

# SF33900矿用自卸车液压系统油温过高诱因机理及散热系统优化措施研究

赵汇江

国能准能集团有限责任公司 设备维修中心 内蒙古 鄂尔多斯 010300

**摘要:** SF33900矿用自卸车在露天矿山作业中, 液压系统油温过高问题突出, 严重制约设备出勤率与使用寿命。本文从液压系统能量转换机理出发, 采用故障树分析方法, 系统识别油温过高的关键诱因。研究发现, 液压泵容积效率下降、下降回油节流损失、待命溢流损耗及散热器热风回流四者累计贡献率达78%。基于热平衡计算, 确定原车散热系统存在18~22kW能力缺口。据此提出液压泵优化、下降背压电控调节、独立变频风扇及板翅式散热器组合优化方案。工业试验表明, 优化后系统稳态油温由89℃降至65℃以下, 年维修成本降低41%, 为大型矿用自卸车液压热管理提供了可复制的技术方案。

**关键词:** SF33900矿用自卸车; 液压系统; 油温过高; 诱因机理; 散热优化

**引言:** SF33900矿用自卸车(载重220吨)是我国露天矿主力装备, 其液压系统承担举升、转向及制动功能。该车配置两台泵: 转向/制动共用柱塞泵, 举升采用叶片泵; 非举升时两泵独立工作, 举升时通过合流阀合流以提高流量速度。矿区高温高尘连续作业下, 大量车辆液压油温持续超过85℃甚至达95℃停机, 导致油液黏度下降、密封老化、泵阀磨损, 单台年均维修成本增加6~10万元。现有研究缺乏定量机理分析。本文采用故障树分析法建立发热-散热平衡模型, 识别关键短板并提出优化措施, 通过试验验证效果。

## 1 SF33900 液压系统技术状态与热平衡模型

### 1.1 液压系统基本参数

SF33900矿用自卸车液压系统采用开式循环回路, 工作液压系统与转向液压系统共用油箱。举升系统核心参数: 举升叶片泵排量160mL/r, 转向柱塞泵排量90mL/r, 合流后总排量250mL/r, 系统额定压力20MPa, 合流流量可达450~520L/min(发动机工作转速1850~2100r/min)。举升油缸为双级双作用形式, 缸径260/190mm。原厂冷却器为管片式结构, 散热面积3.8m<sup>2</sup>, 安装在发动机水箱前方, 由发动机风扇驱动冷却。液压油箱容积320L, 设计油温控制区间65℃以下为正常, 85℃预警, 95℃停机。矿区实际作业循环: 举升18~22s、保持5~8s、下降18~22s、待命或行驶40~60s, 单日举升次数120~160次。

### 1.2 油温过高的故障树分析

以“液压油温超过85℃”为顶事件, 建立故障树。第一层分为产热过大和散热不足两个分支。产热过大部分向下分解为: 泵内泄漏过大、溢流损耗过高、节流

损耗过大、管路阻力偏高。泵内泄漏过大的底事件包括叶片泵与柱塞泵的端面间隙超差、叶片磨损、配流盘划伤; 溢流损耗过高的底事件包括待命溢流压力设定偏高、举升超压频繁溢流; 节流损耗过大的底事件包括下降回油节流孔径过小、节流口固定不可调; 管路阻力偏高的底事件包括通径偏小、弯头过多、滤芯堵塞。散热不足分支向下分解为: 冷却器能力不足、风量不足、热油旁路<sup>[1]</sup>。冷却器能力不足的底事件包括散热面积偏小、翅片堵塞、内部结垢; 风量不足的底事件包括风扇转速低、风道狭窄、热风回流; 热油旁路的底事件包括卸荷油路未经过冷却器、下降回油直接回油箱。通过现场实测与检修记录统计, 确定关键底事件的发生频率与贡献度。

### 1.3 系统发热功率实测与计算

选取运行时间为4200h、6200h、8800h的三台SF33900进行热功率测试。测试方法: 测量泵出口流量与压力、回油路流量与压力、冷却器进出油温差及油液比热容, 计算各环节功率损失。测试条件: 环境温度38~40℃, 连续作业2h后测量。测试结果显示: 8800h车泵组合容积效率降至68%, 泵内泄漏损失约15.5kW; 待命溢流压力1.9MPa, 溢流损失约9.5kW; 下降回油背压3.2MPa, 节流损失约11.8kW; 管路及滤芯压损约7.5kW; 其他损失约3.5kW。系统总发热功率约47.8kW。同期测量冷却器散热量: 冷却器进出油温差4.2℃, 油液流量280L/min, 计算散热量约24.6kW。发热与散热差值约23.2kW, 与油温持续上升的现象吻合。6200h车发热功率约39.5kW, 散热量约27.3kW, 差值12.2kW, 油温缓慢上升。4200h车发热功率约33.5kW, 散热量约29.8kW, 差

值3.7kW,油温基本稳定在78~80℃。三组数据表明:随着运行时间增加,泵组磨损导致发热量上升,同时冷却器积垢导致散热量下降,二者叠加使热平衡点快速上移。

#### 1.4 散热量缺口定量结论

根据测试数据,SF33900在运行超过5000h后,系统总发热功率普遍达到40~48kW,而原车冷却器实际散热量仅22~28kW,散热缺口12~20kW。其中泵内泄漏、下降节流、待命溢流三项合计占发热总量的75%以上,是产热端的核心矛盾。冷却器方面,面积不足与热风回流是散热端的主要短板。明确这些定量关系后,优化方向随之清晰:降低三大产热源的损失强度,同时补齐冷却器的两个结构性短板。

### 2 产热端诱因机理分析

#### 2.1 泵组磨损与容积效率衰减机理

SF33900原车配置的举升叶片泵与合流柱塞泵在长期高频作业中,叶片泵的叶片与定子内壁磨损、配流盘端面间隙扩大,柱塞泵的柱塞与缸体孔间隙增大、配流盘磨损。叶片泵端面间隙从初始0.03~0.06mm逐渐扩大至0.12~0.18mm。间隙扩大的直接后果是高压油从高压区向吸油腔泄漏,泄漏流量与间隙的三次方成正比。当间隙扩大一倍时,泄漏量增加约8倍。泄漏油从高压区返回低压区时,压力能全部转化为热能。同时,泄漏油在泵壳内高速流动产生搅拌损失,进一步增加发热。泵组的容积效率随运行时间呈非线性下降趋势:前3000h下降较缓,3000~6000h加速下降,6000h后进入快速劣化区<sup>[2]</sup>。实测表明,6000h以上泵组的发热量比新泵高出9~12kW。这是SF33900服役中期油温突然恶化的主要原因。

#### 2.2 下降回油节流损失的机理与量化

SF33900货箱下降依靠自重,但为控制下降速度防止冲击,回油路设置了固定节流孔。实测节流孔前后压差3.0~3.5MPa,通过流量约450~500L/min(含合流流量),瞬时节流功率达22~28kW。每次下降持续18~22s,以日举升140次计算,节流损失日累计约18~22kWh,相当于每天有65~80MJ的热量沉积在液压油中。固定节流孔的问题在于:无论负载轻重、油温高低,节流压差基本不变。低温时油黏度高,节流压差反而更大,而此时系统更需要快速循环升温,形成了设计上的矛盾。此外,节流孔不可调节,当货箱空载与满载时下降速度差异明显,但节流损失差异不大,说明存在相当程度的能量浪费。

#### 2.3 待命溢流损耗的隐蔽性与严重性

待命工况(车辆行驶中或排队等待时)是SF33900占比最高的工况,约占总运行时间的40~50%。在此工况下,叶片泵和柱塞泵仍以额定流量供油,换向阀处于中

位,叶片泵输出油液经溢流阀返回油箱,柱塞泵输出油液经合流阀中位卸荷。溢流阀设定压力1.8~2.0MPa,待命溢流功率约9~11kW。这部分功率输入后全部转化为热量,没有任何有用功输出。以每日待命累计4h计算,日待命溢流发热量约36~44kWh,相当于130~160MJ。这是最大、最隐蔽的热源。由于待命时车辆在移动或静止,司机和维修人员不易察觉液压系统正在“空烧”产热,等到举升作业时油温已经偏高<sup>[3]</sup>。

#### 2.4 管路阻力与滤芯压损的叠加效应

原车主油路通径32mm,全长约13m,含7处90°弯头和2处变径。实测管路总压降约1.5~1.8MPa,折合功率损失约7~9kW。回油滤清器额定流量550L/min,实际通过流量450~520L/min,新滤芯压降0.12MPa,使用1000h后压升到0.25~0.30MPa,附加损失约1.5~2.5kW。这些损失虽然单项不大,但多项叠加后成为不可忽视的热源。管路压损中有相当部分可以通过扩径和优化弯头来降低,滤芯压损可以通过增大过滤面积和加强维护来控制。

### 3 散热端短板分析与优化方案

#### 3.1 冷却器散热面积与热风回流问题

原车散热面积3.8m<sup>2</sup>,按设计工况(油温75℃、环境35℃、风速4m/s)理论散热量约32kW。但实测矿区工况下,由于两个因素使实际散热量大打折扣。第一,散热器安装在发动机水箱前方,进风为环境空气(约35~40℃),但散热器与水箱之间存在气流干扰,散热器排出的热空气被风扇重新吸入,形成局部热风回流,实测进风温度比环境温度高8~12℃。第二,狭窄的安装空间限制了散热器芯体厚度和翅片密度,无法通过增加面积来补偿温差的损失。这两个问题属于结构性问题,单纯清洗无法解决。

#### 3.2 风扇驱动方式的固有缺陷

发动机直驱风扇的转速比约为1:1.2,即发动机1500r/min时风扇约1800r/min。问题是:液压系统产热最大的工况(频繁举升、低速卸料)恰好对应发动机中低转速(1200~1600r/min),此时风扇风量仅为额定风量的50~60%。而车辆高速行驶时(发动机1900~2100r/min),风扇风量充足,但液压系统作业频率低、产热量小。这种“产热高峰与散热低谷重叠”的特性,是原车散热系统最根本的缺陷。此外,风扇转速无法根据油温独立调节,低温季节仍然全速运转造成能耗浪费。

#### 3.3 冷却油路的热油旁路问题

原车冷却油路仅串联在主回油管路上,主溢流阀卸荷回油和下降回油的部分油路不经过冷却器直接返回油箱。实际测量表明,约有30~40%的热油通过旁路回流,

未得到冷却。这部分旁路热油与冷却后的油液混合,抬高了油箱整体温度。冷却器的实际利用率仅为60~70%,相当于有效散热面积被打折了折扣。

### 3.4 组合优化方案

基于上述分析,制定组合优化方案:第一,对叶片泵和柱塞泵进行部件修复,恢复端面间隙至0.05mm以内,泵组容积效率提升至92%以上,从源头降低发热量9~12kW。第二,将下降固定节流孔改造为电比例节流阀,根据油温、下降行程位置实时调节开度,平均背压由3.2MPa降至2.0MPa,节流损失降低7~9kW。第三,下调待命溢流压力至1.2MPa,减少待命无效发热3~4kW。第四,废除发动机直驱风扇,加装独立电控变频风扇系统,配置散热面积6.5m<sup>2</sup>的板翅式散热器,移至车架外侧迎风位置,彻底解决热风回流问题。第五,改造冷却油路,将卸荷回油和下降回油全部强制引入冷却器,取消旁路通道。第六,主油路扩径至40mm,优化弯头走向,管路压降降低约4kW。

## 4 优化效果验证

### 4.1 试验方案与数据

选取一台运行6800h、油温已达89~93℃的SF33900实施组合优化,与另一台未优化的同工况车辆进行对比。试验环境:环境温度39℃,连续卸料作业8h。未优化车辆作业2h油温升至84℃,4h升至89℃,6h升至93℃并触发高温报警限功率。优化车辆作业2h油温61℃,4h油温63℃,6h油温64℃,8h油温64℃,全程稳定在65℃以下。泵出口压力波动范围由优化前的±2.1MPa缩小至±0.8MPa,下降过程平稳无冲击<sup>[4]</sup>。

### 4.2 经济性分析

优化单台材料成本:泵组再制造修复1.2万元、散热

器及风扇系统1.3万元、电控系统0.7万元、管路阀件0.4万元,合计3.6万元。人工及调试0.6万元,总投资4.2万元。优化后液压油更换周期由3个月延长至8个月,泵组寿命由5000h延长至8500h,年维修成本由5.6万元降至3.3万元,节支2.3万元。燃油消耗因风扇独立电控且泵组效率提高,日均节油约12L,年节油价值1.1万元。综合年效益3.4万元,静态回收期1.24年。

## 结束语

SF33900矿用自卸车液压系统油温过高是产热与散热失衡的结果。本文明确该车配置两台泵(转向/制动用柱塞泵、举升用叶片泵),举升时两泵合流。通过故障树分析识别出泵内泄漏、下降节流、待命溢流三大产热源,以及风扇驱动、冷却器位置、热油旁路三大散热短板。定量计算表明,服役5000h后发热功率40~48kW,散热仅22~28kW,缺口12~20kW。优化方案通过泵组再制造、电控调节下降背压、下调待命溢流压力实现源头降热,通过独立变频风扇、加大散热面积、取消热油旁路强化散热。试验验证油温由89℃降至65℃以下,年综合效益3.4万元,已在5台车上推广应用。

## 参考文献

- [1]王刚锋,王万汀,索雪峰,等.矿用自卸车液压互联悬架参数灵敏度分析与优化[J].振动与冲击,2024,43(19):232-241.
- [2]任伯涛,马永生,梁柱海.某大型矿用自卸车液压转向系统设计及应用研究[J].工程机械,2025,56(6):111-115.
- [3]郭金龙,王雷.基于MATLAB矿用自卸车液压变速系统研究及仿真分析[J].煤矿机械,2022,43(7):170-172.
- [4]李伟.矿用自卸车液压举升系统原理及常见故障探究[J].中国机械,2022(18):68-70.