

文章编号: 1671-6612 (2024) 04-569-06

用于极寒地区的空气透平循环热泵可行性分析

周宏亮¹ 王喆锋² 杨潇翎² 陈双涛² 李金波¹ 侯予²

(1. 广东美的制冷设备有限公司 佛山 528311;

2. 西安交通大学深低温技术与装备教育部重点实验室 西安 710049)

【摘要】 南极的气候极端, 最低温度可达 -80°C , 平均低温约为 -40°C , 为科考人员提供适宜生活环境成为挑战。传统的取暖方式在这种极端环境下存在问题, 尤其是蒸气压缩式热泵在 -40°C 极寒温区下蒸发压力过低, 无法正常运行。提出了空气透平循环热泵作为解决方案。该热泵以空气为工质, 通过气体压缩和膨胀转移热量, 没有相变, 不存在蒸发压力低无法运行的情况。并且开式空气循环可以方便的切换为新风模式。研究结果显示, 空气透平循环热泵新风系统在 -40°C 极寒温区制热时, 仍然能正常运行并保持1.5以上的COP。空气透平循环热泵的优势包括适应极端低温、可提供新风、采用自然工质不存在环境污染和泄漏问题、系统简单可靠、低维护成本等。

【关键词】 极寒地区; 自然工质; 空气循环热泵; 可行性

中图分类号 TB61+1/TB61+4 文献标志码 A

Feasibility Analysis of Air-turbo Cycle Heat Pump for Extremely Cold Regions

Zhou Hongliang¹ Wang Zhefeng² Yang Xiaoling² Chen Shuangtao² Li Jinbo¹ Hou Yu²

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

2. MOE Key Laboratory of Cryogenic Technology and Equipment, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049)

【Abstract】 The climate in Antarctica is extreme, with temperatures plunging to -80°C and an average low of around -40°C , posing a significant challenge to providing a suitable living environment for scientific expedition personnel. Traditional heating methods face challenges in such extreme conditions, particularly vapor compression heat pumps experiencing operational issues due to excessively low evaporating pressures at -40°C . This paper proposes the use of an air-turbo cycle heat pump as a solution. This heat pump utilizes air as the working fluid, transferring heat through gas compression and expansion without undergoing phase change, thereby eliminating issues related to low evaporating pressures. And the open air circulation can be easily switched to the fresh air mode. The results show that the air-turbo cycle heat pump fresh air system can still operate normally in the extremely cold temperature zone of -40°C , whose COP is more than 1.5. The advantages of air-turbo cycle heat pump include adapting to extreme low temperature, providing fresh air, using natural working medium without environmental pollution and leakage problems, simple and reliable system, low maintenance cost and so on.

【Keywords】 Extremely cold regions; Nature refrigerant; Air-turbo cycle heat pump; Feasibility

0 引言

随着我国科技实力的发展, 对于南极等极寒地

区的探索越来越多, 南极的气候属于极地气候, 最低温度曾达到 -80°C , 平均低温通常也低至 -40°C ,

基金项目: 陕西高校青年创新团队项目

作者简介: 周宏亮 (1987.03-), 男, 博士, E-mail: hongliang.zhou@midea.com

通讯作者: 侯予 (1973.06-), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: yuhou@mail.xjtu.edu.cn

收稿日期: 2024-01-15

达到极寒温区,为了维持科考人员的正常生活,保证生活区的温度是必须的。

对于一般寒冷地区,通常采用的取暖方式包括电加热、燃煤锅炉集中供暖、热泵供暖。电加热和燃煤锅炉由于电热丝和燃烧的原理,供热的性能系数(COP)最大也只有1。而热泵通过做功,将低温区的热量转移至高温区,COP通常在3~5。但是对于极寒地区,温度降至-40℃后,传统蒸气压缩式热泵开始出现问题。一是原理上的,环境温度下降,循环的冷热源温差增大,导致热泵COP减小;二是过低的环境温度会加剧蒸发器的结霜问题,从而恶化传热,需要更频繁的运行除霜模式;三是最关键的,当环境温度过低,热泵的蒸发压力会随之降低,当低于系统限值后,热泵无法再从低温热源吸收热量,系统直接无法运行。

在这种恶劣工况下,空气透平循环热泵是一个有潜力的解决方案。空气透平循环热泵以空气作为工质,通过气体压缩和膨胀转移热量,即使在极寒的环境温度下也不发生相变,从根源解决了蒸发温度过低问题,可以灵活的在宽温度范围内实现制热。此外,因为工质是空气,空气透平循环热泵可以采用开式逆布雷顿循环,方便直接将室外新风加热后送入室内实现新风送风,还能直接将膨胀后的低温空气排入环境,系统中没有低温换热器(蒸发器),也就没有了蒸发器结霜的问题。

目前,空气透平循环主要是在飞机、装甲、舰船、列车等军用、民用特种运输设备中作为环控系统应用^[1-6]。德国ICE高速列车使用了闭式逆布雷顿循环,实现了20kW的额定制冷量^[4]。中电十六所与西安交通大学^[7]共同研制了用于机载电子吊舱冷却的空气制冷系统,实现了1.26kW的制冷量。以往的空气循环主要应用都是在制冷领域,近些年研究者们也在寻找逆布雷顿循环新的应用方向。西安交通大学和美的^[8,9]对逆布雷顿循环在家用空调领域进行了研究,对比了正、逆增压系统的优缺点,采用一台电驱膨胀压缩机作为核心部件,制造了全新风家用空调样机,验证了空气制冷技术与新风结合的可行性。华北电力大学的杨鹤^[10]对逆布雷顿循环热泵储能进行了性能研究与多目标优化。早稻田大学的Niccolò GIANNETTI^[11]将逆布雷顿循环与压缩空气储能相结合,系统全局COP可以达到1.49。中科院工程热物理研究所的Liang Wang^[12]

针对热泵储能系统基于焓方法进行了分析和优化。建筑安全与建筑环境国家重点实验室的Binfei Zhan^[13]提出将空气循环热泵用于干燥领域,建立了干燥系统的仿真模型并搭建实验台进行验证,结果证明,空气热泵干燥系统比传统电加热干燥系统节能15~27%。

在单纯的取暖热泵方向,剑桥大学的A J White^[14]分析了不可逆性对逆布雷顿循环热泵性能的影响。指出需要非常高的压缩和膨胀效率以及低的压力损失才能获得一个可用的COP,回热循环虽然提高了循环功比,但在实践中,考虑到回热器需要较大的换热面积从而带来压损时,这一优势就会打折扣。同济大学的Zhang Chunlu^[15]、Yuan Han^[16]、Liang Yang^[17]建立了空气热泵循环的热力学模型,从基本循环到带回热器的回热循环,再到部件非设计工况性能的引入,系统的对空气热泵循环进行了理论分析。理论计算结果表明,空气热泵的COP在大温差下与跨临界CO₂热泵相当,增加回热器后能高于CO₂热泵,并指出空气热泵循环最大的优点是供热量与供热负荷变化趋势一致。大连理工大学的Li Shuangshuang^[18,19]将涡轮增压器结合鼓风机用于空气循环热泵,对比鼓风机放置于压缩机前和膨胀机前的循环,并搭建了实验台进行实验研究。结果表明,在压缩机之前安装鼓风机可以获得更高的制热量,从而获得更高的COP。并且该热泵的供热能力随着环境温度的降低而增大,COP受热水供应温度和环境温度的影响较小。

空气透平循环已在制冷和低温领域应用了几十年,相对于制冷,空气透平循环在制热方向上更有优势。空气循环热泵在极寒环境温度下与传统蒸气压缩热泵的性能差距小,不会有温度过低而无法运行的缺点,还有环境友好无污染和低维护成本等优点,有着不错的应用前景。本文提出将空气透平循环热泵用于极寒地区,对循环进行了设计计算,并与蒸气压缩式热泵进行对比,指出了空气热泵用于极寒温区的可行性。

1 空气透平循环热泵

空气透平循环热泵是以空气为工质,利用气体的膨胀降温和压缩升温配合换热器来实现热量的转移。基本的逆布雷顿空气透平循环包含等熵压缩、等压放热、等熵膨胀、等压吸热四个过程。通

常使用的逆布雷顿循环有开式和闭式两种, 在闭式系统中, 两个等压换热过程即需要两个换热器, 开式系统则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。在空气透平循环热泵中, 以空气作为工质, 不需要担心泄漏, 所以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。

图 1 (a) 为空气透平循环热泵无新风系统流程图。由于是开式系统, 离心压缩机吸气状态与环境空气 (状态 1) 相同, 经过离心压缩机增压升温, 空气到达高温高压的状态 2。随后进入换热器提供热量, 换热降温后到达状态 3, 此时空气还处于高压状态, 直接排入环境太过浪费, 采用透平膨胀机回收高压空气的膨胀功, 直接用于同轴布置的压缩轮做功, 空气恢复常压 (状态 4) 降至低温后排出到环境。房间送风侧则是状态 5 的房间回风先被加热至状态 6, 但此时 6 点温度可能过高, 从房间引一股气与混合, 当温度达到合适的送风温度 (状态 7) 再送入房间供热。图 1 (b) 为空气透平循环热泵新风系统流程图, 与无新风系统的差别就是将压缩机进口与房间相连, 送风侧则与室外环境相连,

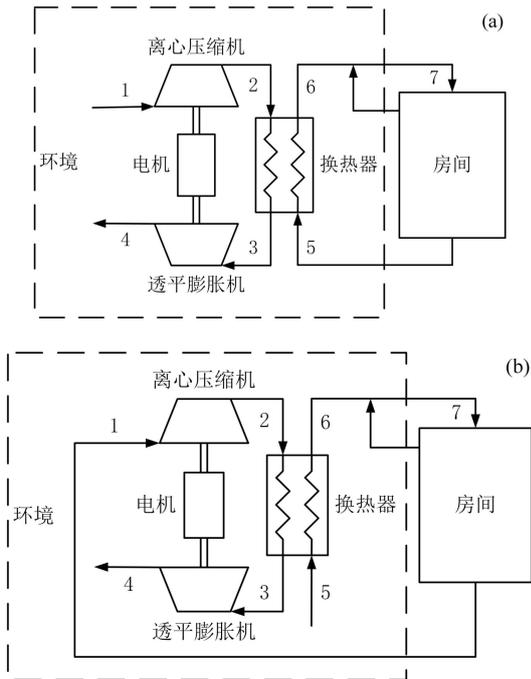


图 1 空气透平热泵 (a) 无新风流程图, (b) 新风流程图
Fig.1 No fresh air flow chart(a) , fresh air flow chart(b) of air-turbo heat pump

2 循环计算

根据上述系统流程, 对空气热泵系统进行计算。由于本文主要研究其原理上的可行性, 所以在计算中做以下简化:

- (1) 极寒温度下空气中绝对含湿量低, 在计算中忽略空气中的水分, 按干空气进行计算;
- (2) 忽略各部件及管道的压损;
- (3) 忽略各部件及管道与环境的换热;
- (4) 离心压缩机和透平膨胀机等熵效率为定值。

根据气象部门对极寒温度的定义, 环境温度取为 -40°C , 房间温度和送风温度取常规制热工况的 20°C 和 40°C , 环境绝对压力取为 100kPa 。各部件效率取值如表 1 所示。

表 1 部件效率

Table 1 Components efficiency	
部件	效率
透平膨胀机效率	0.90
离心压缩机效率	0.85
电机效率	0.90
换热器效率	0.90

在进行循环计算时, 为了更接近真实的物性, 使用 MATLAB 调用 refprop 数据库中的物性数据。过程 1-2 为压缩过程, 压比取为 pr , 压缩出口温度 T_2 和压缩功 W_c 由以下两式计算得到:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \left(pr^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (1)$$

$$W_c = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{mRT_1}{\eta_c} \left(pr^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (2)$$

式中: m 为主机质量流量; κ 为空气的绝热指数; R 为空气的气体常数; η_c 为压缩机等熵效率。

2-3 和 5-6 为换热过程, 状态 2 是压缩机排出的空气, 状态 5 为房间回风, 新风系统中则是环境空气, 通过换热器热平衡方程求出膨胀机进口温度 T_3 和混风前状态 6 的温度 T_6 :

$$T_3 = T_2 - (T_2 - T_5)\eta_{he} \quad (3)$$

$$T_6 = T_5 + (T_2 - T_5)\eta_{he} \quad (4)$$

式中: η_{he} 为换热器效率。

3-4 为膨胀过程, 膨胀比和压比相同, 出口温度 T_4 和膨胀功 W_e 由以下两式计算得到:

$$T_4 = T_3 - T_3 \eta_e \left(1 - pr^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \quad (5)$$

$$W_e = \frac{\kappa}{\kappa - 1} mRT_3 \eta_e \left(1 - pr^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \quad (6)$$

式中： η_e 为膨胀机等熵效率。

膨胀出口的冷空气直接排入环境，4-1 为空气与环境的换热过程，在循环中不进行计算。

送风状态 7 由状态 6 的空气与房间空气混合得到，送风流量 m_{sa} 由下式计算：

$$m_{sa} = \frac{T_6 - T_{room}}{T_7 - T_{room}} m \quad (7)$$

式中： T_{room} 为房间温度。

制热量由状态 7 的送风与房间空气的焓差和送风流量计算得出：

$$Q_{heat} = m_{sa} c_p (T_7 - T_{room}) \quad (8)$$

式中： c_p 为空气定压比热容。

对于新风系统，为了维持室内压力平衡，换热器冷侧流量和主机流量相同，所以新风系统的制冷量计算由下式得到：

$$Q_{heat} = mc_p (T_6 - T_{room}) \quad (9)$$

总的电机功耗由下式进行计算：

$$W_{motor} = \frac{W_c - W_e}{\eta_{motor}} \quad (10)$$

式中： η_{motor} 为电机效率。

计算循环的性能系数 COP 如下式所示：

$$COP = \frac{Q_{heat}}{W_{motor}} \quad (11)$$

循环的压比选取对 COP 有着较大的影响，最后得到计算结果如图 2 所示，从图中可以看到：无新风和新风系统分别在压比低于 2.6 和 1.4 时，循环 COP 为 0，这是因为压比较低时无法将压缩后的空气加热到高于送风温度提供热量。两个系统在产生制热效果后，循环的 COP 都随压比的增加先增后减，分别在压比为 5.6 和 1.7 时 COP 达到最优值，在压比小于 5 时，新风系统的 COP 比无新风系统更高。表 2 给出了此时循环各点的详细参数，从数据可以看出，换热后的 3 点温度为 -28.1°C ，远低于无新风系统的 3 点温度 32.4°C ，说明新风系统更加充分的利用了压缩后的热量，由此可见，空气透平循环热泵在极寒温区下与新风能很好的结合在一起。

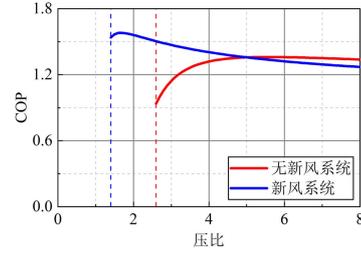


图 2 压比对空气热泵 COP 的影响

Fig.2 The impact of compression ratio on air heat pump COP

表 2 空气热泵系统参数

Table 2 Air heat pump system parameters

状态	温度 ($^\circ\text{C}$)	
	无新风系统	新风系统
1	-40.0	20.0
2	134.3	76.4
3	32.4	-28.1
4	-75.0	-59.3
5	20.0	-40
6	122.5	64.7
7	40.0	40
压比	5.6	1.7
单位质量制热量 (kJ/kg)	103.2	45.0
比功 (kJ/kg)	75.8	28.5
COP	1.36	1.58

3 热泵系统对比

蒸气压缩式热泵在 7°C 的常规冬季制热工况下有着不错的表现， COP 通常在 3~5 之间。但随着环境温度降低，蒸气压缩式循环的蒸发温度和冷凝温度差距变大，导致需要更大的压比，循环性能随之下降，在温度低至一定程度后蒸发压力过低，无法工作。为了更详细准确的对比分析，对采用 R410A 的蒸气压缩式热泵循环进行计算。

计算时进行以下假设取值：

- (1) 为了保证压缩机进气不带液体，压缩机吸气过热度取为 5°C ；
- (2) 冷凝器换热温差取为 10°C ；
- (3) 蒸发器传热温差取为 8°C ；
- (4) 蒸气压缩式循环通常采用容积式压缩机，效率低于离心式压缩机，取为 0.75；

(5) 电机效率取为 0.9。

环境温度、房间温度和送风温度都与前文空气热泵的计算取相同值,分别为 -40°C 、 20°C 和 40°C 。计算结果如表 3 所示。对比空气热泵的结果发现,空气热泵无新风和新风系统的 COP 比 R410A 热泵分别要低 20.0%和 7.1%,但是空气热泵的压比分别是 5.6 和 1.7,远小于 R410A 热泵极寒制热所需的 25.5。

表 3 R410A 热泵系统参数

Table 3 R410A heat pump system parameters

参数	数值
压比	25.5
单位质量制热量 (kJ/kg)	253.6
比功 (kJ/kg)	134.4
COP	1.70

图 3 展示了环境温度对 R410A 热泵和空气透平循环热泵 COP 的影响。三者的 COP 都随环境温度的降低而减小,空气热泵的衰减速度更缓慢,新风系统的 COP 始终高于无新风系统。在环境温度低于 -43.7°C 后,空气热泵新风系统的 COP 与 R410A 热泵相当,差距只有几个百分点,更重要的是此时 R410A 的蒸发压力开始低于 100kPa,无法继续制热。

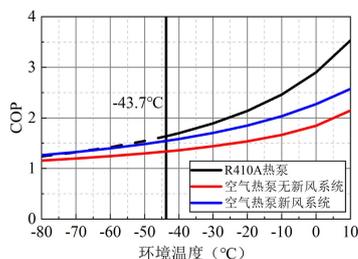


图3 环境温度对热泵 COP 的影响

Fig.3 The impact of ambient temperature on heat pump COP

4 结论

本文分析了采用逆布雷顿循环的空气透平热泵的可行性,并将无新风系统和新风系统与 R410A 蒸汽压缩式热泵进行计算对比,得出以下结论:

(1) 在一定的环境工况下,空气透平循环热泵存在一个最优压比使得循环 COP 最大,新风系统的最优压比小于无新风系统,超过最优压比后循

环 COP 缓慢下降,新风系统的 COP 下降速率更快。

(2) 在 -40°C 的极寒温区制热时,空气循环热泵无新风系统和新风系统的 COP 分别为 1.36 和 1.58,新风系统能更充分的利用压缩热,在极寒温区与空气循环热泵适配度高。

(3) 温度低于 -40°C 后,R410A 热泵已经停止工作,空气透平循环热泵仍可继续实现制热,空气作为工质无需担心泄漏,完全不会对环境产生污染,还可以方便的实现新风送风。

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,袁立峰,姚洪伟,等.双级正升压空气制冷系统在铁路列车空调中的应用[J].真空与低温,2001,7(1):33-37.
- [3] 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.
- [4] 加藤聪,牛晓妮.采用空气循环制冷机的 ICE 客车用空调[J].国外铁道车辆,2003,(4):21-24.
- [5] Stephen W T SPENCE, W JOHN DORAN, David W ARTT. Design, construction and testing of an air-cycle refrigeration system for road transport [J]. International Journal of Refrigeration, 2004,27(5):503-510.
- [6] 刘帅领,马国远,张海云,等.空气制冷技术原理及发展现状[J].制冷与空调,2021,35(3):444-450.
- [7] 绳春晨,杨榆,谢洪涛,等.机载吊舱环控空气制冷系统分析及试验研究[J].低温与超导,2020,48(1):80-85.
- [8] 李金波,王喆锋,侯予,等.采用空气制冷技术的家用空调性能影响因素分析[J].制冷与空调,2022,36(3):508-512.
- [9] 王喆锋,李金波,陈双涛,等.全新风家用空气制冷系统性能测试[J].制冷学报,2021,42(6):15-20.
- [10] 杨鹤,杜小泽.布雷顿循环热泵储能的性能分析与多目标优化[J].中国电机工程学报,2022,42(1):196-211.
- [11] Niccolò GIANNETTI, Adriano MILAZZO, Kiyoshi SAITO. Thermodynamic investigation of asynchronous inverse air cycle integrated with compressed-air energy storage [J]. Journal of Energy Storage, 2022,45:103750.
- [12] Liang WANG, Xipeng LIN, Han ZHANG, et al. Analytic optimization of Joule-Brayton cycle-based pumped thermal electricity storage system [J]. Journal of Energy

- Storage, 2022,47:103663.
- [13] Binfei ZHAN, Zhichao WANG, Shuangquan SHAO, et al. Simulation investigation on a novel open-loop air cycle heat pump drying system [J]. International Journal of Refrigeration, 2022,141:31-42.
- [14] A J WHITE. Thermodynamic analysis of the reverse Joule - Brayton cycle heat pump for domestic heating [J]. Applied Energy, 2009,86(11):2443-2450.
- [15] Chun-Lu ZHANG, Han YUAN. An important feature of air heat pump cycle: Heating capacity in line with heating load [J]. Energy, 2014,72:405-413.
- [16] Han YUAN, Chun-Lu ZHANG. Regenerated air cycle potentials in heat pump applications [J]. International Journal of Refrigeration, 2015,51:1-11.
- [17] Liang YANG, Han YUAN, Jing-Wei PENG, et al. Performance modeling of air cycle heat pump water heater in cold climate [J]. Renewable Energy, 2016,87:1067-1075.
- [18] Shuangshuang LI, Shugang WANG, Zhenjun MA, et al. Using an air cycle heat pump system with a turbocharger to supply heating for full electric vehicles [J]. International Journal of Refrigeration, 2017,77:11-19.
- [19] Shuangshuang LI, Shugang WANG, Shuang JIANG, et al. Experimental investigation of a regenerated air cycle heat pump heating system with a turbocharger [J]. International Journal of Refrigeration, 2019,100:48-54.

(上接第 497 页)

- [16] YOU R, LIN C H, WEI D, et al. Evaluating the commercial airliner cabin environment with different air distribution systems [J]. Indoor Air, 2019,29(5):840-53.
- [17] Evaluation of cabin displacement ventilation under flight conditions [J]. 2013.
- [18] Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986,1(1):3-51.
- [19] ZHANG Z, ZHANG W, ZHAI Z J, et al. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 2—Comparison with Experimental Data from Literature [J]. HVAC&R Research, 2007,13(6):871-86.
- [20] ASHARE. ASHRAE Standard161-2018.Air quality within commercial aircraft [J]. 2021.
- [21] 林家泉,梁小贝,陈维兴,等.A320 飞机客舱热舒适性的数值模拟研究[J].流体机械,2015,43(05):75-78.
- [22] 高经诚,陈维建,胡万俊,等.民用飞机客舱 CO₂ 分布特性分析[J].北京航空航天大学学报,2023,(9):2510-2517.
- [23] 李先庭,赵彬.室内空气流动数值模拟[M].北京:机械工业出版社,2009.