



国家示范性高等职业院校重点建设专业教材

工程机械控制技术专业

工程机械液压系统故障诊断

主 编 王 毅
主 审 王永福



人民交通出版社
China Communications Press

国家示范性高等职业院校重点建设专业教材

工程机械液压系统故障诊断

Gongcheng Jixie Yeya Xitong Guzhang Zhenduan

主 编 王 毅

主 审 王永福

人民交通出版社

内 容 提 要

本书是国家示范性高等职业院校重点建设专业教材,以工程机械液压维修岗位的典型工作任务为载体,力求通过理实一体化教学形成岗位能力,主要包括:液压系统泄漏故障检修、液压油温度异常故障检修、液压工作装置运行无力故障检修、液压系统振动和噪声故障检修和液压工作台不回转故障检修。本书图文并茂,便于提高学员的学习兴趣及领悟所学内容。

本书可作为高等职业院校工程机械控制技术专业学生教材,也可作为相关专业学生的学习参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械液压系统故障诊断 / 王毅主编. —北京:
人民交通出版社,2010.8

国家示范性高等职业院校重点建设专业教材

ISBN 978-7-114-08618-2

I. ①工… II. ①王… III. ①工程机械—液压系统—
故障诊断—高等学校:技术学校—教材 IV. ①TU607

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第164879号

书 名: 国家示范性高等职业院校重点建设专业教材
工程机械液压系统故障诊断

著 者: 王 毅

责任编辑: 戴慧莉

出版发行: 人民交通出版社

地 址: (100011)北京市朝阳区安定门外外馆斜街3号

网 址: <http://www.ccpres.com.cn>

销售电话: (010)59757973,59757969

总 经 销: 人民交通出版社发行部

经 销: 各地新华书店

印 刷: 北京交通印务实业公司

开 本: 787×1092 1/16

印 张: 13

字 数: 330千

版 次: 2010年8月第1版

印 次: 2010年8月第1次印刷

书 号: ISBN 978-7-114-08618-2

定 价: 30.00元

(如有印刷、装订质量问题的图书由本社负责调换)

贵州交通职业技术学院教材编写委员会

主 任 唐 好

副 主 任 李 皖 卢正平 王永福

顾 问 张润虎

委 员 刘 焰 罗 筠 刘 志 陈文均 王 毅 张玉杰
王端祥 王爱红 周 青 邵世敏 李 毅 杨树枫
韦生根 张 平 周 华 许慧芳 曹云刚 蒋直泉
刘正发 周 勇 田兴强 杨明筑 肖志红 袁宗齐
吴 薇 安 军 李晓南(贵州汽车修理公司总经理)
庞 涛(贵阳市汽车维修管理处高级工程师) 罗洪波
(贵州省公路公司设备管理公司总经理) 王万海(贵
阳万通环保防水有限公司) 刘永强(贵州省建设工程
质量监督总站) 林永明(贵州省公路勘察设计院院长)
喻 红(广东省工程勘察院高级工程师)

序

《教育部关于全面提高高等职业教育教学质量的若干意见》(教高[2006]16号)明确指出:“高等职业教育作为高等教育发展中的一个类型,肩负着培养面向生产、建设、服务和管理第一线需要的高技能人才的使命”。探索类型发展道路、构建高技能人才培养模式、开发特色教学资源,是高职院校的历史责任。

2007年,贵州交通职业技术学院被列为国家示范性高等职业院校建设单位。国家示范性院校建设的核心是专业建设,而课程和教材又是专业建设的重要内容之一。如何通过课程的建构来推动人才培养模式的改革和创新?教材编写工作又如何与学校人才培养模式和课程体系改革相结合?如何实现课程内容适合高素质技能型人才的培养?这均是学院示范性建设中的重要命题。

令人欣慰的是学院教师历经3年的不断探索和实践,为学院示范建设作出了功不可没的成绩。其中教材建设就是部分成果的体现,也是全体专业教师、一线工程技术人员共同的智慧结晶和劳动成果。在这些教材中,既有工学结合的核心课程教材,也有专业基础课程教材。无论是哪种类型的教材,在编写中,学院都强调对教材内容的改革与创新,强调示范性院校专业建设成果在教材中的固化,强调教材为高素质技能型人才培养服务,强调教材的职业适应性。因为新教材的使用,必须根植于教学改革成果之上,反过来又促进教学改革目标的实现,推进高职教育人才培养模式改革。

本教材与传统教材相比有如下三个方面的特点:

第一,该教材由原来传统知识体系的章节结构形式,改为工作过程的项目、模块结构形式;教材中的项目来源于岗位工作任务分析确定的工作项目所设计的教学项目,教材中的模块来源于完成工作项目的工作过程。

第二,教材的内容不再依据相关学科的理论知识体系,而来源于相应岗位的工作内容。教学内容的选取依据完成岗位工作任务对知识和技能的要求,建立在行业专家对相应岗位工作任务分析结果和专业教师深入行业进行岗位调研结果的基础上。注重学生实践训练、培养学生完成工作的能力。

第三,教材不再停留在对课程内容的直接描述,而是十分注重对教学过程的设计,注重学生对教学过程的参与。在教材的各个项目之前,一般都提出了该项目应该完成的工作任务,该任务可能是学习性的工作任务,也可能是真实的工作任务。

在这些教材的编写过程中,也倾注了相关企业有关专家的大量心血和辛勤劳动,在此谨向他们表示衷心的感谢!由于开发时间短,教学检验尚不充分,错误和不当之处难免,敬请专家、同行指教。

贵州交通职业技术学院教材编写委员会

2009. 11. 20

前 言

在国家示范性高等职业院校重点建设专业教材的组织编写过程中,认真总结了全国交通职业院校多年来的专业教学经验,注意吸收发达国家先进的职教理念和方法,形成了以下特色:

1. 推行“校企携手、量身定制”的人才培养模式。工程机械控制技术专业建设,从市场研究、职业分析,到专业教学标准,课程标准开发,再到课程方案制订、教材编写的全过程,都是交通职业院校的教师与相关企业的人员一起合作完成的,真正实现了学校和企业的紧密结合。本专业的课程也体现了工学结合的本质特征——“学习的内容是工作,通过工作实现学习”。

2. 体现任务驱动的课程教学理念。以职业岗位的典型工作任务为驱动,确定理论与实践一体化的学习任务,按照工作过程组织学习过程。每个学习任务既有知识学习,又有智能操作,是工作要求、工作对象、工具、方法与劳动组织方式的有机整体。

3. 倡导行动导向的引导式教学方法。本系列教材注重对学习目标和引导问题的设计,以学生为主体,强化学生的地位,给学生留下充分思考、实践与合作交流的时间和空间,让学生亲身经历从观察→操作→交流→反思的活动过程。

4. 提供紧密结合职业岗位的技术内容。教材内容力求符合最新的国家及行业相关技术岗位标准以及技能鉴定的要求,为学生考取双证提供帮助。

5. 采用全新的结构编排模式。本系列教材打破了传统教材的章节体例,以典型学习任务为一个相对完整的学习过程,每个学习任务的内容相互独立但又有内在的联系。在每个学习任务开篇处,都以解决实际问题,完成岗位任务为导引,设定“学习目标”、“任务描述”和“学习引导”三个栏目,围绕工作任务聚焦知识和技能。

《工程机械液压系统故障诊断》是本系列教材之一,与传统同类教材相比,本教材以工程机械液压维修岗位的典型工作任务为载体,力求通过理实一体化教学形成岗位能力。本书图文并茂,便于提高学员的学习兴趣及领悟所学内容。

本书由贵州交通职业技术学院王毅担任主编。具体编写分工为:学习任务一和学习任务三由贵州交通职业技术学院王毅编写,学习任务二由贵州交通职业技术学院田兴强编写,学习任务四由贵州交通职业技术学院李宾、江胜波及贵州省公路集团设备管理公司罗洪波编写,学习任务五由贵州交通职业技术学院袁跃兰、薛

峰、寇桂跃编写。贵州交通职业技术学院王永福担任主审。

本书的编写,得到了贵州省公路工程集团总公司设备管理公司、贵州开磷集团、广西柳工机械股份有限公司、贵州小松工程机械有限公司、贵州旭宇工程机械有限公司、贵州恒立工程机械有限公司等单位的大力支持,在此谨致谢意。另外,在编写过程中,参考了国内外的相关图书和刊物,在此向原作者表示感谢。

限于编者经历和水平,教材内容难以覆盖全国各地的实际情况,希望各教学单位在积极选用和推广本系列教材的同时,注重总结经验,及时提出修改意见和建议,以便修订补充完善。

编 者
2010年2月

目 录

学习任务一 液压系统泄漏故障检修	1
单元1 液压泵泄漏检修	1
单元2 液压阀泄漏检修	24
单元3 液压缸泄漏检修	71
学习任务二 液压油温度异常故障检修	84
单元1 液压油检查与选用	84
单元2 热交换器的故障检修	108
学习任务三 液压工作装置运行无力故障检修	112
单元1 液压回路检修	112
单元2 液压泵性能测定	156
单元3 液压油工作流量检查	159
学习任务四 液压系统振动和噪声故障检修	162
单元1 液压泵振动和噪声检修	162
单元2 液压缸振动和噪声检修	174
学习任务五 液压工作台不回转故障检修	176
单元1 液压马达故障检修	176
单元2 溢流阀调定压力的调整	186
单元3 顺序阀故障检修	189
附录 常用液压传动图形符号	192
参考文献	196

学习任务一 液压系统泄漏故障检修

学习目标

1. 能够正确找出液压系统泄漏故障的原因；
2. 能够针对不同元件漏油的故障制订相应的修理方法；
3. 能够用相应的专业工具对泄漏液压元件进行修理和更换；
4. 能够正确描述工程机械液压系统泄漏检修的工艺要求。

任务描述

对工程机械液压系统泄漏故障进行检查、修理、装配作业,在拆装过程中符合国家或行业相关工艺标准。

学习引导

工程机械液压系统基本知识→泄漏原因诊断→液压元件的拆卸→装配→整机调试

单元1 液压泵泄漏检修

一、液压泵的基本知识

(一) 液压泵概论

液压泵是能量转换装置,能将原动机(电动机、发动机)提供的机械能转换为液压能,是液压系统中的液压能源,是组成液压系统的核心,用它向液压系统输送液压油,从而推动执行元件对外作功。

根据常见基础标准中的压力等级,通常将额定压力为 $0 \sim 2.5\text{MPa}$ 的液压泵称为低压泵; $2.5 \sim 8.0\text{MPa}$ 的液压泵称为中压泵; $8.0 \sim 16\text{MPa}$ 的称为高压泵;超过 32MPa 的液压泵称为超高压泵。

按液压泵的结构不同,可以分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵和螺杆泵;按其输出流量能否调节,又分为定量泵和变量泵。

(二) 液压泵的工作原理

图1-1所示为一单柱塞液压泵的工作原理。当偏心轮1由原动机带动旋转时,柱塞2便在泵体3内往复移动,使密封腔的容积发生变化。密封容积

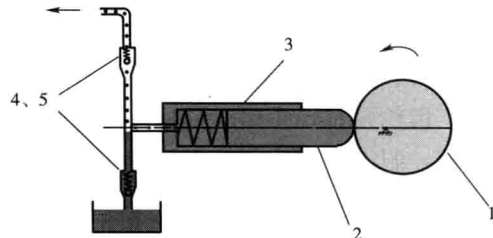


图1-1 单柱塞液压泵的工作原理
1-偏心轮;2-柱塞;3-泵体;4、5-止回阀

增大时形成真空,油箱中的油便在大气压力作用下通过止回阀4流入泵体内,实现吸油。此时,止回阀5关闭,防止系统油液回流。密封容积减小时,油受挤压,便经止回阀5压入系统,实现压油。止回阀4关闭,避免油液流回油箱。若偏心轮不停地转动,泵就不断地吸油和压油。

由此可见,液压泵是靠密封容积的变化来实现吸油和压油的,其排油量的大小取决于密封腔的容积变化,故这种泵又称为容积式泵。构成容积式泵的两个必要条件是:

①有周期性的密封容积变化。密封容积由小变大时吸油,由大变小时压油。

②有配流装置。它保证密封容积由小变大时只与吸油管连通;密封容积由大变小时只与压油管连通。上述单柱塞泵中的两个止回阀4和5就是起到配流作用的。

(三) 齿轮泵

齿轮泵是利用齿轮啮合原理工作的,按齿轮啮合形式的不同可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两种。图1-2所示为外啮合型齿轮泵,下面将对外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵做详细介绍。

1. 外啮合齿轮泵

外啮合齿轮泵(图1-2)由一对几何参数完全相同的齿轮、长短轴、泵体、前后盖板等主要零件组成。

图1-3为外啮合泵工作原理图。如图所示,在泵内有一对齿数相同的外啮合渐开线齿轮。齿轮的两端皆由端盖罩住(图中未示出)。

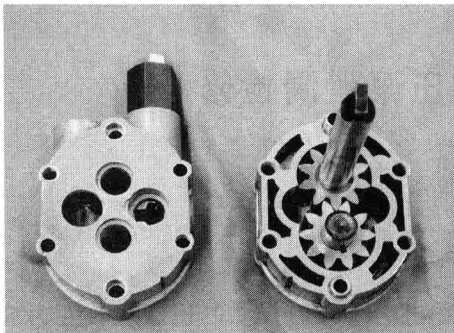


图1-2 外啮合型齿轮泵

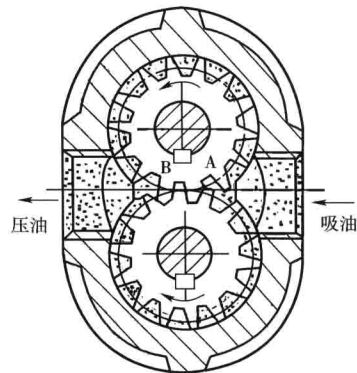


图1-3 内啮合齿轮泵原理

泵体、端盖和齿轮之间形成了密封容腔,并由两个齿轮的齿面接触线将左右两腔隔开,形成了吸、压油腔。当上齿轮顺时针方向旋转时,左侧吸油腔内的轮齿相继脱开啮合,使密封容积增大,形成局部真空,油箱中的油在大气压力作用下进入吸油腔,并被旋转的轮齿带入右侧。右侧压油腔的轮齿则不断进入啮合,使密封容积减小,油液被挤出,通过压油口排油。

1) 齿轮泵的流量计算

齿轮泵每转一周的排量 q 等于两个(齿数相同)齿轮所有齿谷容积减去径向齿隙容积的总和。假设齿槽容积等于轮齿体积,那么其排量就等于一个齿轮的齿槽容积和轮齿体积的总和。当齿轮的齿数为 Z 、节圆直径为 D 、齿高为 h 、模数为 m 、齿宽为 b 时,齿轮泵的排量 V 为

$$V = \pi DhB = 2\pi Zm^2b \quad (1-1)$$

实际上齿谷的容积稍大于齿轮的体积,且液体在齿谷中受压收缩,故通常取 $V =$

6.66Zm²b。

考虑到容积效率 η_v , 则齿轮泵的实际平均流量为:

$$q_v = 6.66Zm^2bn\eta_v \quad (1-2)$$

式中: n ——液压泵的转速。

2) 外啮合齿轮泵的结构要点

(1) 困油现象及消除措施

为了保证齿轮泵传动的平稳性, 液压泵的齿轮重叠系数 ε 必须大于 1 (一般来说 $1.05 < \varepsilon < 1.10$), 即在前一对齿轮脱开啮合之前, 后一对齿轮已经进入啮合。在两对轮齿同时啮合时, 它们之间将形成一个与吸、压油腔均不相通的闭死容积, 如图 1-4 所示。

此密闭容积随着齿轮的旋转, 先由大变小, 后由小变大。因闭死容积形成之前与压油腔相通, 因此容积由大变小时油液受挤压经缝隙溢出, 不仅使压力增高, 齿轮轴承受周期性的压力冲击, 而且导致油液发热。这种现象被称为发热现象。

困油现象是有害的, 被困油液压力周期性升高和下降会引起振动、噪声和气穴现象, 使轴承受

到很大的径向力。为了消除困油现象, 常用的办法是在与齿轮端面接触的端盖上开困油卸荷槽, 使密闭腔在其容积由大变小时, 通过卸荷槽与压油腔相连通, 避免了压力急剧上升; 密闭腔在其容积由小变大时, 通过卸荷槽与吸油腔相连通, 避免形成真空。两个卸荷槽需保持合适的距离, 以便吸、压油腔在任何时候都不连通, 避免增大泵的泄漏量。齿轮泵盖上两个卸荷槽的位置向吸油腔偏移一小段距离。

矩形卸荷槽形状简单, 加工容易, 基本上能满足卸荷的要求。但是封闭油腔与泵的吸、压油腔通道仍不够通畅, 困油现象造成的压力脉动还部分的存在, 而采用如图 1-5 所示的 3 种异形困油卸荷槽, 则能使困油及时顺利地导出, 对改善齿轮泵的工作, 对较彻底地解除困油现象更有利一些。

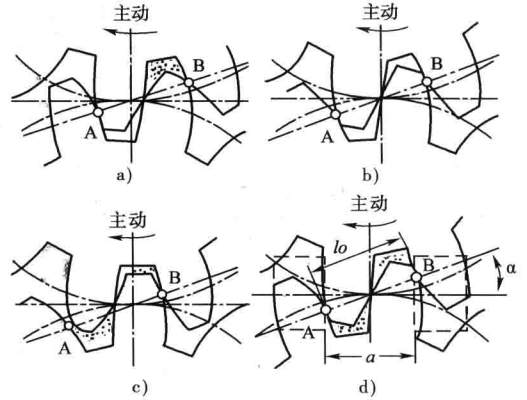


图 1-4 齿轮泵的困油现象
A 前啮合点; B 后啮合点

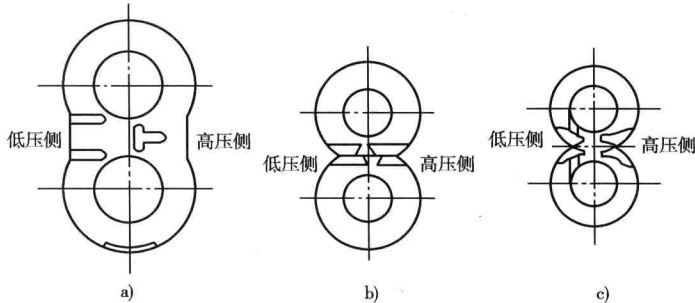


图 1-5 3 种异形困油卸荷槽

(2) 外啮合齿轮泵的径向力及减小径向力的措施

① 齿轮泵的径向力。作用在齿轮泵轴承上的径向力 F , 是由沿齿轮圆周液体压力产生的径向力 F_p 和由齿轮啮合产生的径向力 F_T 所组成。

a) 由沿齿轮圆周液体压力所产生的径向力 F_p 。在齿轮泵中, 齿轮与低压腔相接触的区段受压力 P_d 的作用; 与高压腔相接触的区段受压力 P_g 的作用, 而高、低压腔之间的过渡区段所受的压力是变化的, 由 P_d 逐渐升为 P_g , 其压力分布可近似地认为如图 1-6 所示, 图中 F_p 为齿轮圆周液压力的合力。将齿轮圆周的液压力分布曲线展开如图 1-7 所示。

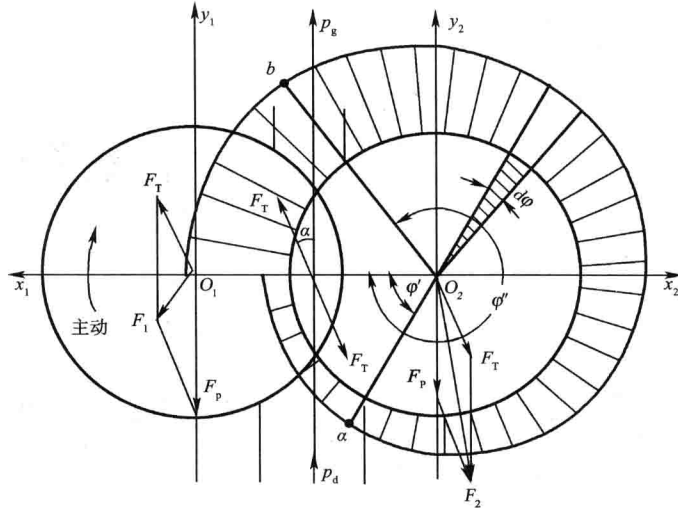


图 1-6 齿轮圆周压力的近似分布曲线

b) 由齿轮啮合所产生的径向力 F_b 。两个大小相等、方向相反的啮合力的作用方向是与啮合线重合的。将作用在主动齿轮啮合点上的啮合力简化到主动齿轮中心 O_1 上, 得到一个力偶和一个径向力 F_T ; 将作用在从动齿轮啮合点上的啮合力简化到从动齿轮中心 O_2 上, 得到一个力偶和一个径向力 F_T 。显然, 简化到 O_1 和 O_2 上的径向力大小相等方向相反。

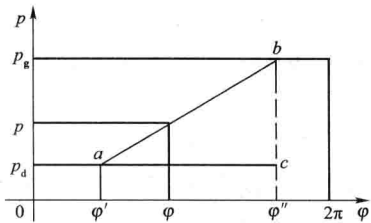


图 1-7 齿轮圆周液压力分布曲线展开图

c) 径向力的合成。由齿轮啮合所产生的径向力 F_T 对主动齿轮来说, F_T 是向上的并与 F_p 成钝角, 使合力 F_1 减小; 对从动齿轮来说, F_T 是向下的并与 F_p 成锐角, 使合力 F_2 增大。

由于 $F_2 > F_1$, 所以当主、从动齿轮上的轴承规格相同时, 从动齿轮的轴承磨损快, 先损坏。在实际设计中, 可用以下近似公式计算径向力, 并作为轴承设计的依据:

$$F_1 = 0.75 \Delta P B D_e \quad (1-3)$$

$$F_2 = 0.85 \Delta P B D_e \quad (1-4)$$

式中: ΔP ——泵进出口压差, N/m^2 ;

B ——齿宽, m ;

D_e ——齿顶圆直径, m 。一般应按 F_2 的数值进行轴承的设计计算, 以使主、从动齿轮轴承的品种规格相同。

②减少径向力的措施。齿轮泵的工作压力越高, 径向力就越大。径向力过大, 除了降低轴承的寿命外, 还会使齿轮出现齿顶刮壳体(俗称扫膛)现象。为此, 可从两方面着手: 一方面, 从提高轴承材料性能, 改进轴承结构设计, 改善润滑条件着手, 从而提高轴承的承载能力; 另一方面, 应尽量减小径向力。为了减小径向力可采取以下措施。

a) 合理选择齿宽 B 和齿顶圆直径 D_e 。当工作压力 ΔP 和排量 v 一定时, 齿轮轴所受的径向力与 D_e 成反比, 与 \sqrt{B} 成正比。因此, 对高压齿轮泵可通过减小齿宽 B 和增大齿顶圆直径 D_e 来减小径向力。但 D_e 又不能太大, 否则转速高时会出现吸油不足的情况。对于中低压齿轮泵, 径向力不大, 齿宽 B 可以大一些, 这样可以减小径向尺寸, 使泵结构紧凑。综合考虑上述因素, 在设计时可根据工作压力 ΔP 参考表 1-1 来选取 B 与 D 的比值 ξ 。

比值 ξ 的参考值

表 1-1

Δp (MPa)	3.5	7.0	10.5	14	16
$\xi = B/D_e$	1	0.8	0.6	0.4	0.35

b) 缩小压油腔尺寸。为了减小径向力, 压油腔的包角越小越好, 压油腔的流速允许高达 $3 \sim 5\text{m/s}$ 。压油腔的包角一般小于 45° 。

c) 将压油腔扩大到接近吸油腔侧。将压油腔扩大到接近吸油腔侧, 在工作过程小只有 $1 \sim 2$ 个齿起密封作用, 使对称区域的径向力得到平衡, 从而减小了作用在轴承上的径向力。图 1-8 所示的 CBN 型齿轮泵, 就是采用这种方法来减小径向力的。

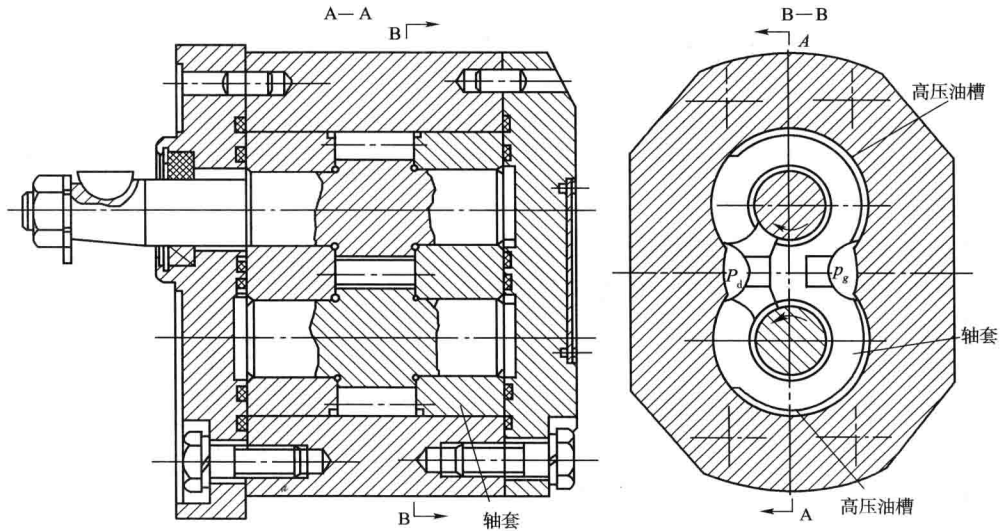


图 1-8 CBN 型齿轮泵

d) 将吸油腔扩大到接近压油腔侧。只留 $1 \sim 2$ 个齿起密封作用, 并在高压腔设径向间隙补偿装置(图 1-9)。这种结构既减小了径向力, 又提高了容积效率。

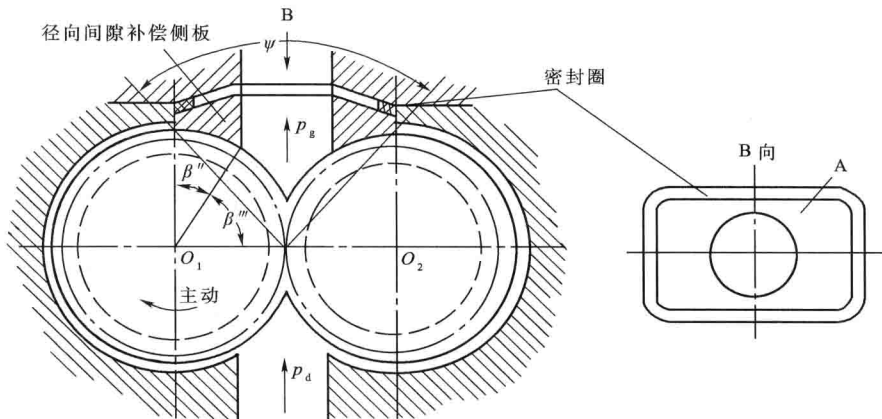


图 1-9 将吸油腔扩大到接近压油腔侧

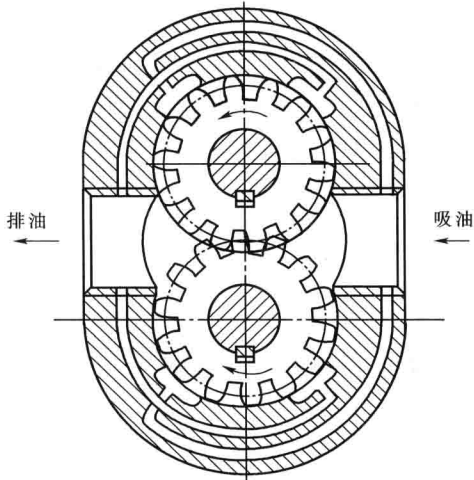


图 1-10 具有液压平衡槽的齿轮泵

e) 液压平衡法(图 1-10)。在过渡区开设两个平衡油槽,分别与低、高压腔相通。这种结构可使作用在轴承上的径向力大大减小,但会使内泄漏增加,容积效率下降。

(3) 泄漏

① 齿轮泵的泄漏途径。效率是衡量齿轮泵工作经济性的重要指标之一,泄漏则直接影响齿轮泵的容积效率。其泄漏途径主要有以下三条(图 1-11)。

a) 端面间隙的泄漏。压油腔和过渡区段的齿谷里的压力油由齿谷根部经端面间隙流入轴承腔内(与吸油腔相通)。由于端面间隙泄漏的途径广,封油长度短,因此泄漏量很大,约占总泄漏量的 75% ~ 80%。

b) 径向间隙的泄漏。压油腔的油液经径向间隙向吸油腔泄漏。因通道较长,间隙较小,工作油液又

有一定的黏度,再加上泄漏方向与齿轮旋向相反,所以泄漏量相对较小,约占总泄漏量的 15% ~ 20%。

c) 齿面啮合处(啮合点)的泄漏。由于啮合点接触不好(如齿形误差造成沿齿宽方向的啮合不好),使高压腔与低压腔之间密封不好而造成泄漏。在啮合情况正常时,通过齿面接触处的泄漏是很少的,一般不予考虑。

由上述可知,端面间隙的泄漏所占比例最大,因此,为了提高齿轮泵的容积效率,必须设法减少端面间隙的泄漏。

② 端面间隙的自动补偿。

a) 浮动轴套(或浮动侧板)式补偿装置。

如图 1-12 所示,两个互相啮合的齿轮支撑在前、后轴套的滑动轴承(或滚动轴承)里,轴套可在壳体内作轴向浮动。从压油腔引至轴套外表面的油液,作用在有一定形状和面积的面积 A_1 上,其合力为 $F_1 = A_1 p_g$,此力把轴套压向齿轮端面,从而减小了端面间隙。与此同时,齿轮和轴套接触面间的液压力作用在轴套内端面,形成了反推力 F_2 ,其合力为:

$$F_2 = A_2 p_m \quad (1-5)$$

式中: A_2 ——等效面积;

p_m ——作用在 A_2 上的平均液压力。

泵在起动时,浮动轴套在弹性元件(橡胶密封圈或弹簧)的弹力作用下,贴紧齿轮端面以保证密封。

为了保证浮动轴套能自动贴紧齿轮端面,磨损后能自动补偿,设计时应使压紧力 F_y 大于反推力 F_r ,一般取 $F_y = (1 \sim 1.2) F_r$ 。从而保证轴套和齿轮之间能形成适当的油膜,有助于提高容积效率和机械效率。同时,还必须保证压紧力和反推力的作用线重合,以免产生力偶导致轴套倾斜,增加泄漏。

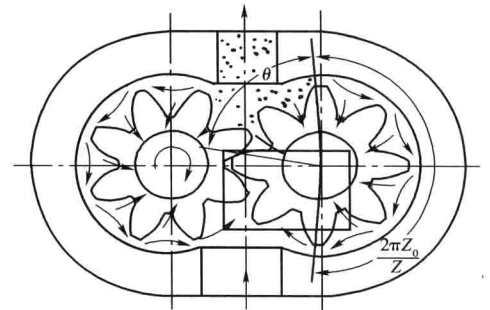


图 1-11 齿轮系间隙泄漏的途径

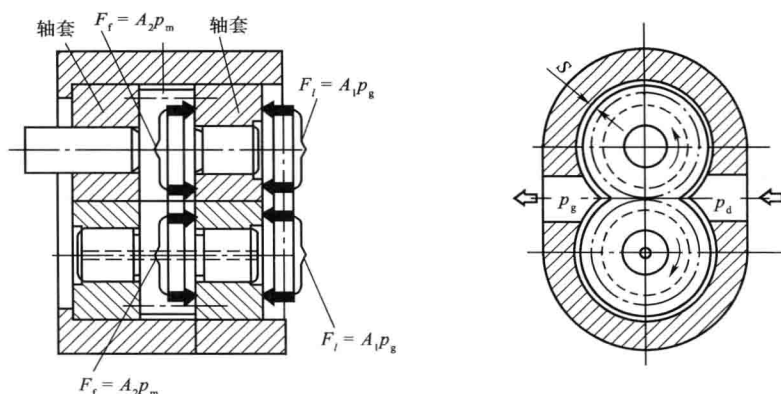


图 1-12 轴向间隙补偿原理

I. 补偿面为“8”字形的浮动轴套。具有这种轴套的齿轮泵(图 1-13), 在“8”字形面积 A_1 上作用着由 B 孔引入的压力油, 面积 A_1 是由泵体 1 的内孔与两个和齿轮同心的密封圈 2 围成。在泵起动和空载时, 没有液压力作用, O 形密封圈 2 可以使浮动轴套自动贴紧齿轮端面, 图中 A_1 孔可把内泄油液引入吸油腔。

这种补偿装置结构简单, 工艺性好。但因补偿面积的对称中心与主、从动齿轮的对称中心重合, 所以, 液压压紧力的合力作用线通过浮动轴套的中心, 而齿轮和轴套端面之间的液压反推力的合力作用线却偏向右侧压油腔, 这两个力对轴套就形成了力偶, 企图使轴套倾斜, 不仅会加大单边间隙, 增加泄漏, 而且还会使浮动轴套不灵活及局部磨损。为了克服上述缺点, 应将轴套与壳体的配合长度加长并提高精度。

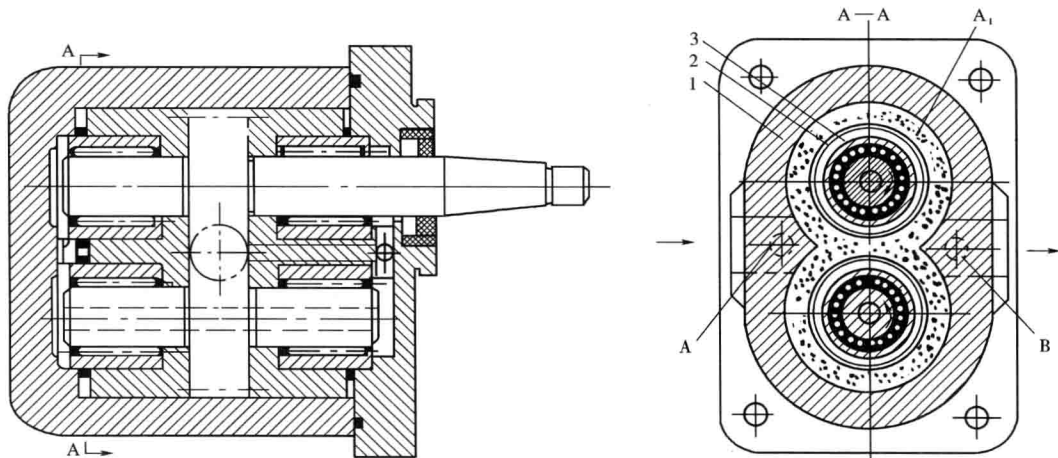


图 1-13 具有“8”字型补偿面的浮动轴套齿轮泵

1-泵体; 2-密封圈; 3-滚针轴承外环; A-泄漏油孔; B-高压引油孔; A_1 -补偿面

II. 补偿面为偏心“8”字形的浮动轴套。具有这种浮动轴套的齿轮泵(图 1-14), 其偏心“8”字形补偿面 A_1 是由泵体 1 的内孔和两个密封圈 2 围成, 作用在补偿面上的液压压紧力的合力作用线, 显然偏向压油腔一侧, 从而使压紧力的作用线与反推力的作用线重合, 以避免产生力偶。CBN-E300 型齿轮泵就是采用这种形式的浮动轴套。

CB-L 型齿轮泵采用了这种形式的补偿结构(图 1-15), 在浮动侧板 3、4 的背面, 由两个密封条 1 和 4 个密封条 2 将补偿面积分成 I、II、III、IV、V 共五个区域。在区域 I 内作用有出 a

孔引入的高压腔油液;在区域 R 和 m 内作用有出弧形通槽 c 引入的过渡区油液;在区域 M 内作用有由 b 孔引入的吸油腔油液;区域 V 为一封闭腔,其压力接近过渡区 I、II 的压力。由于区域 II、III 中引入了过渡区油液,侧板压紧力的作用点可自动随反推力作用点的变动而变动,因而压紧力和反推力的作用线容易重合,侧板的浮动性能较好。同时,因侧板较薄,能节省大量耐磨合金,但这种结构加工较复杂。

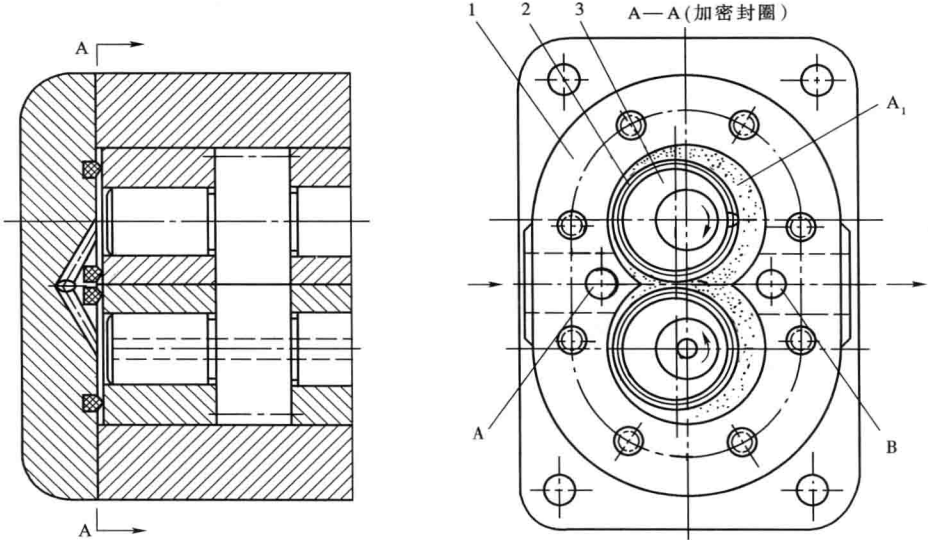


图 1-14 具有偏心“8”字形补偿面的浮动轴套的齿轮泵
1-泵体;2-密封圈;3-低压区;A-泄漏油孔;B-高压引油孔;A₁-补偿面

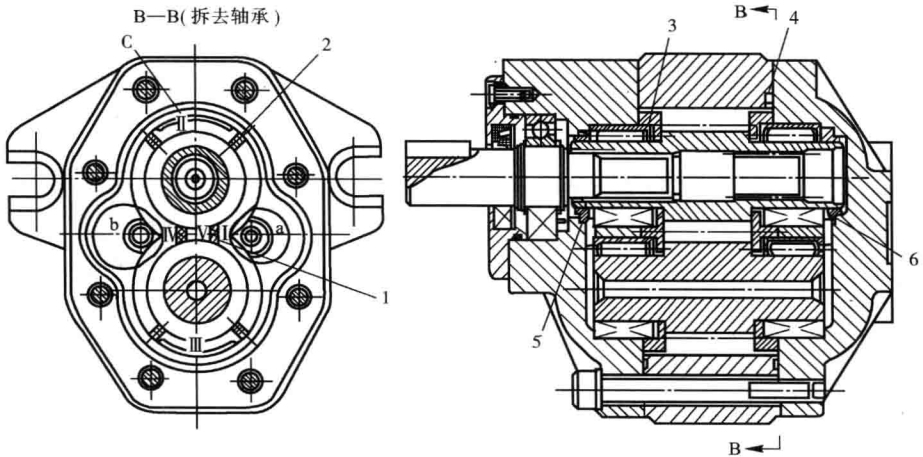


图 1-15 CB-L 型齿轮泵
1,2-密封条;3,4-浮动侧板;5,6-密封环

b) 弹性侧板(或称挠性侧板)式补偿装置。弹性侧板式端面间隙的补偿原理与浮动轴套式相同。在侧板背面引入压力油,侧板在压力油的作用下产生弹性变形,起到端面间隙的补偿作用。

图 1-16 所示的 CB-F_B 型齿轮泵就采用了弹性侧板式的端面间隙补偿装置。