

液体动静压混合 轴承设计

● 孙恭寿 冯 明著 ● 陈 光审
● 世界图书出版公司

液体动静压混合轴承设计

※

TH133.3-626

版次

封面设计：段小鹰

ISBN 7-5062-1693-0/TH·26

定价：16.00 元

液体动静压混合 轴承设计

孙恭寿 冯 明 著
陈 光 审

世界图书出版公司

北京·广州·上海·西安

1993

内 容 简 介

本书在介绍液体动静压混合轴承的工作原理和有限差分数值解法的基础上,推出一种新的设计计算方法。由于本书主要为工程设计人员编写,故在理论上只阐述基本概念而回避许多复杂的推导过程。该设计计算方法的物理概念清晰、计算方法简单,便于理解和使用。书后附有计算机程序。除适用于机械设计、工艺和设备管理与维修专业技术人员外,还可供理工科大学机械专业研究生及大学生参考。

液体动静压混合轴承设计

孙恭寿 冯明 著

陈 光 审

责任编辑 西世良

机械工业出版社 北京公司出版

北京朝阳门内大街137号

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1993年10月第 一 版 开本: 850×1168 1/32

1993年10月第一次印刷 印张: 12.125

印数: 0001—2500 字数: 31万字

ISBN, 7-5062-1693-0/TH·26

定价: 16元 (平装)

21元 (精装)

前 言

随着工业的现代化, 机器越来越向着精密、高速和重载方向发展。因此, 对轴承的性能, 包括寿命及可靠性也提出了更高的要求。近三十年来, 滑动轴承技术有了长足的发展, 并成功地应用于生产实践。动压轴承有很长的历史, 其应用研究已超过100年, 完全液体摩擦的动压油膜轴承也已出现达半个世纪之久。静压油膜轴承虽然发现于19世纪, 但直至20世纪50年代才在工业发达国家流行。近年来, 又出现了集动压轴承和静压轴承优点的动静压混合轴承。它在许多方面尚处于发展过程中, 因此, 作者有责任向工程技术人员介绍这种机械零件, 积极鼓励他们去解决性质相同的各种实际问题。

滑动轴承的设计计算方法一般有解析解、工程解和数值解三类。研究轴承性能所涉及的结构和物理变量较多, 而不易弄清其对轴承性能的影响, 故应用解析方法时大多简化为一维解, 即采用无限宽轴承或无限窄轴承假设的近似解析解。对于具有多点外供油的动静压混合轴承, 就更为繁琐, 而不便于实用。

与静压轴承同时发展起来的, 以“同心理论”为基础的计算方法, 是在一定假设条件下的简化方法, 在特定范围内可用于工程实际。这种方法易于阐明问题的物理本质, 且计算方便。但受同心理论的局限, 仅适用于低速和小偏心率工况下的静压轴承。

如用电子计算机对轴承的动压和静压性能作二维数值计算, 则需联立求解若干偏微分方程, 并合理确定其边界条件。该方法已日臻完善, 并在理论研究方面获得广泛的应用。这种基于一定数学方法的数值解, 在工业界尚需逐步推广使用。

本书运用流体力学理论, 深入浅出地论述动静压混合轴承的基本原理, 全面系统推荐一种便于设计人员使用的具有清晰物理

意义的计算方法。这种新的方法虽然也有一定的假设条件，但却能普遍应用于各种工况下的轴承，能同时计算不同转速和偏心率条件下动压和静压的混合效应。所用计算式都是代数方程，仅需应用矩阵或行列式，既可以手工计算，也可以用微机计算。为验证新计算方法的准确性，还以数值解偏微分方程的计算结果为参考系进行比较，两者的差距很小，有时甚至可以忽略不计。

作者在北京航空航天大学从事流体润滑理论和应用方面的研究以及指导研究生的工作中，深感有必要写一本适合我国需要的理论联系实际的书籍。书中从设计人员使用的角度出发，简要阐述有限差分数值计算的方法和实例。读者对有关程序设计方面的内容也一定会很感兴趣，附录中的计算程序都是经过运算验证的。

虽然在〔1〕中对“最佳液阻比”给予严格的定义及明确的物理概念，但却往往易被初学者忽视，而当做一成不变的教条。在实践中，液阻比不仅有宽广的适用范围，而且还应与不同工况相对应，设计者对此应有正确而全面的理解。由于在新的计算方法中引入转速及偏心率，故对参数“最佳液阻比”予以淡化。

当机械向着重载和高速发展时，人们却仍习惯地沿用等温准则设计轴承。由于温度场的存在，致使轴承孔因热膨胀而成为非圆形状，严重时则会破坏允许的最小油膜厚度。如果轴承材料的导热性能良好，可使轴承各处的温度“均化”而延缓出现“卡死”现象。初学者极易片面地选用某些极易成型但却是热的不良导体的材料，如一般工程塑料制造轴承，其结果则是加速促使轴承因过热而失效。书中扼要地介绍了二维和三维温度场的数值计算方法及某些结论，供读者参考。

轴承的设计选型应以计算为基础，动静压混合轴承虽然有其优点，但在特定工况下，优点有可能变成缺点，甚至是致命的，如用于低速轴承。对轴系的设计也是如此，故辟专章讨论之。

据有关专家预计，在今后十至十五年内，航空发动机的推重比将达20:1，发动机主轴承的DN值将达到 3.0×10^6 以上，这将成为发动机发展进程中的关键技术之一。如将滚动轴承与动静

压混合轴承联合使用,发挥两类轴承的优点,克服各自的缺点,即使在滚动轴承的设计和制造飞跃发展的今天,这也是一种解决航空发动机高DN值轴承的有效措施。

作者引用了同行们发表的有关著作中的部分资料和数据。尤其是北京航空航天大学博士生导师陈燕生教授,在此表示感谢。

北京卫星制造厂工程师王中阳硕士为本书第六章作了宝贵贡献,我们的同事张甦为本书提供了精美的插图,谨此一并致谢。

特别是北京航空航天大学陈光教授审阅了本书,并提出宝贵建议,作者深表谢意。还有航空航天工业部发动机总公司对本书的出版给予了支持和资助,对此表示衷心感谢。

参加本书编写的还有林子豪、邵宝如、刘文林和王辉。

本书主要对象为工程技术人员及机械类大学生和研究生。作者希望,本书对教师及科研人员也能有所帮助。欢迎读者在使用中提出宝贵意见和建议。

孙恭寿 冯 明
1992年岁末于北京

主要符号

- A 面积, 管道截面, 系数
- A_f 一个油垫或油区的摩擦面积
- B 轴承或油垫宽度
- $\bar{B}$ 轴承宽径比, $\bar{B} = B/D$
- b 油腔宽度, 平板宽度
- b_1 轴承的轴流封油边宽度, 油垫的横向封油边宽度
- $\bar{b}_1$ 轴承的轴流封油边系数, $\bar{b}_1 = b_1/B$
- b_2 无腔轴承的进油槽沿轴向宽度
- $\bar{b}_2$ 无腔轴承进油槽的宽度系数, $\bar{b}_2 = b_2/B$
- C 常数, 系数
- c 比热容, 比热
- c_0 比热容, 比热
- D 轴承孔径
- d 轴颈直径
- d_c 毛细管内径, 小孔直径
- E 材料弹性模量
- e 被支承件或轴颈的偏心量或位移量
- e' 轴的轴向位移量
- F 力, 管道侵液面积
- F_f 内摩擦力
- f 轴的挠曲变形, 轴系上某处的总位移量
- G 重量, 热导 (散热系数)
- g 重力加速度
- h 油膜厚度或支承间隙
- h_0 半径间隙设计 (初始) 值
- $\bar{h}$ 无量纲间隙, $\bar{h} = h/h_0$
- h' 轴向油膜厚度或支承间隙

- h'_0 轴向间隙设计(初始)值
- $\bar{h}'$ 无量纲轴向间隙, $\bar{h}' = h'/h'_0$
- J 截面惯性矩
- K_p 功率比, $K_p = P_f/P_r$
- L 油垫长度
- l 油腔长度
- l_1 油垫纵向封油边长度
- l_s 节流缝隙、毛细管或小孔长度
- m 质量
- N 法向压力
- n 轴转速
- P 功率, 力
- P_f 摩擦功率
- P_r 泵功率
- P_t 总功率
- p 油腔压力, 压力
- p_0 设计载荷或空载时的油腔压力
- $\bar{p}$ 无量纲油腔压力, 压力比, $\bar{p} = p/p_0$
- $\bar{p}_0$ 压力比设计(初始)值, $\bar{p}_0 = p_0/p_0$
- p' 止推油腔压力(轴向)
- $\bar{p}'$ 无量纲止推油腔压力, 止推油腔压力比, $\bar{p}' = p'/p_0$
- p_i 油腔初始举升时的压力
- p_s 供油压力
- Q 流量, 进油流量, 一个油垫(区)的流量, 一个轴承的流量
- Q' 止推轴承的流量
- Q'_e 平面圆形油垫(区)流经外环封油边的流量
- Q'_i 平面圆形油垫(区)流经内环封油边的流量
- Q'_t 平面圆形油垫(区)的总流量, $Q'_t = Q'_e + Q'_i$
- q 热流密度, 单位流量
- q_s 节流参数

- q_n 周流参数
- q_a 轴流参数
- q_v 速度流参数
- q_r 径流参数
- R 轴承内孔半径, 热阻
- R_c 节流液阻
- R_o 出油液阻
- R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 止推轴承的相应半径
- R_h 水力半径
- S 对置或多个油垫总刚度
- $\bar{S}$ 刚度系数, $\bar{S} = Sh/p \cdot D^2 \bar{B}$
- s 一个油垫(区)的刚度
- T 温度, 周期, 推力, 力
- t 时间
- U 线速度
- u 液体质点的流速
- v 分速度
- W 载荷, 承载能力
- W' 轴向承载能力
- $\bar{W}$ 承载能力系数, $\bar{W} = W/p \cdot D^2 \bar{B}$
- w 一个油垫(区)的承载能力
- Y 液体流经管道的湿周长度
- z 坐标, 油垫(区)数目
- α 传热系数, 偏位角, 系数
- γ 定位角
- ϵ 位移率, 偏心率, $\epsilon = e/h_o$
- ϵ' 轴向位移率, $\epsilon' = e'/h'_o$
- ξ 系数, $\xi = q_o^*/q^*$
- η 动力粘度, 效率
- θ 油垫或油区半角

XIV

- θ_1 周流封油边中心角
- $\bar{\theta}_1$ 周流封油边系数, $\bar{\theta}_1 = \theta_1/2\theta^*$
- A 轴承数
- λ 导热系数, 液阻比
- λ_0 液阻比的设计值
- τ 剪切应力
- ν 运动粘度
- ρ 密度
- ϕ 热流量, 角度
- φ 沿周向的坐标, 角度
- χ 位置角
- ψ 相对间隙, $\psi = h_0/R$, 载荷角
- ω 角速度, 松弛因子

目 录

前言

主要符号

第一章 绪论	1
1.1 概述	1
1.2 润滑油的主要性质	8
1.2.1 润滑剂的粘度及影响粘度的因素	8
1.2.2 润滑油的密度、比热及导热系数	20
1.2.3 常用润滑油	26
第二章 流体动力学理论在轴承技术中的应用	27
2.1 概述	27
2.2 雷诺方程	28
2.2.1 雷诺方程的建立	28
2.2.2 流体的流速及油楔的生成条件	32
2.2.3 轴承间隙函数	34
2.2.4 稳态工况下压力分布的边界条件	36
2.3 有限宽轴承的数值算法	38
2.3.1 偏微分方程的数值解	38
2.3.2 近似求解偏微分方程的网格形式	39
2.3.3 雷诺方程的离散	40
2.3.4 迭代解法及收敛准则	46
2.3.5 空化区的边界条件	49
2.3.6 承载能力及摩擦阻力	52
2.4 连续性方程	57
2.4.1 连续性方程的建立	57
2.4.2 连续性方程的离散	58

第三章 液体静压支承原理	63
3.1 概述	63
3.2 流体的流动	64
3.2.1 缝隙中的流速分布和流量	64
3.2.2 层流、紊流及其判据	68
3.3 静压油垫的流量及承载能力	71
3.3.1 矩形单腔平面油垫	72
3.3.2 圆弧面单腔油垫	74
3.3.3 圆弧面多腔油垫	76
3.3.4 圆形单腔平面油垫	79
3.3.5 环形单腔平面油垫	82
3.3.6 速度对平面圆形油垫的影响	83
3.4 静压油膜的缓冲作用	85
3.4.1 矩形平板间的静压油膜	86
3.4.2 轴颈与轴瓦间的静压油膜	87
3.4.3 圆盘间的静压油膜	89
3.5 静压支承的供油	91
3.5.1 静压支承的补偿原理	94
3.5.2 节流(器)的种类	98
3.5.3 流量平衡及油腔压力	106
3.6 对置油垫	110
3.6.1 对置油垫承载性能的特点	110
3.6.2 预紧力的作用	111
3.6.3 斜置油垫	113
3.7 动静压混合支承的工作原理	114
3.7.1 阶梯轴承的类型	114
3.7.2 浅腔的静压补偿原理	116
3.7.3 浅腔的动压效应	119
第四章 径向轴承	120
4.1 概述	120

4.2 固定液阻节流径向轴承	122
4.2.1 多垫轴承设计计算	122
4.2.2 多腔轴承设计计算	128
4.3 无腔轴承设计计算	134
4.3.1 无腔轴承的结构及特点	134
4.3.2 无腔轴承的设计计算	135
4.4 阶梯腔多垫径向轴承设计计算	141
4.4.1 数学模型的建立	141
4.4.2 油膜中特定点的压力和油垫流量	144
4.4.3 流量参数的影响	146
4.4.4 油垫的承载能力、刚度、流量和摩擦面积	147
4.5 径向轴承的数值计算	149
4.5.1 多垫轴承的数值计算	149
4.5.2 多腔和无腔轴承的数值计算	151
4.5.3 阶梯腔轴承的数值计算	152
4.6 两种计算法的比较与分析	153
4.6.1 多腔轴承的比较与分析	154
4.6.2 无腔轴承的比较与分析	159
4.6.3 阶梯腔轴承的比较与分析	165
第五章 止推及联合止推轴承	169
5.1 概述	169
5.2 圆形平面止推轴承设计计算	174
5.2.1 环形油腔平面止推轴承	174
5.2.2 扇形油腔多垫平面止推轴承	178
5.2.3 扇形油腔多腔平面止推轴承	183
5.2.4 阶梯腔多垫平面止推轴承	187
5.3 双侧联合止推轴承	195
5.3.1 多垫-环腔双侧联合止推轴承	196
5.3.2 多垫-扇垫双侧联合止推轴承	201
5.3.3 多腔-环腔双侧联合止推轴承	204

5.3.4	无腔-环腔双侧联合止推轴承	210
5.3.5	阶梯-环腔双侧联合止推轴承	217
5.4	止推轴承及联合止推轴承的数值计算	228
5.4.1	平面止推轴承的雷诺方程	229
5.4.2	止推轴承的数值解	233
5.4.3	流量平衡方程	238
第六章	动静压混合轴承的温升问题	241
6.1	概述	241
6.2	热传递的基本过程及等温假设	244
6.2.1	热传递的基本过程	244
6.2.2	等温假设的有效温度	249
6.3	粘度和温度的关系方程	250
6.4	支配油膜温升的能量方程及其简化	252
6.4.1	能量方程及其简化	252
6.4.2	能量方程的离散	257
6.5	节流器和油腔温度	258
6.5.1	节流器内油的温度	258
6.5.2	流量和油腔压力	260
6.5.3	油腔温度	263
6.6	雷诺方程及其数值解	268
6.6.1	绝热流动及其数值解	268
6.6.2	广义雷诺方程	270
6.7	热传导方程及三维温度场	272
6.7.1	热传导方程及其边界条件	272
6.7.2	三维温度场计算及分析	274
6.8	径向轴承的温升	275
6.8.1	科尔的实验	275
6.8.2	道森的实验	277
6.8.3	麦克卡伦的分析	279
6.8.4	动静压混合轴承的温升	279

6.9 关于动静压混合轴承温升问题的结论	285
第七章 主轴系统设计	288
7.1 概述	288
7.2 主轴系统的系统刚度	289
7.2.1 外载荷对轴系变形的影响	290
7.2.2 系统刚度的计算	292
7.2.3 系统刚度的判断准则	294
7.2.4 多支点轴的弯曲变形	298
7.2.5 提高主轴系统刚度的措施	299
7.3 临界转速的估算	301
7.3.1 两支点轴的临界转速	302
7.3.2 三支点轴的临界转速	306
7.4 密封	308
7.4.1 密封形式	308
7.4.2 回油通道的设计	310
7.4.3 间隙密封	310
7.4.4 螺旋密封	316
7.4.5 皮碗密封	319
附录 I 流量参数总表	321
附录 II 高斯(Gauss)消元法及程序	323
附录 III 动静压混合轴承数值计算程序	329
主要参考文献	367

第一章 绪 论

1.1 概 述

根据历史记载,早在公元前三千多年就有了车轮,并将动物脂肪添加到轮轴中去,以润滑方法控制摩擦和减轻磨损。但是直到1964年,英国教育科研部成立了以乔斯特(H. P. Jost)为首的工作组,对英国当时的摩擦、磨损和润滑的教育与研究现状进行调查。1966年发表了调查报告,报告指出本学科在经济及技术方面的重要意义,并根据古希腊语中“tribos”(摩擦)一字创造了“Tribology”(摩擦学)这个名词。摩擦学的定义是:“研究作相对运动的相互作用表面及有关理论和实践的科学技术。”

摩擦学包括“摩擦”、“磨损”和“润滑”三个分支。早在1508年,利·达·芬奇(L. da Vinci, 1452~1519)第一次提出了滑动轴承设计原理,并进行了摩擦试验和计算,从而得出了“摩擦力与摩擦表面积大小无关”以及“摩擦系数,即摩擦力与法向压力的比值,应为0.25”的结论;他还首先提出用三份铜和七份锡配制轴承合金。但直到上世纪中叶,巴比特(I. Babbitt)才将铜锡合金用做钢或青铜轴瓦的浇铸层,这就是著名的巴氏合金。

法国工程师阿蒙顿(G. Amontons, 1633~1705)在1699年通过试验重新提出:“摩擦力与法向压力成正比,但与摩擦表面积的大小无关”,这一观点仍未受到重视。直到近一百年后的1785年,法国物理学家库伦(C. A. Coulomb, 1736~1806)作为第三人再次发现摩擦定律。在进行了大规模实验后,其结论才得到人们的公认。这就是库伦摩擦定律,也称阿蒙顿摩擦定律,即