

高端装备关键基础理论及技术丛书

传动与控制

液压柱塞泵 热分析基础理论及应用

FUNDAMENTAL THEORY AND APPLICATION OF THERMAL
ANALYSIS FOR HYDRAULIC PISTON PUMPS

李 晶

著



上海科学技术出版社

高端装备关键基础理论及技术丛书·传动与控制

液压柱塞泵热分析基础理论及应用

李 晶 著

上海科学技术出版社

内 容 提 要

液压泵是液压系统中将机械能转换为液体压力能的元件,是液压系统的核心。液压柱塞泵由于其极限工作压力高、转速范围宽、可传输的功率大、效率高及寿命长等优点,广泛应用于各类机械装备中以及需要高压、大流量、大功率的系统中,和流量需要调节的场合,如在机床、工程机械、矿山冶金机械、船舶、航空航天领域得到广泛的应用。本书以斜盘式轴向柱塞泵为例,介绍其热分析的基本理论和方法。

本书相关研究得到以下项目基金资助:

- (1) 国家自然科学基金资助,项目编号 51275356。
- (2) 同济大学研究生教育改革与创新项目基金资助(2014)。

图书在版编目(CIP)数据

液压柱塞泵热分析基础理论及应用 / 李晶著. —
上海: 上海科学技术出版社, 2017. 1

(高端装备关键基础理论及技术丛书·传动与控制)

ISBN 978 - 7 - 5478 - 3366 - 7

I. ①液… II. ①李… III. ①液压系统—
柱塞泵—热分析—研究 IV. ①TH322

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 281075 号

液压柱塞泵热分析基础理论及应用

李 晶 著

上海世纪出版股份有限公司 出版
上海科学技术出版社

(上海钦州南路 71 号 邮政编码 200235)

上海世纪出版股份有限公司发行中心发行
200001 上海福建中路 193 号 www.ewen.co

苏州望电印刷有限公司印刷

开本 787×1092 1/16 印张 14.5

字数 260 千字

2017 年 1 月第 1 版 2017 年 1 月第 1 次印刷

ISBN 978 - 7 - 5478 - 3366 - 7/TH · 63

定价: 78.00 元

前 言

1

前
言

液压泵是液压系统的动力源,对液压系统的性能起着至关重要的作用。柱塞泵由于工作压力高、转速范围大、效率高、变量控制方便等优点,广泛应用于航空航天装备、舰船、冶金设备、机床、工程机械等液压系统中。世界上第一台以液压油作为介质的斜盘式轴向柱塞泵,由美国 Harvey Williams 教授和 Reynold Janney 工程师设计完成,于 20 世纪初成功应用于军舰炮塔液压传动装置。柱塞泵高压化、高速化的发展趋势,对其可靠性、振动噪声和寿命等方面带来诸多不利影响,许多分析方法和实践问题,急需进行理论和技术的及时归纳和总结。

柱塞泵设计的重点之一在于摩擦副的设计,也可以说是油膜设计。现代柱塞泵中摩擦副油膜的性能变化对摩擦副的工作性能影响显著,对柱塞泵性能(如效率、工作压力、可靠性和寿命)有重要影响,甚至起到决定性作用。本书结合作者多年来从事国家科研项目研究成果,较为系统地总结了柱塞泵热分析方面的基础理论和应用技术,特别是油膜热特性分析方面的理论和方法,期望为未来更加苛刻环境条件下的柱塞泵设计和服役性能定性定量预测提供理论依据。全书分为 11 章:第 1 章着重描述柱塞泵工作原理、结构形式和关键摩擦副对泵性能的影响;第 2 章介绍流体润滑的分类、流体阻尼特性、一般流体润滑原理和分析方法;第 3 章介绍热力学系统中热传递和能量守恒的基本理论和分析方法;第 4、5 章阐述柱塞副的油膜形成机理和形态特征,以及油膜热特性分析方法和分析实例;第 6、7、8 章阐述滑靴副的油膜形成机理和形态特征,以及油膜热特性分析方法和分析实例;第 9 章阐述配流副的油膜形成机理和形态特征,以及油膜热特性分析方法和分析实例;第 10 章阐述柱塞泵整体热特性分析方法和分析实例;第 11 章介绍液压系统热分析中的液压泵热分析模型原理及应用实例。本书旨在为我国从事重大装备研究、设计、制造、试验和管理的技术人员提供有益的前沿性理论和实践材料,也希望为提高我国基础理论、关键技术的原始创新和集成创新能力,探索液压柱塞泵领域未知的基础理论、技术途径或解决方案,突破装备理论和关键技术起到一定的促进作用。

本书由同济大学李晶副教授根据课题组多年实践经验和研究成果系统归纳总结而成,部分参数和实验数据由中航工业集团公司南京机电液压工程研究中心陈金华高级工程师提供。全书由李晶副教授撰写完成,其中第4、5章的计算由硕士生陈昊完成,第6、7、8章的计算由博士毕业生汤何胜完成,第9章的计算由硕士生曹骏飞完成,第10章的计算由硕士生汤贵春完成。本书在出版过程中得到了上海科学技术出版社的大力支持和帮助,同济大学硕士研究生李木、廖攀、洪辉、张净直协助进行资料整理工作。本书部分资料作为同济大学博士研究生教材、硕士研究生教材已在教学中连续多年使用。

限于作者水平,书中难免有不妥和错误之处,恳请读者批评、指正。

作者

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 斜盘式轴向柱塞泵工作原理	1
1.2 斜盘式轴向柱塞泵典型结构	2
1.3 关键摩擦副及其对泵性能的影响	4
第 2 章 流体润滑基础理论	14
2.1 流体润滑的分类	14
2.2 流体阻尼特性	15
2.3 一般流体润滑	26
2.4 弹性流体润滑	32
第 3 章 传热学与热力学基础	41
3.1 传热学基本原理	41
3.2 热力学基本原理	46
第 4 章 轴向柱塞泵柱塞副油膜形态分析	57
4.1 柱塞副运动学方程	57
4.2 柱塞副动力学特性	61
4.3 理想状态下柱塞副油膜特性	68
4.4 偏心状态下柱塞副油膜特性	70
第 5 章 轴向柱塞泵柱塞副油膜热力学特性	84
5.1 柱塞副油膜温度场计算模型	84

5.2	柱塞副油膜温度场分布	86
5.3	工作条件对柱塞副油膜温度影响分析	89
5.4	结构参数对柱塞副工作性能的影响	94
第6章	轴向柱塞泵滑靴副油膜动力润滑特性	100
6.1	滑靴副楔形油膜的形成机理	100
6.2	滑靴副流体动力润滑模型	101
6.3	模型的数值求解	109
6.4	滑靴副油膜特性	112
6.5	滑靴副流体动力润滑特性的影响因素	115
6.6	滑靴副磨损实验	122
第7章	基于功率损失的滑靴副流固耦合传热特性	125
7.1	滑靴副流固耦合传热过程	125
7.2	滑靴副流固耦合传热模型	126
7.3	模型方程的离散化及求解方法	130
7.4	滑靴副功率损失计算与实验	134
7.5	滑靴副流固耦合传热特性的影响因素	138
第8章	基于动态热平衡的滑靴副热流体润滑特性	145
8.1	滑靴副热流体润滑特性的控制体建模方法	145
8.2	模型验证	149
8.3	滑靴副热流体润滑特性的影响因素	153
8.4	对偶材料热物性对滑靴副磨损特征的影响	157
第9章	配流副油膜热力学特性	160
9.1	配流副工作原理及油膜能量损失	160
9.2	配流副楔形油膜特性	163
9.3	配流副油膜温度计算模型及其温度场分布	172
第10章	轴向柱塞泵壳体热特性	180
10.1	轴向柱塞泵生热及散热机理分析	180

10.2	泵壳体内热源的理论计算	184
10.3	泵壳体稳态热分析	189
10.4	控制体积法壳体热分析	192
10.5	算例分析	203
第 11 章	柱塞液压泵热分析模型系统应用实例	207
11.1	液压系统中柱塞泵的热分析模型	207
11.2	飞机液压系统热分析计算	212
11.3	船舶调距桨液压系统热分析计算	215
参考文献	220

液压泵是液压系统中将机械能转换为液体压力能的元件,是液压系统的核心。液压泵的形式有多种,如齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等。柱塞泵由于其极限工作压力高、转速范围宽、可传输的功率大、效率高及寿命长等优点,广泛应用于各类机械装备中。

柱塞泵可按照多方面的特征进行分类,如根据缸体与泵轴的相对位置关系可分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵,其中径向柱塞泵通常按配流方式进一步分为端面配流泵、轴向配流泵和座阀配流泵,而轴向柱塞泵一般又按驱动方式分为斜盘泵、斜轴泵。

随着液压技术朝高压、大流量的方向发展,采用端面配流的斜盘式轴向柱塞泵由于承压能力强、转速快、变量调节容易等优点应用广泛。但是高压高转速不可避免带来摩擦副发热加剧,温度上升,影响泵的寿命,实际上也就是对泵的容量产生影响。因此,解析轴向柱塞泵的热特性,解明泵内部的生热机理和传热途径,得到泵各部分温度特性及其与工作参数的关系,对于提高泵的设计寿命是有积极作用的。

本书以斜盘式轴向柱塞泵为例来介绍其热分析的基本理论和方法,故先简单介绍斜盘式轴向柱塞泵的工作原理、结构及关键摩擦副。

1.1 斜盘式轴向柱塞泵工作原理

斜盘式轴向柱塞泵基本结构形式如图 1.1 所示。柱塞安装在缸体内均匀分布的柱塞孔中,柱塞的头部安装有滑靴,由于回程机构(图中未画出)的作用,迫使滑靴底部始终贴着斜盘的表面运动。斜盘表面有一倾斜角,当缸体带动柱塞旋转时,柱塞在柱塞孔内做直线往复运动。为了使柱塞的运动和吸油路、压油路的切换实现准确的配合,在缸体的配流端面和泵的吸油通道、压油通道之间安放了一个固定不变的配流部件——配流盘。配流盘上开有两个弧形通道,即腰形配流窗口。配流盘的正面和缸体配流端面紧密贴合,并且相对滑动;而在配流盘的背面,应使两腰形配流窗口分别和泵的吸油路、

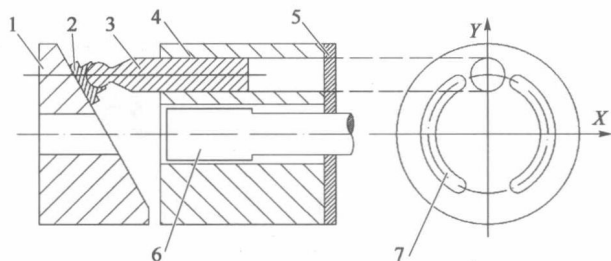


图 1.1 斜盘式轴向柱塞泵基本结构形式

1—斜盘；2—滑靴；3—柱塞；4—缸体；5—配流盘；
6—传动轴；7—配流窗口

压油路相通。

柱塞在缸体中长度最小处称为上死点，长度最大处称为下死点。柱塞由下死点向上死点转动过程中，其柱塞腔内部体积增加，形成局部低压，从腰形配流窗口中吸入油液，此过程是泵的吸油过程；柱塞由上死点向下死点转动时，柱塞腔内部体积减小，

将油液排入工作系统中，此过程为泵的排油过程。因此，在缸体转动一周的过程中，柱塞泵各有半周吸油、半周排油，如果缸体持续旋转，泵便连续吸排油并建立起工作压力。改变主轴的旋转速度或斜盘倾角的大小，就可以改变柱塞泵的排量；改变主轴的旋转方向或者斜盘的倾斜方向，泵的吸排油方向就发生变化。

1.2 斜盘式轴向柱塞泵典型结构

斜盘式轴向柱塞泵是靠斜盘推动或反推动柱塞产生往复运动，改变缸体、柱塞腔内的容积，由配流装置控制泵的吸压油过程实现高压输出的液压泵。这类泵有多种结构形式，下面简单介绍几种广泛应用的斜盘式轴向柱塞泵的典型结构。

1.2.1 非通轴型轴向柱塞泵

图 1.2 所示为半轴型泵的典型结构之一 CY14-1B 斜盘式轴向柱塞泵，它的额定压力为 32 MPa，最高压力为 40 MPa，是我国使用很广的斜盘式轴向柱塞泵。它的工作原理是：传动轴带动缸体转动，中心弹簧一方面把缸体压向配流盘，以保证它们之间的初始密封；另一方面通过回程盘将滑靴（连同柱塞）压向止推板，当缸体转动时，滑靴在止推板上滑动，柱塞在缸孔内往复运动，液流通过铸造流道 a 进入配流盘和缸体孔，然后通过配流盘另一通道排出。当转动手柄控制杆带动变量活塞往复运动，使销轴带动变量斜盘绕支点转动，改变斜盘倾角 γ 的大小，实现了泵的变量。

CY14-1B 型泵的缸体、配流盘、柱塞组成的可周期性变化的密闭容积，靠配流盘控制泵的吸压油过程，并由变量活塞改变斜盘倾角以达到输出高压及变量之目的。

另外，还有一种半轴型的 ZB 系列斜盘式轴向柱塞泵，这种泵在国内使用较广。它与 CY14-1B 型轴向柱塞泵的区别是泵体与泵壳连成一体，由传动轴上的内花键带动花键轴驱动缸体。进出油口为机械加工孔，带动斜盘转动的变量机构为拨叉机构。

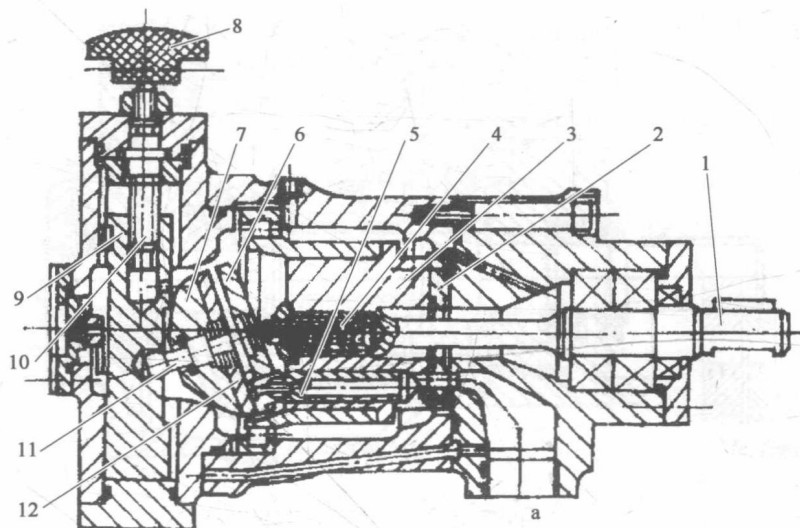


图 1.2 CY14-1B 斜盘式轴向柱塞泵

1—传动轴；2—配流盘；3—缸体；4—中心弹簧；5—柱塞；6—回程盘；7—斜盘；
8—手柄；9—变量活塞；10—控制杆；11—销轴；12—止推板

这种泵的原理为：由柱塞、缸体、配流盘组成控制腔室，由配油盘控制泵的吸压油过程，由变量活塞带动斜盘达到变量输出的目的。

以上两种泵均为半轴型，在我国应用很广，较受用户欢迎。

1.2.2 通轴式轴向柱塞泵

通轴式轴向柱塞泵的特点是：传动轴通过斜盘并支承在两端的轴承上，取消了缸体外大轴承，缸体所受径向力直接由传动轴承受，因而轴径必须大大加大。

在通轴式轴向柱塞泵中，为使缸体因受径向力作用而引起的微小倾斜能自动补偿，使之与配流盘均衡贴紧，因而采用浮动缸体调心、鼓形花键调心、浮动配流盘调心等多种结构。

图 1.3 所示为浮动缸体调心的通轴式轴向柱塞泵结构图。此时，缸体与传动轴之间摩擦很小，轴向浮动灵敏性很高，故与配流盘贴紧更好。

图 1.4 所示为鼓形花键调心的通轴式轴向柱塞泵结构图。鼓形花键虽然能允许缸体少许摆动，以实现配流盘的均衡贴紧，但由于缸体和鼓形花键的摩擦力很大，使缸体的浮动灵敏度差些。

目前国内多个厂家引进了美国、德国等生产的多种通轴式轴向柱塞泵。这些泵在受力、变量、集成化等方面均具有其特殊性，但配流原理仍可总结为：由柱塞、缸体、配流盘组成控制腔室；由配流盘控制泵的吸压油过程；由变量活塞带动斜盘变量，达到变量输出高压液体之目的。

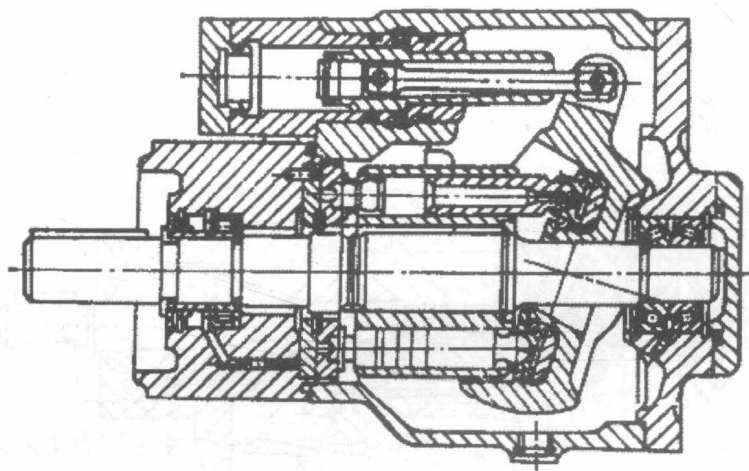


图 1.3 浮动缸体调心的通轴式轴向柱塞泵

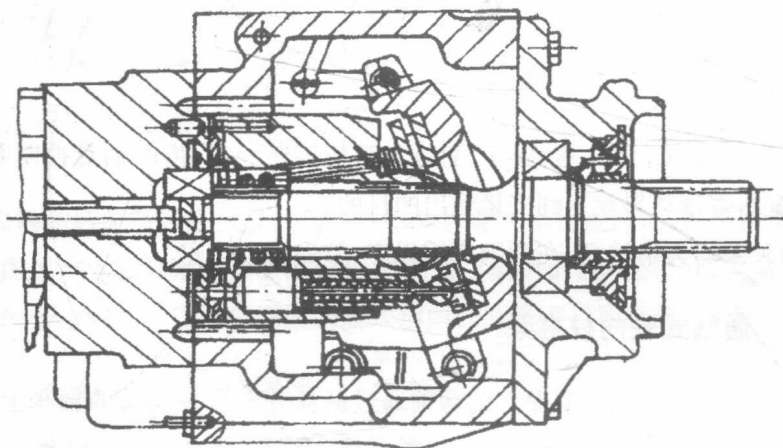


图 1.4 鼓形花键调心的通轴式轴向柱塞泵

1.2.3 点接触式轴向柱塞泵

点接触式轴向柱塞泵的特点是：柱塞与斜盘间没有滑靴，柱塞与斜盘接触处头部为球面，与装在斜盘上的推力轴承平面为点接触。有固定缸体型和固定斜盘型两种。因这种结构其轴承负荷重，接触应力大，故只适用于中低压小排量泵。它的配流原理为：由柱塞、缸体、配流盘（固定缸体型为配流阀）组成控制腔室；由配流盘（或配流阀）控制泵的吸压油过程，由活塞带动斜盘达到输出高压液体的目的。

1.3 关键摩擦副及其对泵性能的影响

图 1.5 给出了斜盘式轴向柱塞泵中的三大关键摩擦副，即滑靴副、柱塞副和配流

副。滑靴与斜盘构成的滑靴副体现在柱塞将力传给滑靴,滑靴紧贴斜盘旋转,以形成柱塞的往复运动;柱塞与缸体构成的柱塞副体现在柱塞在缸孔中往复运动,以形成吸油和压油的过程;缸体与配流盘构成的配流副体现在缸体紧贴配流盘回转,以形成周期性地吸油侧和压油侧配流。

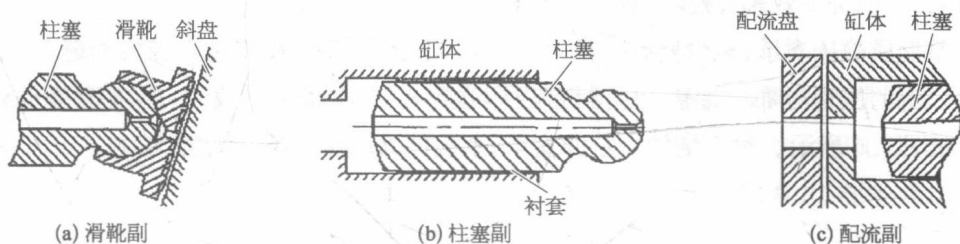


图 1.5 轴向柱塞泵三大关键摩擦副

在柱塞泵高压、高速转动过程中,三大摩擦副起着非常重要的作用。一是密封作用,相对运动的摩擦副两个配对元件间要构成一个密封面,以防止高压油大量泄漏,降低容积效率,甚至无法建立压力。二是润滑作用,相对运动的两个元件间要形成必要的润滑条件,防止摩擦副的磨损、烧坏。除了密封和润滑作用外,三大摩擦副部位在泵工作过程中均承受着较大的载荷,两相对运动元件间还存在力的相互传递。

三大关键摩擦副是影响柱塞泵性能和寿命的重要因素。柱塞副由于受到转矩的作用在衬套两端形成压力油膜挤压点,成为柱塞泵最高压力、最大斜盘转角和最高转速的关键因素。配流副是油膜静压支承并产生高低压切换的关键摩擦副,其设计好坏直接影响柱塞泵压力流量脉动、噪声和容积效率,并且此处容易产生气穴气蚀。滑靴副由于是柱塞腔压力的直接承担者,滑靴副油膜性能不佳直接制约轴向柱塞泵高压化、高速化。

因此,摩擦副的合理设计对于轴向柱塞泵的容积效率、机械效率、温升、磨损、工作可靠性与工作寿命有着重要的影响。

1.3.1 滑靴副

从泵的实际损坏情况看,滑靴的烧损、斜盘挂铜是泵的主要失效形式之一,一般认为是滑靴与斜盘之间的油膜被破坏而引起金属接触造成的。

如果滑靴底面支承力不足,滑靴被压向斜盘,变薄的油膜虽然会使热楔支承力增大,但当它受到急剧剪切后会使得油温过高,油液黏度下降,油膜的形成条件更加恶劣。如果这时油膜厚度与滑动表面的粗糙度和平面度处于同一数量级,就会发生黏着磨损。在滑靴底面总支承力中,静压支承力占绝大部分,并且是唯一与滑靴底面压力直接相联系的力。正确设计滑靴的静压支承力就是既不能使其过小造成油膜失效,又不能使其过大造成油膜过厚,导致容积效率下降。通常的工作原理有静压支承和剩余压紧力支

承,与之对应的滑靴是静压支承滑靴和剩余压紧力滑靴。

1) 静压支承滑靴工作原理和结构特点

静压支承的工作原理就是在摩擦副之间引入有压油液,使之在一定厚度下产生一个与负载相对抗的力。如果这个力与负载相等,则摩擦副就可以在完全不接触的情况下运动,从而提高效率,减少磨损,延长摩擦副的工作寿命。

要形成静压支承,至少要有个容腔,使容腔内压力油液通过容腔四周缝隙流动,产生一定的压力分布。油腔和密封带内压强产生的力即为承载力,用以抵抗负载力 F_n ,如图 1.6 所示。对于结构一定的支承,承载能力取决于油腔内的压力。

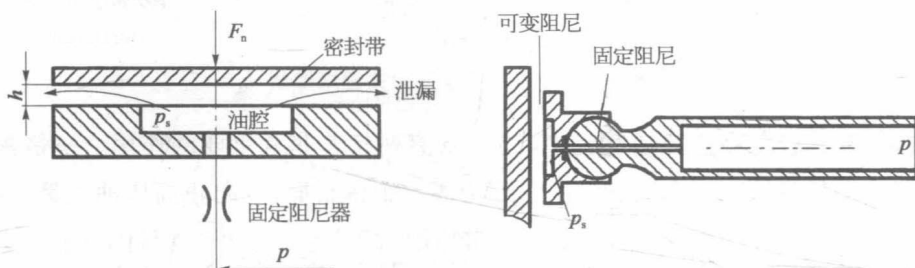


图 1.6 静压支承示意图

为了使静压支承在变负载下工作,必须采取措施使变负载和静压支承力这两者在允许的油膜厚度下相平衡。方法是在油腔进口前装置阻尼器,使支承具有双重阻尼,即进口固定阻尼和支承面密封带可变间隙阻尼的串联组合。后者主要控制支承面的泄漏量,前者则与后者协同调节油腔压力。当外负载增加,原有平衡被破坏,油膜厚度减小,使通过可变阻尼的泄漏量减小。根据流量连续性原理,因为通过固定阻尼器上的流量与通过可变阻尼的泄漏量是相等的,所以固定阻尼器上流量的减小导致压降的减小,油腔内的压强增大,承载力增大到与负载重新达到平衡。

具体到静压支承滑靴结构上,柱塞轴向上的细长小孔就相当于固定阻尼,滑靴和斜盘

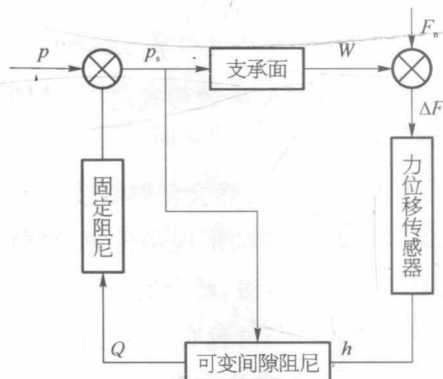


图 1.7 静压支承框图

之间的间隙就相当于可变阻尼。当负载压力 p 增大时,原来的平衡状态被破坏,滑靴与斜盘间的间隙减小。与此同时,支承面间隙处的液阻增加,泄漏量减小,从而使油腔中的压力增大以平衡负载的变大,直至达到新的平衡点;同理,当负载压力 p 变小时会有相反的变化过程。

由此可见,采取固定阻尼和可变阻尼串联结构,引起油腔压力的反馈作用,构成的是一个自动调节的闭环系统。该系统使支承能够适应负载的变化,如图 1.7 所示。

这里的支承面同时具有三个作用：① 支承外负载力的作用；② 力-位移传感器的作用；③ 可变间隙阻尼器的作用。

对框图可做如下说明：输入压力 p 在进口固定阻尼处产生压降 Δp 后，以 p_s 值进入中心油腔，根据一定的支承面形状产生了流体动反力（即承载能力）。当它与变化着的外负载力 F_n 不能保持平衡时，就出现一个不平衡力 ΔF ，此力使支承面的油膜厚度改变（这时支承面起力-位移传感器的作用），改变后的油膜厚度使支承面的密封带构成了新的间隙阻尼（这时支承面起可变间隙阻尼器的作用），从而得到新的泄漏流量 Q ；在这个流量下，固定阻尼便产生新的压差 Δp ，此压力差与输入压力 p 相比较，便得到新的油腔压力 p_s ，从而产生新的承载能力 W 以与变化了的外负载力 F_n 相平衡。

2) 剩余压紧力滑靴工作原理和结构特点

目前国内外在大功率液压马达上普遍采用剩余压紧力滑靴。其设计的基本思想是柱塞腔内的高压油无阻尼地通到滑靴底面，使其产生静压力平衡掉绝大部分的柱塞对斜盘的压紧力，而剩余的压紧力则始终压向斜盘而不脱开。

图 1.8 所示为只考虑柱塞端部压力作用时剩余压紧力滑靴受力简图，设柱塞轴向推力 p 对斜盘产生一压紧力 N ，有

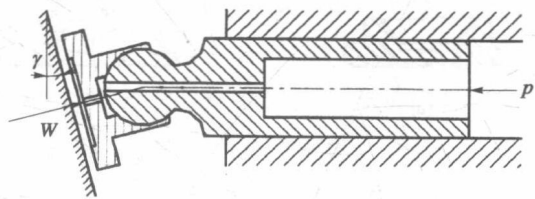


图 1.8 剩余压紧力滑靴受力简图

$$N = \frac{p}{\cos \gamma}$$

压紧力 N 与液压反推力 W 之比，定义为压紧系数，记作 m ，即

$$m = \frac{N}{W}$$

压紧系数直接反映了剩余压紧力的大小，决定了滑靴对斜盘的压紧程度，进而也就决定了滑靴处的摩擦功率损失，因此压紧系数是剩余压紧力滑靴的主要设计参数。

它的选取原则是：当斜盘倾角 γ 为 0° 时，不要使滑靴与斜盘脱开，即 $\gamma = 0^\circ$ 时， $N \geq W$ ，亦即压紧系数 $m \geq 1$ 。但为了尽量减小剩余压紧力，常常是当 $\gamma = 0^\circ$ 时，取 $m = 1$ ，这种选取方法称为最小剩余压紧力法。新的设计考虑，可选取在 $\gamma = 0^\circ$ 时， $m = 0.99 \sim 1.00$ 。这样，当泵在 $\gamma = 18^\circ \sim 20^\circ$ 下工作时，可达 $m = 1.04 \sim 1.05$ ，这样就大幅降低了剩余压紧力。

在剩余压紧力的作用下，滑靴和斜盘之间的表面间隙非常小，油液在微小的间隙内形成边界润滑膜。当油液的品质较高时，这层薄膜具有良好的润滑性能，它能降低摩擦系数，减少滑靴与斜盘的磨损，延长泵的使用寿命。

从原理上讲,图 1.9a 所示结构形式的滑靴就可以工作。它代表三个构成要素,即密封带、通油孔、内油室,这就是剩余压紧力滑靴的基本结构,也是早期的滑靴结构形式。理论分析和实践指出,这样的滑靴结构工作起来并不理想,必须附加一些其他要素(内外辅助支承带、通油槽等)才能很好地工作。如图 1.9b 和 1.9c 所示分别为国外和国内两种斜盘泵中所采用的滑靴结构。

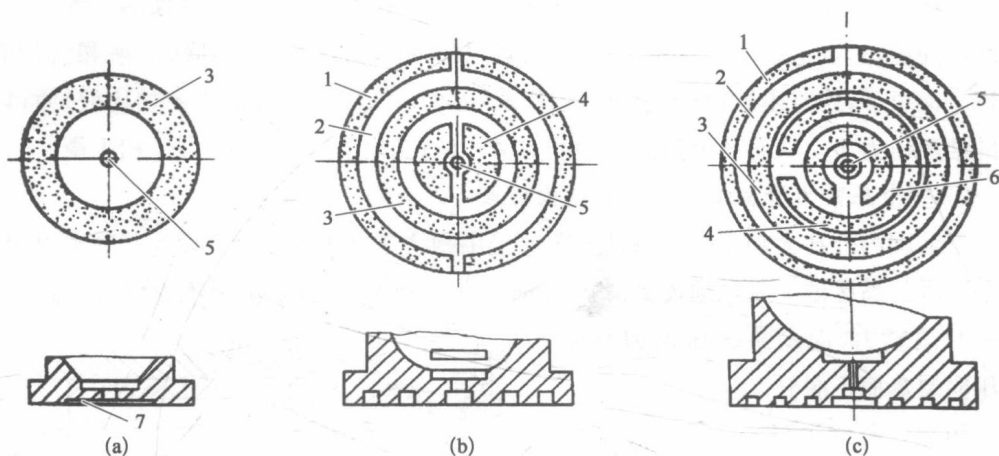


图 1.9 滑靴结构形式

1—外辅助支承;2—泄油槽;3—密封带;4—内辅助支承;5—通油孔;6—通油槽;7—油室

1.3.2 柱塞副

柱塞副作为柱塞泵三大关键摩擦副之一,与其他两个摩擦副相比,不仅运动状况复杂,受力情况也复杂。

图 1.10 给出了柱塞副的运动和受力图,由图中可以看出:

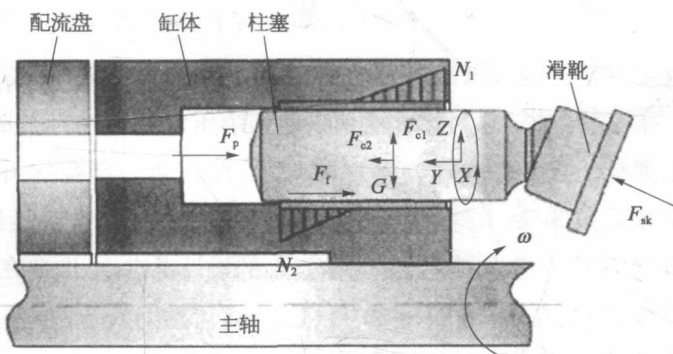


图 1.10 柱塞副运动和受力图

在运动学方面,柱塞在驱动机构的带动下在缸体中做进出移动,同时随着缸体绕缸体中心线做行星式旋转运动。由于摩擦的存在,柱塞在缸体中还会绕自身做随机转动,

除此之外,由于油膜间隙的存在,柱塞在缸孔中可能还存在轻微摆动。

在动力学方面,在柱塞泵工作过程中,柱塞受到的力包括来自油腔油液的压力、斜盘通过滑靴作用到柱塞上的力、柱塞与缸体间的油膜压力、柱塞与缸体间的摩擦力、柱塞绕主轴转动产生的离心力以及自身的重力等。

作为柱塞副的两个配对元件,柱塞与缸体之间通过一层油膜相互起作用,油膜的厚度通常只有几微米至几十微米,油膜特性对柱塞泵性能有很大影响。

1) 油膜对柱塞泵效率的影响

柱塞泵的效率由机械效率和容积效率两部分组成。泵机械效率的降低主要是由各运动部件的摩擦损失引起的。柱塞与缸体间的相对运动也会产生摩擦损失,而且两者之间润滑状态的不同对于摩擦功率损失影响差别甚大。当两者之间为纯液体润滑时,摩擦系数非常小,因而产生的损失也小;当两者之间处在边界润滑甚至干摩擦状况下时,摩擦系数会急剧增大,产生的摩擦功率损失也会较大。因而为提高泵的机械效率,减少功率损失,必须保证柱塞与缸体间时刻有压力油膜存在,使得摩擦副处于完全液体润滑状态。

然而柱塞与缸体间油膜间隙的存在,必然会带来一定的油液泄漏,从而降低泵的容积效率。油膜厚度越大,泄漏量也就越大,相应泵的容积效率也就越低。

因此,只有通过合理设计油膜,才能在保证柱塞与缸体间为纯液体润滑的状态下尽量减少油液泄漏量,提高泵的容积效率。

2) 油膜对柱塞泵工作压力的影响

由于柱塞与缸体间存在油膜间隙,当其受载后,柱塞相对于缸体会发生倾斜,从而在两者之间形成楔形油膜。当柱塞在缸体中做进出运动和自身旋转运动时,在动压作用下柱塞与缸体间的油膜形成一定的压力分布,压力作用到柱塞上面与作用在其上面的其他力达到平衡。

随着柱塞泵工作压力的升高,作用到柱塞上的力也相应增大。柱塞与缸体间载荷较大的地方油膜厚度会比较小,当外界载荷超出了油膜所能承受的载荷时,压力油膜将会被破坏,失去承载能力,柱塞泵便会很快因磨损而发生损坏。不同的油膜形貌对应不同的压力场分布,通过合理设计油膜形貌,可以提高油膜带载能力,进而提高柱塞泵的工作压力。

3) 油膜对柱塞泵温升的影响

柱塞副两个配对元件柱塞与缸体之间的相对运动会产生摩擦功率损失,转换为热能,通过油液以及柱塞和缸体进行耗散。正常工况下,柱塞泵运行一段时间后,产生的热能和耗散的热能便会达到一个静态平衡。

热能一部分使得油液温度升高,油的黏度下降,润滑性降低,泄漏量增大。热能的另一部分将使摩擦副的金属壁面产生局部温升,当油膜形成不好时,这种局部温升可达