

空气源热泵用于输调漆温控系统的节能降碳效果分析

尹成果 李昂 侯德峰

中国汽车工业工程有限公司

摘要: 在“双碳”目标下,汽车制造业对节能降碳的要求越来越迫切。在涂装车间,冷量和热量由制冷机组和锅炉分别提供,产生了较高的碳排放。空气源热泵是一种能够同时提供冷量和热量的设备,应用于涂装车间的输调漆温控系统时,具有明显的节能降碳效果。其制冷模式下的性能系数与水冷式机组相当,制热模式下的能耗和碳排放量明显低于电加热器,同时取消了对车间 24 h 冷水的需求,简化了车间公用系统,在涂装车间具有一定的推广价值。

关键词: 空气源热泵; 输调漆; 温控; 节能降碳

0 前言

汽车全生命周期的碳排放主要包括生产制造阶段的碳排放和运行使用阶段的碳排放,随着新能源汽车的推广,运行使用阶段的碳排放占比逐渐减少,生产制造阶段的碳排放占比逐渐增大。在汽车生产制造的四大工艺过程中,涂装工艺过程的能耗占比和碳排放占比最大,分别达到了 50% 和 60% 以上,如何节能降碳是涂装车间规划设计的重要课题。

热泵作为一种节能设备,对实现碳排放“3060 目标”具有重要意义,受到了国家发改委的大力推广。在汽车涂装车间,可将热泵应用于喷漆室循环风空调、烘干强冷系统和闪干除湿系统等。对于涂装规划设计人员而言,如何将热泵技术与涂装设备融合是一个新课题。本文以空气源热泵在输调漆温控系统中的应用为例,通过技术方案、节能降碳效果、需要关注的问题等方面的探讨,以期与同行交流经验,共同推动热泵在涂装车间更广泛的应用。

1 技术方案

油漆的温度控制对喷涂质量具有重要影响,涂装车间的输调漆系统都设置了温度控制系统,以保证进入喷漆室的油漆温度控制在某一范围内,如 $(25 \pm 1)^\circ\text{C}$ 。常规的输调漆温控系统如图 1 所示,主要设备包括一次侧冷冻水管路、板式换热器、二次侧冷水管路、热

水箱、电加热器、热水循环管路、管中管换热器和六通调节阀等。一次侧冷冻水由车间公用系统预留,由设备专业向公用专业提供,一般要求 24 h 供应,公用专业根据输调漆温控制冷量和电泳槽制冷量设计 24 h 冷冻水系统,而这两处用冷点一般相距较远,使得冷冻水管路较长,压力损失和管材成本均较大。由于油漆化学性质的要求,冷冻水不能直接与油漆换热,需要使用板式换热器进行二级换热,换热后的二次侧冷水温度控制在 $12 \sim 17^\circ\text{C}$,二次侧冷水再经过管中管换热器与各个油漆管路换热,通过控制六通调节阀的方向和开度,控制进入管中管换热器中的热水或二次侧冷水流量,实现油漆温度的精准控制。输调漆温控系统一般设置了夏季模式、冬季模式和过渡季节模式,

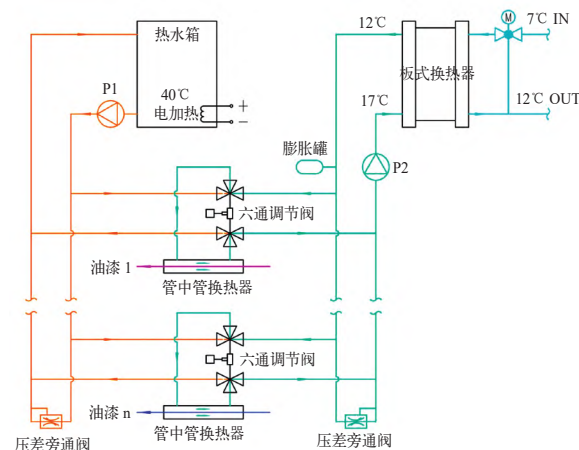


图 1 常规输调漆温控系统

对应于仅启用冷水系统、仅启用热水系统和同时开启冷热水系统。

输调漆温控系统所需的热水或冷水温度与常温相差不大,使用空气源热泵供应热量或冷量时,比较容易实现较高的COP(性能系数)。在过渡季节模式下既需要热水又需要冷水,这与商用三联供空气源热泵的应用场景非常一致,下面详细介绍其原理。

如图2所示,空气源热泵系统的主要设备,包括压缩机、四通换向阀、冷凝器、节流阀、蒸发器、空气换热器和电磁阀V1~V6等。图中箭头方向为过渡季节模式下流体的流向,V1、V4关闭,V2、V3、V5和V6开启,压缩机排出的高温高压制冷剂气体进入冷凝器盘管,冷凝放热以加热热水箱中的水,再进入室外换热器进一步冷凝为高温高压的液体,将多余的热量排放到环境中,然后经电子膨胀阀节流降压为中温低压的制冷剂液体,进入蒸发器盘管,蒸发吸收冷水箱中的热量制取冷水,制冷剂变为低温低压的气体进入压缩机进行下一个循环。夏季模式下,不需要热水,开启V1,关闭V2、V3,使制冷剂气体直接进入空气换热器冷凝放热。冬季模式下,不需要冷水,开启V4,关闭V5、V6,四通换向阀切换至S—C、D—E连接状态,压缩机排出的高温高压制冷剂气体在冷凝器盘管中完全冷凝为液体,然后经四通阀D—E接口、V4到达电子膨胀阀,节流降压为中温低压的制冷剂液体,进入空气换热器,蒸发吸收环境中的热量,变为低温低压的气体,进入压缩机进行下一个循环。

实际应用时,由于输调漆温控系统消耗的冷量和热量在不同季节的变化范围较大,为满足低负荷工况

并提高系统可靠性,选择两台机组并联。控制逻辑如下,夏季模式下,由冷水箱温度控制压缩机的起停,先开启1#压缩机,温度高于17℃时,开启2#压缩机,温度低于13℃时,关闭2#压缩机,温度低于12℃时,关闭1#压缩机,温度高于16℃时,再开启1#压缩机。随着制冷负荷的降低,1#压缩机的单次运行时间会逐渐减小,当首次小于设定值时,转换为过渡季节模式。过渡季节模式下,仍以冷水箱温度控制1#压缩机的起停,当热水箱温度超过40℃时,开启V1,关闭V2、V3,当热水箱温度低于36℃时,开启V2、V3,关闭V1。当热水箱温度首次低于35℃时,切换为冬季模式。冬季模式下,以热水箱温度控制压缩机的起停,当热水箱温度高于40℃时,关闭1#压缩机,低于36℃时,开启1#压缩机,低于35℃时,开启2#压缩机,高于39℃时,关闭2#压缩机。当管中管换热器油漆出口温度首次达到上限温度26℃时,由冬季模式切换至过渡季节模式。当管中管换热器油漆出口温度连续5天未触及下限温度24℃时,切换至夏季模式。本系统未设计逆循环除霜功能,可切换至夏季模式用冷水箱中常温水的热量除霜,或使用外置电加热/光热设备除霜,如需逆循环除霜功能,可在压缩机和冷凝器之间增设一个四通换向阀,并增加相关管路和电磁阀。电子膨胀阀的开度由蒸发器出口过热度控制。一次侧冷热水泵均选用2台,其起停随季节模式和压缩机工作台数变化。

与常规输调漆温控系统相比,空气源热泵温控系统带来了以下改变。

(1) 不再要求车间公用系统提供24h的7℃冷冻水,减少了换热损失。车间24h冷水系统仅供应电泳槽,可与电泳槽就近布置。

(2) 空气源热泵机组替代了制冷机组和电加热器的作用,减小了车间制冷站的额定功率。

(3) 取消了板式换热器、一次侧冷水调节阀组等设备。增加了冷水箱、一次侧热水循环泵和一次侧冷水循环泵等设备。

2 节能降碳效果

以华东地区某汽车涂装工厂的数据做出以下分析。制冷量提资功率120kW,制热量提资功率100kW,夏季模式、冬季模式、过渡季节模式的时间分别为5、5、2个月。各月消耗冷水或热水的平均功率见表1。以每月25天双班16h计算,据此表可算出全年耗冷量和

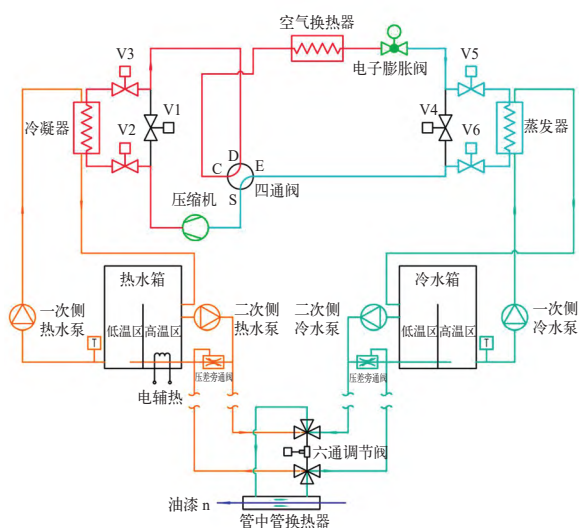


图2 空气源热泵温控系统

耗热量分别为 148 MW·h 和 92 MW·h。《GB 19577-2015 冷水机组能效限定值及能效等级》规定，2 级能耗的水冷式机组 COP 不小于 5.30，以此值估算制冷过程年耗电量 E_c ，考虑冷冻水循环泵、冷却水循环泵、冷却塔风机的能耗分别为压缩机能耗的 10%、10%、5%， $E_c = 148 / 5.3 \times (1 + 10\% + 10\% + 5\%) = 34.91$ MW·h。电加热器效率取 95%，制热过程年耗电量 $E_h = 92 / 0.95 = 96.84$ MW·h。合计总耗电量为 131.75 MW·h。以国家温室气体排放因子数据库中的 2022 年华东区域电力平均排放因子 0.5617 kg CO₂/kW·h 计算，制冷和制热过程的 CO₂ 排放量分别为 19.6 t、54.4 t，合计为 74.0 t。

表 1 常规温控系统各月份平均能耗估计值 (kW)												
月份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
用冷量	0	0	0	10	40	70	100	90	50	10	0	0
用热量	80	40	20	10	0	0	0	0	0	10	20	50

使用软件进行压缩机选型，以 60 kW 制冷量、蒸发温度 10℃、冷凝温度 45℃ 作为设计依据，制冷剂选择 R134a，有效过冷度和过热度均取 5℃，吸气管压降和过热度忽略不计，选型结果为某型号定速涡旋压缩机，性能参数见表 2 左列。切换至制热工况（蒸发温度 -5℃、冷凝温度 45℃）时，该系统的理论性能参数见表 2 右列。

表 2 制冷 / 制热模式下热泵系统参数		
参数	制冷模式	制热模式
排气温度 /℃	64.20	77.20
冷凝温度 /℃	45.00	45.00
冷凝器出口温度 /℃	40.00	40.00
蒸发温度 /℃	10.00	-5.00
吸气温度 /℃	15.00	0.00
压缩机入口焓值 / (kJ/kg)	409.20	400.00
压缩机出口焓值 / (kJ/kg)	444.20	458.60
蒸发器入口焓值 / (kJ/kg)	257.20	257.20
COP(以制冷 / 制热计)	4.54	3.53
流量 / (kg/h)	1428.00	806.40
制冷 / 热量 / kW	60.28	45.11
压缩机功率 / kW	13.28	12.77

压缩机的年耗电量可以由表 1 中的用冷量和用热量估算出，过渡季节模式下的用热量应该剔除，制冷模式和制热模式下的压缩机耗电量为 148 / 4.54 = 32.6 MW·h、84 / 3.53 = 23.8 MW·h。一次侧水泵和空气换热器轴流风机的耗电量按照压缩机耗电量的 10%、5% 分

别计算，则全年总耗电量为 (32.6 + 23.8) × (1 + 10% + 5%) = 64.86 MW·h，对应的 CO₂ 排放量为 36.4 t。对比常规温控系统的数据，可得每年节约电能 66.89 MW·h，减少 CO₂ 排放 37.6 t。以 0.65 元 / kW·h 的工业用电价格计算，年节约能源费用 4.35 万元。额定制冷功率为 120 kW 的双机热泵系统的市场价格（含机组、水箱、一次侧系统及安装调试费用）约为 12 万元，不考虑公用制冷站房降低的成本，投资回收期为 2.76 年。

3 需要关注的问题

3.1 水箱容积

常规温控系统不设冷水箱，管路上设膨胀罐以维持冷水系统压力的稳定，热水箱容积一般不大于 0.5 m³，满足电加热器和热水循环泵的运行需求即可。空气源热泵系统的冷水箱和热水箱需要满足机组和二次侧水泵稳定运行的要求。水箱的缓冲容积 V 由热泵系统最小输出功率 P_1 、最小工况负荷 P_2 、最小运行时间 t_r 、防频繁起停最小间隔时间 t_i 、水箱允许温度波动幅度 T_d 等决定，应同时满足 $C \cdot \rho \cdot V \cdot T_d \geq (P_1 - P_2) \cdot t_i$ ， $C \cdot \rho \cdot V \cdot T_d \geq P_2 \cdot t_r$ 。 P_1 取单系统额定功率的 50% ($P_{1, chill} = 0.5 \times 60.28 = 30.14$ kW, $P_{1, hot} = 0.5 \times 45.11 = 22.56$ kW)， t_r 取 5 min， t_i 取 5min， T_d 取 4℃， $P_{2, chill}$ 、 $P_{2, hot}$ 均取 0，算得冷热水箱缓冲容积分别为 $V_c = 0.54$ m³、 $V_h = 0.40$ m³。预留出机组和管道内的水全部虹吸进入水箱时的安全裕量，冷热水箱容积可均确定为 0.8 m³。

增大水箱容积不仅可以降低压缩机起停的频率，还可以起到利用谷电储存能量的作用，但会增大设备投资和占地面积，应用时应根据项目情况选择合适的容积。

3.2 冬季制热性能

冬季制热性能是热泵系统需要关注的重点问题，一方面随着蒸发温度的降低，由压焓图算得的理论 COP 会减小，另一方面当蒸发温度低于 0℃ 时，需要采取措施除去空气换热器表面霜层以保证换热效率，除霜耗能会使系统的综合 COP 降低。

为解决这一问题，可使用光热 - 空气源热泵耦合系统，如图 3 所示，图中箭头方向为冬季制热模式时流体的流向。该系统有 2 个水箱，分别作为沉浸式冷凝器或蒸发器，水箱 1 兼作光热系统的集热水箱。机组和水箱集成为一体，放置在辅房顶部。制热模式下，启用光热系统加热水箱 1，空气换热器和水箱 1 为蒸

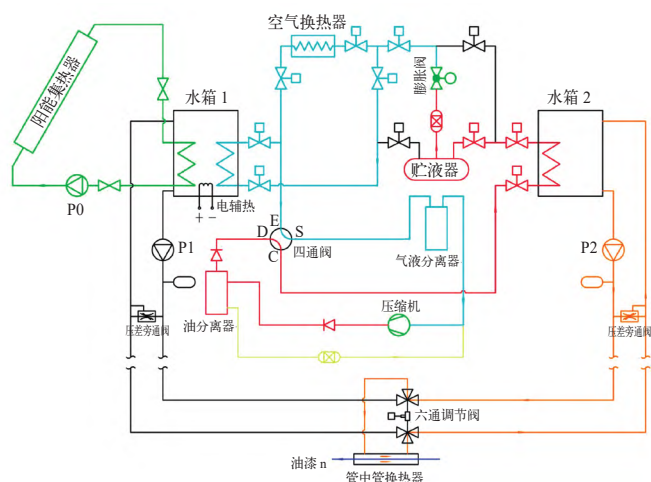


图3 光热-空气源热泵耦合温控系统

发生器，水箱2作为冷凝器向六通阀供应热水。制冷模式时，关闭光热系统，四通阀换向至D—E、S—C连接状态，空气换热器为冷凝器，水箱1作为热水箱（冷凝器），水箱2作为冷水箱（蒸发器），为六通阀供应热水和冷水。

除光热耦合外，提高空气源热泵低温制热性能的技术措施还有喷气增焓、相变材料蓄热化霜和CO₂跨临界循环等，这些措施增加了空气源热泵应用的地域范围，但也增加系统的复杂程度和设备成本，应用时需要做出权衡。

4 结语

通过以上分析可以看出，在输调漆温控系统中，使用空气源热泵代替水冷机组和电加热器具有明显的节能降碳效果，即使不考虑公用系统降低的成本，也具有较好的经济效益，因此是值得在涂装车间推广的。

将空气源热泵应用于输调漆温控系统是在涂装车间应用热泵的较为简单的场景。涂装车间具有大量用冷和用热的场景，解决好热量在各个系统间调配问题，可以大大降低涂装车间的能耗。而热泵正是将热量从低温热源搬运至高温热源的工具有，在涂装车间有很大的应用潜力。但是用热点集中在前处理和烘干区域，用冷点集中在空调和强冷区域，冬季热量需求大冷量需求少，夏季冷量需求大热量需求少，存在空间和时间上的不匹配，解决这些问题需要涂装从业者的共同努力。

参考文献

- [1] 朱彬, 李斯南. 双碳战略背景下的汽车工厂节能减排规划 [J]. 汽车制造业, 2024, (6): 58-60.
- [2] 王锡春. 汽车涂装采用热泵技术和削减CO₂排放量的效果 [J]. 上海涂料, 2011, 49(12): 26-31.
- [3] 胡斌, 姜佳彤, 吴迪, 等. 工业高温热泵发展现状与展望 [J]. 制冷学报, 2023, 44(6): 1-12.