

# 工程机械空调制冷系统设计的要点

官 凯

丹佛斯(天津)有限公司 天津 301700

**摘要:** 随着“双碳”目标推进与智能化技术突破,如何通过系统级设计及优化实现制冷能效与可靠性的双重提升,已成为工程机械行业技术升级的关键命题。基于此,本文简要介绍了工程机械空调的特殊性,分析了工程机械空调制冷系统设计的要点,包括压缩机选型与匹配、冷凝器与蒸发器设计、膨胀阀与节流控制、制冷剂与管路设计等方面,以期为工程机械行业绿色转型提供技术支持。

**关键词:** 工程机械; 空调; 制冷系统; 设计

## 引言

工程机械作为基础设施建设的核心装备,其作业环境常伴随高温、强振动、高粉尘等极端条件,传统空调制冷系统因设计冗余度不足,普遍存在能效衰减快、故障率高、维护成本居高不下等问题。因此,深入对工程机械空调制冷系统设计要点的研究具有重要的现实意义。

### 1 工程机械空调的特殊性

工程机械空调系统因其应用场景的特殊性,在设计、功能及可靠性方面需满足远高于普通乘用车或商用空调的严苛要求。(1) 工程机械通常在露天、高粉尘、强振动环境下作业,驾驶室密封性有限,外部空气中的沙尘、金属颗粒及化学污染物易侵入系统,导致蒸发器翅片堵塞、冷凝器散热效率下降,甚至引发压缩机磨损或电气元件短路<sup>[1]</sup>。因此需采用多级空气过滤系统,结合高密度滤网与静电除尘技术,同时对换热器进行防腐蚀涂层处理,以延长部件使用寿命。(2) 工程机械工作温度范围宽泛,从极寒地区的零下40°C到沙漠环境的50°C以上,低温下制冷剂流动性变差、润滑油黏度增加,易造成压缩机启动困难或机械磨损。而高温则导致冷凝压力升高、系统负荷增大,需通过智能热管理技术动态调节压缩机转速与冷凝风机风速,并配备预加热装置与高压保护模块,确保系统在极端温度下稳定运行。(3) 工程机械振动强度大,发动机、液压系统及行驶过程中的持续震动可能使制冷管路连接处松动、焊接点疲劳断裂,甚至导致压缩机内部零件移位,所以需采用柔性管路设计。通过橡胶减震套、金属波纹管等结构吸收振动能量,同时优化压缩机安装支架的刚度与阻尼特性,避免共振现象发生。(4) 工程机械驾驶室空间紧凑且布局不规则,空调系统需在有限体积内集成蒸发器、风机、控制器等模块,且需满足不同机型(如挖掘机、装载机、起重机)的差异化安装需求,这要求系统具备高度模块化与可定制化能

力,通过紧凑型换热器设计、分布式风道布局及标准化接口实现快速适配。

## 2 系统设计核心要点

### 2.1 压缩机选型与匹配

压缩机作为工程机械空调制冷系统的核心部件,其选型与匹配直接决定系统性能、能效及可靠性。一方面,在类型选择上,需综合考虑振动、噪音、成本及工况适应性。其中,涡旋式压缩机以其结构紧凑、运转平稳、振动小的特点,适用于对噪音敏感且空间受限的驾驶室环境,其连续压缩过程减少了机械冲击,可有效延长系统寿命;活塞式压缩机则凭借耐高压、成本低的优势,在高温或高负荷工况下表现稳定,但机械运动部件较多,需通过优化曲轴平衡设计降低振动;电动压缩机通过独立于发动机的驱动方式,避免了发动机转速波动对制冷量的影响,尤其适合混合动力或电动工程机械,其无级调速特性可精准匹配负荷需求,但需解决高压电安全与电磁兼容性问题。另一方面,排量计算需基于驾驶室热负荷的精确分析,结合驾驶室容积、围护结构传热系数、环境温度及目标温降等参数,通过热平衡方程确定所需制冷量,同时考虑太阳辐射、人员散热及设备发热等动态因素,预留10%-15%的余量以应对极端工况<sup>[2]</sup>。变频控制技术是实现能效优化的关键,通过实时监测蒸发器出口温度、冷凝器压力及压缩机转速等参数,动态调节压缩机排量以匹配实际负荷。在怠速或低负荷工况下,降低压缩机转速可减少机械损耗与制冷剂流量,从而降低输入功率;而在高温或快速降温需求下,提升转速以增强制冷能力,避免频繁启停造成的能量浪费。

### 2.2 冷凝器与蒸发器设计

(1) 冷凝器优化方面,结构选择需以抗振动与防堵塞为核心。平行流式冷凝器采用多孔扁管与百叶窗翅片组合,通过增大换热面积与扰流效果提升散热效率。并

且,其扁平化结构可降低高度方向尺寸,适应工程机械倾斜作业时的油液分布特性。而管带式冷凝器则通过蛇形管路与波纹翅片设计,在增强结构刚性的同时优化制冷剂流动路径,减少因振动导致的管路疲劳断裂风险。(2)散热面积计算需综合环境温度、风速及目标冷凝压力。通过建立热阻网络模型,分析空气侧与制冷剂侧的传热系数,结合系统能效比要求确定最小散热面积,同时考虑工程机械行驶时产生的迎面风速(通常为5-15m/s)对自然对流的影响,避免因散热面积过大导致风阻增加或成本上升。(3)位置布局需规避发动机舱热辐射干扰,优先选择驾驶室后方或顶部等空气流通区域,并通过隔热罩或导流板隔离发动机排气管与冷凝器的热传导路径,同时确保冷凝器进风口与出风口之间有足够间距(一般不小于300mm),防止热空气回流降低散热效率。(4)蒸发器设计则需聚焦紧凑化与防结霜控制。紧凑型结构通过微通道换热器技术实现,采用多孔铝制扁管与高密度翅片(翅片间距可小至1.2mm),在有限体积内将换热面积提升30%以上。(5)防结霜控制需集成湿度传感器与智能除霜算法,通过实时监测蒸发器表面湿度与温度梯度,动态调整电子膨胀阀开度以控制蒸发压力,当结霜风险超过阈值时,启动反向循环除霜或热气旁通除霜模式,并优化除霜周期(通常为40-60分钟/次)与持续时间(2-5分钟/次),避免因过度除霜导致驾驶室温度波动或能耗增加。

### 2.3 膨胀阀与节流控制

(1)热力膨胀阀(TXV)通过感温包感知蒸发器出口过热度,利用膜片与弹簧的力平衡原理动态调节阀口开度,其动态响应特性可适应负荷的快速变化。当蒸发器热负荷增加时,出口制冷剂温度与压力上升,感温包内工质膨胀推动膜片下移,增大阀口开度以增加制冷剂流量;反之则减小开度,避免液击风险;其结构简单、成本较低,但控制精度受环境温度与感温包充注工质特性影响,在极端工况下可能存在调节滞后问题。(2)电子膨胀阀(EXV)则通过步进电机驱动阀针运动,结合压力传感器与温度传感器的实时反馈,实现制冷剂流量的高精度闭环控制。压力传感器监测蒸发压力以判断系统负荷状态,温度传感器监测蒸发器出口过热度作为修正参数,控制器根据预设算法输出脉冲信号调节阀针位置,其控制精度可达 $\pm 1\%$ 以内,且响应速度较TXV提升50%以上,尤其适用于变频压缩机系统或需要快速温降的工况<sup>[3]</sup>。此外,EXV支持故障诊断与保护功能,可通过监测阀体温度或电流异常识别堵塞或泄漏问题。(3)节流孔板作为低成本系统的替代方案,采用固定开度的薄壁

圆孔结构,通过孔口前后的压差实现制冷剂节流,其设计需基于系统最大负荷工况下的流量需求确定孔径尺寸,并预留20%-30%的余量以应对部分负荷时的压力波动。由于缺乏动态调节能力,节流孔板系统需通过压缩机启停或风机调速间接匹配负荷变化,导致驾驶室温度波动范围较大,且在低温或高负荷工况下易出现蒸发器结霜或冷凝压力过高问题,因此仅适用于对成本敏感、工况相对稳定的低端工程机械。

### 2.4 制冷剂与管路设计

(1)在环保制冷剂替代方面,随着全球对温室气体排放管控的加强,传统制冷剂R134a(GWP=1300)正逐步向低GWP制冷剂过渡,其中R1234yf(GWP=4)因其化学性质与R134a相近、无需大规模改造系统,成为短期替代方案,但其可燃性(ASHRAE A2L级)需通过管路密封性强化、泄漏检测装置集成及压缩机舱通风设计降低风险。而CO<sub>2</sub>(R744,GWP=1)作为天然制冷剂,虽具有无毒、不可燃的优势,但需采用跨临界循环系统,对压缩机耐压能力(需承受10MPa以上高压)、冷凝器散热效率及膨胀阀控制精度提出更高要求。因此需在管路设计中增加高压保护阀与安全膜片,并优化冷凝器结构以应对CO<sub>2</sub>在超临界状态下的物性变化。(2)管路布局需以减少压力损失与振动应力为核心,通过三维建模优化管路走向,避免急弯(弯曲半径需大于3倍管径)与局部狭窄,减少制冷剂流动阻力<sup>[4]</sup>。而对于工程机械长期振动导致的管路疲劳问题,采用柔性连接设计,在压缩机与冷凝器、蒸发器关键部件间增设橡胶减震套或金属波纹管,将振动传递衰减率提升至80%以上,并对固定支架进行结构强化。此外,管路外壁需喷涂耐磨涂层(如聚氨酯或环氧树脂),厚度控制在0.5-1mm之间,以抵御沙尘颗粒的持续冲刷,延长管路使用寿命。(3)干燥过滤器需集成分子筛与过滤网,分子筛同时吸附水分(吸附容量 $\geq 6\text{g}/100\text{g}$ )与酸性物质,防止冰堵与金属腐蚀;过滤网则采用不锈钢烧结材质,过滤精度达20 $\mu\text{m}$ ,有效拦截焊接残留的氧化皮或机械磨损产生的金属颗粒。(4)储液器需根据系统充注量与工况波动范围确定容积(通常为制冷剂总充注量的30%-50%),其内部需设置U型管或隔板结构,避免液态制冷剂在加速或制动时剧烈晃动导致压缩机吸液,同时通过液位传感器监测储液量,当液位低于阈值时触发报警或限制压缩机转速,防止系统因缺液而性能衰减。

## 3 空调制冷系统的热力学循环改进与智能化控制

### 3.1 热力学循环改进

热力学循环改进需聚焦于制冷剂物性利用与循环结

构优化,针对传统单级压缩循环在高温工况下效率低下的问题,可引入经济器循环或双级压缩技术:经济器通过中间冷却降低排气温度,使压缩比控制在合理范围(通常 $\leq 8$ ),同时增加过冷度以提高制冷量。而双级压缩则通过分阶段压缩降低单级压缩比,配合中间冷却器实现等熵效率提升,在环境温度超过 $45^{\circ}\text{C}$ 时仍能维持系统稳定运行。另外,需优化制冷剂充注量与循环路径,通过动态模拟确定最佳充注量(通常为系统容积的60%~70%),避免因充注不足导致蒸发器干烧或充注过量引发冷凝压力过高,同时采用双向干燥过滤器防止杂质进入系统,减少流动阻力损失。

### 3.2 智能化控制

(1)在感知层,系统部署多类型高精度传感器,实时采集温度、湿度、压力、流量、振动等200余项参数,结合工程机械特有的工况数据(如发动机舱温度、设备负载率、作业环境粉尘浓度),构建多维数据模型。例如,通过在压缩机、冷凝器、蒸发器等核心部件安装振动传感器与温度传感器,可实时监测设备健康状态,结合电流传感器采集的电机运行参数,提前预警机械磨损或电气故障,避免非计划停机。(2)决策层依托AI算法引擎与边缘计算能力,实现运行策略的智能优化,系统基于历史数据与实时工况,通过机器学习算法预测未来15~30分钟的负荷需求,动态调整压缩机转速、冷凝风机频率及膨胀阀开度<sup>[5]</sup>。此外,系统集成自然能源利用模块,当室外湿球温度低于 $15^{\circ}\text{C}$ 时,自动切换至免费制冷模式,利用自然冷源替代机械制冷,冬季制冷能耗可降低80%;在过渡季节优先引入室外新风,配合转轮热回收装置实现能量循环,新风系统节能率达58%以上。(3)执行层通过智能执行设备与协议转换模块,实现多品牌、多类型设备的统

一管控。系统支持格力、美的、海尔等主流品牌空调接入,兼容Modbus RTU、PROFIBUS-DP、4G、5G、NB-IoT等多种通信协议,通过边缘网关完成数据汇聚与协议转换,解决设备兼容性问题。(4)优化层构建数字孪生模型与可视化管控平台,实现数据驱动的持续改进。系统通过时序数据库存储历史数据,支持按区域、设备、时间段查询能耗曲线与运行趋势,自动生成节能分析报告与设备健康诊断报告。同时,系统支持集团化集中管控,总部可统一设置节能标准与温度阈值,实时查看各分支机构能耗排名,实现全局节能优化。

### 结语

综上所述,工程机械空调制冷系统设计需突破传统“单一功能导向”思维,转向“能效-可靠-智能”三位一体的协同优化模式。未来,随着数字孪生技术与氢能制冷剂的深度应用,系统设计将进一步向“预测性维护”与“零碳制冷”方向演进,为工程机械行业低碳化、智能化发展注入核心动能。

### 参考文献:

- [1]刘冰,刘金明,孙太林.建筑工程暖通空调制冷系统节能优化探讨[J].新材料·新装饰,2025,7(2):86-89.
- [2]张旭.建筑暖通空调制冷系统的优化及控制技术探究[J].包装世界,2023(7):136-138.
- [3]苏远,高宇.暖通空调制冷系统的优化与控制技术[J].现代制造技术与装备,2023,59(02):179-181.
- [4]陆翰涛.AI技术在数据中心制冷系统智能节能研究和应用[J].上海节能,2024,(4):667-672.
- [5]孙梦.智能控制技术在空调系统节能中的实践探索[J].安家,2025,(2):0259-0261.