



叶轮机非定常流动理论

陆亚钧 编著

北京航空航天大学出版社

342065

叶轮机非定常流动理论

陆亚钧 编著



北京航空航天大学出版社

内 容 简 介

本书为叶轮机械专业的教学参考书，内容包括叶轮机械非定常流动现象的分类，流动特点，影响因素，对叶轮机械正常运行的危害，实验研究结果和获得的一些成果，描述和求解非定常流的方法及理论（包括小扰动理论、激盘理论、涡旋理论等）以及防止叶轮机中破坏性非定常流动发生的工程方法及其流动机理。本书着重阐述基本概念、流动本质及气体动态参数的测试方法和数据整理方法。

本书是高等院校航空动力专业师生及研究生指定的教学参考书，也可供航空、机械、热能、力学等专业的技术人员参考。

DL167/02



叶轮机非定常流动理论

YELUNJI FEIDINGCHANG LIUDONG LILUN

*

陆亚钧 编 著

责任编辑 陶金福

北京航空航天大学出版社出版

新华书店总店科技发行所发行 各地新华书店经销

北京密云华都印刷厂印装

787 × 1092 1/16 印张：12 字数：307千字

1990年3月第一版 1990年3月第一次印刷 印数：13,000册

ISBN 7-81012-155-3/TK·006 定价：2.45元

前 言

本书是作者根据多年来为航空发动机专业硕士生讲授的叶轮机械非定常流动学位课程的讲义经整理、补充和改写而成的。

叶轮机械非定常流动是叶轮机专业在近代较为复杂的学科，而且往往是叶轮机械这门工程科学发展中迫切需要深入了解和研究的内容。随着测试技术的发展，非定常流动研究有了较大的突破和发展。它与分离流动和旋涡流动胶合在一起，成为叶轮机械进一步提高其品质的核心问题。

工学硕士研究生的培养，在专业课教学中必须注意理论与实践的结合和培养解决工程实际问题的能力。因此本书在内容安排上，除对叶轮机非定常流动现象的流动本质作了详细的介绍和补充理论求解需要的数学和力学知识外，同时有意识地强调和介绍一些实验研究的方法和测试手段以及防止非定常流动现象出现的工程方法与其流动机理。本书共分八章；前三章为非定常流动现象的分类、各自流动特点、影响因素、对叶轮机的危害以及试验研究结果与获得的一些成果。第四、五章是求解非定常流动特征参数的一些理论方法及必需的数学、力学知识。第六章为非定常流动气体参数的动态测试方法及数据整理方法。第七、八章是具体航空动力装置上非定常流动现象的分析和防止这些现象出现的工程方法及其流动机理。

为了加深内容的理解，附有少量的思考题和练习题供读者作自我检查。读者在阅读本书时需要有一定的工程热力学、气体动力学和发动机原理等课程的基础知识。它是高等院校流体机械、叶轮机械、航空动力机械等有关专业的教学参考书，也可供从事这方面工作的工程技术人员参考。

由于作者水平有限和时间匆忙，书中难免有欠缺和谬误之处，望读者批评指正。

作者于北京

1988年12月

目 录

前 言

第一章 绪 论

第二章 叶轮机械非定常流动的特点及其分类

- § 1 旋转分离 (或称旋转失速)现象 (4)
- § 2 叶轮机械的喘振现象 (10)
- § 3 叶轮机械的颤振现象 (14)

第三章 不稳定流动现象的试验研究

- § 1 在叶栅风洞 (平面叶栅或环形叶栅)上进行的旋转失速研究 (18)
- § 2 在单转子设备上进行旋转失速现象的试验研究 (18)
- § 3 在单级和多级压气机上进行的旋转失速现象的研究 (21)
- § 4 进口畸变对压气机不稳定工况的影响 (28)

第四章 非定常流流体力学基础

- § 1 矢量分析 (39)
- § 2 描述流体运动的两种方法, 质点导数 (51)
- § 3 速度分解定理 (54)
- § 4 流体运动的基本方程 (58)
- § 5 涡旋运动基本理论及运动方程 (69)

第五章 叶轮机械非定常流动现象的理论分析和某些特征参数的求解方法

- § 1 用小扰动理论描述旋转失速工况下的流动状况和求解旋转失速的特征参数 (86)
- § 2 用涡旋理论来描述旋转失速工况下的流场并求解其流场和特征参数值 (90)
- § 3 多级压气机非定常流动的流态判别准则及其特征参数 u_c (分离失速区的旋转速度)的求解方法 (110)
- § 4 叶轮机械中旋转失速工况的预示研究 (116)
- § 5 叶轮机械中颤振的预示研究 (144)
- § 6 三维失速机理的建立 (152)

第六章 叶轮机械中非定常流动气体参数的测量和数据整理方法

- § 1 动态参数测量要求 (155)

§ 2	旋转失速工况下分离失速区数目及旋转速度的测量方法·····	(157)
§ 3	旋转失速工况下转子前后各截面上基元级速度场的测定 和数据整理方法·····	(158)
§ 4	颤振发作时叶片振幅的测量方法·····	(162)
第七章 在燃气涡轮发动机上压气机不稳定工况的分析		
§ 1	压气机和其它部件共同工作简述·····	(166)
§ 2	多级轴流压气机装在涡轮喷气发动机上所产生的不稳定工况分析·····	(167)
第八章 多级轴流压气机特性改善的工程方法		
§ 1	气动设计方面的措施·····	(173)
§ 2	增设可调机构方面的措施·····	(177)
参考文献 ·····		(182)

第一章 绪 论

一、序 言

一九四五年英国在进行离心式压气机实验时首先发现了旋转失速（旋转分离）现象。它的出现引起了学术界的很大兴趣，进行了大量的实验和理论探讨，研究这种非定常流动现象的流动本质。随着轴流式压气机的发展和增压比 π_k 的不断提高，旋转失速等不稳定流动现象成为大家重视的研究对象。它的存在，在一定时间内阻碍了轴流压气机的发展。世界各国许多流体力学和叶轮机学者进行了大量的实验研究来了解这种流动现象的机理，并在这基础上进行了理论分析。最初，力求通过这些研究工作来预示或避免这种不稳定流动现象的产生。但随着大量的实验研究工作的开展，发现这种不稳定的非定常流动现象本身是很复杂的，它是三维的非定常的分离流动，而且影响因素种类繁多，所以想完全从理论上解决没有达到预想的目的。但是经过大量的实验研究和理论分析，对不稳定工作状态下气体流动结构有较为深入的了解和认识。因此对用工程方法来避免不稳定流动现象的出现起了指导作用。例如，旋转导向叶片的采用，中间级放气装置的应用，双轴转子、三轴转子及其它一些方法（可变弯度导流叶片、进口鱼鳞片、机匣处理、防叶片颤振的凸台，串针等方法）在工程上的应用。这些有效的防止旋转失速、喘振、颤振发生的工程方法逐步的实际采用，满足了航空压气机当时发展的需要。

二、研究压气机不稳定流动现象的重要性

旋转失速、喘振等不稳定流动现象的存在对压气机和发动机工作会造成严重的恶果。它不但使发动机性能（推力、经济性）大为恶化，而且更严重的是它会引起发动机的突然熄火，或引起压气机叶片剧烈振动以致叶片断裂而造成整台发动机的损坏。在早期凡属压气机故障造成全台发动机毁坏的约有半数以上是由于压气机进入不稳定工作状态引起的。目前从我国涡喷六发动机的现场使用事故调查中^[1]，压气机部件故障占43.3%，其中压气机叶片裂纹折断为全部发动机故障的16.3%。而高温部件（燃烧室、涡轮）烧伤裂纹掉块仅占14.7%。压气机叶片裂纹折断故障中，以铝叶片裂纹折断为最多，一般在前几级——二、三、四、五级中，以第三级叶片折断为最多。也曾出现过后几级钢叶片折断的事故。从1963~1974年期间共发现折断叶片一百多片，有10起是在外场使用时折断的，造成一、二等重大事故。这些事实说明：压气机不稳定流动是叶轮机械安全可靠运行的主要障碍。后几级钢叶片存在折断故障说明末几级同样会出现旋转失速现象。这种失速现象一般是突变型旋转失速，气动激振力强。如果叶片自振频率和气动激振频率吻合，就会造成叶片折断。在强五飞机上发生过几起第一级钢叶片折断事故。折断事故一般是由扭转弯曲振动引起叶片共振而发生的。这就说明旋转失速引起周期性的气动激振力是叶片折断的基本原因。

三、不稳定流动现象的分类

压气机的不稳定流动现象一般可以分为两大类：第一类为单纯的气动现象，这时叶片振动单纯是由气动力的周期变化引起的，这种周期性变化的气体流动现象一般又可分为旋转失速和喘振二种；另一类不稳定流动工作状态是叶片的颤振现象，叶片以自振频率进行机械振动，同时存在周期性的气动力的变化。这类组合振动会引起叶片应力的急剧增加，造成叶片断裂。这种现象通常称为叶轮机的气动——弹性不稳定流动现象。这类流动现象一般发生在相当长的风扇叶片或展弦比较大的尖薄叶片中。

旋转失速（或称旋转分离）现象和喘振现象之间有相当大的区别，其物理流动模型各不相同，而且产生这些现象的条件也不一样。早期由于对叶轮机中的不稳定流动工作状态认识还不够深刻，而且也缺乏完美的测试手段，因此常常把这两种现象混为一谈。直到目前，在技术书籍和文献资料中还往往把压气机特性线上的不稳定工作状态边界线说成喘振边界线或失速边界线。而实际上，它是压气机不能稳定工作的边界线。在这条边界线的左上方的所有工作状态都是压气机运转过程中不允许发生的工作状态，否则会造成严重的故障。这些工作状态可能是喘振现象，也可能是旋转失速现象，亦有可能是喘振和旋转失速的混合型不稳定流动现象。

旋转失速和喘振现象之间的区别大体可归纳为：

1. 喘振时，气流脉动的方向沿压气机的轴线方向；而旋转失速时，气流的脉动沿压气机的周向传播。

2. 喘振时流过压气机每个横断面的气体流量是随时间变化的，因而这时压气机所需要的功率和压气机的转速是脉动的；而旋转失速工作状态时，流过压气机各个横断面上的气体流量是不变的，因而压气机的转速也是稳定的。

3. 喘振时（单纯型）流场一般是轴对称的；而旋转失速时流场一般不可能是轴对称。

4. 喘振时气体微团的振动频率和振幅主要取决于流路的容积特性，例如流路容积的大小，流路内气体蓄能的大小等；而旋转失速时气流的脉动频率和振幅与上述这些参数关系不大，而主要取决于压气机的转速，同时也取决于叶片排的几何参数和气动参数。一般说来，喘振时振动频率较低，而旋转失速时振动频率较高。

实验证明，当出现旋转失速现象时不一定伴随有喘振现象。在航空发动机上，由于整个流路容积不大，当低转速时，压气机的增压比不大，流路内气体的压力能（蓄能）不高，所以不稳定工作状态一般以单纯的旋转失速现象出现。随着转速增高，流路内的压力能量增大，压气机的不稳定工作状态逐步会以旋转失速开始发展为旋转失速和喘振混合型的不稳定流动现象，甚至会出现喘振现象。

以一台离心增压器的实验为例，如果在出口处直接加一个节流阀，在这种试验情况下，关小节流阀使增压器的流量减小，即使在很低的流量下都不会产生喘振现象，只产生旋转失速现象。如果在离心增压器出口处连接一个大的容积箱，并在容积箱出口加一个节流阀，那么当关小节流阀使流量减少到某一定程度时，就会在进口处清楚地看到气流沿轴向脉动的喘振现象。

四、研究叶轮机机械非定常流动的目的

研究非定常流动现象的主要目的是了解压气机不稳定工作状态下气体流动的基本规律，并从以下三方面进行研究以防止不稳定工作状态造成发动机事故。(1) 在大量的实验研究的基础上提出合理的物理流动模型，从而可以用理论计算的方法比较准确地求得不稳定工作状态下气流脉动频率（激振频率）和气动激振力的大小。如果叶片的结构设计能使叶片的自振频率远离该激振频率，就能防止叶片的共振，避免造成叶片断裂。(2) 寻找各种防止不稳定工作状态发生的工程方法——“防喘”措施^①。寻找和设计能推迟不稳定工作状态出现的叶型，使压气机有较为宽广的“喘振裕度”^②。(3) 寻找预示旋转失速等不稳定流动现象产生的准则，因而能预报失速的产生。

五、研究方法概述

最后还值得提一下叶轮机机械不稳定流动现象的基本研究方法。不论是工程科学还是基础科学，其研究的步骤一般均可分为四个阶段：

1. 在实验（践）的基础上找出现象的主要部分，影响流动现象的主要因素。
2. 建立理论模型。
3. 推理计算。
4. 实验验证，或大量的实际应用考验。

每一个工程科学研究课题的最终解决都必须完整地经过上述的四个阶段，否则还不能认为研究已经终结或研究获得最后成果。象下面要讲到的旋转失速现象，已经进行了三十多年大量的实验和理论研究。它的研究方法基本上与上述的步骤相同。这种现象是在压气机或增压器的实际使用中发现的，随着压气机性能的不断提高，这种现象的严重性越显得明显和尖锐，因此引起科技界的重视，进行了大量的实验研究，探讨现象的流动本质并找出其主要影响因素；并在此基础上试图建立一个比较符合现象本质的理论模型，然后进行推理、假设、计算；最后进行理论计算结果和实验数据的比较；评定它的可用性和实用性，以及大量的实际应用考验。但由于现象比较复杂，影响因素繁多，因此这方面的研究，至今还没有取得圆满的成果，在实际应用上还需要依赖实验结果和经验公式来解决工程实际问题。

思 考 题

1. 试述不稳定流动现象出现对叶轮机机械运行有哪些危害。
2. 叶轮机机械中不稳定流动现象有哪几类？并论述各种不稳定流动现象的流动特点。
3. 试论述产生喘振现象的充分和必要条件。
4. 研究叶轮机机械非定常流动的目的何在？
5. 试论述实验（实践）对科学技术发展的作用。

^①，^② 这里延用了惯用的术语“防喘”和“喘振裕度”，其确切含义应分别为“防止不稳定工作状态”和“稳定工作状态裕度”。

第二章 叶轮机械非定常流动的特点及其分类

§1 旋转分离（或称旋转失速）现象

当压气机转速保持不变而空气流量减少时，就会引起叶片攻角增加。空气流量减少到一定程度就能观察到压气机内的非定常流动现象。此时压气机发出低沉的隆隆声并且振动增大。其流动特点是在一部分叶片槽道内气体流动速度比稳定工况时流动速度要低得多，甚至会出现倒流。这个低速流动区一般称之为失速分离区。它以某一旋转速度 ω 沿动叶转动方向传播。这种流动现象是压气机中最常见的一种不稳定工况——旋转失速现象。旋转失速时在动叶——工作轮后测得的速度分布如图2-1所示。

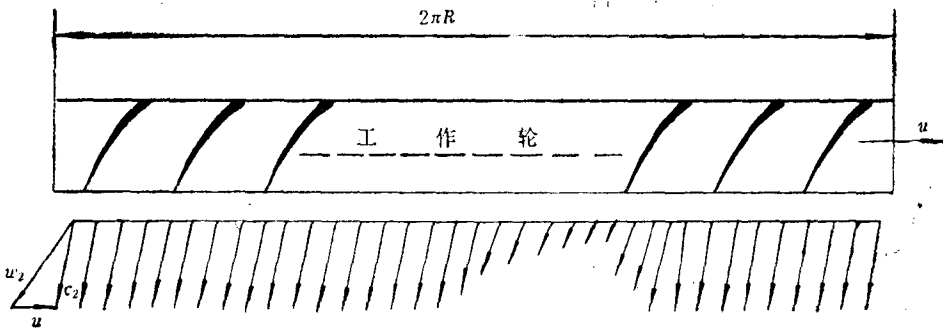


图2-1 旋转失速工况下工作轮后的速度分布示意图

一、旋转失速流动机理

分离失速区相对于叶片排旋转的原因可以作如下解释：当压气机空气流量减少而使叶片排进气攻角增大到一定程度时，因为来流中的扰动或叶片排的加工误差，促使某几个叶片比其余叶片首先产生绕流分离。由于气流分离，流动损失增大，静压升下降，不能再保持这几个叶片周围正常的气体流动。这就产生了如图2-2中阴影部分所示的明显气流堵塞或流量减少的区域。这个受阻滞的气流区使周围的流动发生偏转，从而引起左方相邻叶片进口气流攻角增大，并造成分离。与此同时，右方相邻叶片的进气攻角则减小并解除分离，因而分离区相对于叶片排向转子旋转的反方向移动。分离区可以包括几个叶片通道。分离区的大小和强弱取决于空气流量节流程度和叶片排的几何参数。通过实验观察到分离区相对于动叶的移动速度低于动叶的旋转速度（移动速度）。因此，分离区相对于绝对坐标系是沿动叶旋转方向移动的。通过对分离区移动机理的分析，可以看出不论叶片排是静止的或是转动的，都会产生旋转失速现象。从实验研究中也确实观察到在平面叶栅风洞或环形叶栅风洞中都会出现叶轮机械中常见的非定常流动现象——旋转失速现象。

由于分离区以一定的速度传播，使每个叶片承受周期性的气动负荷。这周期性气动负荷给叶片一个周期性激振力。如果只有一个分离区，它的激振频率就是分离区的旋转频率。若激振频率与叶片的自振频率相吻合，就会使叶片产生共振，可能造成叶片折裂损坏。因此，在研究旋转分离现象时，分离区的旋转速度是它的重要特征参数之一。只要能确定分离区的旋转速度和分离区的数目，就能够为压气机叶片结构设计提供避免发生叶片共振的参考数据。

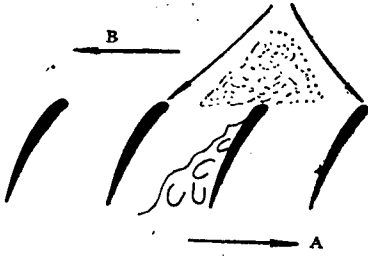


图2-2 分离区传播示意图

- A——叶片旋转方向；
- B——分离失速区传播方向（相对于叶栅）

二、旋转失速现象的分类

根据试验研究观察到的流动特征和性能参数变化情况，旋转失速现象基本上可分为两大类：渐进型和突变型。此外，在旋转失速现象发展过程中还能出现一种称之为“乱分离”的失速现象。这种现象往往出现在旋转失速发生之前，或是发生在二类旋转失速转化过程中。

在多级压气机的前几级，或轮毂比 \bar{d} 比较小的单级压气机中，由于叶片较长，一般首先出现渐进型的旋转失速现象。分离区大多首先出现在叶尖处（在个别的压气机中，首先出现在叶根处。视叶片形状和设计工况下扭向规律而定）。然后随着流量逐步减少，分离区数目逐步增加，分离区范围逐步向叶高方向扩展。图2-3中给出了典型的级特性。由图可见，当出现不稳定流动的旋转失速工况时， $\bar{H} = (p_2^* - p_1^*) / \rho u^2$ 随空气流量减少而逐渐下降。在图2-3右面给出了叶片根、中、尖三截面上流量（密流）随时间的变化曲线。在叶尖处，空气流量的脉动很大，而在叶根处空气流量则基本上不随时间变化。这说明旋转失速首先出现在叶尖处。随着流量的进一步减少，分离区的数目逐渐增多（最多可达十多个，但随着分离区数目的增多，其模型的稳定性减弱。在同一节流流量下，分离区数目往往随时间可增加或减少一、二个）。分离区的范围也逐渐向叶根方向发展，增压比也随着进一步降低。根据实验结果，渐进型旋转失速现象有以下几个特点：①增压比随流量的减少而逐渐下降，等转速线上没有间断点；②分离区数目随空气流量减少而逐渐增加，并分离区向叶高方向的范围逐步扩展；③分离区旋转速度不随分离区数目的增加而变化。

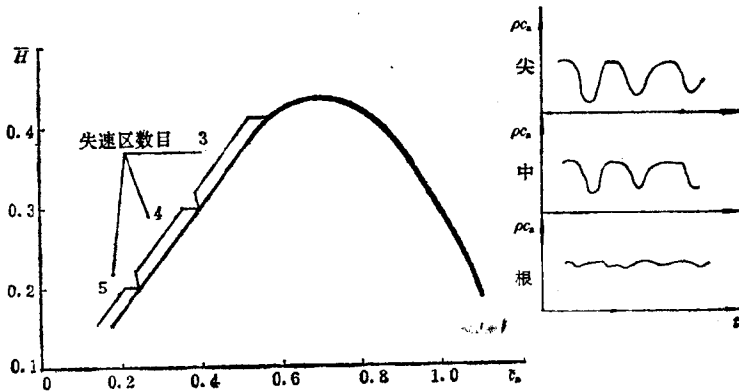


图2-3 具有渐进型旋转失速工况的压气机级特性和叶根、中、尖处的密流随时间变化曲线

在大轮毂比的压气机级中，当流量减少到一定程度时，往往出现在整个叶高上分离的旋转失速现象。这是一种突变型的旋转失速。在突变型的旋转失速情况下，分离区数目一般不会太多。只有一个或二个。图2-4给出了发生突变型旋转失速的压气机特性。由图可见，当发生突变型旋转失速时增压系数 \bar{H} 急剧下降，在等转速线上有间断点。特性线明显地分为右上支和左下支，并且出现迟滞现象。这种现象就是：在减少流量使压气机出现旋转失速时，压气机的等转速特性线从右支的A点直接跳到左支的B点。为了使压气机退出旋转失速工况，打开节气阀增大流量，当流量增大到相应于B点的流量时，压气机内的旋转失速现象仍然继续存在。只有在更大的流量，即相应于图2-4中的C点以后，旋转失速才

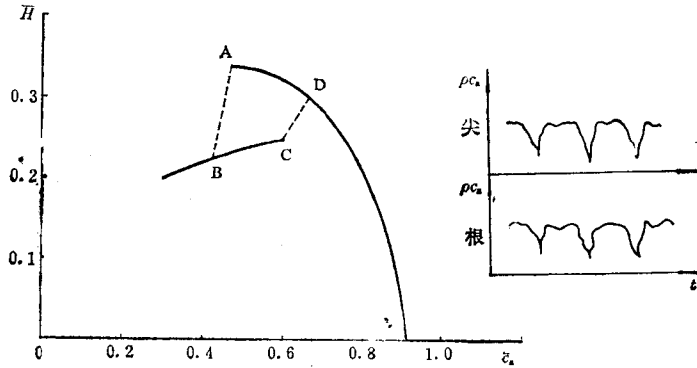


图2-4 具有突变型旋转失速工况的压气机级特性及在叶尖、叶根处密流随时间的变化曲线

消失。这时工作点从特性线的左下支C点跳到右上支的D点。压气机重新恢复稳定工况。这种迟滞现象和物理学上的磁滞归线相类似，它是突变型旋转失速的一个特征现象。

在突变型旋转失速工况下，叶片所受的气动激振负荷要比在渐进型旋转失速工况下所受的气动激振负荷大得多，压气机振动也大。所以，它是一种更危险的不稳定流动工况。压气机应当避免在这种工况下运转。在严重的突变型旋转失速现象中，分离区内会出现气体的倒流。其流动图案如图2-5所示。这不仅使叶片所承受的交变气动力增大，从而容易引起叶片断裂，而且由于压缩增温后的气体通过叶片排倒流到压气机进口处，又一次经过叶片

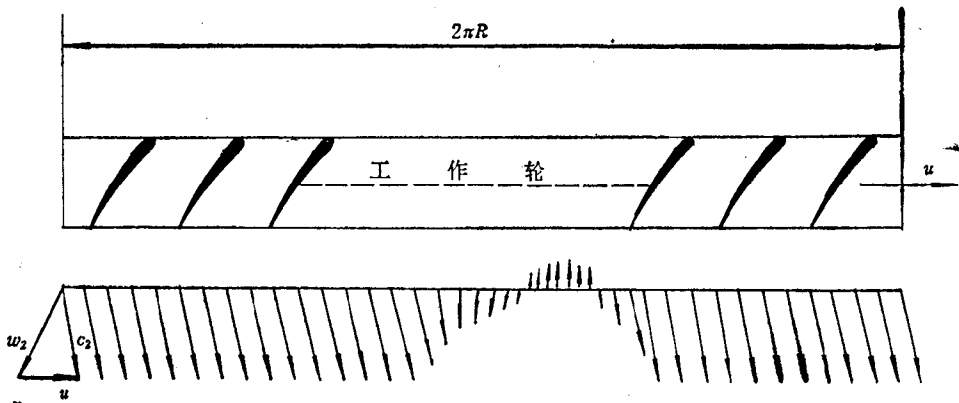


图2-5 在具有倒流的突变型旋转失速工况下转子出口截面处的速度分布图

排再一次压缩增温，这样反复往来的气流使压气机中某些区域的温度大大地增高，特别是加功量大的级中，这种气流升温会使叶片烧蚀造成严重事故。在多级压气机中，由于后几级产生突变型旋转失速，尤其带有大容腔的加力燃烧室，突变型旋转失速可能成为引起全台压气机强烈喘振的重要因素。

在中等轮毂比的压气机中，当空气流量逐步减小时，首先会产生渐进型旋转失速工况，随着流量进一步减小在压气机内会产生突变型旋转失速现象。图2-6表示在等转速下节流进气流量的过程中出现二种不同类型旋转失速现象的单级压气机的典型特性。

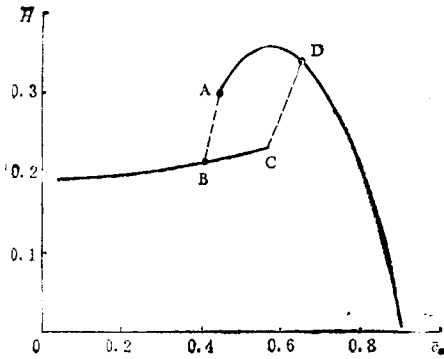


图2-6 中等轮毂比单级压气机特性曲线

在叶片的叶型弯角 θ 比较小的压气机级或单转子中，逐渐减少流量时，在产生旋转失速工况之前，在一个相当宽的流量节流范围内（图2-7，A至B段）动叶后产生脉动压力增大的现象，每个叶片上均存在分离，但不形成旋转的分离失速区（团）。此时的平均级压比基本上不减少或减少甚微。这种流动现象称之为“乱分离”现象。乱分离工况下的压力脉动示波图和特性曲线表示在图2-7上。在这种工况下压气机运行的声响比稳定工况下有所增大，声音变尖，但比旋转失速工况下的声响要温和。应当指出，这种乱分离现象仅在叶型弯角很小的压气机转子中才能发现。在叶型弯角大的压气机转子中很难出现（甚至可认为不可能出现）这种乱分离现象。在研究叶型弯角对旋转失速现象的影响试验中发现的这种流动现象对今后推迟旋转失速产生的研究工作会有一定的指导意义。因为这种乱分离现象不会给叶片以周期性的气动激振力，因而叶片断裂或疲劳断裂的可能性大为减小。在英美的文献资料中也曾说及到：在旋转失速的发展过程中以及在旋转失速类型转变的过渡过程中也出现这种流动现象。

从发动机使用的观点，可以把发动机的不稳定现象分为可自行恢复的失速现象和不可恢复的失速现象即“悬挂失速”（Stagnation Stall）二种。悬挂失速现象的出现会引起严重的后果。美国F100发动机由于出现悬挂失速来不及采取紧急措施造成F-15和F-16飞机的毁机事故^[2]。悬挂失速是一种压气机的失速现象。这种失速现象本身与压气机进行单独研究时出现的突变型旋转失速是相一致的，它们之间的不同处在于进行压气机部件试验时，压气机所需的动力是单独供给的，只要改变动力装置功率或减低出口反压就能退出失速工况。而在发动机上，压气机的动力由涡轮提供，而涡轮是被先在压气机内增压的空气，然后在燃烧室中加热形成的燃气驱动的。因此，涡轮的功率在很大程度上决定于压气机增压比的大小和效率的高低（当尾喷口面积和 T^* 不变时）。当压气机内出现突变型旋转失速时，其增压比和效率急剧下降，因而使发动机推力下降，涡轮的功率下降（即转速下降）。此时，如果加大供油量，涡轮的富余功率基本上不增加或趋于零，不能使发动机的转速增加。这样，压气机也就无法退出失速状态。如果不关车，就会使发动机部件过热烧蚀或由于失速振动时间过长而使叶片断裂。

近年来，美国F100发动机在外场使用中经常出现悬挂失速，在发生前没有明显的预

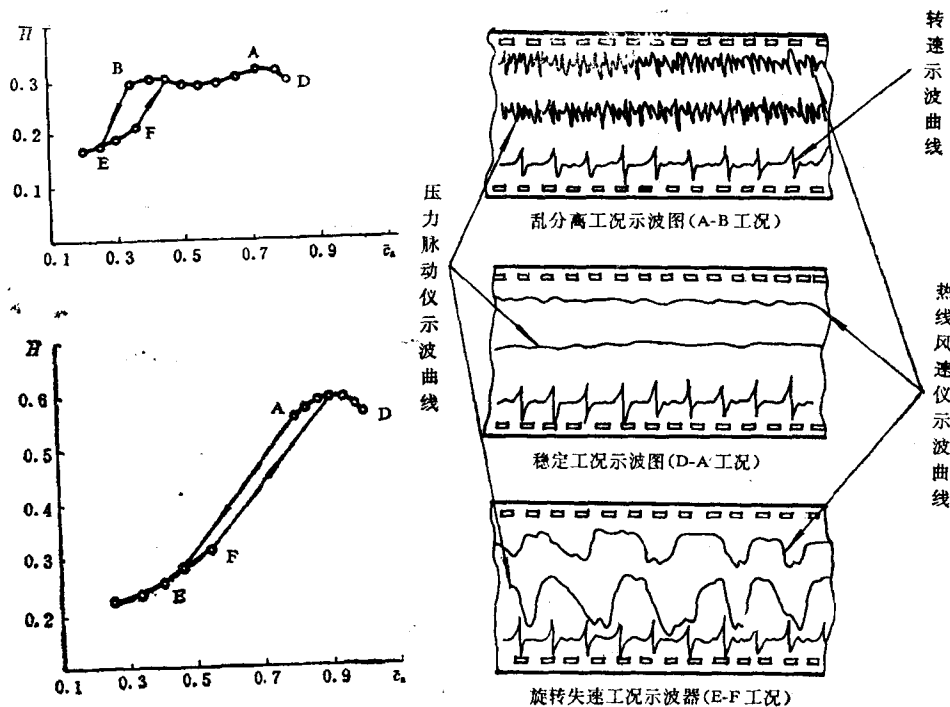


图2-7 压气机特性曲线上不同工况下对应的压力和速度值随时间变化的示波图

兆,因此很难预估或防止。到目前为止,装有F100发动机的F-15飞机中发生了15次严重事故。根据累积的飞行试验资料,在F-15和F-16飞机上产生发动机悬挂失速的区域经常出现在飞行包线的左上角,即高空低速区。在该区域内,加力燃烧室不易起动,而且难以保存稳定燃烧。因此会产生点火不及时或有时熄火的现象。有时还会由于主燃烧室来的高温燃气使富油混气自爆点燃引起加力燃烧室内的压力脉动。这种压力脉动通过外涵管道传至风扇和高压压气机进口,引起风扇和高压压气机的失速,特别是高压压气机内的突变型失速。据报道F-100发动机大约有四分之三的悬挂失速是这样引起的。另一个原因是当飞机以大的飞行攻角爬升时,由于F-16飞机的重心在气动力中心之后,产生一个上仰力矩,促使飞机攻角超过 90° ,这就引起发动机进口严重的气流畸变而造成发动机悬挂失速。其它诸如尾喷管操作、燃油供给控制等亦能引起发动机的悬挂失速。

在悬挂失速状态下,发动机产生不稳定的气流脉动,推力下降,发动机本身振动增大。当驾驶员想用加大油门来消除这种不稳定流动工况时,但发动机推力却不见增加,而涡轮前温度不断升高,甚至会超过最大允许值。根据测量记录,低压涡轮进口燃气温度可超过 538°C ,然而转速却停滞不前。驾驶员碰到这种飞行状态时,必须迅速关闭油门,被迫进行空中停车。然后设法进行空中再起动力来消除悬挂失速。

在发动机使用过程中防止或减少悬挂失速的具体措施是:①延长风扇后的内外涵道的分流环。这是一项主要的改进。分流环一直延伸到离第三级风扇叶片后缘约10mm处。因为通过外涵管道进入高压压气机进口的加力燃烧室内的压力脉动是引起悬挂失速的主要原

因,所以加长内外涵道分流环长度能有效地降低悬挂失速的发生率。②改进燃油调节系统。整体式燃油调节器中有一个自动燃油供应滞迟装置,用于减少加力燃烧室接通或切断加力状态时的压力脉动值。③修改发动机电子调节系统(实际上这是一个电子计算机),使它能精确地调整涡轮的温度、转子转速、压气机静止叶片的角度。此系统感受的讯号是失速即将发生时的高压压气机转子转速 n_2 和风扇排气温度 T 与其正常值的比值。发动机电子调节系统将信号输送给整体式燃油控制器中的“火箭火焰”(Rocket Fire)函数器,它能及时降低燃油流量,改变可调静子叶片的安装角和增大尾喷管喷口面积来降低风扇的反压以解除即将产生的失速。

除上述三项改进措施外,为了在万一出现悬挂失速被迫空中停车时,保证再起动的可靠性,采用了气动雾化喷油的燃气涡轮起动机。它能在6 000m以下的高度把发动机转速带到25%额定转速,从而改善了发动机起动机性能。

三、旋转失速现象的特征参数

表示旋转失速现象的特征参数有:分离失速区的旋转速度 u_s ,分离失速区的区数 N_s ,分离失速区的宽度 l_s ,分离失速区的强度以及旋转失速的类别等。

影响这些特征参数和旋转失速发展过程的因素是很多的。一部分是压气机的几何参数,包括叶片的安装角 γ 、叶型弯角 θ 、叶片排稠度 $\tau(b/l)$ 、叶型、叶片沿径向的扭向规律、叶片排之间的轴向间隙和轮毂比 \bar{d} 等。另一部分则是压气机的气动参数,它包括气流进气攻角 i 、进口气流的紊流度、进口压力和温度畸变、空气流量节流的动态过程(俗称节流速率),甚至环壁附面层、雷诺数以及流程容积大小和蓄能多少等也能影响旋转失速的发展进程。

由于影响因素种类繁多,可能还与随机因素有关,因而要想建立旋转失速特征参数和压气机的几何参数和气动参数之间的定量关系,目前还是一个非常困难的课题。但经过大量的实验研究还是得到一些规律性的结果。例如:

1. 分离失速区的旋转速度 u_s 正比于动叶旋转的圆周速度 u (在叶栅风洞中研究旋转失速时不用这比值,而是用 u_s/c_{1u})。
2. 分离失速区的宽度反比于压气机节流时的空气流量。
3. 在出现渐进型旋转失速时,分离失速区的旋转速度与分离失速区的区数无关。
4. 在出现突变型旋转失速时,压气机等转速特性线上有间断点,并在等转速特性线上出现消除失速时的流量大于产生失速时流量的迟滞归线。
5. 当减小动叶、导流叶片、整流叶片之间的轴向距离时,分离失速区的旋转速度下降。
6. 在出现突变型旋转失速时,能够观察到气体从后排叶片向前排叶片流动的倒流现象。

在部分实验研究中还得到以下结论:

1. 当减少叶片的相对稠度时,就不产生多个分离失速区的渐进型旋转失速现象。这意味着可能存在着一个稠度极限值,当小于这个极限值时就不会产生旋转失速现象。
2. 安装角 γ 的大小对分离失速区的旋转速度影响不大。
3. 进口导向叶片的存在,以及导向叶片与动叶片之间的轴向距离对旋转失速现象的发

展和它的特征参数有较大的影响。

4. 相对轮毂比 \bar{d} 对旋转失速现象的发展有很大的影响。

四、进行旋转失速现象研究的试验设备分类

为了阐明旋转失速现象的发展过程,及其特征参数之间的相互关系,在世界范围内进行了大量的实验研究。实验研究的设备是多种多样的。为了便于了解实验设备的情况,分类列举如下:

1. 在平面叶栅和环形叶栅上研究旋转失速现象的有:文献〔3〕作的环形叶栅风洞试验;文献〔4〕和〔5〕进行的平面叶栅风洞试验。这些试验证实了分离失速区移动的机理和方便的测得了分离失速区的形状。近几年美国摄制了流体力学示教电影,把在平面叶栅中发生的旋转失速现象的气体流动结构摄制成影片进行形象教学。

2. 在单转子或不带进口导流叶片排的单级压气机试验台上进行旋转失速现象研究。文献〔6〕,〔7〕,〔8〕,〔9〕都做过单转子试验;文献〔5〕,〔9〕,〔10〕,〔11〕等做过单级压气机的旋转失速现象实验研究。这些文献的作者从各种不同的角度来研究旋转失速现象:有些研究压气机几何参数和气动参数对旋转失速现象的影响;有些研究旋转失速现象发生发展过程及其规律;有些研究失速产生前后气体绕流叶片的流动情况,希望由此预示旋转失速的发生。

3. 在带有进口导向叶片排的单级压气机试验台上进行旋转失速研究的有文献〔12〕,〔13〕,〔14〕,〔15〕,〔16〕,〔17〕和〔18〕等。单级压气机试验除进行上述第二类设备的试验项目外,还进行进出口叶片排之间轴向距离、进口预旋对旋转失速现象影响的研究。

4. 在多级压气机试验台上进行旋转失速现象研究的有:三级短叶片压气机试验研究〔19〕,五级跨声速压气机试验研究〔20〕。它们除研究旋转失速在多级压气机上的发生发展过程外,还研究特性的多值性,不同工况(转速)下前后级流动情况变化规律等。

应该指出,上述大量试验设备中仅有一、二个试验台是进行高速压气机的旋转失速现象研究的。其余绝大多数进行低速(不可压)的机理研究。高速不稳定工况试验研究有一定的破坏性,试验和测试技术难度也较大。目前国际上虽然仍有不少研究者还在对低速旋转失速现象进行更仔细的研究,但是多数研究人员转向研究进口畸变对压气机性能(包括旋转失速性能)的影响。另一方面,一些研究人员主张进行高转速下旋转失速现象的研究,其主要目的是想探索压缩性、冲波结构、冲波和环壁及叶片表面附面层之间的相互干扰等因素对旋转失速性能的影响,期望能获得更加符合实际流动的物理模型,以便最后从理论上预示压气机中不稳定工况的发生和预估其特征参数数值的大小。

§2 叶轮机械的喘振现象

喘振是指气体微团的压力、速度、温度等物理量的脉动沿压气机的轴向方向传播,此时进入压气机的空气流量在每一个流程截面上均随时间而变化。喘振现象的产生不仅和压气机本身的气动参数和几何参数有关。而且和整个压气机流程的容积有关。喘振的气流脉动频率直接取决于容积的大小,容积越大则脉动频率越低。喘振现象的严重程度还与压气机流程内气体的能量大小(蓄能)有直接关系。因此,高增压比的压气机中一旦发生喘振

现象,有可能把整个机器毁于瞬间,它的破坏能力亦大。

从流动的物理本质来分析,虽然旋转失速和喘振是二种并不相同的不稳定流动现象,但是二者在压气机不稳定工况发展过程中有密切的联系。我们认为旋转失速现象是喘振现象的前奏和重要的起因。但并不能认为产生了旋转失速现象后一定会出现喘振现象。喘振现象的产生还有其它一些充分条件。

一、对喘振流动现象的物理解释

在产生旋转失速后,当压气机的进气流量进一步减小时,压气机流程内某一级或某几级内的涡流区扩大,把大部分或全部叶片槽道堵塞住,这时前面的气体流不进来,于是使进入压气机的气体流量瞬时中断。但与此同时,由于压气机的动叶继续转动,后面各压气机级继续鼓风,促使中间级流道内造成“相对负压”,使前面几级的涡流区吸到压气机末端,这样迎面的空气又进入压气机内。但这时进来的气流轴向速度 c_{1a} 仍然小于设计值很多,因此在叶背上又重复发生分离和出现涡流区。这样,在压气机的工作过程中,就出现了流动、分离、中断、然后再流动、再分离、再中断周期性的基本上沿轴向的气流脉动现象。这种气流脉动能引起压气机转速和功率不稳定。上述这种流动现象就是压气机的喘振。当压气机发生喘振时,机体剧烈振动,排气温度升高,发动机转速不稳定,甚至会熄火自动停车,若不立即退出喘振,会引起压气机叶片、涡轮叶片和燃烧室部件振裂或高温烧蚀,造成重大故障。因而在发动机整个工作过程中是不允许压气机出现喘振现象。尤其是具有高增压比压气机的发动机,喘振的破坏性更为严重。

二、喘振现象的分类

根据喘振前和喘振过程中存在旋转失速现象,以及喘振时气流脉动的强弱,可以把喘振分为以下两种^[21]:

1. 突变失速型喘振

举下列实验为例来说明这种喘振现象。实验是在一个十六级亚音速轴流压气机上进行的,实验转速为设计转速的50%。压气机试验台包括一个大的进气稳压箱和一个大容腔的出口排气收集器。喘振时的压强和流量脉动如图2-8所示。图注符号: Δp_0 ——在失速边界点上压气机的总压升; $(\Delta p_0)_2$ ——由于喘振引起的出口总压脉动的波幅; p_1 ——压气机进口处的总压; $(\Delta p_0)_1$ ——由于喘振引起的进口总压脉动的波幅; $\Delta \rho V / \rho \bar{V}$ —— ρV 脉动波幅除以由风速仪测得的密流平均值。由图可见喘振时气体参数脉动频率比只存在旋转失速时的气流脉动频率低得多,约为1Hz左右。由于存在着大的流程容腔,所以不稳定工况一般是以带有突变型旋转失速的喘振现象出现的。这时空气流量和压强的脉动比较大,压气机的振动也大,一般能使压气机遭到破坏性的损坏。

当压气机试验台的流程容积很小时,在50%设计转速之下没有观察到喘振现象。根据测得的示波图可以得知此时存在着突变型旋转失速。这时之所以不发生喘振,是因为流程容积不大,出现突变型旋转失速以后,气体压强在流程内能较快地得到调整,促使压气机内轴向的流量脉动减弱,或者不发生纵向脉动。

2. 渐进失速型喘振

渐进失速型喘振也是一种气流有轴向脉动的流动现象,但是在压气机特性线上没有引