

文章编号: 1671-6612 (2022) 03-508-05

采用空气制冷技术的家用空调性能影响因素分析

李金波¹ 王喆锋² 侯 予² 陈双涛² 杜顺开¹ 徐振坤¹ 高卓贤¹

(1. 广东美的制冷设备有限公司 佛山 528311;

2. 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

【摘 要】 空气制冷技术有着环保、送风温度可调、系统简单等优点, 但系统 COP 存在限制。对比分析了逆增压和正增压逆布雷顿空气循环, 针对两种增压系统, 在保证制冷量的条件下, 基于不同的压缩比、房间排风量、换热温差和环境温度, 进行了系统的 COP 计算和对比。得出结论: 同样送风温度和房间排风量下, 两个系统的 COP 都随压缩比的增大而减小, 正增压系统减小的速率更快; 保证送风温度和换热器最优工况下, 两个系统的 COP 都随房间排风量的增大先增后减; 换热温差一定时, 正增压系统 COP 大于逆增压系统; 送风温度和流量一定时, 两个系统的 COP 都随环境温度降低而增加。

【关键词】 空气制冷; COP; 逆布雷顿循环; 增压系统

中图分类号 TB61+1/TB61+4 文献标识码 A

Performance Analysis of Fresh Air Household Air Conditioners Using Air Refrigeration Technology

Li Jinbo¹ Wang Zhefeng² Hou Yu² Chen Shuangtao² Du Shunkai¹ Xu Zhenkun¹ Gao Zhuoxian¹

(1. Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co., Ltd, Foshan, 528311;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049)

【Abstract】 Air refrigeration technology has the advantages of environmental protection, adjustable air supply temperature, and simple system, but the system COP has limitations. This article compares and analyzes the reverse booster and the positive booster reverse Brayton air cycle. For the two booster systems, under the condition of ensuring the cooling capacity, based on different compression ratios, room exhaust air volume, heat exchange temperature difference and ambient temperature, The COP calculation and comparison of the system are carried out. It is concluded that under the same supply air temperature and room exhaust volume, the COP of the two systems decreases with the increase of compression ratio, and the rate of decrease of the positive booster system is faster; the supply air temperature and heat exchanger are guaranteed under optimal conditions, the COP of the two systems first increases and then decreases with the increase in the exhaust air volume of the room; when the heat exchange temperature difference is constant, the COP of the positive booster system is greater than that of the reverse booster system; when the supply air temperature and flow rate are constant, The COP of both systems increases as the ambient temperature decreases.

【Keywords】 Air refrigeration; COP; reverse Brayton cycle; booster system

作者简介: 李金波 (1975.11-), 男, 教授级高工, 主要从事家用空调技术研究工作, E-mail: lij@meida.com

通讯作者: 侯 予 (1973.06-), 男, 教授, E-mail: yuhou@mail.xjtu.edu.cn

收稿日期: 2021-11-22

0 引言

空气是自然界最常见的物质, 有着众多用途, 制冷是其中之一。空气制冷机问世于 19 世纪 40 年

代, 但是由于 COP 与蒸气压缩式制冷循环相比有较大差距, 没有得到应用。随着技术发展、制造工艺水平提高, 使用气体轴承的透平膨胀机和透平压

缩机的效率有所提升。1944 年, 效率有所提升的空气制冷机首次被应用在飞机空调上, 随后因为其体积小, 可靠性高, 迅速占领了飞机空调领域^[1]。此后, 采用逆布雷顿循环的空气制冷机开始不断发展, 在装甲、客机、舰船、列车等军用、民用运输作战设备当中应用较多, 可以满足各种电子设备的散热需求以及乘客的舒适性要求, 并且维护简便^[2-4]。2016 年德国制冷展会上, 瑞士的 MIRAI INTEX SAGL 公司展示了名为 MIRAI CLIMATE 的系统, 该系统采用逆布雷顿循环, 实现了室内全新风送风, 其关键部件是一套同轴的透平压缩机和透平膨胀机。

为了提高空气制冷机的实用性, 众多学者对其性能和影响因素进行了研究。安大略理工大学的 Shahid Islam^[5]和等离子体所的何升^[6]用有用能的分析方法, 分别研究了工况和部件对系统损失的影响。南京机电液压工程研究中心的周月^[7]对空气制冷系统进行了稳态系统仿真, 指出影响系统的因素。桂林电子科技大学的韦凤兰^[8]对列车用空气制冷系统进行了稳态和动态仿真, 虽然功耗比氟利昂系统大, 但对减轻温室效应有明显优势。同济大学的张春路^[9]对空气制冷循环进行了理论解析分析, 对不同设计要求下的空气制冷机提出指导。西安交通大学的赵红利^[10]、杨山举^[11]、天津商业大学的凌睿^[12]则对空气制冷机进行了试验研究。

综上, 尽管逆布雷顿空气制冷机受到 COP 低等问题的制约, 但是也有着全新风、环境友好和低维护成本的优点, 特别是在需要新风和大冷量的场合会有更好的表现。本文对比分析了正增压和逆增压两种逆布雷顿循环构型, 对空气制冷机的设计选择提供建议。

1 系统分析

逆布雷顿循环包含等熵压缩、等压放热、等熵膨胀、等压吸热四个过程, 通常使用的逆布雷顿系统有开式和闭式两种, 在闭式系统中, 两个等压换热过程即需要两个换热器, 开式系统因为直接将膨胀或压缩后的气体排入环境, 所以只需一个换热器。在空气制冷中, 空气作为工质可以直接送风, 所以一般都是采用开式逆布雷顿循环以获得更简单的系统和更低的成本, 同时还能减少换热损失, 提高系统效率。

为了提高系统效率, 逆布雷顿循环常采用的一个方式是回收膨胀功。本文系统以增压的方式, 通过与膨胀机同轴运行的增压压缩机来回收膨胀功。使用增压系统存在正增压和逆增压两种增压方案, 两者流程上的主要区别在于先压缩还是先膨胀。

1.1 逆增压与正增压

图 1 (a) 为逆增压系统流程, 图 1 (b) 为正增压系统流程。在这两个系统中, 透平膨胀机是实现空气近等熵膨胀并获得冷量的部件, 同时对外输出膨胀功, 传递给同轴的离心压缩机。离心压缩机是实现空气近等熵压缩的部件, 所消耗的压缩功由电机的电功和膨胀机回收的膨胀功组成。换热器则是实现空气热量交换的部件。以上三个主要部件在两个系统中所实现的功能基本一致。

同时, 逆增压系统和正增压系统也存在多处差异, 其中最根本的就是空气的增压和膨胀顺序。逆增压系统中, 室内常压空气先进入透平膨胀机膨胀至负压, 提供冷量后再进入增压压缩机增至常压排出。正增压系统中, 室外常压空气先进入增压压缩机增压, 冷却后再进入透平膨胀机膨胀至常压提供冷量。

由于空气的增压和膨胀顺序不同, 两个系统的换热送新风过程也不一样。逆增压系统中, 换热器在热端达到最小温差, 室外新风通过换热器换热水分离器除水后再送入室内, 不进入压缩膨胀一体机, 即图 1 (a) 中的 5-6-7-8 过程。正增压系统中, 换热器在冷端达到最小温差, 室外新风先通过增压压缩机增压和级后冷却器冷却, 再进入透平膨胀机膨胀降温, 最后进入水分离器除水后送入室内, 即图 1 (b) 中的 1-2-3-4-5 过程。

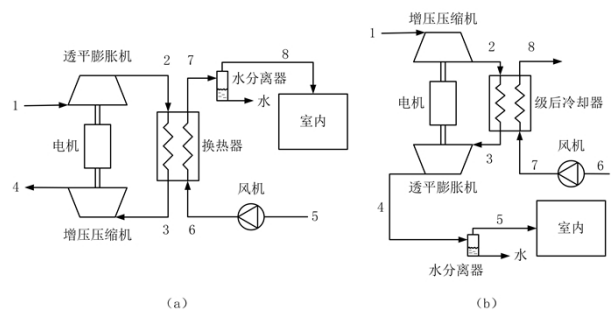


图1 逆增压系统流程图 (a) 和正增压系统流程图 (b)

Fig.1 Flow chart of reverse booster system(a) and Flow chart of positive booster system(b)

1.2 系统计算

按照国家标准^[13]的额定制冷工况,房间空调器的室内侧干湿球温度分别为 27/19℃,室外侧干湿球温度分别为 35/24℃,所以系统计算需要考虑除湿,同时也因为工质为空气,系统均选择开式系统,可以减少换热器数量,在减少换热损失的同时简化系统。主要设计参数如表 1 所示。

表 1 设计参数

Table 1 Design Parameters

参数	数值
制冷量 (kW)	3
膨胀机绝热效率	0.8
压缩机绝热效率	0.74
电机效率	0.85
换热器最小温差 (°C)	3
送风温度 (°C)	12
换热器压降 (kPa)	2

在压缩过程中,功耗、温度、压力之间的关系如下式所示:

$$W_c = mc_p(T_{c_{out}} - T_{c_{in}}) / \eta_c \quad (1)$$

$$\frac{T_{c_{out}}}{T_{c_{in}}} = \left(\frac{p_{c_{out}}}{p_{c_{in}}} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} \quad (2)$$

式中: W_c 为压缩机功耗, m 为质量流量, c_p 为空气定压比热容, $T_{c_{out}}$ 为压缩机出口温度, $T_{c_{in}}$ 为压缩机进口温度, η_c 为压缩机等熵效率, $p_{c_{out}}$ 为压缩机出口压力, $p_{c_{in}}$ 为压缩机进口压力, n_c 为压缩过程多变指数。

在膨胀过程中,功耗、温度、压力之间的关系如下式所示:

$$W_e = mc_p(T_{e_{in}} - T_{e_{out}})\eta_e \quad (3)$$

$$\frac{T_{e_{in}}}{T_{e_{out}}} = \left(\frac{p_{e_{in}}}{p_{e_{out}}} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} \quad (4)$$

式中: W_e 为膨胀机输出功, m 为质量流量, c_p 为空气定压比热容, $T_{e_{in}}$ 为膨胀机进口温度, $T_{e_{out}}$ 为膨胀机出口温度, η_e 为膨胀机等熵效率, $p_{e_{in}}$ 为膨胀机进口压力, $p_{e_{out}}$ 为膨胀机出口压力, n_e 为膨胀过程多变指数。

在换热过程中,热侧和冷侧的温度关系如下式所示:

$$m_h c_{ph}(T_{hin} - T_{hout}) = m_c c_{pc}(T_{c_{out}} - T_{c_{in}}) \quad (5)$$

式中: m_h 为热侧质量流量, c_{ph} 为热侧空气定压比热容, T_{hin} 为热侧进口温度, T_{hout} 为热侧出口温度, m_c 为冷侧质量流量, c_{pc} 为冷侧空气定压比热容, $T_{c_{out}}$ 为冷侧出口温度, $T_{c_{in}}$ 为冷侧进口温度。

系统性能系数如下式所示:

$$COP = \frac{Q}{(W_c - W_e) / \eta_m + W_{fan}} \quad (6)$$

式中: Q 为系统制冷量, W_c 为压缩机耗功, W_e 为膨胀机输出功, η_m 为电机效率, W_{fan} 为风机耗功。

对逆增压系统和正增压系统进行设计工况下的计算,首先通过送风空气与室内空气的焓差、需求的制冷量可以计算出系统的流量为 546kg/h,为保证室内压力,换热器冷热两侧流量相等。再结合换热器最小温差 3℃这一条件,确定逆增压系统的压缩比为 1.72,正增压系统的压缩比为 1.68,然后分别算出两个系统各点的温度压力参数。考虑膨胀机和压缩机的绝热效率后,计算出压缩功、膨胀功、电机耗功。风机按照流量估算其耗功,最终两个系统的性能参数如表 2 所示。

表 2 逆增压系统和正增压系统性能参数

Table 2 Performance parameters of reverse booster system and positive booster system

	逆增压	正增压
压缩比	1.72	1.68
压缩功 (kW)	10.64	10.25
膨胀功 (kW)	4.96	4.98
电机耗功 (kW)	6.82	6.33
风机耗功 (kW)	0.35	0.34
系统总耗功 (kW)	7.17	6.67
COP	0.42	0.45

从表 2 计算结果可以看出:在送风温度 12℃,换热器最小温差 3℃,房间送风量和排风量相等时,逆增压系统的压缩比大于正增压系统, COP 小于正增压系统。这是因为两个系统中空气压缩和膨胀的顺序不同,使得两个系统在其他条件相同时压缩比不同,从而导致两者 COP 不同。

此外,系统的压缩比、房间排风量、换热温差和环境温度对系统 COP 也有影响,并且相互之间有所限制,下文对其进行详细分析。

2 影响因素

2.1 压缩比

送风温度为 12°C , 房间排风量为 546kg/h 时, 分别计算了逆增压系统和正增压系统在不同压缩比时的 COP, 其结果如图 2 所示, 可以看出: (1) 两个系统的 COP 都随压缩比的增加而减小, 这是因为压缩比增大后, 膨胀机的进出口温差增大, 系统换热器的温差随之增大, 造成冷量损失。但是, 系统压比也不是越小越好, 压比小意味着膨胀比小, 此时膨胀机温差变小, 同样送风量下无法满足一定的冷量需求。(2) 随着压缩比增大, 正增压系统的 COP 先大于逆增压系统, 后小于逆增压系统, 这是因为随着压缩比的增大, 逆增压系统中压缩机进口温度是降低的, 所以功耗提升相对较慢, 系统 COP 下降更慢。

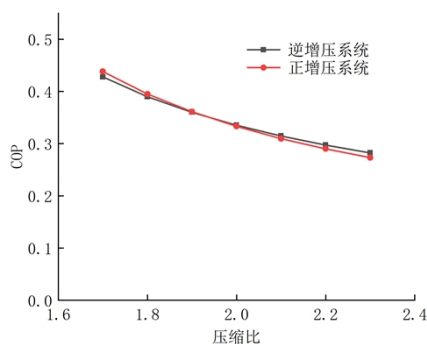


图 2 压缩比对系统 COP 的影响

Fig.2 The impact of compression ratio on system COP

2.2 房间排风量

因为房间送风和排风回路互不影响, 所以排风量可以与送风量不等, 通过调节房间排风量来使换热器维持最小换热温差 3°C 。送风温度为 12°C , 送风风量为 546kg/h 时, 计算逆增压系统和正增压系统在不同房间排风量下的 COP, 每个排风量对应一个压缩比。计算结果如图 3 所示。可以看出: (1) 随着房间排风量增大, 逆增压系统存在一个 COP 最高点, 这是因为换热器的最小温差本来在热端, 排风量增大后系统所需压比降低, 换热器最小温差出现在冷端。(2) 随着房间排风量增大, 正增压系统也存在一个 COP 最高点, 不同的是后续 COP 下降缓慢, 这是因为排风量增大到一定值后, 不再影响换热器热侧出口的温度, COP 下降是风机功耗随排风量增大而增大导致的。

2.3 换热温差

在送风温度为 12°C , 送风风量和排风风量都

为 546kg/h 时, 计算逆增压系统和正增压系统在不同换热温差下的 COP, 同时调节系统压缩比, 保证送风量等于排风量。计算结果如图 4 所示。可以看出: (1) 两个系统的 COP 均随换热温差的增大而减小, 因为换热温差越大, 换热损失越大, 但是也不是换热温差越小越好, 一定换热量下, 换热温差小就需要大的换热面积, 导致换热器体积过大。(2) 在相同换热温差时, 逆增压系统的 COP 低于正增压系统, 这是因为逆增压系统中换热器冷端存在相变, 只能维持热端小温差, 所以损失更大。

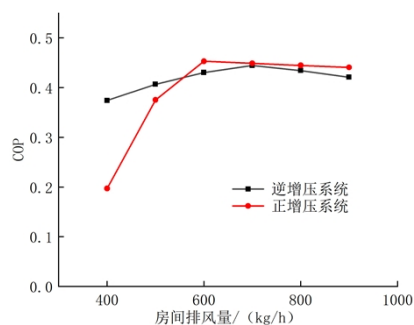


图 3 房间排风量对系统 COP 的影响

Fig.3 The impact of room exhaust on system COP

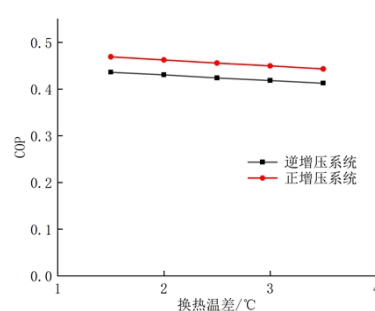


图 4 换热温差对系统 COP 的影响

Fig.4 The impact of heat exchange temperature difference on system COP

2.4 环境温度

在送风温度为 12°C , 送风风量为 546kg/h 时, 计算逆增压系统和正增压系统在不同环境温度下的 COP, 同时调节系统压缩比, 维持换热器最小换热温差为 3°C 。计算结果如图 5 所示, 可见: (1) 两个系统的 COP 都随环境温度升高而降低。这是因为随着环境温度升高, 系统需要更大的温降来维持冷量, 所以系统压缩比会上升, 压缩比上升的同时, 压缩机进口也上升, 导致压缩功的增速大于膨胀功的增速, 所以系统总的功耗增加, COP 下降。(2) 逆增压系统的 COP 下降速度比正增压系统

快。这是因为维持换热器最小换热温差时逆增压系统的压缩比提升更快,随压缩比增加,压缩机功耗增速更大,所以总的功耗增加更快,COP 下降更快。

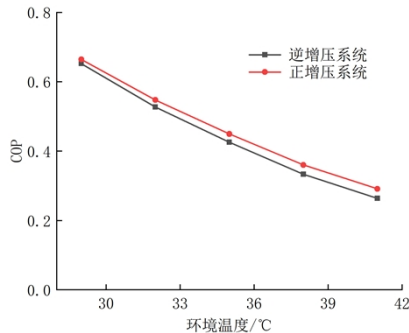


图5 环境温度对系统 COP 的影响

Fig.5 The impact of ambient temperature on system COP

3 结论

本文对比分析了逆增压和正增压全新风逆布雷顿空气制冷系统,分别计算了两个系统的最优 COP,考虑了系统压缩比、房间排风量、换热温差和环境温度对 COP 的影响,得出结论如下:

(1) 送风温度和房间排风量一定时,正增压系统和逆增压系统的 COP 都随压比的增加而减小。

(2) 送风温度和送风风量一定时,两个系统的 COP 均随房间排风量的增大先增后减。

(3) 换热温差一定时,正增压系统 COP 大于逆增压系统。

(4) 保证送风温度和流量时,两个系统的 COP 都随环境温度降低而增加。

空气制冷以空气作为工质,最大的特点是没有相变,这也导致了空气制冷可以直接送风的优点和系统流量大的缺点。单从系统 COP 来看,空气制冷不如蒸气压缩式制冷,但同时也有直接送风、全新风、环保、系统简单等优点。根据本文计算结果,在设计空气制冷系统时,正增压系统在性能上表现更好,其能达到的 COP 更高,但是与逆增压系统

的差别只有 8%左右,而且级后冷却器的换热量大,会增大系统体积。所以在系统设计时要综合考虑系统性能和体积取舍,匹配房间排气量和新风风量,对系统 COP 和经济性整体考虑。

参考文献:

- [1] 林韶宁,夏葵,李军,等. 空气制冷机在飞机空调系统中的应用[J].流体机械,2004,32(10):46-49.
- [2] 刘忠宝,王浚,蒋小明. 装甲、坦克车辆空调的概况及进展[J].制冷学报,2002,(1):66-68.
- [3] 李敏华,巫江虹. 空气制冷技术的现状及发展探讨[J].制冷与空调,2005,(2):11-15.
- [4] 任金禄. 空气制冷机[J].制冷与空调,2008,8(6):15-21.
- [5] Shahid ISLAM, Ibrahim DINCER. Comparative performance study of an integrated air-cycle refrigeration and power generation system[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,106:493-505.
- [6] 何升,庄明,蒋庆峰,等. 空气循环制冷机的有用能分析及优化[J].低温工程,2019,(1):31-34,40.
- [7] 周月,张鹤林,程定斌,等. 典型空气循环制冷系统仿真研究[J].化工学报,2020,71(S1):341-345.
- [8] 韦凤兰. 列车空调用空气制冷系统模拟研究[D]. 桂林:桂林电子科技大学,2017.
- [9] 张春路,袁晗. 空气制冷循环最优性能解析[J].同济大学学报(自然科学版),2015,43(5):765-770.
- [10] 赵红利,侯予,习兰,等. 回冷式逆布雷顿空气制冷机的试验分析[J].哈尔滨工业大学学报,2009,41(5):113-116.
- [11] 杨山举,陈兴亚,张兴群,等. 逆布雷顿空气制冷机透平膨胀特性研究[J].工程热物理学报,2016,37(2):245-249.
- [12] 凌睿. 空气循环制冷系统稳态性能的模拟及实验研究[D].天津:天津商业大学,2014.
- [13] GB/T 7725-2004,房间空气调节器[S].北京:中国标准出版社,2004:71.