下燃烧,冷却气量的使用降到了最低。实现这一目标,燃烧室技术主要有以下发展趋势。

(1) 关键技术是火焰筒材料。重点是研制能承受更高温度同时又只需很少量冷却空气,而且质量要轻的材料。一般认为推重比由 10 提高到 20,70% 要靠减轻发动机质量来完成,其余 30% 靠大幅度减少冷却空气量和提高燃烧室出口温度来解决。没有材料突破性的发展和与其相适应的结构设计的革新,推重比提高到 20 是不可能的。解决火焰筒耐热的问题,一方面是在已有的先进的冷却方式的基础上继续改进,但本身的潜力已经不大;另一方面(也是非常重要的方面)就是要采用新的耐高温材料。具有耐高温、强度高而质量轻特性的陶瓷基复合材料将是实现高性能、冷却空气量极少的燃烧室的主要结构材料之一。目前陶瓷基复合材料的使用温度极限是 1400,正在研究能在 1650 ~ 2000 下使用的陶瓷基复合材料。能在极高温下工作的最有希望的材料是增强碳-碳复合材料。这种材料在高温下仍有很高的强度,使用温度极限达 2200 以上。

(2) 在燃烧室结构方面,既要燃烧性能好,又要求结构质量轻,冷却用气量少,热疲劳强度高。除了传统的气膜冷却式机械加工火焰筒外,已经采用或正在研制的先进结构有:双层壁燃烧室,浮壁式燃烧室或瓦片式燃烧室,多孔壁式燃烧室。

a. 双层壁燃烧室,内壁承受热负荷,外壁与内壁一起承受压力负荷。如继承 RB211 系列的“泰”发动机,采用多孔冷却双层板结构燃烧室,其燃烧充分、效率高,而冷却气量下降三分之二。

b. 浮壁式燃烧室,火焰筒由许多段与隔热环连接而成。环段背火焰一面有对流换热凸环,并有缝隙形成冷却隔热气膜。这种结构所需冷却空气量较少,增加了参加燃烧的空气量,寿命比普通机械加工的火焰筒长两倍。目前在 V2500 等发动机上采用。

c. 高温差多孔型燃烧室,有希望大幅度降低制造成本,减轻质量,减少冷却气量并改善耐久性。GE90 和 F120 发动机都采用了多斜孔火焰筒,利用对流和传导换热改进冷却效率,并降低了火焰筒质量达 30%。

(3) 在设计方面,实现接近化学恰当比燃烧的燃烧室。其进入燃烧室的空气几乎全部参加燃烧,只留下极少量的空气进行冷却和用于掺混,以得到所要求的出口温度分布。这样的燃烧室其排气温度接近化学恰当比燃烧温度。燃烧室设计需要有很好的喷油雾化,合适的头部气流及恰当的头部气量、冷却和掺混气量分配。目前正使用和正在发展的先进燃烧室设计,一种是带双旋流的先进空气雾化喷嘴或带旋流的预混喷嘴燃烧室。其头部强旋流气流加强混合、加强预混,以获得高的燃烧效率和良好的混合。如 CFM56、E³、GE90 以及 F120 燃烧室均采用这种设计。普惠 F119 燃烧室其燃烧区的特点是三维高紊流度的强旋流结构。另一种是采用蒸发管的头部回流燃烧室,其燃烧效率高,出口温度分布均匀。再一种是采用多喷射点、多燃烧区的先进燃烧区设计,头部分区、分级燃烧,如 GE90、F120 的双环腔燃烧室。如图 14-2 所示,外腔富油工作,当量比 1.5,高油气比,气流速度低,高空点火容易,启动特性和熄火边界都好;内腔采取贫油工作,当量比 0.5,高流速,燃烧区停留时间短。起飞与巡航,内外腔共同工作,已得到成功应用。

以上几种先进燃烧室设计距接近化学恰当比的燃烧室还有一段距离。高性能的燃烧室将继承这些现代燃烧室的成功经验,采用先进的空气雾化喷嘴,强旋流、高紊流度的燃

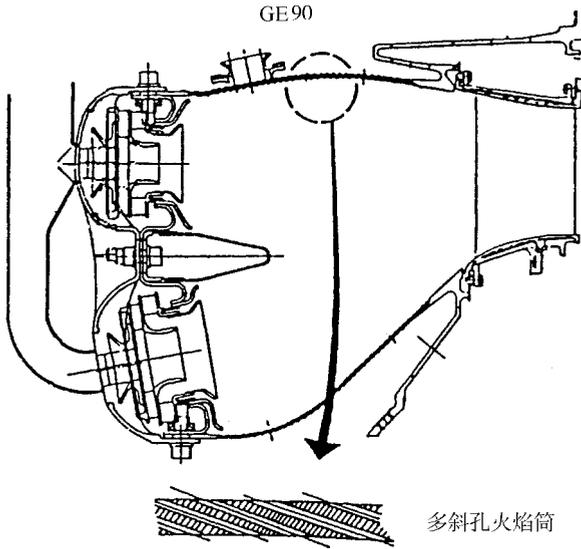


图 14 - 2 GE90 的双环腔燃烧室

烧技术, 以及其它一些关键技术。

当前比较先进的发动机上已经采用了短环形燃烧室, 进一步缩短燃烧室长度的潜力已经不大。主要问题是如何扩大稳定工作范围, 保证各种工作条件下具有良好的出口温度场和减少排放污染物等。

虽然主燃烧室要求接近化学恰当比设计, 涡轮前温度已接近理想燃烧温度, 主燃烧室中氧气基本用光(所剩不多), 但对于高性能的军用机的动力, 先进的加力燃烧室仍是不可缺少的。尤其当代先进的歼击机发动机几乎都是涡扇发动机, 而且都带加力燃烧室, 外涵全是新鲜空气, 仍可组织加力燃烧。加力燃烧室技术中, 采用发汗冷却加力燃烧室衬筒, 可以大大改善冷却效果; 采用新的耐高温材料, 如使用碳—碳复合材料做加力筒体, 可以耐 2500K 高温, 可以减少冷却气量或完全不冷却, 让所有空气参加燃烧; 采用稳定器喷油装置一体化, 喷油稳定器匹配最佳化技术。新的先进的稳定器与新的先进的喷油装置对改进燃烧性能有关键意义, 可以减少损失、增加稳定性、提高燃烧效率。

第二节 先进的设计方法和先进的燃烧诊断技术

研制先进的燃烧室, 除必须采用先进的技术原理外, 还要有先进的设计方法。要实现先进的技术原理, 探讨其可行性, 如果单纯靠各种模型及实物实验, 或者加上半经验方法来进行优化及放大设计, 不仅要花费大量人力、资金和时间, 而且很难找到最佳设计工况。自 70 年代初以来的近 30 年间, 由于计算机技术和计算流体力学、计算传热学及计算燃烧学的快速发展, 形成了紊流两相流动和燃烧的数值模拟这一专门的分支学科。应用这一学科的成果, 可以实现燃烧室内复杂的三维紊流两相流动和燃烧的计算机仿真模拟。

计算机仿真模拟指的是二维或三维的多维数值模拟, 即建立各种基本守恒方程及封闭模型, 用数值求解联立非线性偏微分方程组的方法, 给出一定几何形状的燃烧室内在一

定进口参数下液雾燃烧时的气相速度场、温度场、组分浓度场、压力场、两相紊流特性、壁面热流、污染物排放量的分布,以及总体燃烧性能,如熄火特性和燃烧效率随几何尺寸形状及进口参数的变化等。这种仿真模拟可以给出优化及放大设计所需的详细定量信息,而传统的半经验的零维(搅拌反应器)、一维(平推流反应器)或零维加一维的板块式模拟则只能给出定性数据。目前冷态流场的数值模拟已经可以取代或减少大量的水模或气模冷态实验。世界一些国家都以较大的科研力量来研究合理而经济的紊流两相流动,紊流气相燃烧及两相燃烧的模拟理论、方法和程序,包括基本守恒方程及其封闭模型、经济而合理的数值解法以及大型程序软件,力争这些大型程序的调试和计算能在中型、小型计算机或工作站上实现。

模拟中首先碰到的问题是紊流流动。紊流是流体力学中的难题,目前在理论上还有很多问题未得到解决,然而工程上要求必须解决这些问题。为了模拟紊流燃烧,已经提出了多种燃烧模型,如快速反应模型、多变量输运方程的 Monte - Carlo 模拟、线性涡模型(LED)、层流火焰面模型和 CMC (Conditional Moment Closure) 模型等。

对使用液雾燃料的航空燃气轮机而言,紊流两相流动的模拟是另一个重要问题。20世纪80年代初对液雾空气两相流曾使用过单流体或无滑移模型,80年代以后大量地研究和应用了液雾轨道模型,以及应用液雾拟流体(拟连续介质)模型或者两相流的多流体模型。目前正在发展预测喷嘴性能的初始雾化模型。

在有反应的紊流两相流中,如气相紊流燃烧以及污染物的生成,紊流和气相反应的相互作用支配着火焰稳定与燃烧放热,反过来也影响热态流场特征。因此对有复杂反应的紊流两相流的模拟,仍在寻求更合理的处理方法和模型。

要发展先进的燃烧室的计算机仿真模拟,使之成为可靠的设计工具,还必须有先进的燃烧诊断技术与之配合,激光诊断技术尤其重要。为了弄清楚燃烧室中发生的实际过程,就要发展能测定燃烧室中速度、压力、温度、化学组分浓度和液雾参数等平均量及紊流脉动量的先进诊断方法。无论在先进燃烧室的研制中,或是在物理模型的建立与发展中,燃烧诊断技术都起着关键作用。尽管常规的测试技术仍需要发展和应用,但各种非接触式激光测量技术将是先进燃烧诊断技术的主体。

目前激光多普勒仪(LDV)在国内外已较普遍地用于燃烧室内“冷流”或高温紊流反应流中时均速度和脉动速度的测量。颗粒图像测速仪(PIV)可以用摄像方法得到三维立体图像,可一次取得瞬时全场的速度、粒径及浓度信息。

近些年已研制和生产出可以同时测量空间各点气相及颗粒的时均速度场、脉动速度、粒径分布和颗粒浓度分布的二维及三维相位多普勒仪(PDPA),所获得的信息要比马尔文仪丰富得多。多脉冲激光全息摄影技术可以测量三维空间的液滴尺寸和位移分布及液滴速度分布,还可以用来研究两相燃烧过程。

燃气温度和各种化学组分浓度的时均量或脉动相关量的分布,可以靠激光拉曼散射或激光诱导荧光(LIF)的技术测量。目前,相干反斯托克斯拉曼散射(CARS)技术受到特别重视,因为它的信号强、信噪比高,可以广泛用于各种燃烧装置。

为了发展更先进的燃烧室,必须把燃烧过程的实验研究、理论研究、数值计算三者有机结合起来,不断完善先进的设计方法,采用先进的燃烧诊断技术,实现燃烧系统技术的重大突破。

小 结

1. 发展高性能的先进燃烧室的努力方向 :研制性能更好的材料 ;采用先进的结构 ;实现接近化学恰当比燃烧的设计。
2. 燃烧室的计算机仿真模拟是燃烧室先进的设计方法 ,更使之成为可靠的设计工具 ,还必须有先进的燃烧诊断技术与之配合 ,尤其是激光诊断技术。

思考和练习题

1. 要实现高性能燃烧室的目标 ,燃烧技术有哪些发展趋势 ?
2. 计算机仿真模拟在燃烧室设计中有什么重要意义 ?
3. 有哪些先进的燃烧诊断技术 ?

附录 1 国产喷气燃料技术条件

项 目	1号 喷气燃料	2号 喷气燃料	3号 喷气燃料	4号 喷气燃料	5号 喷气燃料	6号 喷气燃料
	RP-1	RP-2	RP-3	RP-4	RP-5	RP-6
	GB438-77	GB1788-79	GB6537-86	Sy1009-80	CPPCOO4-83	暂定
1. 密度(20)/ $g \cdot cm^{-3}$	不小于0.775	不小于0.775	0.775~0.830	不小于0.750	0.788~0.845(15)	不小于0.835
2. 馏程						
初馏点/ 不高于	150	150	实测	不低于60	实测	实测
10% 馏出温度/ 不高于	165	165	204	实测	205	实测
20% 馏出温度/	—	—	实测	实测	实测	—
50% 馏出温度/ 不高于	195	195	232	195	实测	实测
90% 馏出温度/ 不高于	230	230	实测	—	实测	实测
98% 馏出温度/ 不高于	250	250	280	280	288	实测
残留量及损失量/% 不大于	2.0	2.0	2.0	3.0	1.5	
3. 闪点(闭口)/ 不低 于	28	28	38	—	60	大于38
4. 运动粘度/ $mm^2 \cdot s^{-1}$						
20 不小于	1.25	1.25	1.25	1.0	不大于8.5	
-40 不大于	8.0	8.0	(-20)8.0	6.0	(-20)	30
5. 冰点或结晶点/ 不 高于	-60	-50	-47(冰点)	-40	-46(冰点)	-46
6. 芳香烃含量/% 不大 于	20	20	20	20	25	12
7. 碘值/ $gI \cdot 100g^{-1}$ 不大 于	3.5	4.2	4.2	4.2	—	—
8. 酸 度/ $mg KOH \cdot$ $100mL^{-1}$ 不大于	1.0	1.0	1.0	1.0	0.015 ($mgKOH/g$)	1.0
9. 硫含量/% (重) 不大 于	0.2	0.2	0.2	0.25	0.30	—
10. 硫醇性硫含量/% (重) 不大于	0.005	0.002	0.001	0.005	0.001	0.001
11. 铜片腐蚀(100 ,2小 时)	合格	合格	合格	合格(50 , 3小时)	1级	1级

(续)

项 目	1号 喷气燃料	2号 喷气燃料	3号 喷气燃料	4号 喷气燃料	5号 喷气燃料	6号 喷气燃料
	RP-1	RP-2	RP-3	RP-4	RP-5	RP-6
	GB438-77	GB1788-79	GB6537-86	Syl1009-80	CPPCOO4-83	暂定
12. 银片腐蚀 (50 小时)/级 不大于	1	1	1	—	—	—
13. 净热值/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 不小 于	42800	42800	42800	42675	42466	42716
14. 燃烧性能 (需满足下列要 求之一)						
(1) 无烟火焰高度/mm 不小 于	25	25	25	实测	19	19
(2) 萘系烃含量 (烟点不小于 20mm时)/% 不大于	3	3	3	—	—	—
(3) 辉光值 不小于	45	45	45	—	—	—
15. 实际胶质/ $\text{mg} \cdot 100\text{mL}^{-1}$ 不大于	5	5	5	5	7	5
16. 水溶性酸或碱	无	无	无	无	—	—
17. 机械杂质或水分	无	无	无	无	—	—
18. 水反应:						
(1) 体积变化/ML 不大于	1	1	1	实测	—	—
(2) 界面情况/级 不大于	1b	1b	1b	实测 1b	—	—
(3) 分离指数不大于	实测	实测	实测	实测	85	—
19. 铜离子含量/ $\mu\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$ 不大于	—	—	150	—	—	—
20. 动态热安定性过滤器压力 降/mmHg 不大于	—	—	76	—	76	—
预热管评级/级 不大于	—	—	3	—	3	—
21. 饱和蒸气压/mmHg 不大 于	—	—	—	150	—	—
22. 灰分/% (重) 不大于	0.005	0.005	—	—	—	—
23. 烯烃含量/% (体) 不大 于	—	—	—	—	5	—
24. 固体颗粒污染物/(mg/L) 不大于	—	—	—	—	1	—
25. 爆炸性试验/% (体) 不 大于	—	—	—	—	50	—

附录2 焓 值 表

T/K	$i_a / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$a = \frac{H}{i_a}$	T/K	$i_a / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$a = \frac{H}{i_a}$
273.16	273.2	413.6	1.515	750	767.6	1565.0	2.039
280	280.1	426.8	24	760	778.5	1592.9	46
288.16	288.8	442.6	33	770	789.4	1621.0	54
290	290.2	446.3	38	780	800.3	1649.3	61
298.16	298.4	462.2	49	790	811.6	1677.9	68
300	300.2	465.6	51	800	822.2	1706.5	76
310	310.3	485.5	65	810	833.2	1735.2	83
320	320.3	505.6	78	820	844.2	1764.0	90
330	330.4	525.9	92	830	855.2	1793.1	97
340	340.5	546.4	1.605	840	866.2	1822.3	2.104
350	350.5	567.2	18	850	877.3	1851.7	11
360	360.6	688.2	31	860	888.4	1881.2	17
370	370.7	609.7	1.645	870	899.5	1910.9	24
380	380.8	631.1	57	880	910.6	1940.8	2.131
390	390.9	653.1	71	890	921.8	1970.8	38
400	401.4	675.0	83	900	933.0	2001.1	45
410	411.1	697.6	97	910	944.2	2031.4	52
420	421.3	720.3	1.710	920	955.4	2062.0	58
430	431.5	743.0	22	930	966.6	2092.6	65
440	441.7	766.2	35	940	977.9	2123.5	72
450	451.9	789.3	47	950	989.1	2154.5	79
460	462.1	812.9	59	960	1000.4	2185.5	85
470	472.3	836.5	71	970	1011.7	2216.7	91
480	482.6	860.2	82	980	1023.1	2248.0	97
490	492.9	884.0	1.794	990	1034.5	2279.5	2.204
500	503.2	908.2	1.805	1000	1045.9	2311.2	10
510	513.5	932.4	16	1010	1057.3	2342.7	2.216
520	523.8	956.7	27	1020	1068.7	2374.3	22
530	534.1	981.4	38	1030	1080.2	2406.2	28
540	544.5	1006.3	48	1040	1091.7	2438.1	33
550	554.9	1031.2	58	1050	1103.2	2470.3	39
560	565.3	1056.3	69	1060	1114.7	2502.4	45
570	575.7	1081.6	79	1070	1126.2	2534.6	50
580	586.2	1107.0	89	1080	1137.8	2567.0	56
590	596.6	1132.5	98	1090	1149.4	2599.6	62
600	607.1	1158.4	1.908	1100	1161.0	2632.3	67
610	617.6	1184.2	17	1110	1172.7	2664.9	72
620	628.2	1210.3	1.927	1120	1184.3	2697.6	78
630	638.8	1236.6	36	1130	1196.0	2730.5	83
640	649.3	1263.2	45	1140	1207.7	2763.5	2.288
650	660.0	1289.9	54	1150	1219.4	2796.7	93
660	670.6	1316.6	63	1160	1231.1	2830.2	99
670	681.3	1343.6	72	1170	1242.8	2863.8	2.304
680	692.0	1370.8	81	1180	1254.6	2897.5	10
690	702.7	1398.2	90	1190	1266.3	2931.4	15
700	713.4	1425.8	98	1200	1278.1	2965.5	20
710	724.2	1453.2	2.007	1210	1289.8	2999.6	26
720	735.0	1480.8	15	1220	1301.5	3033.8	31
730	745.9	1503.7	23	1230	1313.2	3068.2	36
740	756.7	1536.7	31	1240	1325.0	3102.8	42

(续)

T/K	$i_a/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$a = \frac{H}{i_a}$	T/K	$i_a/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$a = \frac{H}{i_a}$
1250	1336.6	3137.5	47	1900	2127.5	5568.3	17
1260	1348.4	3172.0	52	1910	2139.9	5608.0	21
1270	1360.2	3206.8	2.357	1920	2152.3	5647.8	2.624
1280	1372.1	3241.6	62	1930	2164.7	5687.8	27
1290	1283.9	3276.8	68	1940	2177.2	5727.8	31
1300	1395.8	3311.8	73	1950	2189.7	5768.0	34
1310	1407.7	3346.9	78	1960	2202.1	5807.8	37
1320	1419.6	3382.1	82	1970	2214.6	5847.7	41
1330	1431.6	3417.5	87	1980	2227.1	5887.7	44
1340	1443.5	3453.0	92	1990	2239.6	5927.8	47
1350	1455.5	3488.7	97	2000	2252.1	5968.1	50
1360	1467.4	3524.2	2.402	2010	2264.6	6008.1	53
1370	1479.4	3560.0	06	2020	2277.0	6048.2	56
1380	1491.3	3595.9	11	2030	2289.6	6088.4	59
1390	1503.3	3632.0	16	2040	2302.1	6128.7	62
1400	1515.3	3668.1	2.421	2050	2314.5	6169.2	2.665
1410	1527.3	3704.2	25	2060	2327.1	6209.2	68
1420	1539.2	3740.5	30	2070	2339.6	6249.3	71
1430	1551.3	3777.0	35	2080	2352.1	6289.5	74
1440	1563.2	3813.5	40	2090	2364.7	6329.8	77
1450	1575.3	3850.2	44	2100	2377.3	6370.2	80
1460	1587.2	3886.8	49	2110	2389.7	6410.4	82
1470	1599.1	3923.5	53	2120	2402.2	6450.6	85
1480	1611.0	3960.8	58	2130	2414.7	6490.9	88
1490	1623.0	3997.4	63	2140	2427.2	6531.4	91
1500	1635.0	4034.5	68	2150	2439.7	6571.9	94
1510	1647.3	4071.3	72	2160	2452.3	6612.4	96
1520	1659.5	4108.2	76	2170	2464.9	6652.9	99
1530	1671.8	4145.2	2.479	2180	2477.4	6693.6	2.702
1540	1684.1	4182.4	83	2190	2490.9	6734.3	05
1550	1696.5	4219.7	87	2200	2502.6	6775.1	07
1560	1708.7	4256.9	91	2210	2515.3	6816.6	10
1570	1720.8	4294.3	96	2220	2527.9	6858.2	13
1580	1733.0	4331.8	2.500	2230	2540.6	6899.9	16
1590	1745.2	4369.4	04	2240	2553.2	6941.7	19
1600	1757.5	4407.2	08	2250	2565.9	6983.6	22
1610	1769.7	4444.9	12	2260	2578.6	7023.6	24
1620	1781.9	4482.8	16	2270	2591.3	7063.7	26
1630	1794.1	4520.7	20	2280	2604.1	7103.8	28
1640	1806.4	4558.8	24	2290	2616.8	7144.1	30
1650	1818.7	4597.1	28	2300	2629.6	7184.4	32
1660	1830.9	4635.3	2.532	2310	2642.3	7225.5	2.734
1670	1843.2	4673.7	36	2320	2655.1	7266.6	37
1680	1855.4	4712.2	40	2330	2667.8	7307.9	39
1690	1867.7	4750.8	44	2340	2680.6	7349.2	42
1700	1880.0	4789.5	48	2350	2693.4	7390.6	44
1710	1892.3	4827.8	51	2360	2706.1	7431.9	46
1720	1904.6	4866.7	55	2370	2718.9	7473.1	48
1730	1916.9	4904.9	59	2380	2731.6	7514.5	51
1740	1929.3	4943.6	62	2390	2744.4	7556.0	53
1750	1941.6	4982.4	66	2400	2757.2	7597.5	56
1760	1953.9	5020.9	70	2410	2769.8	7638.8	58
1770	1966.3	5059.6	73	2420	2782.4	7680.2	60
1780	1978.6	5098.4	77	2430	2795.0	7721.6	63
1790	1991.0	5137.2	2.580	2440	2807.6	7763.1	2.765
1800	2003.3	5176.2	84	2450	2820.2	7804.7	67
1810	2015.7	5215.1	87	2460	2832.9	7846.0	70
1820	2028.1	5254.1	91	2470	2845.6	7887.4	72
1830	2040.5	5293.2	94	2480	2858.2	7928.8	74
1840	2052.9	5332.4	97	2490	2871.0	7979.4	76
1850	2065.3	5371.7	2.601	2500	2883.7	8012.0	78
1860	2077.7	5410.8	04	2510	2896.4	8053.7	80
1870	2090.1	5450.0	07	2520	2909.2	8095.5	83
1880	2102.6	5489.4	10	2530	2922.0	8137.3	85
1890	2116.0	5528.8	14	2540	2934.7	8179.3	87

(续)

T/K	$i_a / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$a = \frac{H}{i_a}$	T/K	$i_a / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$a = \frac{H}{i_a}$
2550	2947.5	8221.3	89	2750	3202.4	9051.7	26
2560	2960.3	8262.9	91	2760	3215.5	9094.0	28
2570	2973.0	8304.5	2.793	2770	3228.6	9135.4	30
2580	2985.8	8346.2	95	2780	3241.7	9177.3	32
2590	2998.5	8388.0	97	2790	3254.8	9219.4	33
2600	3011.3	8429.8	99	2800	3267.9	9262.0	34
2610	3024.1	8471.1	2.801	2810	3280.8	9303.5	36
2620	3037.0	8512.4	03	2820	3293.7	9345.6	37
2630	3049.8	8553.8	05	2830	3306.6	9387.7	2.839
2640	3062.7	8595.3	06	2840	3319.5	9429.9	41
2650	3075.5	8636.8	08	2850	3332.5	9472.2	42
2660	3088.3	8678.1	10	2860	3345.3	9514.3	44
2670	3101.1	8719.5	12	2870	3358.2	9556.5	46
2680	3113.9	8761.0	13	2880	3371.1	9598.8	47
2690	3126.7	8803.0	15	2890	3384.0	9641.2	49
2700	3139.6	8844.0	2.817	2900	3396.9	9683.5	51
2710	3152.1	8885.9	19	2910	3409.8	9725.5	52
2720	3164.7	8926.9	21	2920	3422.8	9767.6	54
2730	3176.8	8968.9	23	2930	3435.7	9809.7	55
2740	3189.8	9010.0	25	2940	3448.7	9851.9	57
				2950	3461.6	9894.1	58

主要参考文献

- 1 王洪铭, 吴寿生. 航空燃气涡轮发动机原理——燃烧室和加力燃烧室. 北京航空航天大学教材, 1988
- 2 A M Mellor. Design of Modern Turbine Combustors. Academic Press Limited, 1990
- 3 杜声同, 严传俊. 航空燃气轮机燃烧与燃烧室. 西安: 西北工业大学出版社, 1995
- 4 焦树建. 燃气轮机燃烧室. 北京: 机械工业出版社, 1990
- 5 傅维标等. 燃烧学. 北京: 高等教育出版社, 1989
- 6 张松寿. 工程燃烧学. 上海: 上海交通大学出版社, 1988
- 7 陈光. 航空燃气涡轮发动机结构设计. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988
- 8 宁□, 高歌. 燃烧室气动力学. 北京: 科学出版社, 1987
- 9 张斌全. 燃烧理论基础. 北京航空航天大学出版社, 1990
- 10 A H Lefebvre. Gas Turbine Combustion. Hemisphere Publishing Corporation, 1983
- 11 金如山. 航空燃气轮机燃烧室. 北京: 宇航出版社, 1988
- 12 F A 威廉斯. 燃烧理论. 庄逢辰、杨本濂译. 北京: 科学出版社, 1990
- 13 顾恒祥. 燃料与燃烧. 西安: 西北工业大学出版社, 1993
- 14 高效节能发动机文集. 北京: 航空工业出版社, 1991
- 15 G C Oates 等. 飞机推进系统技术与设计. 陈大光等译. 北京: 航空工业出版社, 1992
- 16 J D 马丁利, W H 海泽, D H 戴利. 航空发动机设计. 侯志兴等译. 北京: 科学出版社, 1992
- 17 现代航空发动机设计和制造工程. 北京航空航天大学航空专业技术高级人才研修系列教材, 1993
- 18 何庆芝. 航空航天概论. 北京航空航天大学出版社, 1997

内 容 简 介

本书为《航空燃气轮机原理》上册,重点介绍和讲授航空燃气轮机主要部件(风扇、压气机、主燃烧室、涡轮、加力燃烧室)的工作原理、设计概要和部件非设计工况特性与控制。为跟踪研究国外先进燃气轮机关键技术,本书还增添了专门章节,简要介绍压气机、涡轮和燃烧系统的新技术发展和应用。

全书由两篇组成。第一篇为“航空叶片机原理”,第二篇为“燃烧与燃烧室”。本书讲述的内容、方法以及经验数据对船用和工业用涡轮(含蒸汽轮)等动力系统的教学与科研均有参考价值。

本书是根据飞行器动力工程专业的航空燃气涡轮发动机原理的教学大纲编写而成,读者对象主要是飞行器动力工程专业的大专生、本科生和研究生。也可供从事叶轮机械、燃烧以及热机领域的广大科技人员参考。