



可压缩气体润滑与 弹性箔片气体轴承技术

虞 烈 著
戚社苗 耿海鹏

国家科学技术学术著作出版基金资助出版

可压缩气体润滑与 弹性箔片气体轴承技术

虞 烈 著
戚社苗 耿海鹏

科学出版社

北 京

前 言

作为敏感性高科技技术,可压缩气体动压轴承,尤其是弹性箔片气体动压轴承,在航空航天和国防军工领域具有广阔的应用前景,包括新一代战机、高温燃气轮机、巡航导弹、超低温冷却系统等。同时,弹性箔片轴承技术也是 21 世纪分布式能源系统微型燃气轮机核心技术之一。

气体动压润滑属于润滑力学的重要分支之一。虽然有关流体润滑问题的研究发展到今天已经非常成熟了,但气体动压润滑问题除外——由于气体的可压缩性,无论是刚性表面轴承还是柔性表面弹性箔片轴承,国际学术界对于可压缩气体润滑所涉及的一些基本理论问题至今仍然缺乏统一的认识,目前许多采用气体轴承的机械系统设计大都依赖于直觉和经验,仍然缺乏足够的数学支持。

本书对可压缩气体动压润滑涉及的三个基本理论问题进行了阐述:如何准确预测气体动压轴承特别是弹性箔片气体动压轴承的静态性能?如何表征包括弹性箔片轴承在内的可压缩气体动压轴承的动态性能?如何预测气体轴承-转子系统的动力学行为(包括系统稳定性和外激励下的系统响应等)?这些问题都和气体的可压缩性相关,而对于弹性箔片轴承的处理,还涉及人们对于静、动态弹性变形的理解。对于上述问题的研究,以及在此基础上所给出的指导弹性箔片气体动压轴承设计的方法与原则,构成了以完全气弹耦合润滑为核心的、较为完整的可压缩气体润滑理论体系。

本书是在参阅了国内外大量研究文献,以及总结我和我的同事们在该领域内多年科学研究进展的基础上完成的,其中一些内容和方法尚属首次面世。

全书共分十一章:第三章由戚社苗博士、耿海鹏博士和杨利花博士共同完成;第七章由戚社苗博士完成;第六、八章由耿海鹏博士完成;其余章节以及全书的定稿由虞烈完成。

感谢刘恒副教授在实验工作中所提供的帮助和建设性意见;感谢郭海刚硕士、郝小龙硕士、胡得义硕士、郭天丽硕士、王海娟硕士以及博士生段文博、程文杰和硕士生杨柏松、谷苗雨、王欢在他们从事学位论文期间所做的创造性工作。

特别感谢中国科学院院士温诗铸教授、中国工程院院士钟掘教授、中国工程院院士卢秉恒教授在作者申请国家科学技术学术著作出版基金过程中对本书的热情推荐。特别感谢国家自然科学基金(No. 50275116、No. 50475088、No. 50635060)所给予的资助;特别感谢国家重点基础研究发展计划(No. 2007CB707706)所给予的资助;特别感谢国家高技术研究发展计划(No. 2002AA503020、No. 2007AA050501)

所给予的资助。特别感谢国家科学技术学术著作出版基金委员会对本书出版的资助,以及科学出版社刘宝莉编辑在本书修改与定稿过程中的热情帮助。

特别感谢景敏卿教授、孙岩桦副教授、周健高级工程师和研究所全体同仁在工作中所给予的大力支持与帮助,感谢所有朋友和亲人们!

因学识所限,书中难免存在不足之处,尚望大家不吝赐教。

虞 烈

西安交通大学机械电子及信息系统研究所

机械结构强度与振动国家重点实验室

2011年5月1日于西安

目 录

前言

绪论	1
0.1 可压缩气体润滑及其工程应用	1
0.2 可压缩气体润滑研究历史	2
0.3 弹性箔片气体动压轴承研究若干前沿问题	6
0.4 本书内容与章节安排	15
参考文献	15
第一章 可压缩气体动压润滑的一般性问题	23
1.1 流体微元的运动、变形及应力表征	23
1.2 广义牛顿黏性定律	25
1.3 流体连续性方程	27
1.4 流体动量传递方程与 Navier-Stokes 方程	28
1.5 能量方程	30
1.6 从 N-S 方程到广义 Reynolds 方程	33
参考文献	36
第二章 刚性表面气体动压轴承的气膜压力	37
2.1 气膜厚度表达	37
2.2 静态气膜压力分布	40
2.3 动态气膜压力分布	53
参考文献	55
第三章 刚性表面气体动压轴承静动特性及性能极限	57
3.1 刚性表面气体动压轴承静动特性	57
3.2 刚性表面气体动压轴承动态性能极限	99
3.3 刚性表面气体动压轴承静动特性数据	105
参考文献	136
第四章 弹性箔片的受力及变形分析	139
4.1 任意载荷作用下的顶层箔片弹性变形	139
4.2 支承拱间的力传递机制及综合矩阵表达	145

参考文献	161
第五章 完全气弹耦合动压润滑理论	163
5.1 弹性箔片气体轴承中的气膜厚度	163
5.2 顶层箔片的受力与弹性变形	164
5.3 弹性箔片气体轴承的完全气弹耦合解	166
5.4 弹性箔片气体轴承的动态刚度和阻尼	168
5.5 小结	169
参考文献	170
第六章 弹性箔片轴承的预紧装配与接触动力学分析	171
6.1 弹性箔片轴承中的接触问题	171
6.2 接触问题的数学描述	174
6.3 接触问题的数值求解	179
6.4 弹性箔片轴承预紧装配过程数值仿真	186
6.5 小结	197
参考文献	197
第七章 整周式弹性箔片径向轴承	199
7.1 整周式弹性箔片径向轴承的计算参数	199
7.2 计算基本流程	200
7.3 整周式弹性箔片轴承静态性能的影响因素	202
7.4 整周式弹性箔片气体动压径向轴承的起飞转速	218
7.5 整周式径向弹性箔片气体轴承的动态性能	220
7.6 弹性箔片轴承与刚性表面轴承的性能对比	224
参考文献	225
第八章 搭接式弹性箔片径向轴承	227
8.1 搭接式弹性箔片径向轴承的结构设计	227
8.2 搭接式弹性箔片气体轴承的静态性能	231
8.3 搭接式弹性箔片气体轴承的动态特性	245
参考文献	303
第九章 动压气体轴承转子系统的动力学分析与控制	304
9.1 引言	304
9.2 气体动压轴承转子系统稳定性的线性估计	307
9.3 柔性转子-轴承系统动力学问题求解环境	311
9.4 气体动压轴承性能的主动控制	316

9.5 气体动压轴承转子系统非线性动力分析	321
参考文献	322
第十章 弹性箔片气体动压轴承试验技术	325
10.1 弹性箔片轴承测试原理、方法及试验系统	325
10.2 弹性箔片气体动压轴承静态性能试验	330
10.3 弹性箔片气体动压轴承动态性能试验	334
参考文献	342
第十一章 弹性箔片气体动压轴承转子系统设计方法	344
11.1 弹性箔片轴承基本设计原则	344
11.2 轴承选型	345
11.3 径向轴承设计	347
11.4 径向轴承承载力的极限估计	352
11.5 弹性箔片推力轴承设计	356
11.6 系统动力学设计	360
参考文献	361

绪 论

0.1 可压缩气体润滑及其工程应用

气体润滑技术起源于 19 世纪中叶,气体润滑轴承作为高速、低功耗、高精密支承技术,广泛应用于陀螺仪表、电子计算机记忆装置、高速机床、离心机、压缩机、风机和泵等旋转机械中。在一些超高温、超低温及强辐射等服役环境下,气体润滑轴承更具有其独特的优势:无润滑油,无污染;轴承本身无运动部件,无接触运行,功耗小;工作转速高;运行维护成本低,寿命长。

弹性箔片气体轴承作为气体动压润滑技术的重要分支,由于采用了柔性支承表面,因而极大地增强了轴承的自适应性;结合耐高温涂层技术——在转子表面和弹性轴承表面镀以固体润滑涂层,这样即便在转子和轴承表面发生碰磨时也能有效地降低转子和轴承表面间的摩擦磨损。所以弹性箔片气体轴承除了具有一般刚性表面气体轴承的特点外,还具有高承载力、低摩擦功耗、工作温度范围宽、容许轴承间隙损失、耐冲击、装配对中要求低、起停性能好等优点;同时更为重要的是弹性箔片轴承转子系统即使在很高的转速下也能保持优良的稳定性能^[1~9]。

弹性箔片轴承的商业应用开始于 20 世纪 90 年代,一个典型的应用案例是在 F-16 战机空气循环系统中以弹性箔片轴承替代传统的滚动轴承;此后,在包括波音 747、波音 757、波音 767、DC-10、F-15 以及幻影 2000 在内的各种飞机上都普遍采用了弹性箔片气体动压轴承技术。除此之外,弹性箔片气体轴承在国防军工领域各种无油支承旋转机械中也多有应用,如空气制冷机、辅助能量单元和各种透平压缩机械等^[10~16]。

20 世纪末,为了解决世界普遍面临的能源短缺和环境污染两大难题,美国、俄罗斯、日本、德国、瑞典等国家相继发展以微型燃气轮机为基础的分布式冷热电联供、高效清洁能源系统,以提高能源综合利用率;另外,微型燃气轮机在国防军工方面的需求也日益增加。在上述应用领域中,对微型燃气轮机支承轴承提出了更为苛刻的要求,包括高温服役环境、高 DN 值、高承载力以及优良的轴系动力稳定性等。上述综合因素使得弹性箔片气体轴承成为新一代微型燃气轮机支承的首选技术。例如,在由美国国防部(Department of Defense, DoD)和美国国家航空航天局(National Aeronautics and Space Administration, NASA)联合资助的新一代集成式高性能透平发动机技术 IHPTET(Integrated High Performance Turbine En-

gine Technology) 计划中, 将弹性箔片气体轴承列为独立的高技术单元模块予以支持^[17~22]。NASA 的调查报告显示, 在燃气轮机上应用该项无油润滑支承技术具有以下明显优势:

- (1) 省略了供油和供气系统, 简化了机组结构。
- (2) 重量减轻大约 15%。
- (3) 服役环境温度提高到 650℃。
- (4) 容许轴系不对中。
- (5) 高转速和高效率。
- (6) 直接运行成本减少 8%。
- (7) 功率密度提高 20%。
- (8) 机组使用寿命和可靠性大幅度提高。

对于弹性箔片轴承气体动压轴承理论和技术的研究, 涉及流体润滑理论、材料科学和系统动力学等多学科综合问题, 同时, 从某种意义上来说, 它更是一门实验科学, 在许多情况下需要将实验作为对理论的补充和最终决定其工程应用的可行性。作为敏感性高科技技术, 弹性箔片气体动压轴承技术本身也正处于不断发展和完善的过程中。

0.2 可压缩气体润滑研究历史

采用气体作为润滑剂的设想最早是由法国科学家赫恩在 1854 年提出的, 这比 Reynolds 方程的问世还要早, 而对于一般可压缩和不可压缩流体润滑问题的数学描述, 则是由法国科学家 Reynolds 在 1886 年以其著名的 Reynolds 方程的发表而宣告完成的。

Reynolds 方程描述了两运动表面间运动速度、表面几何形状、润滑剂黏度、润滑膜厚度和压力分布之间的关系, 从而奠定了一大类流体润滑轴承研究的理论基础^[23,24]。100 多年过去了, 在绝大多数场合, 对于气体润滑的理论研究仍然是在 Reynolds 方程的基础上展开的。

0.2.1 刚性表面气体动压润滑轴承

1. 静态性能计算

对于一般流体动压润滑问题的求解并不容易, 尽管对于不可压缩流体润滑问题的求解相对而言要简单些, 但也无法获得关于 Reynolds 方程的精确解。因而在 20 世纪初最早的努力主要集中在寻找 Reynolds 方程的近似解, 这里包括所谓长轴承/短轴承近似解和小参数解等。

1) 解析解

(1) 近似解析解。对于长径比 $L/D \rightarrow +\infty$ 和 $L/D \rightarrow 0$ 两种极端情况下的研究导致了长轴承和短轴承理论的出现。这里包括 Sommerfeld 针对不可压缩流体所提出的无限长径向轴承静态承载力的经典解析解^[24,25] 和 Ocvirk 所提出的短轴承解析解^[26]。运用长轴承或短轴承理论对 Reynolds 方程先行简化处理而后求解的方法也同样用于可压缩气体润滑轴承静态性能参数的计算。

(2) 小参数解。将气膜压力解设定为偏心率 ϵ 或轴承数 Λ 的小参数形式:

$$P = P_0 + \epsilon P_1 + \epsilon^2 P_2 + \dots, \quad |\epsilon| \leq 1$$

$$P = P_0 + \Lambda P_1 + \Lambda^2 P_2 + \dots, \quad \Lambda \leq 1$$

$$P = P_0 + \Lambda^{-1} P_1 + \Lambda^{-2} P_2 + \dots, \quad \Lambda^{-1} \leq 1$$

另一种处理方式是基于乘积 PH 数值变化相对平缓的事实, 可以将 PH 作为综合变量统一处理并以小参数形式展开:

$$PH = f_0 + \epsilon f_1 + \epsilon^2 f_2 + \dots, \quad |\epsilon| \leq 1$$

采用 PH 算法有利于计算误差的减小和计算精度的提高。

气体润滑和液体润滑最大的不同之处在于前者必须处理润滑介质本身的可压缩性; 同时, 在气体动压润滑中也不存在液体润滑中常见的流体膜破裂现象。对于气体可压缩性首先给予实质性关注的是 Harrison^[27]。Harrison 关于无限长径向轴承的研究成果被 Katta 等进一步发展, 并在 1952 年给出了计入可压缩性的无限长径向轴承的近似解析解^[28]。1957 年, Ausman 采用小扰动法求解了小偏心工况下无限长气体径向轴承压力分布和静态性能^[29]。Elrod 则给出了大偏心工况下无限长气体径向轴承的近似解^[30]。借助于计算机技术所获得的数值解包括 Gross 和 Michael 等提供的有限长平面滑块气体轴承的数值解和 Sternlicht 在小轴承数条件下获得的有限长气体径向轴承的数值结果^[31~33]。

2) 数值解

有关气体动压轴承静态性能的系列数值计算结果最早是由 Raimondi 完成的——1961 年 Raimondi 在 ASLE Transactions 上发表了近 30 页的题为“A numerical solution for the gas lubricated full journal bearing of finite length”的报告, 其中包含了通过计算机数值计算所得到的大量数据和图表, 覆盖了长径比从 0.5、1 到 2, 偏心率从 0.1 到 0.8 的径向圆轴承静态承载力、偏位角和摩擦力。此后, Raimondi 的数据和图表被以各种形式反复引用^[34]。

1962 年 John Wiley and Sons 出版了 Gross 关于气体润滑的专著 *Gas Film Lubrication*^[35], 1999 年 Springer 出版了 Krzysztof 关于径向气体润滑轴承及其转子动力学的专著 *Rotor Dynamics of Gas-Lubricated Journal Bearing System*^[36]。目前, 为数不多的已经出版的专著还有《气体润滑理论与气体轴承设计》、《气体静压轴承的动力学及热力学》和《气体复合润滑技术》等^[37~39]。

2. 动态性能表征

虽然从理论上来说,气体动压轴承的动特性应当也可以采用和液体润滑类似的气膜刚度系数和阻尼系数来表征,但对于可压缩气膜刚度系数和阻尼系数的理论预测却远没有液体润滑轴承油膜刚度系数和阻尼系数计算那样容易。气体轴承动特性系数计算的困难主要来自对于可压缩流体非定常 Reynolds 方程,尤其是方程中所含时间项的处理。Pan 等参照不可压缩流体 Reynolds 方程的求解方法,直接将可压缩 Reynolds 方程中的偏导数项置 0,虽然简化了计算过程,但却掩盖了压力随时间变化的内在规律,因此这样得到的动特性计算结果在理论上并不合理^[40]。

气膜压力与时间的相关性集中表现在当转子扰动为简谐振动时气体轴承刚度和阻尼与频率之间的对应关系。Narkis 在求解气体轴承刚度系数和阻尼系数时将轴颈扰动处理成恒定位移和速度小扰动,这种处理方法实质上从一开始就排除了频率因素的作用与影响^[41];Etsion 在讨论气体推力轴承动态性能时采用阶跃法(step-jump approach)计算悬臂式气体推力轴承的刚度系数和阻尼系数,同样也未能考虑扰动频率这一关键因素^[42]。至今一些研究者依旧沿用类似错误方法来计算动态气膜刚度系数和阻尼系数,以后可以看到,将位移或速度扰动处理成定常小扰动所得到的计算结果只是代表了频率趋近于零的特殊情况。

Lund 似乎最早表现出其对于轴颈扰动频率影响的关注,并提出了比较系统的理论分析方法:将动态压力和动态气膜厚度表达为轴颈扰动的简谐函数;同时 Lund 还明确给出了有关气膜刚度系数和阻尼系数与扰动频率密切相关的推论,但令人不解的是 Lund 在发表了可倾瓦气体动压轴承在同期涡动工况下的动特性数值结果之后,人们始终未见到其关于气体动压轴承在整个 $0 \sim +\infty$ 频域范围内动态气膜刚度和阻尼特性普遍性变化规律研究的报道。由于可倾瓦轴承的动态性能即便在不可压缩流体润滑工况下也是和轴颈扰动频率相关的,因此以往 Lund 所发表的研究结果并没有能够从根本上揭示一般动压气体轴承动态性能与扰动频率之间的普遍规律^[43]。此后,虽然许多文献曾先后表现出研究者对于扰动频率的关注,但均未能给出系统的理论分析和阐明,因而也无法成功地解释在实验研究中业已发现的气体轴承动力特性与频率相关的现象^[44~48]。

即便是在有限元法、有限差分法、边界元法等各种数值计算方法相当成熟的今天,有关气体轴承动特性系数的预测仍然相当困难^[42]。自从 Raimondi 有关气体动压圆轴承系统静态性能数据发表 40 多年以来,对于转子动力学设计所必需的相应的气体轴承动态性能可用数据至今尚不多见。

3. 轴承转子系统动力学行为预测

对于气体轴承动力特性认识的缺乏,使得即便在线性范围内对气体轴承转子

系统动力学的研究,包括转子阻尼临界转速、不平衡响应和系统稳定性分析等,也因为无法达成共识而陷入了令人尴尬的境地^[43~50]。同样属于流体润滑范畴,而关于气体润滑轴承研究和液体润滑轴承研究的差别竟然如此之大,以至于成为长期困扰诸多学者的世界性难题,究其根源,盖出自气体的可压缩性。

0.2.2 弹性箔片气体动压轴承

弹性箔片轴承的研究最早可以追溯到 1906 年, Sundberg 首先在他的专利 Spring neck-bearing (US Patent; No. 835739) 中提出了关于柔性表面轴承的概念^[51]。随后 Hoyt 和 Wikander 分别于 1912 年和 1921 年申请了柔性表面轴承的专利^[52,53]。

有关弹性箔片轴承的理论研究最早始于 1953 年, Blok 和 van Rossum 在 *Lubrication Engineering* 上发表了题为“*The foil bearing—A new departure in hydrodynamic lubrication*”的文章,并提出了“*foil bearing*”这一专业词汇^[54]。尽管最初的研究对象仍然是针对油润滑轴承的,但很快人们就意识到这种弹性表面轴承具有潜在的高承载力优势,并很快将这种弹性表面轴承技术应用于气体润滑。1957 年 Patel 和 Cameron 在由 IME (Institution of Mechanical Engineers) 组织的 Lubrication and Wear 会议上也发表了关于弹性箔片轴承研究的论文^[55]。

1963 年, IBM 公司的 Langlois 较为详细地讨论了在柔性磁带和刚性圆柱表面间具有相对运动时磁带的变形问题^[56]。1965 年, Ma 在 *ASME Journal of Basic Engineering* 上发表了题为“*An investigation of self-acting foil bearings*”的论文,对弹性箔片气体动压轴承进行了初步的研究^[57]。1966 年, Licht 针对磁带记录仪中磁带的变形进行了试验研究^[58]。1968 年, Licht 在 NASA 资助下构建了转速高达 48 000r/min 的弹性箔片轴承性能测试系统^[59]。

总的来说,弹性箔片气体轴承技术的进步和发展可以归结为对于以下三大技术难点的攻关:承载力的提高、高温起停润滑、性能计算方法和设计方法^[60~62]。前两大技术难点的攻关应当归功于 20 世纪 70 年代对动压气体轴承结构所进行的革新设计:采用自作用柔性箔片表面以取代传统的刚性表面;同时采取耐高温、耐磨损先进材料制作箔片以及在支承结构中引入内摩擦阻尼等一系列措施,使得弹性箔片气体轴承在提高承载力、扩大转速范围、增加对于高/低温环境的适应性和系统稳定性等方面都取得了突破性进展,而且随着应用场合和服役条件越来越苛刻,弹性箔片轴承的结构也越趋复杂,迄今为止,弹性箔片空气动压轴承的结构形式已经发展和进化了四代。

1. 第一代弹性箔片轴承

第一代轴承结构包括两种:叶片式和箔片式。叶片式轴承采用多个顶层箔片

沿周向相互搭接,在叶片式轴承中,顶层箔片实际上起着提供支承和承载的双重作用——整体式顶层箔片主要提供承载面;为了改善支承条件,在底层专门设计了周向均布、拱高相同的弹性支承单元结构。

第一代弹性箔片轴承的主要技术特征在于采用了无预紧设计——在初始装配时基本上无需预紧或预紧度很小。通常情况下,第一代弹性箔片轴承由于箔片变形较大而承载力偏低,比较适用于高速、轻载场合^[60,61]。

2. 第二代弹性箔片轴承

第二代箔片轴承主要通过改变支承拱箔的周向和轴向结构以获得优于第一代的轴承性能。在第二代弹性箔片轴承中,底层支承拱箔在周向采用了变节距拱形结构,即在靠近顶层箔片固定端处节距增大,而在远离固定端处节距较小;同时底层拱箔在轴向则不再采用整体式结构而是将其分割成条状,由于最大气膜压力发生在轴向对称线上,因此中间拱箔宽度大于两侧的拱箔宽度。所有上述改进都是基于均化压力、协调变形和提高轴承整体刚度的考虑,但这也增加了拱箔的制造难度^[60]。

3. 第三代弹性箔片轴承

为了进一步均化整个轴承承载面上的压力分布和顶层箔片变形,第三代弹性箔片轴承在第二代弹性箔片轴承结构的基础上,底层支承拱箔不仅在轴向被分割成条状,并且在圆周方向上各支承拱条状单元间彼此相互错开。这种结构更加有利于在整个承载面上保证支承拱箔结构刚度的一致性、增加轴承的结构阻尼和有效地提高轴承的承载力^[60]。

4. 第四代弹性箔片轴承

大预紧装配和耐高温涂层技术的应用构成了第四代弹性箔片轴承的鲜明特点。第四代弹性箔片轴承在结构上充分利用了顶层箔片的预紧效应,从而使得箔片轴承可以提供与刚性表面气体轴承相当的承载力;结合高温耐磨涂层技术,第四代弹性箔片轴承具备良好的自适应性和耐高温性能;容许转子在高温、高污染环境中使用和重复起停^[4]。

通过各种综合措施,包括采用新型箔片结构设计和耐高温涂层技术,目前最新一代的弹性箔片气体轴承比压最高可达 $6.7 \times 10^5 \text{ Pa}$,最高转速可达每分钟数十万转,DN 值高达 $4.62 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$,服役环境温度提高到 650°C 以上,这些都是传统轴承所无法比拟的^[22,34,60~65]。

0.3 弹性箔片气体动压轴承研究若干前沿问题

尽管弹性箔片轴承支承技术在工程中获得了成功的使用,但有关弹性箔片气

体轴承静、动态性能理论和试验研究的困难程度却是出乎人们意料的:弹性箔片气体动压轴承理论建模、性能计算和系统动力学分析的困难一方面来自人们原先对于可压缩流体润滑动力特性认识的不足,另一方面也来自弹性箔片轴承自身结构和气弹耦合问题的复杂性,同时弹性箔片气体动压轴承在服役过程中相关运行参数的不可观察性也进一步增加了认识的难度。

当前,对于弹性箔片气体动压轴承静、动态性能的理论研究仍然处在不断完善和深化的过程中,正如 Dellacorte 等^[61]和 Radil 等^[64]所总结的那样,对于弹性箔片气体轴承的性能、特别是动态性能的准确预测一直是束缚弹性箔片气体轴承发展的障碍,对于这类轴承的建模、性能计算以及系统动力学研究,似乎从一开始就陷入了理论滞后于试验的被动局面,而目前见诸报道的绝大多数成功例证都是依赖样机试验得到的^[22,60~64]。

弹性箔片气体动压轴承技术的研究涉及可压缩流体动力润滑、气弹耦合、薄壁构件非线性大变形、接触动力学和轴承轴系的动力稳定性和高温固体润滑涂层等问题。

1. 非线性大变形及接触动力学

在弹性箔片气体动压轴承性能计算中首先需要处理的就是箔片的非线性大变形问题。实践表明,顶层箔片装配时采用预紧技术对于弹性箔片轴承承载力的提高以及轴承-转子系统稳定性的增加都是极为有效的。对于顶层箔片预紧效应的考虑,需要追溯到箔片的预紧装配过程,由于涉及非线性大变形和接触动力学问题,有关箔片预紧过程的理论分析或数值模拟都相当困难,很少见到有关装配完成后的顶层箔片形状、由于装配而作用在轴颈表面的预应力和摩擦力矩分析的研究,只有文献[64]曾就箔片预紧所应当遵循的基本原则进行过一般原则性的讨论。而关于不同轴颈尺寸和箔片预紧度对于轴承承载力、载荷方向、摩擦系数和气膜厚度的定性影响可参见 Rubio 和 Andrés 所发表的试验结果^[65]。

针对大预紧多叶径向弹性箔片轴承,文献[66]和[67]第一次较为系统地讨论了箔片预紧过程:通过引入辅助分析部件建立箔片轴承的非线性接触有限元仿真模型,计入非线性变形因素,模拟了大预紧多叶箔片径向轴承的装配全过程,计算得到了弹性箔片轴承的装配接触应力和应变分布。

2. 气弹耦合问题

单纯对于刚性表面可压缩流体动力润滑静动态方程的求解,在数值计算技术高度发展的今天原则上已经不成问题,而弹性箔片轴承的气膜压力分布和静、动态性能在很大程度上则取决于顶层箔片和底层支承拱箔的非线性接触变形,尤其是在新一代弹性箔片轴承中采用了预紧装配技术后,对于顶层箔片和支承拱箔弹性

变形以及气弹耦合气膜厚度分布的准确计算需要考虑一系列新的问题,包括箔片空间位置的不确定性、非线性大变形、接触位置和摩擦力方向的不确定性等。

长期以来人们一直试图找出转子运动关系和气膜动压力以及多层弹性箔片变形之间的内在联系。优先予以考虑的研究方案是设法将整个轴承的箔片组合结构,包括顶层箔片和支承拱箔,单独提取出来,并统一采用结构刚度来表达组合结构的动力特性以减少计算和分析的复杂性:例如,对于顶层箔片的弹性变形采用二维梁变形近似表达,将底层支承拱箔从顶层箔片/支承拱箔结构中单独抽取出来的 Walowit 模型^[68]以及由 Heshmat 等提出的结构刚度和阻尼模型等^[69~71]。

这些模型的提出虽然可以在一定程度上简化数值计算过程,但它们自身都带有难以克服的局限性,如将三维变形问题简单地处理成二维甚至一维问题,造成数值计算的误差甚至计算结果错误;无法处理支承拱箔结构的各向异性以及拱箔结构刚度和阻尼对于载荷、扰动振幅和频率的依赖性等,而这些恰恰是弹性箔片轴承中气弹耦合效应最本质的反映;同样,现有模型也无法处理有关箔片空间接触位置以及摩擦方向的不确定性等问题。例如,按照 Heshmat 模型,只有当支承拱箔上的作用力和扰动位移均为已知时才可以确定相应的结构刚度,换句话说,结构形状一定的支承拱箔的结构刚度并不具有唯一性;在将上述方法扩展到弹性箔片轴承动态性能计算时所遇到的另一个困难是关于结构阻尼的不确定性。由于 Heshmat 模型所定义的弹性箔片气体轴承刚度系数和阻尼系数与转子运动参数彼此缠绕在一起,为了计算结构刚度和结构阻尼,不得不预先确定转子的运动参数。这意味着即便对于参数完全确定的弹性箔片气体轴承,其刚度和阻尼也无法唯一地被确定。因此 Heshmat 模型充其量也只能给出某种统计意义上的估计值,而关于结构阻尼的计算方法的实用性就更差了:对于迟滞回线或者轴颈轨迹极限圆的计算迫使人们不得不进入更为复杂的非线性分析范畴。

从严格意义上说来,对于弹性箔片轴承或底层支承拱箔的结构刚度或柔度给出解析的理论表达是不可能的,这主要缘于以下原因:各支承拱箔之间存在着相互耦合作用;由于摩擦因素的影响,支承拱箔的结构刚度或柔度因载荷加载方式和大小的不同而发生变化。事实上,对于弹性箔片轴承来说,也许以矩阵形式来给出支承拱箔/顶层箔片结构的力传递综合表达更为合适。

一方面,弹性箔片轴承的力传递综合矩阵表达较为完整地反映了顶层(底层)箔片结构、加载方式及载荷大小与接触间的耦合关系;另一方面,作为中间环节,箔片轴承的力传递综合矩阵表达也为气弹耦合润滑问题的求解铺平了道路。文献 [72]~[75]通过联立求解气体润滑 Reynolds 方程和弹性箔片的静、动态变形方程,给出了弹性箔片空气动压轴承的完全气弹润滑耦合解,完全气弹润滑耦合解不仅适用于一般弹性箔片轴承的静态性能分析和动态刚度系数及动态阻尼系数的计算,同样适用于大预紧多叶箔片轴承气弹耦合问题的求解^[66,67],从而为弹性箔片

气体动压轴承的静、动态性能预测提供了统一的理论模式。

3. 弹性箔片动态变形及箔片轴承动态性能表征

大量试验结果表明,弹性箔片气体轴承的动态性能和轴颈扰动频率密切相关,但至今人们仍无法给出合理的解释^[76]。需要指出的是,类似状况在传统液体动压轴承技术研究进程中也曾经出现过:当科学家们对于油润滑动压轴承静态性能有了足够的认识时,却遇到了无法将轴承性能和转子动力学行为联立起来一并考虑的困难。这一命题后来被著名的轴承-转子系统动力学家 Lund^[77,78]所解决:Lund 首先提出了采用 8 个独立于转子运动参数之外的油膜刚度系数和阻尼系数来表征油膜力的动态性能,从而使得对于轴承-转子系统动力学特别是稳定性分析成为可能。当前在弹性箔片气体轴承研究中这一类似被动局面的改变也只有从根本上寻找弹性箔片气体轴承的完全气弹耦合解着手,包括:

(1) 建立普遍适用的气膜动压力/顶层箔片/支承拱箔的完全气弹耦合方程。

(2) 通过引入动态变形从而沟通与建立轴颈扰动、动态气膜压力以及弹性箔片动态变形之间的联系。

(3) 联立求解动态 Reynolds 方程和动态弹性变形方程从而得到综合考虑气弹耦合效应的动态解和相应的综合刚度系数及阻尼系数,这些动态特性系数理应独立于转子运动参数之外、反映了轴承的固有性质,因而也只与轴承的具体参数相关。

有必要指出的是,在目前已发表的大多数文献中所计算或测量得到的轴承刚度系数实际上都只是静态刚度系数而不是动态刚度系数,同样,其阻尼也不是转子系统动力学分析中所定义的动态阻尼^[79~82]。这一局面直到 2001 年才有了稍许改变,Howard 等^[83]发表了有关动态刚度系数和动态阻尼系数的试验结果,其试验方法和数据处理手段与传统油润滑轴承并无不同,可惜其试验仍然缺乏相应的理论依据。文献[84]在弹性箔片动压气体轴承试验台上着重考察了激振频率对轴承动态性能的影响,试验结果表明:在简谐激振条件下,轴颈中心扰动振幅随动态激振频率增加而增大;动态刚度系数和动态阻尼系数的直接项随动态激振频率增加而减小;交叉刚度系数和交叉阻尼系数相对激振频率的变化较小,且其值小于直接项,这一试验结果和文献[72]~[75]的理论计算结果完全相符。

即便是刚性表面气体动压轴承,对于轴承气膜刚度系数及阻尼系数的准确理解与计算也必须计及其与频率的相关性;进一步而言,对于弹性箔片轴承动态性能的表征则不得不考虑弹性箔片的动态变形效应。以往发表的有关箔片弹性变形的研究大都属于静态或准静态分析,也许正是由于这一原因导致了弹性箔片气体轴承静态性能研究和动态性能研究长期以来的分离局面。

在传统轴承的 EHL(elasto-hydrodynamic lubrication)研究中,有文献研究过

油膜压力分布与轴承表面弹性变形之间的关系,特别是 Nilsson^[65]所提出的对于动变形影响的考虑。但在油润滑轴承中,轴承表面变形相对来说要小得多,因而 Nilsson 的工作并没有受到特别的关注。而在弹性箔片气体轴承中,弹性变形对于气膜压力却是决定性的;不仅顶层箔片及支承拱箔的静态变形对轴承承载力起着支配作用,而且其动态变形对于轴承的刚度和阻尼以及相应转子系统的稳定性同样起着主导性作用。因此,从某种意义上来说,箔片动态变形的引入是解决弹性箔片气体轴承静动态性能理论计算统一建模的关键。只有在联立考虑气体可压缩性和箔片动变形效应的前提下,才有可能揭示为大量试验所证实的弹性箔片轴承动态性能与频率密切相关现象的本质。

4. 弹性箔片气体动压轴承的性能极限

弹性箔片气体动压轴承静、动态性能参数是否存在极限值?答案是肯定的。其静、动态性能的有界性,主要是由 Reynolds 方程中所包含的轴承数和扰动频率两个可变参数而引起的。对于弹性箔片轴承性能极值特性的讨论,实际上包含了两方面的问题:一是当轴承数趋于零或趋于无穷大(对应于工作转速为零或无穷大)情况下 Reynolds 方程的定解问题;二是针对动态性能讨论在扰动频率为零或无穷大情况下弹性箔片轴承的刚度及阻尼极值问题。在上述两种极限条件下都可以通过求解简化了的可压缩 Reynolds 方程,进而计算弹性箔片轴承的承载力、动态刚度系数和动态阻尼系数。

5. 摩擦和功耗

有关弹性箔片气体动压轴承静态性能的进一步深入研究还包括气体轴承中的摩擦功耗和热耗散。虽然在一般情况下,和液体润滑轴承相比,弹性箔片气体动压轴承的摩擦功耗和温升是微乎其微、可以忽略的,但在高温服役环境下所产生的摩擦热仍然会对轴承性能带来一定程度的影响。一系列的理论研究和试验被用来确定在不同转速、载荷状态下弹性箔片空气轴承内部的温度场分布。初步研究结果表明弹性箔片气体动压轴承中所生成的摩擦热大部分以热传导方式耗散。

弹性箔片气体动压轴承的摩擦和功耗还和流态有着密切的关系:在大雷诺数条件下,原先关于气体流动为层流的假设可能不再成立而需要考虑紊流流动,紊流的出现将导致功耗的增加。

6. 耐高温涂层技术

耐高温涂层是保证弹性箔片空气动压轴承正常运行的关键技术,其作用是为转子提供高温工况下起停时的润滑^[61]。由于传统的润滑材料石墨、聚四氟乙烯、MoS₂等在温度高于 300℃ 时已失去润滑作用,因此需要发展润滑性能优良的耐高