

某型液压油缸内泄漏问题研究

刘玲玲 牛小军

(长治清华机械厂, 长治 046012)



摘要: 通过建立故障树的方法对某型液压油缸内泄漏问题进行分析, 确定了油缸磨损是引发内泄漏的原因, 通过控制缸体与活塞、导向套与活塞杆之间配合间隙的方法, 从源头排除了故障, 为后续类似故障分析研究提供了参考依据。

关键词: 液压油缸; 内泄漏; 故障树

Research on Internal Leakage of Certain Type Hydraulic Oil Cylinder

Liu Lingling Niu Xiaojun

(Changzhi Qinghua Machinery Factory, Changzhi 046012)

Abstract: By using the fault tree analysis method, the thesis analyzes and defines the root reasons for the internal leakage of a certain model of hydraulic cylinder, and furthermore removes the fault through controlling the fit clearance between cylinder body and piston as well as that between guide sleeve and piston rod, consequently supplying the reference for the analysis and research of similar faults in future.

Key words: hydraulic oil cylinder; internal leakage; fault tree

1 引言

某特装车在空载状态下完成系统联调测试后, 准备执行液压系统撤收程序时, 发现电控程序无法执行回平操作。分析原因: 由于特装车的安全回平精度为 40', 而此时的特装车调平精度为右高 1°4', 已经超过安全回平精度要求。对特装车液压系统的调平回路进行排故检查, 发现车腿油缸内泄漏。将液压油缸拆下分解, 发现缸体内表面与活塞均有不同程度的划痕, 且在无杆腔内发现少量金属切屑。

2 分析定位

针对该型液压油缸的内泄漏问题, 采取建立故障树的方法进行故障分析及定位, 为此, 需要对研究对象的安装形式、结构特点、工作原理等进行研究分析, 以便判定故障模式并建立故障树。

2.1 安装形式

后车腿液压油缸垂直安装在特装车的后横梁两侧, 采用内外方筒导向结构, 其中缸体与外方筒通过销轴连接, 活塞杆与内方筒通过锁紧螺母固定连接, 活塞杆端头和支撑腿盘之间为球铰结构的连接方式。后车腿液压油缸调平机构呈平行四边形结构, 在调平升车或回收降车的过程中, 内外方筒没有接触之前, 液压缸相当于二力杆机构, 两端受到的力与两端销轴中心连线方向一致; 当偏摆角度进一步加大, 内外方筒产生接触, 外方筒起到限制内方筒转动的作用, 在接触面上产生一个垂直于内方筒表面的作用力, 由于内方筒与活塞杆固连, 将所受侧向力通过球铰直接传递给腿盘, 大大降低了活塞杆所受的侧向力。

2.2 结构特点

后车腿液压油缸结构为单级油缸, 主要由缸体组合、活塞杆组合、导向套组合、托盘组合组成, 如图 1。

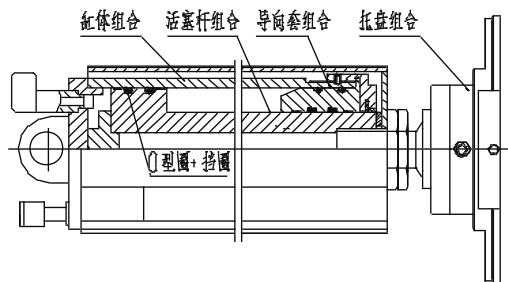


图 1 后车腿液压油缸结构示意图

为保证油缸往复运动的密封可靠性并保持调平后精度，采用了O型圈加双挡圈结构，并采用了冗余设计。由于后车腿液压油缸在工作过程中承受巨大后座力，为此，将活塞杆和活塞设计为整体结构，材质为45号钢，在活塞的两端采用了浮动型导向带。

2.3 工作原理

后车腿参与液压系统调平动作时，顺序完成车腿落地和车体调平工步，并在工作过程中承受发射后座力。车体调平过程：首先，在倾斜度 A 的地面车腿低压落地，特装车后横梁的倾斜度 $B \approx A$ 。随后，进行车体调平（一）工步，左后车腿抬升车体使得后横梁倾斜度 B 不大于 $20'$ ，然后左右后车腿同时升车，待车腿行程在 500mm 后，触发调平到位开关后，进入调平（二）工步。此后左右车腿继续抬升车体，使得后横梁的倾斜度 B 不大于 $8'$ ，则调平工步结束。

2.4 故障树分析

根据故障现象及油缸分解情况，结合安装形式与结构特点，将引发油缸内泄漏问题的各种因素绘制了故障树，如图 2。

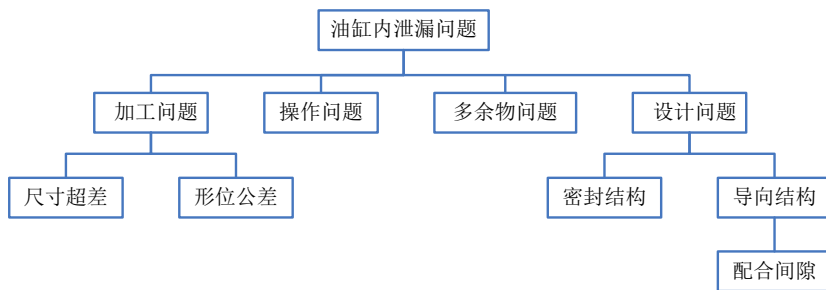


图 2 油缸内泄漏问题故障树

2.4.1 加工问题

将后车腿液压油缸分解后对相关尺寸进行检测，缸体内径与活塞及导向套与活塞杆外径的尺寸符合图纸要求。委托第三方对形位公差进行检测，活塞杆同轴度满足图纸要求。因此排除加工问题导致油缸内泄漏的可能。

2.4.2 操作问题

经复查特装车相关检验、调试记录，在总装试验及调试过程中没有发生过误操作现象，在部队进行首次检测时也没有误操作的发生，因此排除误操作造成车腿损伤的可能性。

2.4.3 多余物问题

将油缸分解时残留在无杆腔的少量金属切屑进行成分化验分析，材质为45号钢，和缸体母材一致。并且根据金属切屑的外形尺寸与缸体内划沟宽度、深度对比，铁屑基本可以吻合在沟槽内。因此，这些金属切屑是缸体划伤形成的，不是外来的多余物，可以排除多余物导致油缸划伤而产生内泄漏的可能。

2.4.4 设计问题

根据 QJ1035.2—86 及 GB3452.3—88 的相关标准，复查图纸中密封沟槽的设计尺寸，满足动密封和静密封的要求，缸体与活塞之间的间隙为 $0.043 \sim 0.169\text{mm}$ ，导向套与活塞杆之间的间隙为 $0.036 \sim 0.144\text{mm}$ 。而图纸的形位公差要求：缸体内孔圆柱度为 0.03mm ，活塞外圆尺寸的同轴度为 0.05mm ，活塞杆外圆圆柱度为 0.015mm 。这两处配合的间隙范围较小，再加上圆柱度和同轴度的影响，正常工作时配合表面就有可能发生直接接触，从而形成配合表面磨损。

两处配合之间的导向结构，采用双道复合材料导向带进行导向。由于在聚四氟乙烯材料中添入铜粉，此种导向结构具有高承载、低磨损、摩擦力小的特点。复查图纸中导向带沟槽的安装尺寸，活塞处导向带沟槽深度为 2.5mm ，导向套处导向带沟槽深度为 $2.5 \sim 2.517\text{mm}$ 。而导向带自身的厚度为 2.5mm ，按照图纸尺寸，当导向带被安装在沟槽后，将可能会丧失其导向功能。因此，缸体与活塞、导向套与活塞杆之间的

配合间隙过小,是内泄漏的原因。

3 机理分析

特装车在电控程序的控制下进行调平升车过程中,车体在预定的调平精度内,随着左、右后腿不断伸出,车腿液压油缸偏摆角度进一步加大,内外方筒产生接触,外方筒起到限制内方筒转动的作用,在接触面上产生一个垂直于内方筒表面的作用力,由于导向结构失效,缸体与活塞、导向套与活塞杆之间的配合间隙过小,在侧向力的作用下,缸体内表面与活塞产生直接接触,导致磨损划痕。由于缸体和活塞材质均为 45 号钢,当直接接触产生摩擦时极易发生粘连,加剧了划伤,最终形成金属切屑。

液压系统在进行车体调平的工作过程中,车腿液压油缸的行程为 500mm。根据分解油缸后检查,在缸体内孔壁最严重的损伤集中在距离筒口 168~238mm 的长度范围内,越远离筒口损伤越浅。在特装车出现故障时,地面初始不平度为右高 $1^{\circ}36'$,左后腿行程达到 578.7mm (左右后腿水平度偏差 $1'$ 对应长度偏差 0.82mm),活塞前端距离筒口为 208.3mm,进入损伤最严重的区域,此时活塞处 O 型圈的变形量已无法填充损伤所形成的沟槽,引起内泄漏,使得左右后腿回收,当调平精度变为右高 $1^{\circ}4'$ 时,车腿行程缩短为 549.18mm,活塞前端距离筒口为 237.82mm,基本脱离开受损形成的沟槽,内渗漏减缓,故车体没有进一步倾斜。

4 问题复查

由于特装车前车腿和后车腿液压油缸的结构类似,也存在导致油缸产生磨损的原因,将前车腿拆下分解检查,发现缸体内孔和活塞有轻度的划伤,活塞处 O 型圈的变形量暂时可以抑制划伤沟槽引发的内泄漏,也存在内泄漏的隐患。

5 采取措施

保持缸体内孔尺寸公差不变,减小活塞外径尺寸,即可增大缸体与活塞之间的配合间隙;保持活塞杆外径尺寸公差不变,增大导向套内孔尺寸,即可增大导向套与活塞杆之间的配合间隙。同时,由于导向

带槽底尺寸不变,导向带安装槽深度变浅,导向带重新具备导向功能。对更改后的配合间隙进行复算,缸体与活塞之间的间隙为 0.343~0.446mm,导向套与活塞杆之间的间隙为 0.336~0.444mm,充分考虑形位公差带来的间隙变化,从设计尺寸上避免了摩擦副的直接接触。

由于后腿液压油缸的安装采用了销轴和球铰的结构形式,这种结构调平过程中所受侧向力直接传递给腿盘,大大降低了活塞所受的侧向力。假设销轴和球铰为固定连接,按照四级公路(纵坡 5%,横坡 2%)的标准,通过计算可知液压油缸在调平到位(车体 $15'$ 精度内)所受侧向力最大能够达到 2357N。

导向带的规格型号不变,宽度为 12.7mm,厚度为 2.5mm,按照系统温度 60°C 及导向带永久变形率 2% 查表得到该型导向带的允许额定负载为 $7.5\text{N}/\text{mm}^2$,通过计算公式推导单条导向带的许用载荷: $F \leq L \times Q \times (d - k \times 1.41)$,式中: F ——许用载荷, N; Q ——允许额定负载, N/mm^2 ; d ——内径, mm; L ——导向带宽度, mm; k ——导向带切口间隙, mm。

后腿液压油缸中,单条导向带的许用载荷通过计算见表 1。

表 1 单条导向带的许用载荷

	$Q/\text{N mm}^{-2}$	d/mm	L/mm	k/mm	F/N
活塞处	7.5	140	12.7	6.6	12448.6
导向套处	7.5	110	12.7	5.6	9725.4

活塞和导向套处均采用双条导向带的结构形式,通过上述计算结果可知,能够承受侧向力带来的最大负载,并且有足够余量。

6 结束语

本文通过建立故障树的方法对该型液压油缸内泄漏问题进行分析,确定了油缸产生磨损而引发内泄漏的根本原因。设计导向结构失效并且缸体与活塞、导向套与活塞杆之间的配合间隙过小,导致在侧向力的作用下,同种材料(45 号钢)的缸体与活塞、导向套与活塞杆之间直接接触,产生磨损划伤。经过复合复算,通过增大缸体与活塞、导向套与活塞杆之间配合间隙,使导向带真正起到导向作用,可以消除这个设计隐患,从而提高整个液压系统的可靠性。