

文章编号: 1671-6612 (2019) 03-303-07

地铁车辆单元式空调机组变频工况分析

高 洋

(上海轨道交通设备发展有限公司 上海 200245)

【摘 要】 以上海地铁某线单元式空调机组设计工况分析变频工况下的制冷循环整个性能参数的变化, 结果显示定频制冷空调也具有变负荷运转的功能; 变频空调最大的优势在于小负荷工况下的高能效比。室内空气流量对制冷量的影响非常有限, 其有效作用范围窄, 不利于变频调节, 但要防止流量过少引起压缩机入口带液。室外冷凝空气流量对制冷量的影响较平缓, 并且有效作用范围较宽, 只有当室外冷凝空气流量减少到设计流量的一半时, 对制冷量的影响会更显著, 应用变频控制时应该有最小风量的限制。

【关键词】 单元式空调机组; 变频; 定频; 变负荷; 对数平均温差; 最小传热温差
中图分类号 TB657.2 文献标识码 A

Analysis of Frequency Conversion Condition of Air Conditioning Unit of Metro Vehicle

Gao Yang

(Shanghai Rail Transportation Equipment Development Co., Ltd., Shanghai, 200245)

【Abstract】 This paper takes the change of the whole performance parameters of the refrigeration cycle to analyze the condition of frequency conversion of the unitary air conditioning unit of Shanghai Metro. The results show that the fixed frequency air conditioner also has the function of variable load operation, and the high energy efficiency ratio of inverter air conditioner under small load conditions is its advantage. The influence of indoor air flow on the cooling capacity is very limited, and the effective range is narrow, which is not conducive to the frequency conversion adjustment, and it is necessary to prevent the flow of the compressor from being too low. The outdoor condensing air flow has a relatively gentle effect on the cooling capacity, and the effective range is wide. Only when the outdoor condensing air flow rate is reduced to half of the designed flow rate, the impact on the cooling capacity will be more significant, and the minimum air volume should be used when applying the frequency conversion control.

【Keywords】 unitary air conditioning unit; frequency conversion; fixed frequency; variable load; logarithmic mean temperature difference; minimum heat transfer temperature difference

0 引言

随着社会的发展, 轨道交通在城市发展和出行便捷, 解决大城市拥堵现状发挥越来越重的作用。在一些大城市地铁开始普及起来, 地铁的能耗也越来越大, 除了牵引的能耗, 第二大能耗(约占总能耗的30%)就是空调系统。在夏季尤为突出, 节能环保意识的不断增强, 对地铁列车单元式空调机组

的节能降耗越来越重视, 然而由于地铁空调系统的控制的严格的非线性和复杂性。给空调系统的控制带来了巨大的挑战。目前大部分的控制策略主要依靠实验测试, 其准确性和可靠性能够大大提升, 但是那样完全依赖于实验, 不仅时间和成本很高, 而且实验本身就有很多局限性。实验过程中本身的条件可能是相互关联的, 多种因素相互作用, 很难分

析是什么主要因素造成了某种结果或者效果,也就很难去指导和调整主要因素。文献[6]通过实验测试了深圳地铁 5 号线和 1 号线的车辆空调,比较了四压缩机及定频空调和变频空调与两压缩机定频空调的节能和舒适性效果,分别平均节电 22.9%和 28%。文献[2]分析了变频空调的节能机理,并且通过测试深圳地铁 1 号线,广州地铁 2 号线,上海地铁 16 号线,长春轻轨 3 号线的车辆的变频空调与定频空调的制冷(启动、8h 恒温 and 实际运营)、采暖(包括静止和实际运行)的能耗值,评价了变频空调在北方、中原和南方地区运用的节能效果。

变频空调在设计、运维、模式识别、故障诊断等不能形成一致性的结论和统一的认识。比如变频空调能不能节能?在什么情况下节能?有多大的节能潜力.....还有变频如何控制,控制策略,节流阀(主要分毛细管、热力膨胀阀、电子膨胀阀三种各有优缺点)怎么去配合变频控制,使空调系统更加节能和舒适。需要更加全面而精确的理论分析方法。从基本的理论分析来保证对制冷系统更加详细而全面的寻找提高能效比和舒适性的有效措施和手段,以便采取有效准确的检测和控制方式来提高系统的综合性能。以上海地铁某线成熟的单元式空调机组的设计工况为参考点来分析,一方面设计工况点具有代表性,另一方面设计的工况具有很多普遍性和适用性。选取压缩机功率、压缩机入口压力、压缩机出口压力、室内空气流量、室外冷凝空气流

量五个代表的可调参数来模拟单元式空调机组制冷循环的变频工况,以制冷量、压缩机进出口温度、制冷剂摩尔流量、冷凝器和蒸发器的最小传热温差六个参数为输出变量,来综合表征单元式空调机组的制冷循环的综合性能指标,在考虑制冷量大小的同时,还要分析当前冷凝器和蒸发器的传热状况是否恶化(对数平均温差一定的情况下,最小传热温差能大致反映传热工况恶化程度),是否压缩机处于带液工况,发展趋势以及工况的稳定性和适用性。

1 问题描述和分析方法

上海地铁某线单元式空调机组选用 R407C 作制冷剂,蒸发器和冷凝器为铜管铝翅片换热器,电子膨胀阀,压缩机选用变频涡旋压缩机。

制冷循环的系统原理图如图 1 所示,表 1 为单元式空调机组的主要设计指标。

表 1 制冷循环主要设计参数

Table 1 Main parameters of the refrigeration cycle			
类型	变频单冷顶置一体式	制冷剂	R407C
额定制冷量	44kW	额定制冷功率	≤18.25kW
能效比	>2.3	循环风量	≥5000m ³ /h
新风量	≥1600m ³ /h	应急通风量	2000m ³ /h

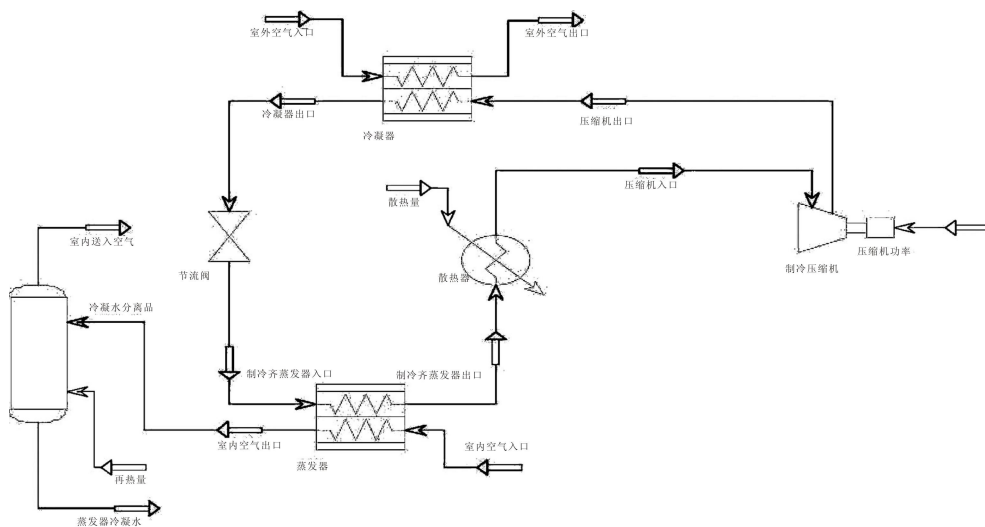


图 1 制冷循环的系统原理图

Fig.1 System schematic diagram of the refrigeration cycle

确定多工况分析的基准分析参数：

- (1) 制冷压缩机等熵压缩效率：60%，功率：15kW，入口压力：729kPa，出口压力：2352kPa
- (2) 冷凝器流动阻力：20kPa，对数平均温差：17℃
- (3) 蒸发器流动阻力：18kPa，对数平均温差：

9℃

- (4) 室外空气温度 35℃、流量 18000N·m³/h，室内空气入口温度 29.54℃、流量 5000N·m³/h。忽略管道阻力损失和散热损失。获得的制冷量为 45.4kW。

表 2 制冷循环的基准分析参数

Table 2 Benchmarking parameters of the refrigeration cycle

名称	压缩机入口	压缩机出口	冷凝器出口	蒸发器出口	蒸发器入口	室内空气出口	室内空气入口	室外空气出口	室外空气入口	蒸发器冷凝水	室内送入空气
含气率	1	1	0	1	0.3	0.99	1	1	1	0	1
温度/℃	16.3	85.9926	48.69	16.3	10.451	17.0397	29.54	44.228	35	17.0397	17.0397
压力/kPa	729.1	2352	2332	729.1	747.1	101.084	101.025	101.035	101.25	101.084	101.084
摩尔流量 N·m ³ /h(gas)	296.074	296.074	296.074	296.074	296.074	5000	5000	18000	18000	41.7117	4958.29

现在制冷系统变频工况的主要自变量参数有：压缩机功率、压缩机入口压力、压缩机出口压力、室内空气流量、室外冷凝空气流量。以此进行分析自变量对制冷量或者系统性能指标的影响。

2 单元式空调机组的变频工况特性分析

2.1 压缩机出口压力的影响

压缩机出口压力决定制冷循环的高压侧压力的大小，也即冷凝器冷凝温度的大小。是压缩机一项重要技术指标。压缩机出口压力越高，对应的冷凝温度就越高，冷凝传热温差就越大。如果冷凝压力太低可能造成冷凝器无法向空气中排放热量，从而不能形成制冷循环。

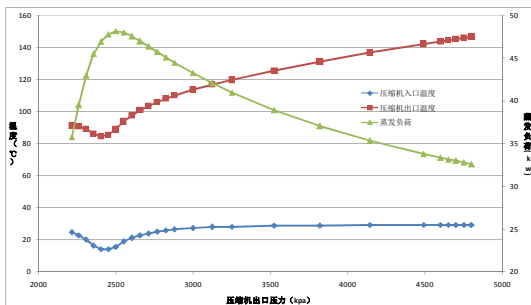


图 2 出口压力对制冷量和进出口温度的影响

Fig.2 Effect of outlet pressure on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

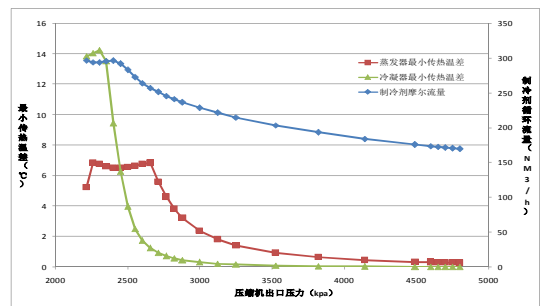


图 3 出口压力对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.3 Effect of outlet pressure on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference of condenser and evaporator

从图 2 压缩机出口压力对压缩机进出口温度及蒸发负荷（即制冷量）的影响，制冷量随着压缩机出口压力的增加先是迅速增加到一个峰值，然后再缓慢下降，最后趋于一个稳定值。在出口压力为 2505kPa 时，取得最大制冷量 48.14kW，比压力为 2352kPa 参考点的制冷量 45.4kW 增加了 6%。

压缩机入口温度随着压力的增加，先是下降至一最小值，然后基本是对称的上升到稳定值 29℃左右后，基本不再随压力变化（基本和室内空气温度一致，也就是受其条件约束）。压力在 2425kPa 时，入口温度最小为 13.8℃。

压缩机出口温度随着压力的增加，先是下降至

一最小值，然后以略大于下降的斜率的绝对值上升到到一定的增长斜率直线上升后。压力在 2425kPa 时，入口温度最小为 84.4℃，压力大于 3250kPa 后，直线增长的斜率大约为 0.017℃/kPa。

从图 3 中可以看到，制冷剂摩尔流量、蒸发器和冷凝器的最小传热温差随压缩机出口压力增加的变化情况，制冷剂摩尔流量随压力先是随出口压力的增加微降后回升基本维持不变，到 2400kPa 后开始迅速下降，最后从 3500kPa 开始基本维持一定的斜率 (-0.026N·m³/h/kPa) 下降。

冷凝器的最小传热温差随出口压力的增加，先小幅上升然后陡然下降，最后趋于零。在出口压力 2300kPa 时，最小传热温差最大为 14.3℃，获得最大制冷量时的压力 2505kPa 时，最小传热温差已经陡然下降到 4℃。

蒸发器的最小传热温差随出口压力的增加，先陡然上升到 7℃，然后微弱下降至 6.5℃（此时出口压力为 2450kPa）后回升，基本维持不变，到 2650kPa 后，然后陡然下降趋于 0℃。

2.2 压缩机入口压力的影响

压缩机入口压力决定制冷循环的低压侧压力的大小，也即蒸发器蒸发温度的大小。可以通过减小节流阀开度来实现对压缩机入口压力的调节。开度减小，蒸发压力降低，压缩机入口压力下降，反之，开度增大，压缩机入口压力上升。

从图 4 中可以看出，随着压缩机入口压力（即蒸发器蒸发压力）的增加，制冷量先以一定的斜率匀速增长到最大值，然后再以较大的斜率匀速下降。最大制冷量 48.24kW，对应的入口压力为 727kPa。制冷量随入口压力增长的过程的斜率为 0.054kW/kPa，下降过程的斜率为-0.254kW/kPa。制冷量随入口压力下降的斜率约是上升斜率绝对值的 5 倍。

同时，出口温度先是平缓地随着入口压力的增加而下降，然后在接近最大制冷量的工况点时，出现陡然的跳跃式下降，最后趋缓于一固定值 57℃。

入口温度的变化就是刚开始基本维持不变 29℃（基本由室内空气温度 29.54℃约束），同样在接近最大制冷量的工况点时，出现陡然的跳跃式下降，幅度要小于出口温度的变化，最后没有经过平缓过渡于一固定值，而是直接维持 13.6℃基本不变。突变点的压缩机入口压力为 730kPa。最大制

冷工况点对应的压缩机入口温度和出口温度都在随入口压力跳跃式下降的转变过程中。

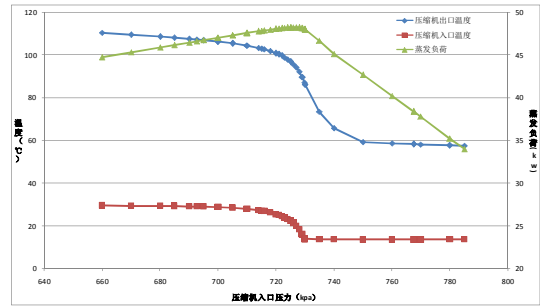


图 4 入口压力对制冷量和进出口温度的影响

Fig.4 Effect of inlet pressure on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

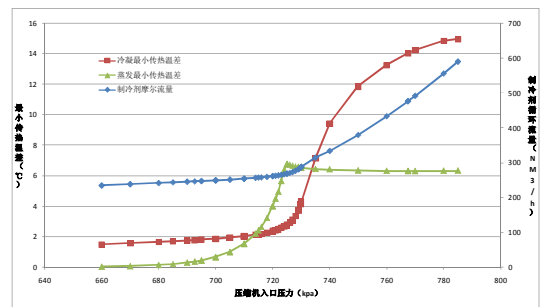


图 5 入口压力对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.5 Effect of inlet pressure on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference of condenser and evaporator

图 5 展示了蒸发器和冷凝器的最小传热温差、制冷剂摩尔流量随压缩机入口压力的增加的变化规律。制冷剂摩尔流量随压缩机入口压力的增加先是缓慢均匀增加（斜率约 0.37N·m³/h/kPa），然后过渡为较大斜率的均匀增加（斜率约 5.28N·m³/h/kPa），上升的斜率增加为开始的 14 倍左右。

冷凝器最小传热温差随压缩机入口压力的增加先是微弱均匀增加（从 1.5℃增加至 2.2℃），然后从接近最大制冷量工况点（入口压力 727kPa，温差为 3℃）开始大幅上升到 9℃，再缓慢上升趋于一最大值（小于对数平均温差 17℃）。

蒸发器最小传热温差随压缩机入口压力的增加先是从零缓慢上升，然后过渡到陡然上升到最大值 6.8℃（此时的入口压力为 725kPa），先与最大制冷量的工况点，然后微弱下降到一固定值维持不变（6.3℃）。

从中可以看出，在最大制冷量的工况点附近，冷凝最小传热温差和制冷剂摩尔流量的变化都发生了突变，而蒸发器最小传热温差要在更小的压缩机入口压力前发生转变上升到最大值。

2.3 压缩机功率的影响

压缩机是整个制冷循环中的动力源，压缩机功率的大小基本决定了所能获得的制冷量，是制冷循环中的一个具有决定意义的重要参数。

从图 6 中可以得知，压缩机的功率的增加会是制冷量迅速的增加，但是增加到一定值后就会发生转折，以一定的斜率下降，上升阶段的斜率约为 3.18，到达最大制冷量 49.14kW 的压缩机功率为 15.8kW，下降阶段的斜率为-0.66，大约是上升斜率的 1/5。再从压缩机进出口温度的变化曲线可知，制冷量达到最大值后，入口温度和出口温度极速下降，入口进入带液状态后，入口温度维持不变，出口也过渡到某一稳定。

再结合图 7 中制冷剂摩尔流量的变化趋势，制冷剂流量随着压缩机功率的增加而增加，在较小压缩机功率时（小于 14kW）的增长斜率为 18N·m³/h/kW，较大功率（大于 18kW）下（此时压缩机入口带液，制冷量下降）增长斜率为 25N·m³/h/kW，中间过渡段的斜率约为 43.5N·m³/h/kW。蒸发器和冷凝器的最小传热温差随压缩机功率增加而变化的规律大致是由最小值先缓慢匀速上升然后跳跃式上升到最大值，最后微降后趋于某一固定值。蒸发最小传热温差从零先于冷凝最小传热温差达到最大值（蒸发最小传热温差的 6.8℃时，压缩机功率 14.6kW，冷凝最小传热温差取得最大值 14.8℃时，压缩机功率为 18kW），压缩机的入口温度也是先于压缩机出口温度的下降。

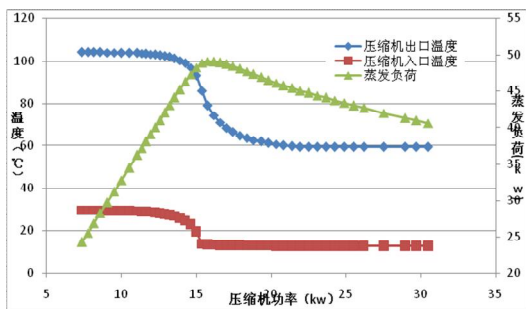


图 6 功率对制冷量和进出口温度的影响

Fig.6 Effect of power on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

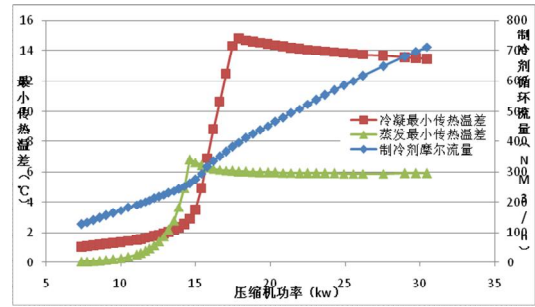


图 7 功率对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.7 Effect of power on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature of condenser and evaporator

2.4 室外冷凝空气流量的影响

室外冷凝空气流量越大能够带走的热量就越多，也就能获得更多的冷量。是影响制冷系统正常工作的一个重要因素。

从图 8 中可以看到室外冷凝空气流量对蒸发负荷（制冷量）、压缩机进出口温度的影响。随着室外冷凝空气流量的增加，系统制冷量先是高斜率的上升，到达一定值（制冷量约 43kW，冷凝空气流量为 10000N·m³/h）后，过渡到缓慢上升的过程，最后无限趋于某一极限值（约 49kW）。反过来讲就是当冷凝空气从设计流量 18000N·m³/h 减小到一半 9000N·m³/h 以后，对系统制冷的影响就非常显著，每下降 1000N·m³/h 冷凝空气，制冷量减小 3kW。在设计流量附近，每变化 1000N·m³/h 冷凝空气，系统制冷量正比例变化约 0.15kW。

压缩机进、出口温度的随着冷凝空气流量变化规律是相似的，它主要分为三个阶段——匀速下降阶段、过渡阶段、趋稳不变阶段。先是匀速下降阶段，随冷凝空气流量的增加匀速下降，每增加 1000N·m³/h 冷凝空气，压缩机入口温度下降 1.12℃，压缩机出口温度下降 1.25℃。压缩机出口温度的变化率比入口温度的变化率增加 10%左右。冷凝空气的流量增加到 14500N·m³/h（约设计流量的 80%）后进入过渡阶段，直到 21000N·m³/h。在这个阶段，冷凝空气流量每增加 1000N·m³/h，压缩机入口温度下降 0.57℃，压缩机出口温度下降 0.63℃。当空气流量大于 21000N·m³/h 后，进入趋稳不变阶段，再这个阶段，压缩机进出口温度随冷凝空气流量增加下降非常小，基本上可以认为不随其变化了。

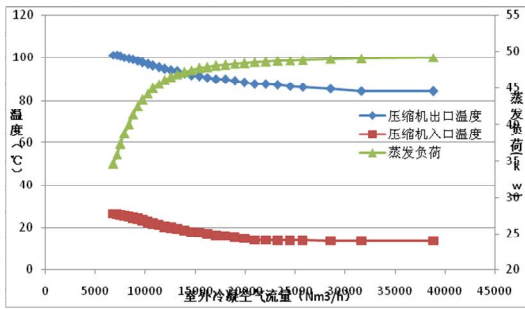


图 8 室外空气流量对制冷量和进出口温度的影响

Fig.8 Effect of outdoor air flow on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

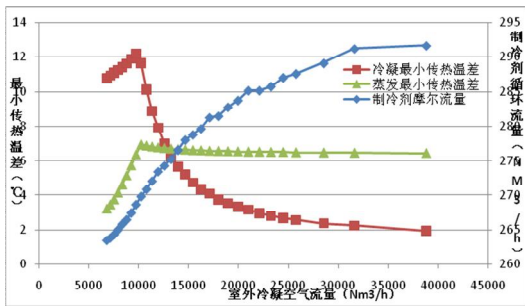


图 9 室外空气流量对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.9 Effect of outdoor air flow on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference of condenser and evaporator

图 9 显示了室外冷凝空气流量变化对制冷剂摩尔流量、冷凝器和蒸发器的最小传热温差的影响。制冷剂摩尔流量随着冷凝空气流量的增加匀速上升，然后上升速率下降，最后趋于某一固定值；冷凝器的最小传热温差显示匀速上升到最大值，然后加速下降，最后减缓趋向于零；蒸发器的最小传热温差也是先匀速上升到最大值然后微降趋于某一固定值后，稳定不变。

制冷剂摩尔流量的变化规律和进出口温度随冷凝空气流量变化的三个阶段相似，匀速下降阶段、过渡阶段、趋稳不变阶段。冷凝空气的流量小于 14500N·m³/h 时，每增加 1000N·m³/h 冷凝空气，制冷剂摩尔流量 1.9N·m³/h；趋稳阶段就变为 1.1N·m³/h；冷凝空气的流量大于 21000N·m³/h 后，进入趋稳不变阶级。

冷凝器最小传热温差开始随冷凝空气流量增加而增加的斜率为 0.00047°C/N·m³/h。在冷凝空气流量为 9500N·m³/h 时开始以 -0.0018°C/N·m³/h 的斜率下降（约为上升时的四倍），平缓过渡后，最后

以斜率 -5e-5°C/N·m³/h 随冷凝空气流量的增加而降低。

蒸发器最小传热温差开始随冷凝空气流量增加而增加的斜率为 0.0011°C/N·m³/h。冷凝空气流量为 10000Nm³/h 时，最小传热温差达最大值 6.9°C，空气流量为 12000N·m³/h 时为 6.7°C，最后最小传热温差就缓慢地接近 6.5°C 不变。

2.5 室内空气流量的影响

制冷系统的冷量最终是通过室内空气的循环不断的将冷量带入，把室内的热量排放到室外。室内空气流量越大可以带走的热量就越多，获得的冷量就越大。因此，室内空气流量也是一个决定系统制冷性能的关键参数。

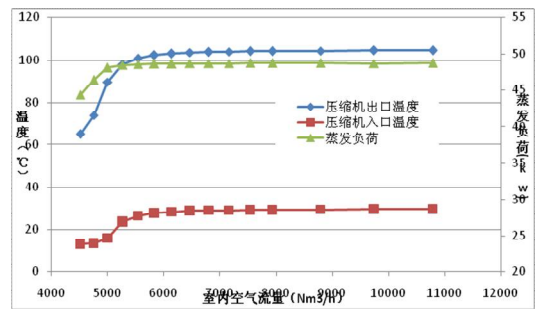


图 10 室内空气流量对制冷量和进出口温度的影响

Fig.10 Effect of indoor air flow on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

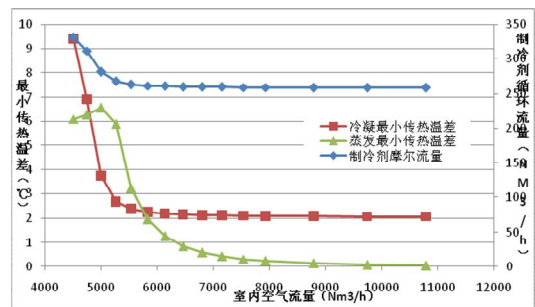


图 11 室内空气流量对制冷剂流量和最小传热温差温度的影响

Fig.11 Effect of indoor air flow on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference of condenser and evaporator

从图 10 可以得知，随着室内空气流量的增加，压缩机进出口温度以及制冷量的变化规律。室内空气流量小于 4900N·m³/h 时，压缩机入口出现带液，所以温度基本维持不变（前面入口压力为 729.1kPa，压缩机入口温度小于 13.8°C 的工况都是

带液工况，温度基本维持不变)。然后温度随着室内空气流量的增加先增加，然后趋于 29℃ 维持不变。这主要是受室内空气入口温度 29.5℃ 的传热限制。出口温度也是先增加，然后趋于 104℃ 不变。制冷量（即蒸发负荷）的变化趋势也是先增加，在室内空气流量达到 5500Nm³/h 时，制冷量达到 48.6kW，然后趋于 48.7kW 维持不变。

图 11 显示了冷凝器和蒸发器的最小传热温差、制冷剂的摩尔流量随室内空气流量的变化趋势。除了蒸发器的最小传热温差先小幅上涨，都是迅速下降然后趋于某一固定值。蒸发器最小传热温差趋于 0℃，冷凝器最小传热温差趋于 2℃，制冷剂摩尔流量趋于 259N·m³/h。

3 结果分析

通过以上各个参数的分析，单元式空调机组的综合性能的影响因素非常复杂，变化的趋势不是简单的光滑曲线，有很多的转折点和不变性，是比较复杂的非线性函数。在空调系统设计、故障诊断、运行维护、性能优化和智能控制等方面都有很好的参考价值。虽然参考工况为冷凝空气流量 180000N·m³/h、室内空气流量 50000N·m³/h、压缩机功率 15kW 的参考点，实际上将这三个参数同时乘以一个大于零的常数结论是不变的（对应分析的制冷剂流量要同时乘以那个常数来分析）。

从压缩机功率的分析中可以得知，单纯的增加压缩机的功率并不一定保证制冷量的增加，增加到一定值后制冷量反而会下降，并且压缩机入口会出现带液工况（功率越大带液越严重）。增加压缩机功率唯一的优势是蒸发器和冷凝器的传热工况得到改善，最小传热温差增大或者维持一较大值不变。因此，在采用变频空调控制压缩机功率时，功率调节不能超高取得最大制冷量时对应的功率，同时要结合其他参数调节改善压缩机入口带液问题。

从压缩机进出口压力的分析中知道，过大的出口压力和较低的入口压力会使蒸发器和冷凝器的传热恶化，最小传热温差趋于零；反之，较小的出口压力和较高的入口压力会使制冷量迅速下降，另外，较高入口压力会出现带液工况，较小的出口压力不会形成压缩机入口带液，使制冷量下降更加严重。

室内空气流量增加对制冷量增加的影响范围

非常有限，流量增加 10% 以后对制冷量基本不产生作用，增加较大时，蒸发器和冷凝器的传热也不断的恶化，特别是蒸发器的传热，最小温差趋于零；而减小流量又会使压缩机出口出现带液。室外冷凝空气流量对制冷量增加的影响范围较宽，冷凝空气流量增加，制冷量不减，制冷剂流量不断增加，但是小于一定值时制冷量会加剧下降，显著影响制冷性能，要合理回避，太大冷凝空气流量对制冷量增加非常有限，且会使压缩机入口带液，冷凝器传热恶化，最小温差过小，蒸发器传热较好，最小温差维持在较大值。

4 结论

通过以上地铁车辆单元式空调机组的变频工况分析可知：

(1) 定频制冷空调不是不能变负荷运转，只是调节的范围非常有限，并且能效比较小。不考虑能效比的情况下，定频制冷空调也能实现好的舒适性，大大减少部分负荷下的开关损失。现有的控制方式存在不完善（仅通过出口温度调节节流阀流量），如果从蒸发压力和最小传热温差两个方面可以更精确的指导制冷系统的变负荷运转的控制调节。

(2) 现有变频也同样需要结合蒸发压力和最小传热温差来指导工况的运转，变频的最大优势小负荷能效比比较高（高于额定负荷下的能效比）。对工况的检测手段还有进一步完善的空间。

(3) 过多的室内空气流量对制冷量影响非常有限，有效的作用范围也比较窄较少会引起压缩机入口带液，室外冷凝空气流量作用范围比较宽，对制冷量的影响也比较平缓，只有当室外冷凝空气流量减少到设计流量的一半时，对制冷量的影响会更显著，室外冷凝空气流量过多也会引起压缩机入口带液。

为了更好的、全面的分析地铁车辆单元式空调机组可以对室外温湿度、室内设计温度等条件进行详细的变频空调随着环境以及负荷变化的控制和调节规律。

参考文献：

[1] 张艳萍,毛如香,马喜成,杨天智,李梁,岳小鹤.地铁车辆

(下转第 314 页)