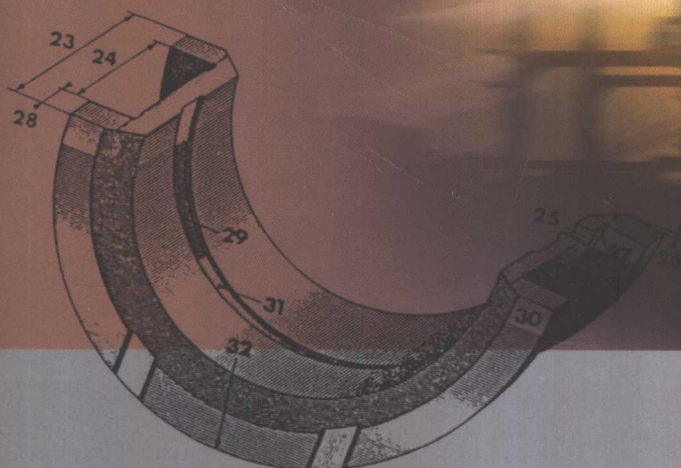
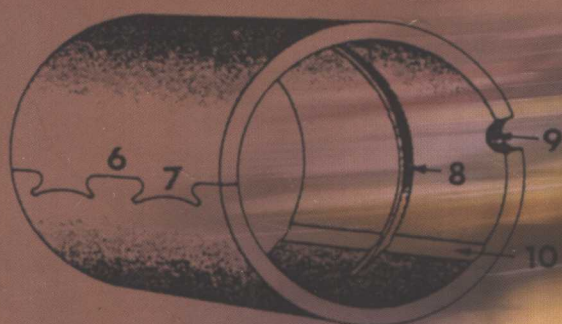


主编 李柱国

内燃机 滑动轴承



上海交通大学出版社

内燃机滑动轴承

主 编 李柱国
编 者 李柱国 石云山 张乐山
范家华 朱庆平

江苏工业学院图书馆
藏书章

上海交通大学出版社

内容简介

本书全面、系统地阐述内燃机滑动轴承的润滑理论、负荷计算、结构设计、现代制造、合金材料、试验研究、质量控制以及失效分析、故障诊断等各方面的知识、技术。全书共8章,各章内容相对独立,又相互联系,既可用做内燃机相关技术人员的参考书,又可以作为内燃机轴承设计者的手册和指南。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机滑动轴承/李柱国主编. —上海:上海交通大学出版社,2003

ISBN7-313-03501-2

I. 内... II. 李... III. 内燃机—滑动轴承
IV. TK403

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 085329 号

内燃机滑动轴承

李柱国 主编

上海交通大学出版社出版发行

(上海市番禺路 877 号 邮政编码 200030)

电话:64071208 出版人:张天蔚

常熟市文化印刷有限公司印刷 全国新华书店经销

开本:787mm×1092mm 1/16 印张:24 彩插 4 字数:601 千字

2003 年 10 月第 1 版 2003 年 10 月第 1 次印刷

印数:1—1500

ISBN7-313-03501-2/TK·072 定价:37.00 元

版权所有 侵权必究

前 言

内燃机是国民经济中工业、农业、交通、国防等各个领域最广泛采用的动力装置。作为现代强化、高速、体积更紧凑的内燃机(包括柴油机、汽油机)的关键零部件之一的滑动轴承,已成为发动机提高功率、减少燃油消耗、提高运行可靠性的制约因素之一。因此,内燃机滑动轴承制造技术越来越受到各方面的重视。

为了提高内燃机滑动轴承的可靠性及其使用寿命,作为摩擦副易损件的滑动轴承——轴瓦、轴套、止推片必须从产品的结构设计、合金材料、精细制造、表面处理、质量检验、性能试验,以及失效分析、故障诊断等诸方面进行系统的、综合的研究开发,采用新材料、新技术、新工艺,不断完善,不断提高,以适应不断发展的内燃机对轴承系统的高新要求。

本书力求系统、完整、全面地介绍内燃机滑动轴承的基本知识和国内外最新研究成果与相关技术以及 ISO 和 GB 标准。

本书对从事内燃机滑动轴承设计、制造、材料、试验研究的有关工程技术人员、大专院校相关专业的师生、科研人员以及内燃机行业的广大用户都会有一定参考价值。

本书 1 由李柱国编写;2 由石云山编写;3 由范家华编写;4 由朱庆平编写;5 由张乐山编写;6 由李柱国、石云山编写;7 由李柱国编写;8 由张乐山、李柱国编写。全书由李柱国任主编。

在本书编写过程中,得到了中国内燃机工业协会轴瓦分会、中国汽车工业协会车用轴瓦分会的关心和大力支持。顾宏中教授、陈兆能教授、陈关龙教授给予本书高度评价和支持。在此,仅向关心支持本书出版的全国内燃机轴瓦行业的各级领导和有关人员一并表示衷心的感谢。

由于水平有限,书中难免有不当之处,敬请批评指正。

编者

2003 年 5 月

目 录

1 内燃机滑动轴承的设计	1
1.1 内燃机滑动轴承设计概述	1
1.2 内燃机滑动轴承润滑理论基础	4
1.3 内燃机滑动轴承主要参数的确定	25
1.4 内燃机滑动轴承主要结构设计	40
1.5 内燃机滑动轴承 CAD 技术	43
2 内燃机滑动轴承材料	50
2.1 内燃机滑动轴承材料的性能要求	50
2.2 内燃机滑动轴承减摩材料的种类	52
2.3 内燃机滑动轴承材料的制造	72
2.4 内燃机滑动轴承材料的选用	80
3 内燃机滑动轴承的制造	82
3.1 轴瓦的制造	82
3.2 翻边轴瓦的制造	95
3.3 轴套的制造	99
3.4 止推片的制造	104
3.5 铸造轴瓦的制造	104
3.6 内燃机滑动轴承工艺 CAPP 及工装模具 CAD 技术	108
4 内燃机滑动轴承的表面处理	113
4.1 内燃机滑动轴承表面处理方法	113
4.2 内燃机滑动轴承的电镀技术	113
4.3 内燃机滑动轴承电镀设备	142
4.4 内燃机滑动轴承电镀的废水处理	145
5 内燃机滑动轴承的质量控制和检验	147
5.1 概述	147
5.2 内燃机滑动轴承几何质量特性的检验	154
5.3 内燃机滑动轴承材料质量特性的检验	247

6 内燃机滑动轴承试验 288

6.1 内燃机滑动轴承材料的疲劳试验 288

6.2 内燃机滑动轴承材料的磨损试验 307

6.3 内燃机滑动轴承材料的抗咬合试验 320

7 内燃机润滑系统及润滑油 330

7.1 内燃机润滑系统及润滑油性能 330

7.2 内燃机润滑油 337

8 内燃机滑动轴承失效分析及故障诊断 350

8.1 内燃机滑动轴承失效分析 350

8.2 内燃机滑动轴承设计阶段的失效形式和影响分析 361

8.3 滑动轴承使用阶段的失效分析和纠正 366

参考文献..... 376

1 内燃机滑动轴承的设计

1.1 内燃机滑动轴承设计概述

内燃机滑动轴承主要包括:曲轴主轴承、连杆大端轴承、连杆小端轴承、曲轴轴端止推主轴承以及凸轮轴轴承,如图 1-1 所示。

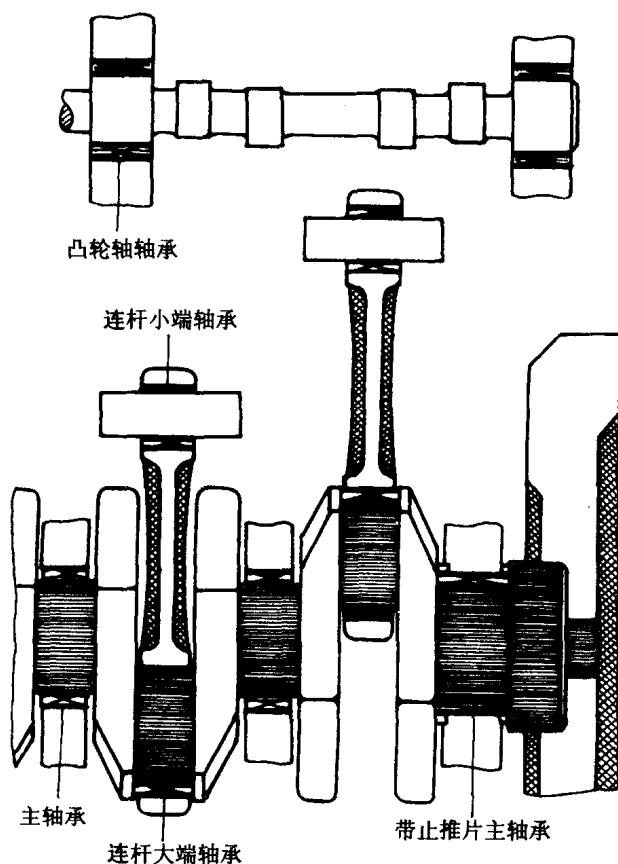


图 1-1 内燃机滑动轴承

作为内燃机主要摩擦副的主轴承,连杆轴承承受着很高的非稳定载荷,即动载荷,所以,内燃机轴承是典型的动载滑动轴承。由于内燃机轴承的位置结构受到严格的限制,且工作条件恶劣,如受内燃机燃烧室高温燃气的影响等,因此内燃机轴承在结构和设计方面有许多特殊性。

随着内燃机轴承润滑理论及设计计算方法的深入研究,尤其是电子计算机技术的发展和普及,致使近代内燃机轴承的设计计算方法更完善,更可靠,更系统。正确的设计是内燃机轴承高承载力、长寿命的基础和保证。本章介绍内燃机轴承设计的基础知识和设计方法及步骤。

1.1.1 内燃机轴承的特殊性

由于内燃机工作过程的周期循环间歇性,以及曲柄连杆机构的不平衡惯性载荷的作用。因此内燃机轴承具有如下特点。

a 轴承承受的载荷大小、方向瞬时变化

四冲程内燃机,曲柄转 720° 为一循环周期;二冲程柴油机,曲柄转 360° 为一工作循环。因此,相应的内燃机轴承的载荷也就是周期变化的动载荷。载荷变化周期随内燃机工作循环而异(详见轴承负荷计算)。交变动载荷导致轴承工作表面材料产生交变应力,这是轴承疲劳失效的主要原因。

b 轴承表面速度变化大

轴颈在周向旋转运动的同时,还瞬时具有径向挤压运动。即轴颈摩擦副运转过程中,其相对运动有时可能存在瞬时有效角速度为零的时刻,此时刻旋转油膜压力为零,轴承表面油膜厚度极小,可能导致发生轴颈表面与轴瓦工作表面之间的瞬时接触,存在二体磨损或三体磨损现象。

c 轴承工作温度较高

内燃机轴承处于燃烧室高温影响下,加之轴承内部产生的摩擦热,导致轴承表面工作温度较高,其温度可高达 $100^\circ\text{C} \sim 170^\circ\text{C}$ 。较高的工作温度引起润滑油粘度的降低及轴承合金材料机械性能的下降和劣化,严重时可能导致产生粘着磨损现象。

d 润滑油的污染变质

由于发动机燃烧产物及冷却水系统的影响,有时会导致润滑系统中混入水分或杂质,或者添加剂分解损耗,造成润滑油稀释、老化、污染变质,进而引起轴承油膜厚度的变化及轴承工作表面的腐蚀磨损。

e 轴承的变形复杂,难以计算和测量

内燃机运转工作过程中,由于曲轴、连杆及轴承座本身结构以及热应力的影响,或者制造装配的误差,这些都会导致轴和轴承座的变形,引起载荷的集中,产生偏磨现象。对于多缸柴油机而言,轴承副的变形和轴承载荷的精确计算都极为困难。

f 润滑油粘度除随温度变化外,还随压力而变化

根据内燃机轴承的上述特点,对内燃机轴承的设计计算,时至今日仍要作出许多人为的简化和假定,否则计算工作将复杂到难以进行的程度。这些简化主要是:

- (1) 通常假定载荷为集中力,忽略力的不均匀分布的影响。
- (2) 假定各气缸燃烧室工作情况相同,忽略各缸之间的差异。
- (3) 忽略运动件摩擦副的内摩擦阻力的作用。
- (4) 忽略轴承、轴颈弹塑性变形的影响。
- (5) 忽略曲轴非直梁的影响。

显然,上述决定都会使计算结果与实际情况产生一定的差异。但是,只有这样才能使内燃机轴承的性能计算成为可能。所以,对内燃机轴承设计一方面进行理论上的定性或部分定量计算,优化参数;另一方面,根据经验来设计,确定结构尺寸、材料等。

1.1.2 近代内燃机轴承设计计算方法及其新发展

动载滑动轴承轴颈中心位置移动轨迹(简称轴心轨迹)的计算是内燃机轴承计算的新发

展。目前国内外著名厂家在轴承设计中广泛应用了这一方法,并成为内燃机设计、技术咨询的必要内容之一。

上海交通大学内燃机轴承科研组从 1976 年开始从事内燃机轴承润滑理论及设计计算方法的研究。1983~1985 年又完成了内燃机轴承现代设计计算方法的应用研究,提出了一套完善的内燃机轴承负荷及轴承性能计算程序软件,在济南柴油机厂、南昌柴油机厂及南京汽车厂研究所得到了成功应用。1985~1989 年又完成了内燃机轴承 CAD 系统的研究,提出了一系列关于内燃机轴承结构设计 CAD 软件系统,包括:薄壁轴瓦、翻边轴瓦、轴套和止推片 CAD 程序软件,以及薄壁轴瓦半圆周长高出度检验膜 CAD 软件。1999 年又开始了内燃机轴承工艺 CAPP 系统的设计研究,不久就提供轴瓦厂使用。总之,正如全国内燃机专家鉴定会认为:近十几年来在轴瓦行业和广大轴瓦厂及主机厂的合作、支持下,通过上海交通大学等单位针对内燃机轴承的现代设计方法及内燃机轴承 CAD 系统的研究工作,我国内燃机轴承润滑理论及设计方法及 CAD 技术已达到了当前国际水平。

目前世界各国科学技术日新月异,尤其是电子计算机技术,现代设计制造技术高速发展。航空、汽车、铁路、交通运输、矿山机械、农业机械,以及船舶、港口机械等对于其动力内燃机的要求越来越高,因此,内燃机轴承,作为内燃机的主要摩擦副之一,对它的可靠性,摩擦寿命均提出更高的要求。对轴承的设计计算要求更精确可靠,结构设计更合理,轴承材料应具有高疲劳强度及良好的表面磨损性能。

最好的轴承设计,从摩擦学的观点出发,认为轴颈、轴瓦工作表面之间应始终保持一层连续的足够厚的油膜,从而使轴承工作时处于完全液体润滑状态。这就要求在轴承的设计中,性能参数、结构参数应极其合理,加工、装配精度高,润滑性能良好;另一方面,在特殊工况下轴承是极难处于完全液体润滑状态,因此必须同时考虑对意外情况时,有好的应急性能,例如高温、高载时抗咬粘性,磨粒的嵌入性,变形时的顺应性等。这就对轴瓦的表面结构、表面形貌,以及轴承合金材料、镀层提出了综合性的高要求。

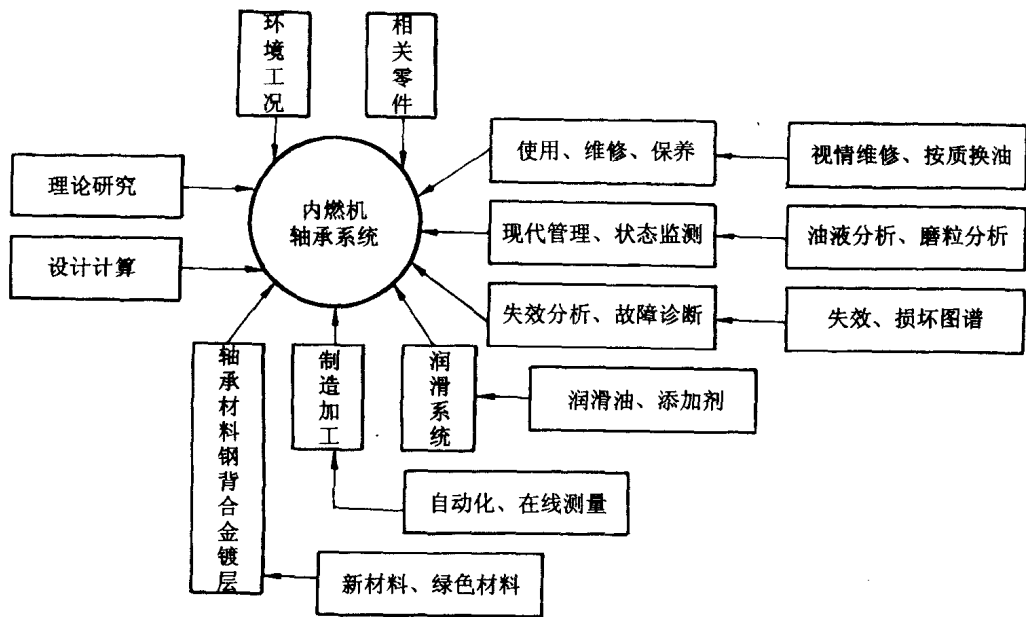


图 1-2 内燃机轴承系统相关因素

总之,内燃机轴承现代设计,应将轴承作为一个滑动轴承系统来分析,用系统的观点从理论、设计、结构、材料、制造加工、润滑油性能、操作维修、状态监测等各方面综合考虑。所以,内燃机轴承看起来简单,实际上极为复杂,涉及的因素极其广泛,如图 1-2、图 1-3 所示。

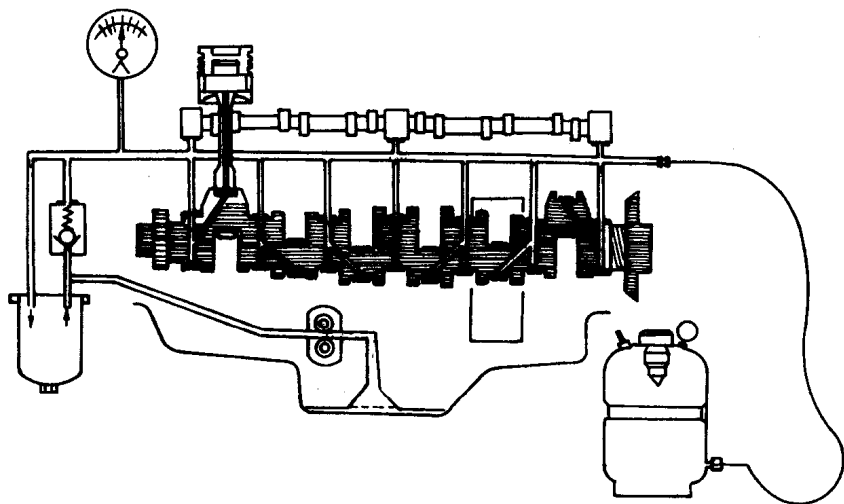


图 1-3 内燃机压力润滑系统

综上所述内燃机轴承设计主要涉及到以下几方面:

- (1) 轴承(轴瓦、轴套、止推片)的设计,包括结构、尺寸、公差、材料、技术要求等。
- (2) 轴颈(曲柄销、主轴颈、凸轮轴颈)的设计。
- (3) 润滑系统的设计,含润滑剂的选择,油泵,滤清器选用,油路布置等。
- (4) 轴承座(主轴承座、连杆大端、连杆小端等)的设计。

1.1.3 内燃机轴承的一般设计步骤

- (1) 根据总体设计需要,选择轴承的结构类型:薄壁轴瓦、翻边轴瓦、轴套、止推片。
- (2) 由轴颈尺寸,初步确定轴承的主要尺寸。例如,外径、厚度、宽度等。
- (3) 计算轴承负荷,绘制轴颈、轴承负荷图。
- (4) 选择轴承材料、校核轴承的比压值 p 和 p_v 值,计算轴承的过盈度,确定半圆周长高出度值。
- (5) 轴承的性能计算:选择润滑油牌号、添加剂的成分及含量;计算轴承轴心轨迹、最小油膜厚度、最大油膜压力,润滑油流量、工作温度、绘制轴心轨迹图、油膜压力分布图,确定轴承最佳间隙,油孔、油槽布置的最佳区域。
- (6) 轴承结构设计,确定轴承尺寸、公差及技术要求,绘制轴承零件工件图。

1.2 内燃机滑动轴承润滑理论基础

1.2.1 滑动轴承的摩擦、润滑状态

摩擦状态通常可分为以下四种:

干摩擦:两金属表面直接接触的摩擦。

边界摩擦：两金属表面之间有一层分子吸附膜的摩擦。

混合摩擦：两金属表面局部接触，局部有液膜分隔的摩擦。

液体摩擦：两金属表面之间全部有油膜分开的摩擦。

图 1-4 为润滑轴承摩擦因数 f 与 $\lambda = \frac{\eta \cdot n}{p}$ 曲线。

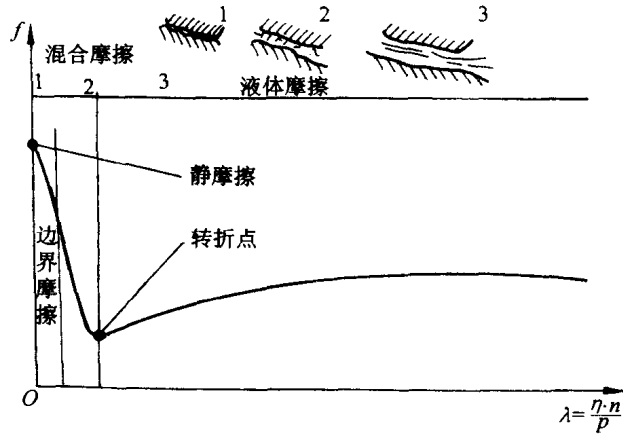


图 1-4 滑动轴承摩擦、润滑状态

内燃机轴承正常运转工作状态下应为液体摩擦润滑状态；工况变化可能处于混合摩擦润滑状态；起动、停机时可能处于边界润滑状态。显然，轴颈、轴瓦工作表面之间的润滑油膜厚度极为关键。

1.2.2 润滑油及其特性

润滑油是滑动轴承的极为重要的组成元素之一，起着重要作用。它决定了轴承承载能力，摩擦功率的损耗，轴颈轴瓦的摩擦程度以及起着冷却、防锈吸震的作用等。

润滑油有动物油、植物油、矿物油，最常用的是矿物油。润滑油的性能指标主要有：粘度、油性、极压性能、添加剂浓度、闪点、酸碱值等。其中，粘度是最主要的指标，也是内燃机轴承选择润滑油牌号的主要依据。

A 润滑油粘度

在图 1-5 中，动板以速度 v 的速度运动，粘附于动板上的流体也具有 v 的速度运动，粘附于静板上的流体速度为零，中间流体作层流运动。这是由于流体分子之间的内聚力使各流层之间产生速度差异，而各流层的速度按线性关系分布。根据牛顿粘性流体定律有如下关系：

$$\tau = \frac{-F_{\text{内}}}{A} = -\eta \frac{dv}{dy} \quad (1-1)$$

式中 τ ——流层之间剪切阻力；

$F_{\text{内}}$ ——流体内摩擦力；

A ——流体接触面积；

$\frac{dv}{dy}$ ——流体速度梯度(沿流层厚度方向)。

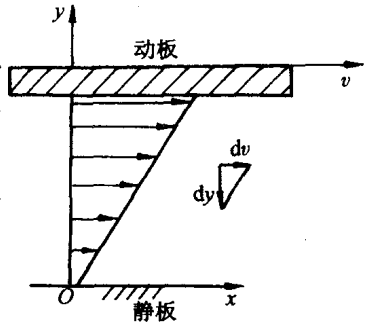


图 1-5 牛顿流体速度分布

上式转化为

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}}$$

显然 η 是一个比例常数, 表征流体剪切阻力的大小, 即流体粘性的大小, 称为粘度。粘度分为动力粘度、运动粘度、相对粘度。

a 动力粘度

在国际单位制(SI)中动力粘度的单位是 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ (牛顿·秒/米²) 或 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒) 其物理意义为流体中相距各为 1m 的两平行流层, 彼此以 1m/s 的速度相对运动, 其剪切阻力为 1N。如图 1-6 所示。

在 CGS 单位中动力粘度的单位为 $\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ (达因·秒/厘米²) 即 P(泊)(poise)。泊的百分之一为厘泊(cP)。

在工程单位中为 $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ (千克力·秒/米²), 换算关系为:

$$\begin{aligned} \text{kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2 &= 98.1\text{P} = 9810\text{cP}, \\ 1\text{cP} &= 10^{-2}\text{P} = 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{s}. \end{aligned}$$

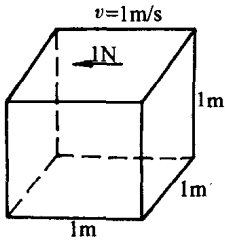


图 1-6 流体单元体

b 运动粘度

运动粘度是流体在某温度下粘度 η 与流体密度 ρ 的比值:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

国际单位制中 ν 的单位是 m^2/s 。

在 CGS 制中, ν 的单位是 cm^2/s 称为 St(斯或沩)。

$$1\text{St} = 1\text{cm}^2/\text{s} = 100\text{cSt}.$$

通常润滑油的密度 $\rho = 0.85 \sim 0.9\text{g}/\text{cm}^3$ 。

c 相对粘度(条件粘度)

用各种粘度计在特定条件下测得的粘度值, 称为相对粘度。

用恩格尔粘度计测得的 $t^\circ\text{C}$ 时, 称为恩氏粘度用 $^\circ E_t$ 表示。常用 $^\circ E_{20}, ^\circ E_{50}, ^\circ E_{100}$ 。中国、苏联、德国采用。

用赛勃特(Sybot)粘度计测得的 $t^\circ\text{C}$ 时的粘度称为赛氏秒粘度, 用 SUS 表示, 美国采用。

用雷德伍德(Redwood)粘度计测得的 $t^\circ\text{C}$ 的粘度称为雷氏秒粘度, 用 R_t 表示。

各种润滑油的粘度都会随温度升高而降低。表 1-1 为部分柴油机机油动力粘度与温度的关系。特殊工况下粘度还与油膜压力有关。

表 1-1 部分国产柴油机机油粘温关系

牌号	$t/^\circ\text{C}$	50	60	65	70	75	80	85
CC30	$\eta/(9.806 \times 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s})$	0.883	0.503	0.409	0.377	0.281	0.229	0.189
CD40		0.875	0.570	0.460	0.383	0.299	0.268	0.218
牌号	$t/^\circ\text{C}$	90	95	100	105	110	175	
CC30	$\eta/(9.806 \times 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s})$	0.159	0.137	0.119	0.103	0.089	0.03	
CD40		0.195	0.169	0.146	0.132	0.109	0.042	

B 润滑油牌号的选择

润滑油的粘度对轴承的承载能力有极大的影响。粘度小,油膜承载力小,易导致轴承损坏。但粘度太大,内燃机起动困难,油流动慢,不能及时流到各润滑部位,同样也会导致轴承损坏,而且粘度大摩擦大,功耗大。总之不同的柴油机,不同的地区,不同的季节最好选用不同牌号的润滑油。

间隙小、负荷轻、工作温度低、速度高、磨损小的内燃机应选用粘度小的机油牌号,反之选用粘度大的机油牌号。

季节的变化对内燃机的粘度也有不同的要求,冬季选用粘度小的机油牌号,夏季选用粘度大的机油牌号。例如南方及上海夏季汽车用 HQ10 汽油机油为宜。

1.2.3 动压滑动楔效应

A 剪切流,压力流

a 剪切流

图 1-7(a)所示。相互平行的两平板之间充满一定粘度的润滑油,当动板以速度 v 移动时,由于油的粘性带动粘附于动板表面的油层也以速度 v 流动,粘附于定板表面的油层流速为零。通常认为油层的流速是呈直角三角形分布(牛顿流体)。如取单位宽度,则三角形的面积就代表润滑油的流量。上述由于各油层之间内摩擦阻力而产生的流动称为剪切流动。

b 压力流

图 1-7(b)所示。两平板之间充满粘性润滑油。当给动板一垂直向下的力作用,则动板向另一定板靠近运动,由于油的不可压缩性及油的粘性,引起油层两端流动。粘附于两板表面的油层流速为零,两板中间处流速最大,油层流速呈抛物性分布,这种由于压力引起流体流动称为压力流动。

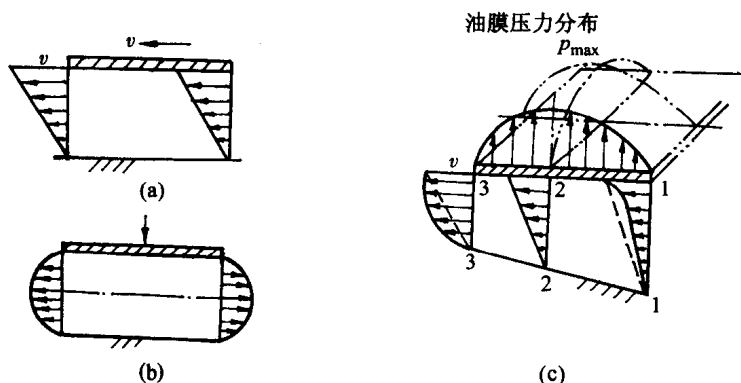


图 1-7 楔效应

(a) 剪切流 (b) 压力流 (c) 油楔效应

B 楔效应

将两板倾斜形成一楔形,如图 1-7(c)所示。当动板以速度 v 沿图示方向运动,同样由于油的粘性,油层的剪切流动呈直角三角形分布,由于楔形 1—1 截面处大,3—3 截面处小,所以,流体流动中受到压力作用,产生压力流动。由于润滑油的流动连续性和不可压缩性,油在任一截面处流量均应相等,因为楔形各截面是变化的,所以除了油楔中某处(2—2 截面处)流速仍保持线性分布外,其他截面处流过都为非线性分布,为剪切流与压力流的综合。而且,沿

运动方向形成压力分布。一定粘性流体流入收敛楔形间隙而产生压力的现象即称为油楔效应。

显然,作为动压滑动轴承产生压力的条件为:

- (1) 形成收敛的楔形间隙;
- (2) 一定量的粘性流体;
- (3) 两表面存在相对运动,流体由大端向小端流动。

众所周知,内燃机径向滑动轴承和止推轴承均满足上述楔效应条件。

1.2.4 雷诺(Reynolds)方程

1986年,Osborne Reynolds 在一定的假设条件下,根据流体力学原理提出了动压滑动轴承的润滑基本方程式,阐述了流体膜建立动压力的机理,从而为现代流体力学润滑理论奠定了基础。这些假设条件是:

- (1) 流体(润滑剂)的重力和惯性力忽略不计;
- (2) 楔形间隙中的流体流动为层流;
- (3) 界面上无滑动,即粘附于界面上的油层速度与界面速度相同;
- (4) 压力沿膜厚方向不变;
- (5) 楔形间隙表面曲率比膜厚大得多,表面速度无须考虑方向变化;
- (6) 润滑剂为牛顿流体,即剪切应力与速度梯度成正比;
- (7) 润滑剂的粘度和密度在整个润滑膜中不变。

在上述假定条件下,由流体力学微元体分析方法,按下面步骤推导出雷诺方程(推导过程略):

- (1) 由流体微元体受力平衡条件,求出流体沿膜厚方向的流速分布;
- (2) 将流速沿膜厚方向积分,求得流量;
- (3) 由流量连续性条件,导出雷诺方程的普遍形式。

三维雷诺方程式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[\frac{\partial}{\partial x} (U_1 - U_2) h + \frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) h + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (1-2)$$

式中 h ——楔形尺寸(油膜厚度);

p ——油膜压力;

U_1, U_2 ——表面 x 向线速度;

W_1, W_2 ——表面 z 向线速度;

$\frac{\partial h}{\partial t}$ ——油膜随时间的变化率;

η ——粘度。

对于内燃机轴承,轴向(z 向)无相对速度。所以

$$\frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) h = 0。$$

雷诺方程式(1-2)简化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{h}{t} \quad (1-3)$$

对于内燃机主轴承、连杆轴承、最好用极坐标表达雷诺方程式,即

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left[(1 + \epsilon \cdot \cos \phi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \psi^2}{\eta \bar{\omega}} \right)}{\partial \phi} \right] + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \tilde{Z}} \left[(1 + \epsilon \cdot \cos \phi)^3 \frac{\partial \left(\frac{p \psi^2}{\eta \bar{\omega}} \right)}{\partial \tilde{Z}} \right] \quad (1-4)$$

$$= 6 \frac{\partial}{\partial \phi} (1 + \epsilon \cdot \cos \phi) + \frac{12}{\bar{\omega}} \frac{\partial}{\partial t} (1 + \epsilon \cdot \cos \phi)$$

式中 ϕ ——周向坐标,转角;

$\tilde{Z}$ ——轴向坐标,用无量纲形式表示, $\tilde{Z} = \frac{z}{B/2}$;

B ——轴承宽度;

D ——轴承直径; R ——轴承半径;

d ——轴颈直径; r ——轴颈半径;

ϵ ——偏心率, $\epsilon = \frac{e}{R-r}$;

Δ ——直径间隙 $\Delta = D - d$, 半径间隙 $\Delta/2 = R - r$;

e ——偏心距,轴颈中心 O_1 与轴承孔中心 O_2 之间的距离,即 $e = \overline{O_1 O_2}$;

ψ ——相对间隙, $\psi = \frac{R-r}{R}$;

$\bar{\omega}$ ——有效角速度 $\bar{\omega} = \omega_j + \omega_c - 2\omega_0$;

ω_1, ω_2 ——轴颈,轴承表面角速度;

ω_0 ——轴心旋转角速度, $\omega_0 = \frac{d\delta}{dt} = \delta'$;

δ ——轴颈中心偏位角。

雷诺方程式等号前面的两项描述了径向滑动轴承沿周向及轴向(宽度方向)的油膜压力分布(图 1-8),等式后两项描述了轴颈在轴承孔中心的旋转效应和挤压效应。

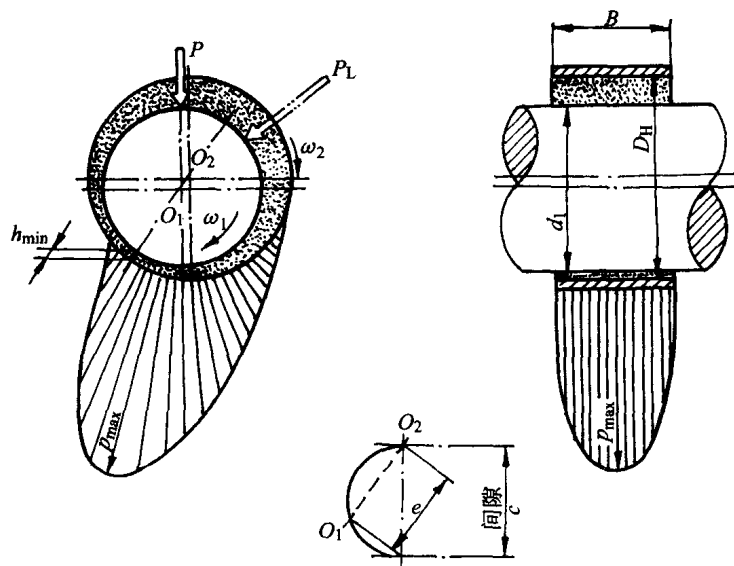


图 1-8 径向滑动轴承油膜压力分布

内燃机轴承的油膜压力分布计算,轴心轨迹的计算,最小油膜厚度的计算以及轴瓦合金表

面应力计算都以雷诺方程为基础。

1.2.5 轴承负荷及其轴心轨迹

A 单缸内燃机轴承负荷分析

(1) 连杆小端轴承负荷 P_c 。

$$P_c = P_j + P_g + P_H。$$

通常忽略活塞环、活塞与汽缸壁的摩擦阻力。显然活塞销作用于连杆小端的力为 P_c ，它是活塞顶部燃气压力 P_g ，活塞组惯性力 P_j 及汽缸壁对活塞组的侧推力 P_H 的矢量合成。

(2) 连杆大端轴承负荷 P_D 。

$$P_D = P_c + P_{LD}。 \tag{1-5}$$

连杆大端轴承负荷 P_D 是连杆推力 P_c 与连杆大端分配质量产生的回转离心力 P_{LD} 的矢量合成， P_D 可以分解为切力 T 及法向力 N 。

(3) 主轴承负荷 P_M 。主轴承孔承受主轴颈传递的力有：

- ① 切向力 T (或 $\sum T$)，法向力 N (或 $\sum N$)；
- ② 连杆大端换算回转质量 m_{LD} 和曲拐不平衡回转质量 m_Q 在曲柄销中心处共同产生的离心力 P_R ($P_R = R\omega^2 (m_{LD} + m_Q)$)；
- ③ 平衡重块 G_w 产生的离心力 P_w 。

$$P_M = T + N + P_R + P_w。 \tag{1-6}$$

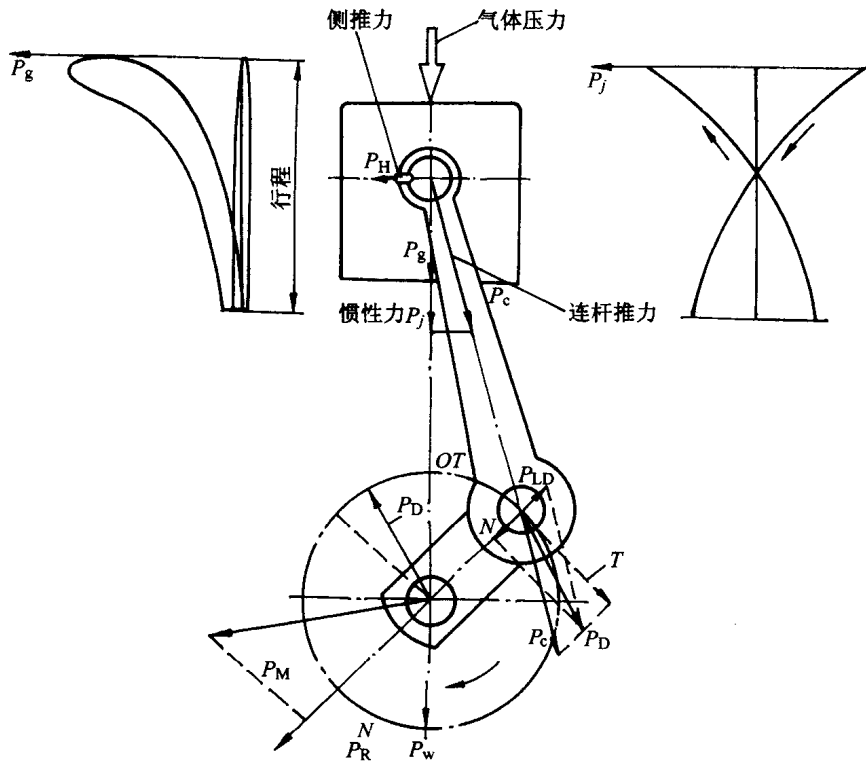


图 1-9 内燃机轴承受力分析

B 多缸柴油机轴承负荷分析

多曲拐柴油机的曲轴是一个支撑在若干主轴点上的连续曲梁,各主轴承同时承受各曲柄传递的作用力,因此求取曲拐主轴承负荷是一个复杂的超静定问题。

主轴承负荷与下列因素有关:

- (1) 曲柄销上的负荷大小及方向;
- (2) 曲轴的弯曲刚度和扭转刚度;
- (3) 各支承中心高度差,即轴承孔的不同心度;
- (4) 各轴承座的柔度,轴承的弹性变形量;

(5) 由于轴颈是通过流体动压油膜支撑在轴承孔上,因此负荷还与轴的轨迹及油膜的刚度有关。

显然,同时考虑上述各因素将使计算十分复杂。目前有关多曲拐柴油机曲柄及主轴承负荷的计算方法,均带有若干的假定和简化条件。下面分别简述简支梁计算法和五弯矩连续梁法。

a 简支梁法

简支梁法是目前广泛实用的简化方法。

假定条件:

- (1) 对于整根曲柄来说,各轴承为同高度的刚性支承;
- (2) 每一主轴承副的负荷只与左右相邻的两曲柄的负荷有关。

左右曲拐按单拐方式,分别计算主轴承副负荷,然后将曲拐在计算处负荷矢量叠加,得到总负荷,见图 1-10 (a)。

$$R_j = R_{j1} + R_{j2} \quad (1-7)$$

$$R_j = R_{j1} + R_{j2} + \left(\frac{M_{j-1} - M_j}{L_j} + \frac{M_{j+1} - M_j}{L_{j+1}} \right) \quad (1-8)$$

b 弹性支承连续梁计算法

实际经验和大量的试验研究表明,曲轴的应力状态及支承反力与支承处的弯矩有关,也就是说支承的负荷与曲拐的刚度、支承的刚度(或支承的弹性)以及支承的不同心度等有关。上述因素在简支梁计算中未予考虑。

连续梁计算法在计算中考虑了曲柄和支承的因素,加工或装配形成的支承不同心度,比较完整地反映了曲轴的实际工作条件,研究表面连续梁法计算轴承负荷较符合实际。

弹性支承连续梁计算法是通过曲拐的换算刚度在考虑支承弹性等因素的情况下,求出支承处的弯矩 M_j 。并将支承弯矩也视为外负荷和简支梁法一样的方法去求得各支承处的负荷。见图 1-10(b)。

图 1-11 为简支梁法计算得到的 6110 柴油机轴承负荷图。

图 1-12 为 6120 柴油机弹性支承五弯矩连续梁法得到的轴承负荷图与简支梁法得到的轴

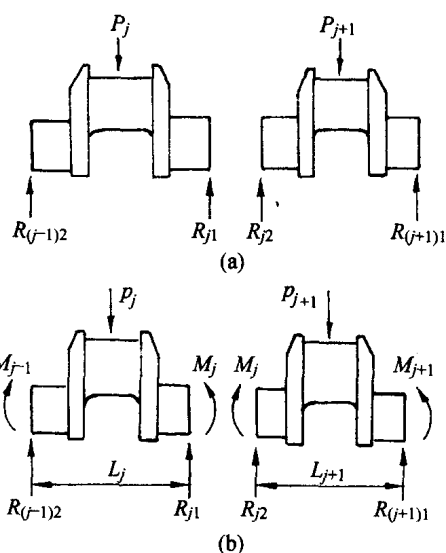


图 1-10 简支梁法计算及连续梁法计算轴承负荷

(a) 简支梁法计算 (b) 连续梁法计算