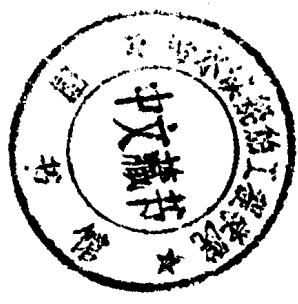


74113.1
Y08

277430

高速旋转机械振动

晏砺堂 朱梓根 李其汉 等著



国防工业出版社

致 读 者

本书由国防科技图书出版基金资助出版。

国防科技图书出版工作是国防科技事业的一个重要方面。优秀的国防科技图书既是国防科技成果的一部分,又是国防科技水平的重要标志。为了促进国防科技事业的发展,加强社会主义物质文明和精神文明建设,培养优秀科技人才,确保国防科技优秀图书的出版,国防科工委于1988年初决定每年拨出专款,设立国防科技图书出版基金,成立评审委员会,扶持、审定出版国防科技优秀图书。

国防科技图书出版基金资助的对象是:

1. 学术水平高,内容有创见,在学科上居领先地位的基础科学理论图书;在工程技术理论方面有突破的应用科学专著。
2. 学术思想新颖,内容具体、实用,对国防科技发展具有较大推动作用的专著;密切结合科技现代化和国防现代化需要的高新技术内容的专著。
3. 有重要发展前景和有重大开拓使用价值,密切结合科技现代化和国防现代化需要的新工艺、新材料内容的科技图书。
4. 填补目前我国科技领域空白的薄弱学科和边缘学科的科技图书。
5. 特别有价值的科技论文集、译著等。

国防科技图书出版基金评审委员会在国防科工委的领导下开展工作,负责掌握出版基金的使用方向,评审受理的图书选题,决定资助的图书选题和资助金额,以及决定中断或取消资助等。经评审给予资助的图书,由国防工业出版社列选出版。

国防科技事业已经取得了举世瞩目的成就。国防科技图书承担着记载和弘扬这些成就,积累和传播科技知识的使命。在改革开放的新形势下,国防科工委率先设立出版基金,扶持出版科技图书,这是一项具有深远意义的创举。此举势必促使国防科技图书的出版随着国防科技事业的发展更加兴旺。

设立出版基金是一件新生事物,是对出版工作的一项改革。因而,评审工作需要不断地摸索、认真地总结和及时地改进,这样,才能使有限的基金发挥出巨大的效能。评审工作更需要国防科技工业战线广大科技工作者、专家、教授,以及社会各界朋友的热情支持。

让我们携起手来,为祖国昌盛、科技腾飞、出版繁荣而共同奋斗!

国防科技图书出版基金
评审委员会

国防科技图书出版基金

第一届评审委员会组成人员

主任委员：冯汝明

副主任委员：金朱德 太史瑞

委员：尤子平 朵英贤 刘璋德
(按姓氏笔画排列)

何庆芝 何国伟 张汝果

范学虹 金 兰 柯有安

侯 迁 高景德 莫梧生

曾 铎

秘书长：刘璋德

前 言

随着工业的发展,旋转机械转速不断增加,性能不断提高。特别是航空燃气涡轮发动机,由于其转速加大,推重比不断提高,因而带来了零部件重量的减轻和负荷的增加。旋转机械的振动历来就是人们极为关注的问题。高速旋转机械的振动则尤其复杂,其研究工作更显得重要。近些年来,国内外学者纷纷对高速旋转机械振动中的新问题展开研究,并获得了很大的进展,取得了许多可喜的成果。本书将著者们近些年来在高速航空燃气涡轮发动机振动和减振方面的研究工作中取得的一些成果加以总结、精选,力图有助于读者进一步研究和设计高速旋转机械,以及进行故障排除。高速旋转机械还有许多新的振动和减振问题。例如主动控振就是广为研究的重要课题之一,由于国内研究成果尚不多,我们也尚在研究之中,故未包括在内。

本书以工程应用为主,涉及到的基础理论也尽量结合实际和应用。本书以介绍新颖内容为主,凡有关旋转机械振动和转子动力学文献中已有的内容,或不再作介绍,或仅在联系现有内容的基础上,着重介绍新的问题和新的处理方法。

本书第一章介绍的是高速旋转机械中两个比较特殊的问题——转子的热弯曲和弯曲转子的振动,以及带齿轮传动轴系的转子的弯-扭耦合振动问题。由于航空燃气涡轮发动机结构与工作条件不同于一般工业燃气轮机,而且不便采用盘车装置,因而转子的热弯曲问题有其特殊的内容和处理方法。对于航空发动机,从来都只是研究其转子的弯曲振动,且研究中不计齿轮轴系的影响。对航空燃气涡轮发动机也不研究其转子系统的扭转振动。据我们的经验,若仍按以往方法处理当前某些高速旋转机械,会造成很大误差。所以,我们把这两个问题提出来加以研究。

在许多新型高速航空发动机中,薄壁盘——鼓式转子和薄壁零件的应用,使得这类转子等的振动不能再单纯应用梁的弯曲理论来计算了。所以,在第二章中分析了盘、壳零件的振动问题。

关于间隙激振,包括篦齿(迷宫)式封气装置中的气动力激振,近些年来国内外研究得很多。但对于其中轴流叶轮偏心旋转引起的失稳力和稳定性问题,国外研究得不多,国内也尚未见有其他人研究过。而由于叶轮机的性能的提高,对这一问题的研究却变得越来越重要了。近些年来我们从理论和实验两方面研究了这一课题,本书第三章将加以介绍。

齿轮的振动以往都是指轮齿的振动,国内外对其研究得很多。而对整个齿轮的振动过去却未加以重视。随着高速、高负荷、轻型齿轮的应用,齿轮成块断裂的故障并不少见。由于工作的需要,近些年来我们先后进行过有关盘形锥齿轮和盘-壳复合形圆柱齿轮的振动特性和减振方法的研究,并取得了一些成果,现在把它们总结出来写成第四章。

挤压油膜阻尼器自60年代初在航空发动机上应用以来,发挥了很好的减振作用。它由于有重量轻、体积小、造价低廉、减振效果好等突出优点,曾在航空发动机中广泛应用。但是,在有较大不平衡量和高转速的情况下,油膜力随轴颈偏心率的变化呈高度的非线性,使得转子系统出现双稳态、非协调进动、“锁闭”及失稳等现象,给发动机带来严重的危害。为此,国际上纷纷研究改进的或新的减振技术。近些年来在电磁轴承主动控振方面研

究较多,并取得了很大进展,但短期内还难以在航空发动机上应用。我们在现有挤压油膜阻尼器基础上,研究出一种高效新型挤压油膜阻尼器——多孔环挤压油膜阻尼器。它不仅保留了现有挤压油膜阻尼器的所有优点,而且能克服其各种缺点,使转子系统能在具有更大的不平衡量和更高转速的情况下平稳可靠地工作。本书第五章介绍了这种高效新型阻尼器的基本原理,并与现有挤压油膜阻尼器作对比分析,介绍了它的优越的减振性能。

旋转机械的振动监视和故障诊断,是近些年发展的一门新兴的科学技术,受到国内外工程、技术界的广泛重视,并竞相研究。部分研究成果已在工业旋转机械中应用。高速航空发动机有其特殊的情况和要求,目前只在少数几种发动机中应用了部分振动监视和故障诊断技术。我国航空发动机领域还有待于大力发展这种技术。转子是发动机的主要激振源。转子系统由于它在高速、高温、高负荷下工作,因此,它不仅是容易发生故障的部件,而且一旦发生故障,其危害又特别大。为此,我们分别对故障转子的振动特征,以及航空发动机振动监视与故障诊断技术作了一些研究,并分别在第六、第七章总结介绍。

本书第一、三、四、五、六章由晏砺堂著;第二章由朱梓根著;第七章由李其汉著。张辉、洪杰、邱士均、张世平和岳国金分别参加了第一、三、四、五和六章的编著工作。由于编著工作时间匆促,加之作者水平所限,书中缺点、错误和不成熟之处在所难免,敬请广大读者批评指正。

著 者

于北京航空航天大学

建社四十周年献礼图书

目 录

第一章 两种特殊转子系统的动力特性分析.....	(1)
1.1 概述	(1)
1.2 转子的热弯曲和弯曲转子的动力特点	(2)
1.3 弯曲转子的临界转速及稳定性计算方法	(7)
1.4 热弯曲转子的动力特性计算问题	(10)
1.5 航空发动机防止转子热弯曲故障的方法	(11)
1.6 齿轮传动转子系统固有动力特性的计算问题	(12)
1.7 齿轮传动转子的结构形式和计算模型	(12)
1.8 齿轮传动转子系统弯扭耦合振动计算方法	(15)
1.9 齿轮传动转子系统固有振动算例	(19)
参考文献	(25)
第二章 高速旋转盘和壳形零件的振动	(27)
2.1 转动轮盘和壳体的行波振动特点	(27)
2.2 转动壳体振动的基本方程	(31)
2.3 转动壳体的应力和变形	(36)
2.4 转动壳体的自由振动	(39)
2.5 应用举例	(42)
2.6 航空发动机中某些盘壳零件振动设计	(44)
2.7 弹性厚壳的振动	(49)
参考文献	(60)
第三章 叶轮偏心旋转引起的失稳力和转子的稳定性	(61)
3.1 概述	(61)
3.2 叶轮偏心引起的自激力分析	(62)
3.3 叶轮偏心引起的转子失稳	(66)
3.4 失稳边界的确定法	(72)
3.5 压气机转子偏心旋转时失稳力与稳定性实验	(73)
3.6 进一步开展叶轮偏心失稳研究的建议	(84)
3.7 预防压气机叶轮偏心失稳的措施	(85)
参考文献	(85)
第四章 高速轻型齿轮体的振动	(86)
4.1 高速轻型齿轮的故障特点	(86)
4.2 盘形与筒形齿轮的固有振动特性	(89)
4.3 盘壳复合形齿轮的振动特性	(92)
4.4 齿轮行波共振分析	(94)

4.5 齿轮的调频方法	(98)
4.6 齿轮的减振方法	(105)
4.7 齿轮振动实验	(108)
参考文献	(112)
第五章 高效多孔环挤压油膜阻尼器	(113)
5.1 概述	(113)
5.2 多孔环挤压油膜阻尼器的基本原理	(116)
5.3 带同心型 PSFD 刚性转子系统的动力特性	(123)
5.4 带非同心型 PSFD 刚性转子系统动力特性分析	(150)
5.5 带同心型 PSFD 柔性转子的动力特性	(158)
5.6 多孔环的制造	(173)
参考文献	(174)
第六章 故障转子系统振动特征分析	(175)
6.1 概述	(175)
6.2 几种较有效的振动特征分析方法	(176)
6.3 转子碰摩故障振动特征分析	(180)
6.4 支承不对称转子系统振动特征分析	(182)
6.5 支承有间隙转子系统振动特征分析	(185)
6.6 转子裂纹故障的振动特征分析	(188)
参考文献	(195)
第七章 航空涡轮发动机的振动监视与故障诊断	(196)
7.1 引言	(196)
7.2 振动监视和故障诊断系统	(201)
7.3 振动监视和诊断方法	(208)
参考文献	(216)

第一章 两种特殊转子系统的动力特性分析

1.1 概 述

有一些转子支承系统,由于结构上的原因或工作条件特殊,其动力特性不能应用一般的传统方法来分析计算,须另研究出新的分析方法,或在原有方法基础上作适当的改变以适应各种特殊的情况。

所谓特殊转子支承系统,其实并不特殊,其结构类型或工作条件也是常见的。只是用传统的方法分析其动力特性时难免带来误差甚至错误,下面举几个例子。

某一结构并不很复杂的小型旋转机械将以其机匣一端的安装边装于飞机上某一部位。在研制中于机匣规定位置测出在工作范围内某一转速振动过大,有峰值,且振频等于转速的频率,于是判断此转速为该机器的转子系统的临界转速。将该机器的转子轴长改短,支点距离变近,以期将临界转速值提高到工作转速以上,然而改制后测得的振动情况几乎没有变化。也就是说,该机器转子轴长缩短,支点距离变近,并不能改变该机器的临界转速。这似乎对转子动力学理论和传统的临界转速概念及分析方法提出了挑战。

第二个例子是某一高速、轻型实验器转子支承系统。其转子结构简单,有一悬臂盘和两个刚性较好的支点。转子由电机经由皮带轮带动一个两级齿轮式增速器,再通过松动式套齿联轴器驱动。据介绍在工作转速 40 000r/min 附近转子振动较大超过规定,振动频率等于转速频率。因而判断为转子支承系统在 40 000r/min 附近存在临界转速。后将转子的一个支承改为弹性支承,按传统方法计算了该转子系统的临界转速。一阶临界转速为 13 000r/min,二阶临界在 50 000r/min 以上。在工作转速 40 000r/min 前后较宽的范围内不存在临界转速。预计转子系统可在工作范围内平稳运转不会出现大振动。然而事与愿违,机器改造后,在 40 000r/min 附近仍测出较大转子振动峰值,频率仍与转速频率一致。这一转子系统似乎也是一个调皮的怪转子。

另有一个带增速齿轮箱的实验器转子,设计时计算分析以为工作转速范围以下仅有一阶临界转速外,比较宽的工作转速范围内不存在临界转速,可望能在较宽转速范围进行各种试验。然而试验器制成后开车试验,发现除预计的在工作转速以下出现的临界转速以外,竟在工作转速范围内存在好几个振动较大的振峰,峰值频率均等于转速频率。因此,不得不改变初衷,将试验转速限制于狭窄的范围。于是提出问题:这样的转子系统究竟有多少个临界转速?

某航空发动机压气机转子多次发生叶轮偏磨故障,转子一侧叶片与机匣一圈相磨。其中几次故障情况严重,除叶轮偏磨外,前轴承滚棒磨扁,1/3 被磨去,轴承烧伤并“抱轴”。涡轮叶片也与机匣偏磨,只是损伤较轻。故障都是发生在发动机热起动后升速进入慢车转速之前。所谓热起动是指发动机一度开车,停车后发动机还热时再次起动。据分析此种故

障与转子热弯曲有关。转子的热弯曲和热弯曲转子的振动分析也可以说是一个特殊的转子系统动力特性问题,一般资料上很少系统分析到,有必要在这里作一简单介绍。

转子的临界转速和转子动力学,这些名词沿用很久,因而形成了传统的分析转子振动的方法。即分析对象仅限于转子,后来又考虑到支承,一般不考虑机匣,也不计齿轮轴系(齿轮式增速器或减速器)的影响。前面所举的第一个特殊的例子表明分析该机器的振动时,仅考虑转子是不行的,改变转子尺寸没有给机器的临界转速带来什么影响,必须同时考虑机匣,甚至在飞机上的安装情况。这方面的研究文章近来比较多,这里不拟多加介绍。前面所举的第二第三个例子表明在分析齿轮轴系传动的转子系统动力特性时,不计齿轮轴系的影响,仅孤立地分析转子支承系统已不能得到满意的结果。本章仅对转子的热弯曲和热弯曲转子的动力特性及齿轮传动转子系统两类“特殊”转子系统的动力特性作一分析。其他“特殊”的转子系统也还有一些,并且随着工业的发展还会出现各种各样的“特殊”转子系统,其中有一些已有文章分析研究,将出现的新的“特殊”转子系统有待于今后研究。

1.2 转子的热弯曲和弯曲转子的动力特点

转子由于加工误差、装配不良、对中不好或工作中变形等原因常导致转子有原始弯曲变形。航空发动机要求制造和装配精度高,这类原始变形很小,设计时多不考虑这种原始弯曲,但轴承等在使用中出了故障也常会出现转子不对中等问题。这些问题多数通过振动监测和故障诊断的方法加以发现并解决。航空发动机中转子发生的原始弯曲主要是来自转子系统的热弯曲。国内、外均曾出现过航空发动机因转子热弯曲造成的严重故障。当发动机制成后,因木已成舟,这类故障比较难以排除,所以应当引起航空发动机设计、研究和生产部门的重视,及早注意预防。

1.2.1 转子的热弯曲

航空燃气涡轮发动机工作温度较高,叶轮转子封闭于机匣之内,发动机经运转停车后,在冷却过程气流通道中空气不断受到周围零件传来的热量,温度增高,热空气向上浮,冷空气往下沉,因而转子沿圆周温度分布不均,上热下冷,转子上、下热膨胀不同以致发生弯曲变形。这种因受热不均引起的转子弯曲变形称为转子的热弯曲。发动机停车后转子即发生热弯曲,以后转子的弯曲程度加剧,通常约半小时到一小时,转子热弯曲量最大,以后又逐渐减小并恢复到原来的平直状态。发动机因结构、材料不同,工作温度高低不等,工作和停车后的环境的差别,转子热弯曲的程度及其随时间的变化规律亦不同。有的发动机转子的热弯曲量不大,达到最大弯曲量的时间较短;有的发动机工作温度高;冷却条件差,冷却得慢,转子达到最大热弯曲的时间就较长(可达5~6h)。虽然转子的热弯曲变形随着时间的延续会逐渐减小、消失,然而当转子还存在较大热弯曲时就起动开车,即所谓热起动,这时,转子具有的热弯曲就是一种原始弯曲。热弯曲量的大小不仅与发动机类型、结构有关,还同环境有关,及停车后与再次起动之间所隔时间有关。当转子具有很大热弯曲时起动开车,即使原来平衡得很好的转子也会发生很大振动和外传力。轻者叶轮的叶尖与机匣碰磨,密封装置被刮伤,发动机工作效率下降;重者轴承严重烧伤、磨坏、变形以致发生“抱轴”,造成发动机恶性事故。

有时工厂试车车间通风条件不佳,因发动机进、排气量大,气流不如外场通畅,开车时

发动机前、后压差较大,前方空气压力低,后方空气压力高。发动机停车后,后方空气向方流动。发动机工作时以涡轮前气体压力、温度最高,向前、向后逐渐降低,喷口处的压力总是高于进口处压力,如试车车间气流通风条件差,发动机出口与进口压差就更大。发动机关油门后,转子因惯性仍旋转一段时间,对气道中的气流起到一定的均温、均压作用。对于涡轮风扇发动机尤其是涡轮螺桨发动机,由于螺桨受到较大气动阻力,螺桨减速器受到较大机械阻尼,转子惯性旋转时间短,起的均温、均压作用较弱。发动机后面压力较高的空气从发动机内、外向前流动。气道内的热空气上浮,进入的冷空气主要在下面流动使得转子上、下温差大而发生热弯曲。一般喷气发动机停车后惯性运转时间较长,涡轮螺桨发动机则喷气压力不高,所以通常情况下气道内由喷口进入向前流动的冷空气不致引起转子较大热弯曲。

但如果压气机工作温度较高,又采用了热传导性能较差的钢制鼓筒式转子的话,因鼓筒直径大受热面积大,从上到下传热路径远,转子上、下受热不均较严重,而自身的均温作用差,热膨胀不均匀,转子不仅发生热弯曲,还会因转子截面膨胀不均而变为非圆形。一圈叶片因受热不同,伸长也不一样,如采用伸长率大的材料制成的叶片,则叶片伸长的差别更大,高温一侧的叶片伸长较多。因此转子一旦与机匣偏磨,压气机转子一圈会有不少叶片碰磨损伤。

在压气机的中、后机匣上如果没有少数几个而不是一圈放气活门的话,这种设计将对压气机转子的热弯曲起很大的促进作用。因发动机停车时,放气活门打开,冷空气会由放气活门吸入并向前方流动。因内部热空气向上,进入的冷空气在下方流动,这将大大加剧压气机转子的上热下冷现象。如果有少数放气活门又是开在机匣的偏下方的话,由活门进入的冷空气更不可能经过气道上方向下流,这将对转子的热弯曲起更大的促进作用。因压气机内部后面的温度较前面为高,放气活门进入的空气则是机外冷空气,前、后温差不大,所以越是设在靠后的放气活门,引起的转子上、下温差越厉害。因此,在设计压气机放气装置时应别忘了考虑它对转子热弯曲会带来的影响。

为了说明放气活门及其位置对压气机转子热弯曲的影响,这里举一个曾发生过压气机转子热弯曲故障的实例。这是一种涡轮螺桨发动机,前面已提到涡轮螺桨发动机因停车后受到的气动阻尼和机械阻尼较大,惯性运转的时间短,转子更难均温,较容易发生热弯曲问题。该型发动机有十级轴流压气机,在第八级和第五级后整流器处机匣的偏下方左、右两边各装有一个活塞式的放气活门,如图 1-1 所示。活门分别通过环形腔和机匣上的

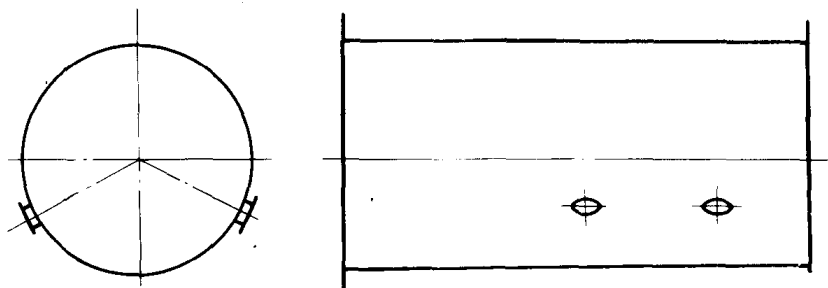


图 1-1 某型机放气活门位置示意图

孔与第五、八级整流环的空气相通。该机曾发生过几次压气机转子偏磨故障。其中一次压

表 1-1 某型机压气机转子同侧磨伤叶片百分数

级 别	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
叶 数	23	29	31	37	45	45	45	39	39	43
磨伤叶数	11	14	15	18	23	21	19	23	8	10
磨伤叶 (%)	48	48	48	49	51	47	42	59	21	23

气机转子各级同侧叶片磨伤数如表 1-1 所示。从表 1-1 可以看出,第 8 级磨伤叶片所占百分数最多,占 59%,第 5 级磨伤叶片所占百分数次多,为 51%,向前各级磨伤叶片所占百分数逐渐减少。第 8 级后各级磨伤叶片所占百分数最少。这足以说明第 8 级转子(包括叶片)上、下温差最大,第 5 级转子处上、下温差次大,第 5 级以前各级上、下温差较小,第 8 级后上、下温差最小。这种叶片磨伤百分数的分布模式可以清楚表明,发动机停车后冷空气由放气活门进入对转子热弯曲起了很坏的作用。至于第 6、7 级叶片磨伤百分数较少的原因可以这样解释:由于第 5、8 两级活门都打开,冷空气同时由两处的活门进入压气机,第 8 级的冷空气向前流动不畅,从而第 6、7 级上、下温差不太大。这里反映的正好主要是转子上、下温差及其引起的热弯曲。实际上还有不平衡响应,各发动机中不平衡响应与转子热弯曲还可能以各种大小比例和方向组合,压气机叶片磨伤数分布也就有许多种模式。

涡轮转子一般热弯曲问题不严重。因涡轮轴外常有隔热屏包围,燃烧室的热难以传给涡轮轴,停车后涡轮轴冷却缓慢,又加以涡轮轴一般都是直径小,轴由上而下传热路径短,所以涡轮轴上、下温差不大,热弯曲不厉害。涡轮叶轮部分叶尖间隙较大,通常又采用了双层外环(机匣),不会一旦停车机匣冷缩快,叶轮冷缩慢发生叶尖间隙迅速变小的现象。另一方面涡轮级数少,叶轮短,距喷口近,通风条件较好,所以涡轮转子停车后热弯曲现象不严重,有一些热弯曲也不容易发生转子偏磨故障。

发动机在外场工作时,通风条件较之试车台为好,转子热弯曲现象不太严重。飞机在飞行时,如发动机停车,因停车后,气道中仍有空气自前向后流动,而且转子仍缓慢旋转,起到良好的均温作用,转子不致发生热弯曲现象。空中再次热起动开车时不致于发生转子热弯曲引起的故障或事故。

地面应用的大型汽轮机、燃气轮机和鼓风机等,有的备有盘车装置,机器停车后由盘车电机带动转子缓慢旋转较长时间使转子沿圆周温度均匀,不致发生转子热弯曲现象。无盘车装置的则在操作规程中明确规定机器停车后需隔若干小时后才允许再次起动开车。视机器不同,起动开车相隔时间有的规定 2~3h,有的规定 5~6h 或更多。

航空发动机为了减轻重量均未备有盘车装置,又不允许规定停车后必须相隔若干时间才能起动。因此航空发动机在设计、研制过程应注意妥善解决转子可能发生的热弯曲问题。

由于发动机的结构形式、工作条件,工作环境不同,停车后发动机内、外空气的压力与温度分布以及流动模式,尤其是其随时间的变化规律难以确定,因而转子沿圆周和轴向的温度分布及随时间变化的情况也就难以通过理论计算得出。从而对转子的热弯曲问题的定性的分析研究是非常重要的。

为了研究清楚某种机型转子的热弯曲问题,了解转子热弯曲引起的响应,可以在试车

时,从关油门起即对转子各级气道上下左右的气温沿径向分布和随时间变化的规律进行测量。如能直接测出转子沿圆周和沿轴向的表面温度分布及其随时间的变化则更好。不过这是很难做到的。根据测量结果再辅以计算就可以得出转子热弯曲的形状及其随时间变化的情况。

1.2.2 弯曲转子的动力特点

弯曲转子和不平衡转子都会在旋转时产生很大的离心力,这是两者相似之处,但两者的动力特性是不同的,必须了解清楚。为了了解具有原始弯曲的转子的动力特点,下面以简单的单盘无重轴筒支转子为例作一力学分析。分析中不考虑盘的陀螺力矩。这种分析虽不能用以计算出弯曲转子的实际振动响应,但可帮助我们了解发动机中转子有热弯曲时,引起的转子振动的一般特点。

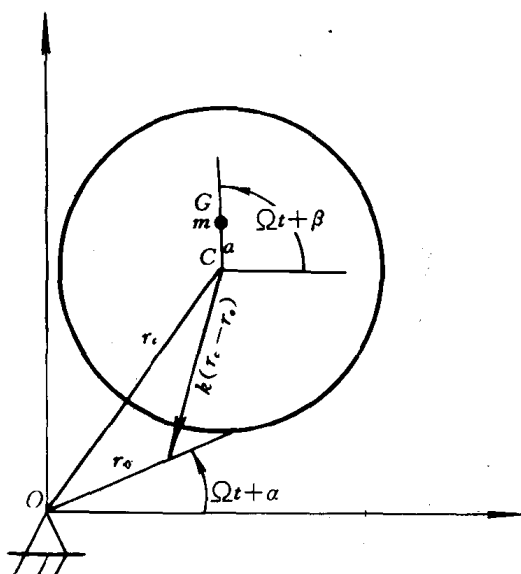


图 1-2 具有原始弯曲的单质量转子的侧视力学模型

设此简单转子中盘的集中质量为 m , 质量偏离轴心的距离为 a , 质量处轴有原始弯曲挠度 r_0 。 a 和 r_0 相对轴是固定的, 随轴一起旋转, 但两者的方向不一定相同。转子的集中质量处的轴心以 C 表示, 质心以 G 表示。转子的两轴承连线以 O 表示。在集中质量处轴的刚性系数为 k 。转子是轴对称的, 各向同性的。转子重量对此种转子动力特性的影响已为人们熟知, 它仅使转子振动(公转)时绕重力引起的弯曲轴线旋转。为了简便不计转子重力的影响。转子旋转时的阻尼力暂不计。转子旋转时侧视力学模型如图 1-2 所示。以复数表示各力的向量, 复数坐标见图。轴心位移以向量 r_c 表示, 质心的位移向量为 r_G , 原始弯曲的挠度向量为 r_0 。因转子的原始弯曲属于塑性变形, 是永久弯曲, 这种变形不可能产生弹性恢复力。转子的热弯曲虽不是永久变形, 但在我们计算的短暂时间内认为这是固定的“永久”变形, 这一弯曲变形是不会有弹性恢复力的。因而转子旋转时, 在不平衡的情况下, 发生正同步进动。下面列出集中质量 m 处的力的平衡方程。因不计阻尼, 集中质量 m 受到的唯一外力是轴的弹性恢复力 $k(r_c - r_0)$, 根据达朗贝尔定理得出振动方程式

$$m\ddot{r}_G + k(r_c - r_0) = 0 \quad (1-1)$$

式中 r_G, r_c 和 r_0 ——径向向量;

\ddot{r}_G —— r_G 对时间的二次导数。

而且

$$r_G = r_c + ae^{i(\Omega+\beta)}$$

将 r_G 和 r_0 代入, 参见图 1-1 可得下列运动方程

$$\ddot{r}_c + \omega_n^2 r_c = a\Omega^2 e^{i(\Omega+\beta)} + \omega_n^2 r_0 e^{i(\Omega+\alpha)} \quad (1-2)$$

式中

$$\omega_n^2 = k/m \quad (1-3)$$

式(1-2)右边第一项是转子单位质量的不平衡力, 第二项是原始弯曲轴, 单位质量引起的作用力。

由于转子是线性的, 从式(1-2)也可看出, 等号右边的力是相加, 且互不相关。故这两个力激起的振动可以分别求出, 总振动则是它们激起的振动的向量和。不平衡力激起的振动是

$$r_{ca} = \frac{ar_\omega^2}{1-r_\omega^2} e^{i(\Omega+\beta)} \quad (1-4)$$

式中

$$r_\omega = \Omega/\omega_n \quad (1-5)$$

而原始弯曲激起的转子振动则是

$$r_{cr_0} = \frac{r_0}{1-r_\omega^2} e^{i(\omega+\alpha)} \quad (1-6)$$

由式(1-4)和(1-6)看出, 原始弯曲和转子不平衡力引起的振动其相同的地方是: 两者都是正同步进动, 且都是在临界转速时达到最大。不同之点是两种振动的方向不同, 振幅变化的规律不同。不平衡力引起的振动与 r_ω^2 (或 Ω^2) 的关系更为密切。不平衡力引起的振动可以用加上另一个大小与之相等方向与之相反的不平衡力使之消除。即可以用平衡的手段来减小不平衡量引起的振动。而原始弯曲引起的振动则不与 Ω^2 成正比例变化, 用加平衡配重的方法只能调到某个转速使这种振动消除, 而不能在所有转速下消除这种振动。

当上述集中质量转子, 在集中质量处轴心上还有外阻尼力作用时, 参考式(1-2)可写出该集中单质量转子的运动方程

$$\ddot{r}_c + 2\zeta\omega_n\dot{r}_c + \omega_n^2 r_c = a\Omega^2 e^{i(\Omega+\beta)} + \omega_n^2 r_0 e^{i(\Omega+\alpha)} \quad (1-7)$$

式中, ζ 为阻尼比, $\zeta = C/2m\omega_n$; C 为阻尼系数; 式中 β 与无阻时的 β 值不同。

式(1-7)同样可以分别求出不平衡力激起的振动和原始弯曲激起的振动, 总振动是两种振动的向量和。原始弯曲相当于有一常值力幅为 $m\omega_n^2 r_0$ 的激振力。常值力幅激起和不平衡力激起的单质量系统的振幅计算式在有关振动的书中均有介绍。不平衡力激起的振幅算式为

$$r_{ca} = \frac{r_\omega^2 a}{\sqrt{(1-r_\omega^2)^2 + (2\zeta r_\omega)^2}} \quad (1-8)$$

转子原始弯曲激起的强迫振动振幅为

$$r_{cr_0} = \frac{mr_c\omega_n^2/k}{\sqrt{(1-r_\omega^2)^2 + (2\zeta r_\omega)^2}} = \frac{r_0}{\sqrt{(1-r_\omega^2)^2 + (2\zeta r_\omega)^2}} \quad (1-9)$$

两种力激起的振动外传力的传递率均可按下式计算

$$T = \frac{\sqrt{(2\zeta\omega\omega_n)^2 + \omega_n^4}}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega\omega_n)^2}} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r_\omega)^2}{(1-r_\omega^2)^2 + (2\zeta r_\omega)^2}} \quad (1-10)$$

在一般机械振动的书中均已证明,不平衡力激振,当有阻尼时,振幅最大时的转速比 $r_w > 1$, 阻尼越大时 $r_w > 1$ 也越多。而恒幅力(原始弯曲即相当于此)激振,有阻尼时,最大振幅点的转速比 $r_w < 1$, 随着阻尼比 ζ 的加大, $r_w < 1$ 越多。

总之原始弯曲引起的强迫振动是相当于恒幅力激起的强迫振动,具有恒幅力激振的一切动力特性。不能通过转子的平衡来排除此种振动。可以由减小原始弯曲量和增大振动阻尼来减小它。但是转子的原始弯曲的激振力可以通过转子的平衡方法使之在某一转速下得以抵消。因平衡时加上配重后得到的不平衡力是 $m\omega^2 a'$ (a' 是所加配重的偏心距), 如使两力大小相等方向相反则可抵消。因转速 ω 是变的, ω_n 是常数,这就只能使某一 $\omega^2 a' = -\omega_n^2 r_0$, 即 $\omega^2 = -\omega_n^2 \frac{r_0}{a'}$ 时可使原始弯曲产生的激振力抵消。对于多质量的转子系统也可以在某一定转速下使原始弯曲的转子达到静平衡和动平衡。这“一定的转速”是可以在平衡时通过改变 a' 而加以调整的,并非一成不变。所以机器的工作转速是定转速的话,有原始弯曲的转子仍可以通过转子静、动平衡的办法以消除或减小转子原始弯曲引起的振动。但热弯曲的转子,轴弯曲的方向是未知的,而且每次热起动前轴的弯曲大小和方向不同,所以热弯曲的转子是不能通过平衡来抵消或减小其引起的大振动的。热弯曲的转子只是在发动机起动过程容易引起大振动或偏磨故障。因为有热弯曲的转子在开车旋转一段时间后转子沿圆周的温度分布将逐渐均匀,热弯曲会自动消失。

许多旋转机械采用柔性转子设计,即工作转速在一个或几个临界转速以上。航空发动机设计时常将临界转速放在慢车转速以下。由于热弯曲转子引起的激振力正比例于 ω_n^2 , 所以临界转速低时,激振力较小,热弯曲转子引起的振动也就小。

1.3 弯曲转子的临界转速及稳定性计算方法

无原始弯曲的转子的临界转速和稳定性的分析计算方法在有关转子动力学的书中均有介绍,方法很多。这些方法略作修改就可以用于计算有原始弯曲的转子的动力特性。所以这里只介绍有原始弯曲转子在计算动力特性时与无弯曲转子的不同之点,相同的部分就不重复了。

在航空发动机等轴长较短的旋转机械中常用传递矩阵法计算转子系统的动力特性,故这里我们也以传递矩阵法为例来介绍有原始弯曲转子的动力特性分析的不同之点。

有原始弯曲的转子其原有的弯曲变形被认为是塑性变形,这种弯曲变形不会有弹性恢复力的。因此在分析转子动力特性时,在书写转轴弯曲变形产生的弹性恢复力项中就必须在轴的弯曲总变形中扣除轴的原始弯曲变形。

传递矩阵法中为了计算简便常将转子分割成许多单元。一个完全的单元由一段等截面轴和其左端的刚性盘、集中质量和弹性支承构成。单元矩阵表示一个单元的右端点左边即第 $i+1$ 站的状态参数矩阵 $[Z]_{i+1}^i$ 与其左端点左边即第 i 站的状态参数矩阵 $[Z]_i^i$ 之间的传递矩阵关系。状态参数包含 x 和 y 两个方向的剪力、弯矩、转角和位移共 8 个。其幅值以 $Q_x, M_y, Q_y, M_x, \theta_y, x, \theta_x, y$ 表示。其中 M 与 θ 的下标表示它们所绕的轴;其余符号的下标表示方向。状态参数是空间坐标 Z (沿轴方向)和时间 t 的函数,可分离变量,各站的状态参数写成

$$\left. \begin{aligned} x &= \bar{x}e^{i\omega t} & y &= \bar{y}e^{i\omega t} \\ \theta_y &= \bar{\theta}_y e^{i\omega t} & \theta_x &= \bar{\theta}_x e^{i\omega t} \\ \dots\dots \end{aligned} \right\} \quad (1-11)$$

当计算不平衡响应时,静坐标上的不平衡量以 $q_x = qe^{i\omega t}$, $q_y = -iqe^{i\omega t}$ 表示。 $q = me$, m 为质量, e 为质量偏心距。不平衡只是盘或集中质量才有,故作用于一单元的左端。由于不平衡量是以复数(通常以其实部)表示,故算得的所有状态参数也是复数(也取其实部表示)。

当计算转子的阻尼临界和稳定性时,只考虑阻尼不需考虑不平衡力。这时须求出特征值,特征值为复数以 λ 表示

$$\lambda = a + i\omega_n \quad (1-12)$$

其中 a 为与衰减有关的系数, $a = -$ 为稳定, $a = +$ 为不稳定。 ω_n 为求出的阻尼固有频率,即临界转速。当无稳定性问题时, $a = 0$ 。求出阻尼临界转速 ω_n 。在计算不平衡响应时,取

$$\lambda = i\omega \quad (1-13)$$

ω 为已知的转速值。

前面说到的单元矩阵是两部分相乘而得。其中一部分是点矩阵,即表示一单元的左端点的盘、质量与弹性支承集中点的矩阵。这些元素如果缺少某一、二个可在点矩阵中取相应的某些参数为零。点矩阵与无原始弯曲轴的相同,这里就不去导出。原始弯曲轴与无弯曲轴不同的仅只是场矩阵,即表示一单元中的轴段右端($i+1$ 站左边)与轴段左端(第 i 站的右边)的传递矩阵。下面对此场矩阵作一推导。兹以 oxz 面的振动为例进行理论推导。设轴段在 oxz 面内的原始弯曲形状是已知的,各站的原始弯曲形状以 x_0 和 θ_{y0} 表示,如图 1-3 所示。转子振动时轴段的弯曲形状如图中上面的一条线所示。由材料力学知轴段弯曲有

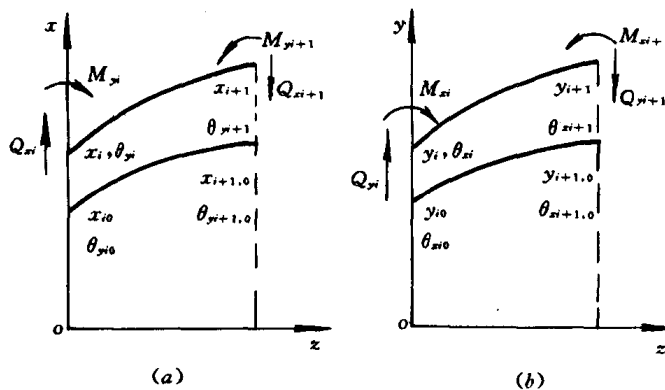


图 1-3 轴段变形和受力关系

(a) $x-z$ 平面; (b) $y-z$ 平面。

$$\left. \begin{aligned} M_{yz} &= M_{yi} + \frac{M_{yi+1} - M_{yi}}{l_i} z & M_{yi+1} &= M_{yi} + Q_{zi} l_i \\ \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} &= \frac{M_{yz}}{E_i I_i} = M_{yi} + (M_{yi+1} - M_{yi}) \frac{z}{EI_i l_i} \end{aligned} \right\} \quad (1-14)$$

积分一次得轴段上 z 截面的转角

$$\theta_y = \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{1}{E_i I_i} [M_{y_i} z + (M_{y_{i+1}} - M_{y_i}) \frac{z^2}{2l_i}] + C$$

轴段左端边界条件 $z = 0, \partial x / \partial z = \theta_{y_i} - \theta_{y_i,0}$

故求出 $C = \theta_{y_i} - \theta_{y_i,0}$

右端边界条件为 $z = l_i, \partial x / \partial z = \theta_{y_{i+1}} - \theta_{y_{i+1},0}$

将其代入,于是求得

$$\theta_{y_{i+1}} = \frac{1}{E_i I_i} [M_{y_i} l_i + \frac{1}{2} Q_{x_i} l_i^2] + \theta_{y_i} + (\theta_{y_{i+1},0} - \theta_{y_i,0}) \quad (1-15)$$

当轴段粗短或计算高阶动力特性时,尚需考虑轴段的剪切变形。考虑剪切变形时,轴段除有弯曲变形引起的转角 θ 外尚有一剪切角 β 。故有

$$\frac{\partial x}{\partial z} = \theta + \beta$$

根据梁的变形原理有

$$M = EI \frac{\partial \theta}{\partial z} \quad \text{或} \quad \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = \frac{M}{EI}$$

$$Q = -k_s GA \beta$$

式中 k_s 为剪切截面形状系数,对于空心薄壁圆截面 $k_s \approx 2/3$; A 为轴段截面积; G 为轴材料剪切弹性模量。对于有原始弯曲的梁,根据前面的推导可得出

$$\theta_y = \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{1}{E_i I_i} (M_{y_i} z + \frac{M_{y_{i+1}} - M_{y_i}}{l_i} \frac{z^2}{2}) + \theta_{y_i} - \theta_{y_i,0} - \frac{Q_{x_i}}{k_s GA}$$

积分一次并以左端边界条件代入得

$$x_z = \frac{1}{E_i I_i} [\frac{1}{2} M_{y_i} z^2 + (M_{y_{i+1}} - M_{y_i}) \frac{z^3}{6l_i}] + (\theta_{y_i} - \theta_{y_i,0}) z - \frac{Q_{x_i}}{k_s GA} z + x_i - x_{i,0}$$

再以右端边界条件和 $M_{y_{i+1}} = Q_{x_i} l_i + M_{y_i}$ 代入得

$$x_{i+1} = \frac{l_i^3}{6E_i I_i} (1 - \frac{6E_i I_i}{k_s GA l_i^2}) Q_{x_i} + \frac{l_i^2}{2E_i I_i} M_{y_i} + l_i \theta_{y_i} - \theta_{y_i,0} l_i + x_i - x_{i,0} \quad (1-16)$$

下面再将 $\theta_{y_{i+1}}$ 、 $M_{y_{i+1}}$ 和 $Q_{x_{i+1}}$ 写出

$$\theta_{y_{i+1}} = \frac{l_i^2}{2E_i I_i} Q_{x_i} + \frac{l_i}{E_i I_i} M_{y_i} + l_i \theta_{y_i} - \theta_{y_i,0} l_i \quad (1-17)$$

$$M_{y_{i+1}} = l_i Q_{x_i} + M_{y_i} \quad (1-18)$$

$$Q_{x_{i+1}} = Q_{x_i} \quad (1-19)$$

同法可求出 oyz 面的 y_{i+1} 、 $\theta_{x_{i+1}}$ 、 $M_{x_{i+1}}$ 和 $Q_{y_{i+1}}$ 。因轴段 oxz 面的状态参数与 oyz 面的无耦合关系,所得公式形式完全一样,即

$$\left. \begin{aligned} y_{i+1} &= \frac{l_i^3}{6E_i I_i} (1 - \frac{6E_i I_i}{k_s GA l_i^2}) Q_{x_i} + \frac{l_i^2}{2E_i I_i} M_{x_i} + l_i \theta_{x_i} \\ &\quad - \theta_{x_i,0} l_i + y_i - y_{i,0} \\ \theta_{x_{i+1}} &= \frac{l_i^2}{2E_i I_i} Q_{y_i} + \frac{l_i}{E_i I_i} M_{x_i} + l_i \theta_{x_i} - \theta_{x_i,0} l_i \\ M_{x_{i+1}} &= l_i Q_{y_i} + M_{x_i} \\ Q_{y_{i+1}} &= Q_{y_i} \end{aligned} \right\} \quad (1-20)$$

式(1-16)至(1-20)共有 8 个状态参数,还有一个常数项。将这 8 个线性方程形成的方程