

前 言

液压系统的泄漏是机械工业部门普遍存在的亟待解决的老大难问题。这个问题的解决,将直接影响到液压技术的发展和普及。从64台WY100型液压挖掘机的质量调查中可以看出,在14个调查项目中,漏油问题就占了9项。

由于泄漏不仅是泄漏掉了大量的液压油,污染环境,而且影响液压设备的工作性能,有时还得停机检修,造成停工损失。据美国 VICKERS 公司介绍,如果液压设备外泄漏消除,则每年能节约 34.2 万吨液压油,另外加上污染清理和油箱补油等费用,则无泄漏系统每年可节约总费用达数千万美元。由此可见,消除液压系统漏油,不但可节约石油的消耗,免除环境污染,改善设备性能,而且还具有较大的经济意义。

泄漏的原因是多方面的,诸如密封装置各部尺寸与有关参数的选择是否合适,制造工艺,尤其是密封元件的工艺质量高低,使用装配的正确与否,密封材质的优劣及密封元件模具设计是否得当等,都是造成泄漏的重要原因。

1984年3月19日,机械工业部针对液压件质量问题较多、其突出的问题是清洁度差,渗油、漏油现象严重这种状况,发出通告,对液压件限期完成“治脏、治漏”工作。要求所有生产液压件的单位,都要成为“不漏公司”,“不漏厂”,以确保液压件质量的稳定提高,这对机械产品的可靠性所起的作用是很大的。

“治脏、治漏”是提高液压系统工作性能的两个重要方面。《液压油的污染控制》与《液压泄漏控制》这两本书是密切相关的姊妹篇,希望能在“治脏、治漏”中发挥作用。《液压泄漏控制》一书收集了国内外有

关资料和最新科研成果，从发展液压技术和解决生产实际问题出发，系统地阐述了泄漏的基本概念、泄漏机理、密封材料、静密封泄漏控制、动密封泄漏控制和液压缸泄漏控制等。本书可供从事液压技术工作的工程技术人员、生产使用人员和大专院校有关师生学习和参考。

限于编者水平，加之时间仓促，书中缺点错误在所难免，希望读者不吝批评指正。

编 者

一九八八年十一月于重庆大学

目 录

第一章 概论.....	(1)
一、泄漏的概念.....	(1)
二、液压系统漏油的危害.....	(2)
三、液压系统漏油的主要部位及原因.....	(3)
四、液压元件泄漏指标.....	(3)
五、液压系统防漏治漏措施.....	(5)
第二章 泄漏机理.....	(7)
一、泄漏的几种形式.....	(7)
二、缝隙和小孔的泄漏量计算.....	(10)
(一) 缝隙泄漏量计算.....	(10)
(二) 细长小孔泄漏量计算.....	(18)
第三章 密封材料.....	(20)
一、对密封装置的基本要求.....	(20)
二、对密封材料的基本要求.....	(21)
三、密封材料的种类.....	(21)
四、合成橡胶.....	(22)
五、合成树脂.....	(33)
六、非金属与金属材料.....	(42)
(一) 非金属.....	(42)
(二) 金属.....	(53)
第四章 静密封的泄漏控制.....	(57)

一、密封装置的分类	(57)
二、静密封机理	(57)
三、固定结合面的防漏	(62)
(一) 液压密封	(62)
(二) 法兰连接螺栓拧紧力计算	(75)
(三) 法兰垫圈密封的计算机模拟	(82)
四、螺纹接口密封	(91)
五、管路的防漏	(97)
六、密封故障隐蔽的原因	(99)
第五章 动密封泄漏控制	(106)
一、动密封装置的选用	(106)
二、动密封与泄漏	(113)
三、往复运动橡胶圈的流体动力特性	(114)
(一) 弹性密封的流体动力特性	(114)
(二) 理论与实验泄漏量偏离的原因	(116)
(三) 试验台和试验条件	(118)
(四) 净泄漏量的影响因素	(120)
(五) 结论	(126)
四、往复运动密封	(127)
(一) 往复运动用O形圈	(127)
(二) 特殊O形圈	(132)
(三) 唇形密封圈	(132)
(四) 其它密封	(143)
五、运行条件对往复运动U形密封圈设计的影响	(150)
(一) 概述	(150)
(二) 试验研究	(152)
(三) 结论	(159)
六、旋转运动密封	(159)
(一) 旋转运动O形圈	(159)

(二) 旋转油封.....	(161)
(三) 机械密封.....	(161)
七、新型动密封装置.....	(189)
(一) 波纹管密封装置.....	(189)
(二) 粘性密封装置.....	(191)
(三) 磁性流体密封装置.....	(192)
八、橡胶旋转油封的动态密封机理.....	(198)
(一) 橡胶旋转轴油封.....	(198)
(二) 刚性套筒密封.....	(202)
(三) 动密封机理.....	(207)
(四) 结论.....	(213)
九、机械密封中受往复扭转作用的合成橡胶O型圈辅助密封 的刚度和阻尼特性.....	(213)
(一) 基本原理.....	(214)
(二) 试验装置和试验方法.....	(217)
(三) 结果和探讨.....	(219)
(四) 结论.....	(223)
十、液压元件防漏检验方法——气密封检验.....	(224)
十一、密封件使用寿命与保管.....	(226)
(一) 密封件使用寿命.....	(226)
(二) 延长橡胶密封圈寿命的方法.....	(227)
(三) 提高密封圈质量的途径.....	(228)
(四) 密封件的保管.....	(230)
十二、液压系统的泄漏及其预防.....	(231)
十三、治漏措施举例.....	(244)
十四、橡胶密封装置国际标准和国标制定.....	(248)
(一) ISO橡胶密封装置标准.....	(249)
(二) 国家标准规定.....	(259)
第六章 液压缸泄漏控制.....	(261)

一、液压缸往复运动密封装置常用密封件	(261)
(一) 材料选择	(262)
(二) 活塞杆密封装置用密封件	(263)
(三) 活塞密封装置用密封件	(265)
(四) 液压缸防污装置	(268)
二、液压缸往复运动组合密封装置	(269)
(一) U形组合密封圈	(270)
(二) SIMKO密封圈	(271)
(三) TESKO复合密封	(276)
(四) 戟形组合密封圈	(276)
(五) 实体丁腈橡胶	(277)
(六) 腰形组合密封圈	(277)
(七) Ω 形组合密封圈	(278)
(八) 阶梯结构卷动套密封装置	(281)
(九) 聚四氟乙烯组合密封圈	(284)
三、液压缸往复运动密封装置及其随动性	(285)
四、液压缸用动密封安装沟槽国标	(289)
(一) 宽断面动密封安装国标	(289)
(二) 窄断面动密封安装沟槽国标	(293)
(三) 液压缸用动密封圈的配套及其它	(323)
五、中高压液压缸的泄漏与防治	(323)
(一) 使用条件对液压缸密封装置密封性能的影响	(324)
(二) 液压油污染对泄漏的影响	(327)
(三) 确保密封性能的要素	(328)

第一章 概 论

在液压传动中,液体的泄漏是一个普遍存在的共同性问题,这个问题的解决关系到液压设备的正常应用和液压技术的发展。液压元件厂生产的元件,有的尚未出厂就漏油,有的使用不久即产生漏油,这样就难以实现系统不漏油了。近些年来机械工业部通用零件局狠抓了液压件厂的漏油问题,取得了一定成绩,出现了一些不漏产品,对此用户极为满意。但是不漏也存在寿命问题,所以制造厂应在不漏产品的基础上,提高产品的不漏寿命。由于此问题影响因素太多,所以要多方面注意,有了不漏元件,并不等于系统的漏油获得解决。设计系统如何选用元件和管接头,油箱的合理设计,管道的布置和安装,系统装配质量的好坏对系统的泄漏都有直接或间接的影响。由于系统的泄漏牵涉面广,有时因忽视“小问题”而出现大泄漏的情况也可能存在,所以,造成一些人认为液压系统的泄漏是难以避免的这种概念,而害怕使用液压。事实上也并非如此,例如航空液压系统就基本上不存在漏油问题,这主要是严字当头,从各个环节进行严格控制,如果能把这个经验用到民用的机械产品中去,液压系统的漏油问题也是一定能够得到解决的。

一、泄漏的概念

液压系统中的工作液体是在液压元件和管道的容腔内流动或存留的,循环的工作液体理应在规定的容腔内流动。然

而，由于压力差的关系，故有少量液体从压力较高的地方越过低压腔边界，经过各个固定零件的接触面或两个相对运动零件的间隙及孔隙等流到大气中或压力较低的地方，这种现象称为泄漏。单位时间内漏出的液体容积，称为泄漏流量，简称泄漏量。泄漏分为内泄漏和外泄漏两种。

1. 内泄漏

内泄漏是指液压系统中液压元件内部有少量液体从高压腔流到低压腔的泄漏。如图1—1所示，液压缸中缸壁和活塞之间（图中A处）的泄漏为内泄漏。内泄漏要求尽量减小，这就需要应有的加工精度和适当的密封措施。

2. 外泄漏

外泄漏是指液压系统中工作液体从高、低压腔流到大气的泄漏。如图1—1所示，液压缸中的液体从缸内流到大气（图中B处）的泄漏为外泄漏。外泄漏一般是不允许的，以保持液压设备四周的清洁。

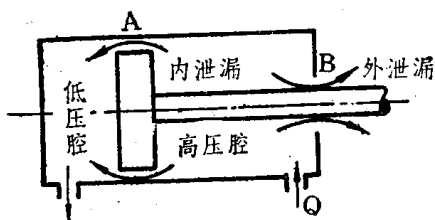


图1-1 液压缸的内泄漏和外泄漏

二、液压系统漏油的危害

1. 系统压力调不高；
2. 容积效率低；
3. 系统发热；
4. 能耗增加，造成浪费；
5. 由于密封不良，外界污物容易侵入，造成恶性循环，使主机或元件早期磨损；
6. 执行机构运动速度不稳定，系统工作的可靠性降低，可能造成控制失灵。例如，挖掘机的动臂自动下降，液压马

达失去制动力而产生溜坡现象；

7. 产品（特别是轻纺产品、食品等）和环境受污染；

8. 遇高温热源容易引起火灾。

综上所述，液压系统中液体的大量泄漏，不仅会降低设备的工作性能，而且还会造成能量和物资的严重浪费，并污染环境。

三、液压系统漏油的主要部位及产生原因

1. 外泄漏的主要部位

泄漏问题之所以比较严重和普遍，其中有一较重要的因素就是液压系统中可能发生泄漏的部位较多，几乎包括系统中的各个环节。液压系统的外泄漏主要发生在液压元件、管接头、元件接口和零件之间的固定结合处。

2. 泄漏的原因

液压系统泄漏的原因很多，从方案设计到每个工艺过程（铸造、焊接、机加工及装配）；从密封件的质量到维护管理等都会造成漏油。要解决漏油问题，必须从多方面入手。

壳体的焊缝在装配前一般都经过探伤检查，耐压试验，出现渗泄油的情况不很多，但有时也会因耐压试验的压力及时间不够，或根本未进行过试验检查，当液体受到压力脉动或冲击时，铸造和焊接缺陷就会扩大，造成渗油。结合面上的渗油固然有设计上的问题，但主要还是由于加工装配、维护保养不当等原因，在这些部位出现了泄漏通道，或密封件老化失效，造成密封件毁坏所致。比较突出的是O形密封圈和管接头。液压装置泄漏的主要部位和常见原因见表1—1。

四、液压元件泄漏指标

为了控制液压系统的泄漏，首先要对液压元件的泄漏量加以控制，并把泄漏量作为评价液压元件质量的性能指标列

表1-1

液压装置泄漏的主要部位及原因

泄漏部位	原	因
管接头	选用管接头的类型与使用条件不符；接头的加工质量差，不起密封作用；接头装配不良；接头密封圈老化或破损；机械振动、压力脉动等原因引起接头松动	
固定接合面	不承载的接合面 承受压力负	接合面的表面粗糙度和不平度过大；各种原因引起零件变形，使两表面不能全面接触；密封垫硬化或破损使密封失效；装配时接合面上有砂尘等杂质；被密封的容腔内有压力
	承载的接合面 承受压力负	接合面粗糙不平；紧固螺栓拧紧力矩不够；或各螺钉拧紧力矩不等；密封圈失效；接合表面翘起变形；密封圈压缩量不够等
轴向滑动表面密封处	密封圈的材料或结构类型与使用条件不符；密封圈老化或破损；轴表面粗糙或划伤；密封圈安装不当等	
转轴密封处	转轴表面粗糙或划伤；油封材料或形式与使用条件不符；油封老化或破损；油封与转轴偏心量过大或转轴振摆过大等	

入出厂液压元件的试验标准，标准中规定液压元件的固定结合面不得有任何外泄漏，对其它部位的泄漏量根据性能要求也作出了相应的规定。

1. JB2146-77《液压元件出厂技术指标》中标明液压泵、液压马达的泄漏指标，并对不同类型和规格的泵和马达都规定了不同的容积效率指标。

2. 液压缸的泄漏指标见JB2146-77。

3. 液压阀的泄漏指标见JB2146-77。

五、液压系统防漏治漏措施

液压系统的泄漏引起了世界各国的极大重视，如果把一年内油液泄漏总量用油箱的容积多少倍来表示，日本1970年平均统计值大约是4倍，1981年下降到1倍以下。之所以获得这样的效果，主要是采取了以下措施。

1. 减少油管接头。系统漏油有30~40%是管接头漏出的。广泛采用集成回路和油路板，减少了油管接头。在连接油管时，应尽量减少弯曲，且在弯曲处也不要管接头连接。另外，管接头要拧紧，管接头的安装位置应便于拆装。

2. 控制元件应装在各自的执行元件附近。这与把控制元件集中安装相比，管路将大大缩短。另外，液压装置应装在整个机器的外侧和容易接近的地方。特别是液压缸不要装在机器的内部，若非装在机器的内部不可，则必须考虑能方便更换液压缸的密封件问题。

3. 防止液压设备受机械振动和冲击压力。液压设备长期使用后，泄漏量渐渐增加，这种现象是机械振动或冲击压力直接或间接地传到液压系统中造成的。因此，在设计中应使液压设备避开振源，并且不要把液压设备安装在运动部件上。冲击压力是由换向阀的迅速换向所造成，因此在设备工况许可的情况下，应尽量延长换向时间。如对于电磁换向阀，日本采用了直流电磁阀和阀芯上带有缓冲锥的电磁换向阀及弱电电磁阀。使用交流电磁阀，内部装有阻尼器来延长换向时间。

泵的起动和停止也会产生冲击压力。在系统中装入合适的压力控制阀和单向阀，就可消除这种冲击压力。另外，在泵的出油口采用软管连接或装上脉动吸收器，如蓄能器、缓冲器等，也可消除压力脉动。

4. 液压系统不要过于复杂。最好是一个液压泵驱动一个执行元件，并且回路中的控制元件应尽可能少。在必要的部位上装上单向阀，防止在更换元件和维修时管内液体流出。

5. 健全管理制度。有计划地定期检查、更换、维修液压设备，以便及时发现设备的泄漏，从而减少故障和液压油的泄漏，延长设备的使用寿命，提高设备的完好率。

第二章 泄 漏 机 理

一、泄漏的几种形式

液压系统的泄漏主要有缝隙泄漏、多孔隙泄漏、粘附泄漏和动力泄漏等形式。

1. 缝隙泄漏

在各液压元件中有可能漏油的表面，它包括有相对运动的表面和固定连接的表面，在这些表面之间可能出现间隙。对于某些有相对运动的密封表面，例如在一般的阀芯和阀孔之间以及有些直径较小的液压缸活塞和缸壁之间，可以用提高加工精度和研配的方法，使配合间隙小来保证密封，这样可以使结构紧凑和减小密封处的摩擦力。对于固定连接的密封表面，如密封端盖、板式连接元件和连接板的连接表面等，虽然也可以靠提高接触表面的加工精度的方法进行密封，但这种方法既费工时，密封性能也差，目前采用专门的密封装置进行密封。当连接件发生松动时出现间隙，如果系统这些间隙的一端为高压油，另一端为低压油或大气，高压油就会从缝隙中流向低压区而造成泄漏。为了便于分析泄漏量的大小，通常把液体在缝隙中的流动简化为平行平板、倾斜平板缝隙流动，同心圆环、偏心圆环缝隙流动和圆盘缝隙径向流动（也称两平行板间放射流动）等类型。例如：齿轮泵的齿轮端面与侧板之间、齿顶圆与壳体内表面之间，叶片端面与配油盘之间，径向柱塞泵的转子衬套与配油轴之间等等，都形

成近似为两平行平板间的缝隙。滑阀与阀孔表面之间，柱塞与缸孔之间，液压缸活塞与缸孔内壁之间，液压泵转轴与轴承盖孔之间等等，都形成环形缝隙，漏液在缝隙中轴向流动情况与环形缝隙流动相近似。在轴向柱塞泵中压力腔液体经过缸体端面与配油盘之间，CY14-1型轴向柱塞泵的滑靴与斜盘之间的缝隙泄漏类似于圆盘缝隙径向流动，缝隙泄漏是液压元件泄漏的主要形式，泄漏量的大小与缝隙两端压力差、液体粘度、缝隙的长度、宽度和高度等因素有关。由于泄漏量和缝隙高度的三次方成正比，因此，在结构和工艺允许的条件下，应尽可能减小缝隙高度。

2. 多孔隙泄漏

液压元件的各种盖板、法兰结头、板式连结等，通常都采用紧固措施，当结合表面没有不平度误差，在相互理想平行平面的状态下紧固，在结合面之间不会在总体上形成缝隙。但是，由于表面粗糙度的影响，两表面之间不会完全接触。例如：精车表面的实际接触面积仅为理论接触面积的15%左右，精磨表面为30~50%，精研的表面才能达到90%。因此，在两表面上不接触的微观凹陷处，形成许多截面形状多样、大小不等的孔隙，如图2-1所示，孔隙的截面尺寸与表面粗糙度的实际参数有关。例如：当表面轮廓的算术平均 R_a 为 $0.4\mu\text{m}$ 时，其微观不平度 R_z 约为 $1.6\mu\text{m}$ ，两表面结合后，非接触处孔隙的最大高度就大于 $1.6\mu\text{m}$ 。孔隙的宽度又与高度有一定的联系，可用表面轮廓的单峰平均间距 S 表示。这样就可看出：由二结合表面粗糙度所形成的孔隙截面远比分子及分子团的尺寸大，因此，液体在压力差作用下，可通过这些孔隙而泄漏。由实验得知，液体可以在 $0.5\mu\text{m}$ 的间隙中作毫无阻塞的佰塞维尔流动。由此可见，液体通过两结合面

微观凹陷处所形成的众多孔隙的泄漏是不可避免的。表面残留下来的加工痕迹与泄漏方向越是一致,泄漏阻力就越小,即泄漏量越大。铸件的组织疏松,焊缝缺陷夹杂,密封材料的毛细管等所产生的泄漏均属于多孔隙泄漏。多孔隙泄漏,液体流经弯弯曲曲的,时而互通,时而又不通的众多孔隙时,路程长,液阻大,流经时间长,所以,在做密封性能实验时,需经一定时间过程,才能显示出来。

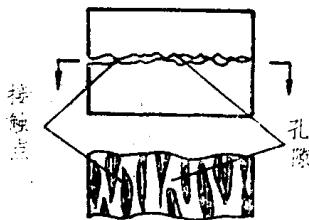


图2-1 表面粗糙度形成的多孔隙

3. 粘附泄漏

粘性液体与固体壁之间是有一定粘性作用的,两者接触后,在固体表面上粘附着薄薄的一层液体。例如:在液压缸中的活塞杆上粘附薄的一层液体,它可以对密封圈起润滑作用。但是,

当粘附的液层较厚时,就会形成泄漏的液滴,或者当活塞杆缩进缸筒时,被密封圈刮落而产生粘附泄漏。防止粘附泄漏的基本办法是控制液体粘附层的厚度。

4. 动力泄漏

在传动轴的密封表面上,若留有螺旋加工痕迹时,此类痕迹具有“泵油”作用。当轴转动时,液体在转轴回转力作用下沿螺旋痕迹的凹槽流动,如图2-2所示。从外轴端观察,若螺旋方向(图面为左旋)与轴的转动方向(图示为左转)一致时,就会产生泄漏。若密封圈的唇边上有此类痕迹时,例如模具上的螺旋痕迹复印给密封圈,其结果与上述现象相同,仍有“泵油”作用产生的动力泄漏。动力泄漏的特点是轴的转

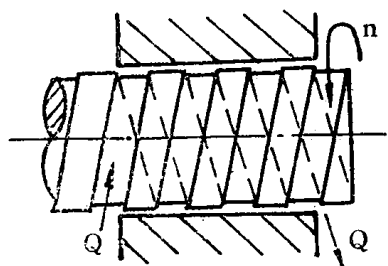


图2-2 螺旋痕迹动力泄漏

速越高，泄漏量越大。为了防止动力泄漏，应避免在转轴密封表面和密封圈的唇边上存在“泵油”作用的加工痕迹，或者限制痕迹的方向。

工程中的实际泄漏情况是复杂的，常常是上述几种

情况的综合。

二、缝隙和小孔的泄漏量计算

(一) 缝隙泄漏量计算

液压系统的缝隙泄漏量的大小与压力差、间隙的大小等因素有关。在液压系统中由于缝隙较小，缝隙中的液流受固体壁的影响大，而油液又具有一定的粘度，因此，缝隙流动多属于层流。缝隙中产生的流动有两种：一种是由于缝隙两端压力差造成的流动，称为压差流动；另一种是由于构成缝隙的壁面之间的相对运动而产生的流动，称为剪切流动，而所产生的泄漏称为粘附泄漏。此外还有压差与剪切同时存在的流动。

1. 平行平板间的泄漏量计算

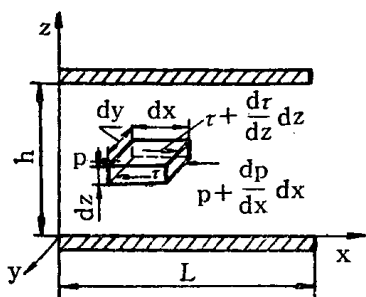


图2-3 平行平板缝隙泄漏

(1) 在压差作用下的泄漏量

图 2-3 示平行平板缝隙泄漏，设平板长为 L ，宽为 b (图中标出)，两板之间的间隙高度为 h ，且 $L \gg h$ ， $b \gg h$ ，此时的流动受粘性力控制，通常为层流流动。并

假定：液体不可压缩，质量力忽略不计，粘度不变。

在流动液体中取一微元件 dx 、 dy 、 dz ，作用在与液流相垂直的两个表面上的压力为 p 和 $p+dp$ ，作用在与液流相平行的两个表面上单位面积上的内摩擦力（切应力）为 τ 和 $\tau+d\tau$ ，列出此微元体 x 方向的受力平衡方程为：

$$pdydz - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) dydz - \tau dx dy + \left(\tau + \frac{d\tau}{dz} dz \right) dx dy = 0$$

整理得：

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dz}$$

根据牛顿内摩擦定律，

$$\tau = \mu \frac{du}{dz}$$

式中 $\frac{du}{dz}$ ——速度梯度

μ ——动力粘度

所以 $\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2u}{dz^2}$ ，即 $\frac{d^2u}{dz^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$

对上式进行两次积分，得速度沿缝隙断面的分布规律

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} z^2 + C_1 z + C_2 \quad (2-1)$$

式中， C_1 、 C_2 为由边界条件所确定的积分常数。边界条件为：当 $z=0$ 时， $u=0$

当 $z=h$ 时， $u=0$

以此边界条件代入（2-1）式，可求得积分常数