

DOI: 10.7652/xjtuxb201303011

—150 °C 逆布雷顿空气制冷机动态温降特性研究

蔡君伟^{1,2}, 孙皖², 李斌², 李涛², 侯予²

(1. 中国建筑西南设计研究院有限公司, 610041, 成都; 2. 西安交通大学制冷与低温工程研究所, 710049, 西安)

摘要: 为了研究空气制冷机的动态温降特性,对采用工作轮直径为 24 mm 的小型透平膨胀机和板翅式换热器的逆布雷顿循环空气制冷机实验台进行了改进。采用高真空绝热冷箱对制冷机进行绝热,可使绝对压力低于 10^{-3} Pa,得到的设计制冷温度为 -150 °C。对不同进口参数和采用不同直径风机轮的制冷机工况进行了实验研究,获得了透平膨胀机的实际温降曲线;以实验系统为基础建立了数学模型,得到了相应的理论温降曲线。研究结果表明:风机轮尺寸对空气制冷机动态温降过程的影响较大,实验的最低温度低于 -150 °C;所建理论模型能够较好地预测实际系统温降的过程。

关键词: 空气制冷机;逆布雷顿循环;透平膨胀机

中图分类号: TK05 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0060-04

Study on the Dynamic Cooling Performance of a -150 °C Reverse Brayton Cycle Air Cryocooler

CAI Junwei^{1,2}, SUN Wan², LI Bin², LI Tao², HOU Yu²

(1. China Southwest Architectural Design and Research Institute Corporation Limited, Chengdu 610041, China;

2. Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A turboexpander having a working wheel with a diameter of 24 mm and a plate-fin heat exchanger were applied in a retrofitted -150 °C air cryocooler system. A vacuum cryogenic trap (absolute pressure $< 10^{-3}$ Pa) was used for insulation. The dynamic cooling performance of the whole system was studied under the conditions of different brake wheel configurations. A numerical model in respect of the dynamic cooling performance of the -150 °C air cryocooler system was established. The results show that the brake wheel size significantly affects the cooling performance of the cryocooler, and the lowest system temperature is under -150 °C. Additionally, the numerical results agree well with the experimental data.

Keywords: air cryocooler; reverse Brayton cycle; turboexpander

逆布雷顿空气制冷机以其重量轻、可靠性高、安全性好、维护简单、无污染等优点,在特殊的普冷和深冷领域得到了广泛应用和发展。欧洲高速城际列车(ICE)采用了空气循环制冷系统,其制冷量为 $20 \sim 30$ kW^[1];北爱尔兰和爱尔兰在汽车运输领域用逆布雷顿循环空气制冷机替代了原氟利昂制冷机^[2];美国 Earthship 公司为低温冷库推出了 2 种

型号的低温空气制冷机^[3];1994 年西安交通大学气体轴承与透平研究组开始研究逆布雷顿循环空气制冷机;2004 年林韶宁等论述了空气制冷机在飞机空调系统中的应用^[4],同时研制出一台 30 m³/h 空气制冷机用透平膨胀机^[5],并进行了一 120 °C 小型逆布雷顿空气制冷机性能的实验研究^[6]。

本文在 -150 °C 小型逆布雷顿低温空气制冷机

收稿日期: 2012-07-19。 作者简介: 蔡君伟(1986—),男,硕士生;侯予(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50976082);中国科学院低温工程学重点实验室开放课题资助项目(CRY0201125);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2012-12-10

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20121210.1008.009.html>

上进行了不同进口参数、不同制动风机轮的低温空气制冷机系统的实验研究,得到了制冷机的动态温降曲线,建立了相应的数学模型及各工况下透平膨胀机的理论温降曲线。

1 -150℃空气制冷机实验台

-150℃逆布雷顿空气制冷机采用开式回冷循环(见图1、图2),主要包括气源和制冷系统,制冷系

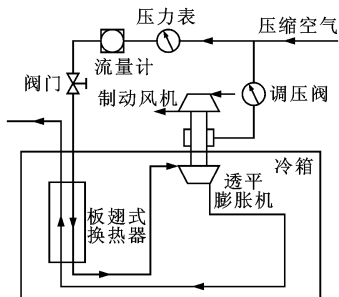


图1 -150℃低温空气制冷系统

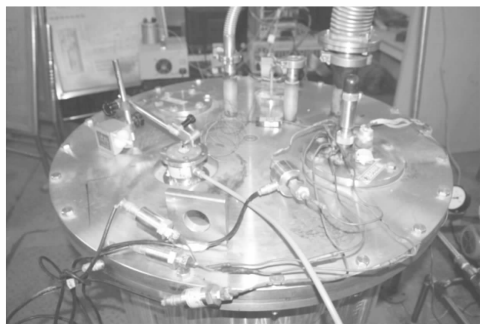


图2 -150℃低温空气制冷系统实验台

统包括透平膨胀机、板翅式换热器、冷箱及连接管道。透平膨胀机的工作轮和风机轮分别采用径轴流式叶轮和径向航空叶轮,工作轮外径为24 mm,转子长度约为90 mm,质量为100 g。透平膨胀机径向采用弹性橡胶支承箔片动压气体轴承,轴向采用静压小孔供气止推轴承。实验台板翅式换热的主体尺寸为980 mm×250 mm×193.5 mm,质量约57 kg。系统中的板翅式换热器及透平膨胀机中的蜗壳和扩压器用真空冷箱封装。真空冷箱采用圆柱体结构,筒体为无缝不锈钢管,钢管外径为700 mm、壁厚为10 mm,筒体上下采用20 mm厚的法兰连接,真空绝热环境由高速旋片式真空泵和扩散泵来实现,箱体内的绝对压力低于 10^{-3} Pa。膨胀机前后及系统进口空气温度采用中科院理化技术研究所标定好的标准铂电阻测量,测量误差为0.1 K;压力采用型号为CS-PT300的压力传感器测量,满量程误差为±2%;转速采用光电传感器测量,测量误差为±2%;气体流量采

用开封仪表厂LWF型涡轮流量计测量,量程上限为 $1800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,测量误差为 $0.1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 。压力和温度数据用PCI CEC488 GPIB型的通用接口卡、2.4 GHz主频的工控机、Keithley 7002 开关模块以及Keithley 2700型的数字万用表采集。

2 制冷系统动态温降模型

2.1 换热器

换热器采用逆流方式布置,换热器进行空间和时间离散,利用能量守恒定律建立冷、热流体和换热器隔板的控制方程,求解基于以下假设:①空气在换热器各层通道中均匀分配;②换热器的空气速度和温度横向相同;③换热器质量沿空气流动方向均匀分布;④空气在每层通道内的流动充分发展;⑤换热器向外界的漏热损失忽略。

热流体、冷流体及隔板的控制方程如下

$$\rho u_h \Delta \tau a_{xh} c_p (T_{h,n-1}^i - T_{h,n}^i) - h_{h,n}^i \Delta x_n a_h (T_{h,n}^i - T_{p,n}^i) \Delta \tau = \rho a_{xh} \Delta x_n c_p (T_{h,n}^{i+1} - T_{h,n}^i) \quad (1)$$

$$\rho u_c \Delta \tau a_{xc} c_p (T_{c,n-1}^i - T_{c,n}^i) - h_{c,n}^i \Delta x_n a_c (T_{c,n}^i - T_{p,n}^i) \Delta \tau = \rho a_{xc} \Delta x_n c_p (T_{c,n}^{i+1} - T_{c,n}^i) \quad (2)$$

$$\frac{\lambda a_{xp} (T_{p,n-1}^i - T_{p,n}^i) \Delta \tau}{\Delta x_n} + h_{h,n}^i \Delta x_n a_h (T_{h,n}^i - T_{p,n}^i) \Delta \tau - \frac{\lambda a_{xp} (T_{p,n}^i - T_{p,n+1}^i) \Delta \tau}{\Delta x_n} - h_{c,n}^i \Delta x_n a_c (T_{p,n}^i - T_{c,n}^i) \Delta \tau =$$

$$\rho_p a_{xp} \Delta x_n c_{pm} (T_{p,n}^i - T_{p,n}^{i+1}) \quad (3)$$

式中: ρ 为空气密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; u 为通道气流速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; a_x 为每层通道自由流通截面积, m^2 ; a_{xp} 为隔板横截面积, m^2 ; a 为每层通道1 m长的传热面积, m^2 ; c_p 为流体比热容, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; c_{pm} 为隔板比热容, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; λ 为隔板导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $\Delta \tau$ 为时间尺度,s; Δx 为空间尺度,m; n 为节点序号; h_n^i 为*i*时刻第*n*个节点的对流换热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$; T_n^i 为*i*时刻第*n*个节点的流体温度,K;下标h表示热流体;下标c表示冷流体,下标p表示隔板。

2.2 透平膨胀机

透平膨胀机是逆布雷顿空气制冷系统产生冷量的核心部件。本文采用一元流动理论对透平膨胀机进行了计算。透平膨胀机性能预测的关键是预测透平通流部分的损失,即喷嘴中的流动损失 ζ_N 、工作轮中的流动损失 ζ_r 、余速损失 ζ_K 、轮背摩擦损失 ζ_B 和气体内泄漏损失 ζ_l 。计算中先求出5个主要损失的损失系数,然后推导出透平膨胀机的等熵效率计算式,最后结合已知的透平膨胀机进、出口压力和进

口温度可计算出透平膨胀机的出口温度。透平膨胀机的等熵效率

$$\eta_s = 1 - (\zeta_N + \zeta_r + \zeta_k + \zeta_B + \zeta_l) \quad (4)$$

换热器计算时间长度为 $\Delta\tau$, 空间长度为 Δx , 初始温度为环境温度, 热端进口温度为定值, 冷端进口温度为透平膨胀机的出口温度。由 $\tau-1$ 时刻的换热器温度计算出控制体 τ 时刻的温度, 依次计算可获得 τ 时刻整个换热器的温度分布。透平膨胀机 τ 时刻进口温度为换热器热通道的出口温度, 结合透平膨胀机的等熵效率便可计算出膨胀机 τ 时刻的出口温度。逆布雷顿循环空气制冷系统瞬态性能数值计算框图如图 3 所示。

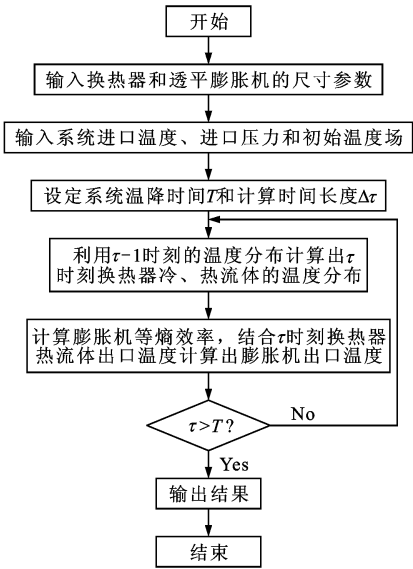


图 3 逆布雷顿循环空气制冷系统瞬态性能数值计算框图

3 实验与理论分析

进口压力会影响透平膨胀机的转速, 进而影响膨胀比和效率。不同的制动功率对透平膨胀机的转速、温降能力及效率会产生不同的影响, 因此本文采用不同的进口压力和流量, 以及不同尺寸的制动风机轮对系统的动态温降进行了实验, 实验中相关的进口参数如表 1 所示。

表 1 实验中相关的进口参数

实验组号	进口压力/ MPa	系统流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	风机轮直径/ mm
1	0.5~0.6	140~180	25
2	0.3~0.4	70~80	25
3	0.3~0.4	70~80	30
4	0.3~0.4	70~80	20

3.1 相同风机轮不同进口参数的对比

相同制动风机轮、不同进口参数时透平膨胀机出口温度曲线(第 1 组和第 2 组实验)如图 4 所示。由图 4 看出: 第 1 组实验的温降更大; 2 组实验在相同时刻的温差长时间保持在 $17\text{ }^\circ\text{C}$ 左右。第 1 组实验表现出更佳的降温性能, 主要是因为其进口压力明显大于第 2 组, 压力的提高增大了膨胀前后的压力差, 使得透平等熵效率增加。

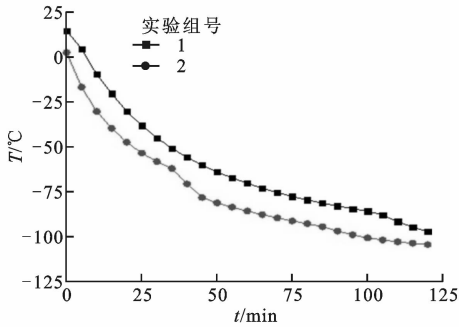


图 4 不同进口参数下膨胀机出口温度曲线

3.2 不同风机轮相同进口参数的对比

在进口参数接近的工况下, 采用不同直径制动风机轮(第 2 组~第 4 组实验)的透平膨胀机的温度曲线如图 5 所示。由图 5 看出: 第 3 组的温降速度更好, 最终的温度更低, 使用大风机轮膨胀后的稳定温度分别比使用中等风机轮和小风机轮低 $15\text{ }^\circ\text{C}$ 和 $23\text{ }^\circ\text{C}$; 第 4 组的小制动风机轮的性能最差。可见, 当系统的空气流量较大时, 大风机轮的适应性更好, 与透平膨胀机匹配更佳。但是, 风机轮质量增大对气体轴承稳定性的要求更高, 所以实验中使用直径为 30 mm 的风机轮时, 透平膨胀机运转稳定性较差。实际中, 在选择合适的风机轮方面要综合考虑流量和稳定性。

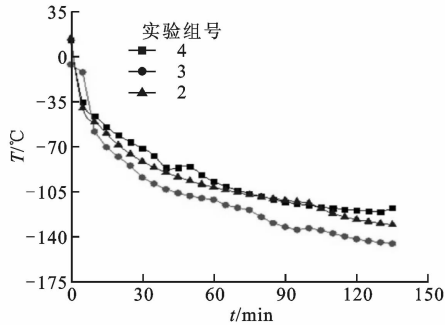


图 5 不同风机轮下膨胀机出口温度曲线

3.3 第 1 组实验与理论结果对比

第 1 组实验持续了 180 min , 转速为 $22\text{ 万} \sim 24$

万 r/min,系统进口温度为 14℃左右,系统出口温度为 5℃左右。透平膨胀机第 1 组实验和理论温降对比如图 6 所示。由图 6 看出:前 60 min 温降幅度较大,之后温降幅度逐渐平缓。透平膨胀机出口温度从室温降到了-149℃,温降达 163℃。温降曲线中有几个转折点,这是因为实验中对系统的进口压力与流量进行了调整,使得进口压力出现波动的缘故。

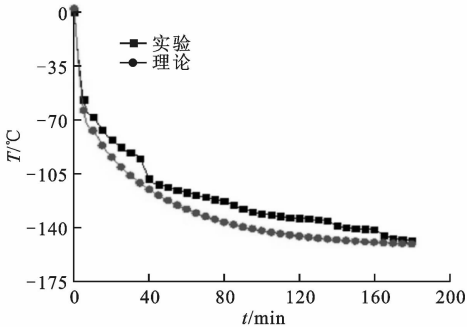


图6 透平膨胀机第1组实验与理论温降对比

3.4 第2组实验与理论结果对比

第 2 组实验持续了 100 min,系统进口温度保持在 10℃左右,实验结束时系统出口温度在-3℃左右。透平膨胀机第 2 组实验与理论温降对比如图 7 所示。由图 7 看出,透平膨胀机出口温度从室温降到了-133℃。

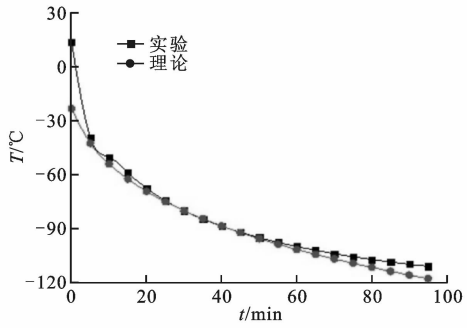


图7 透平膨胀机第2组实验与理论温降对比

3.5 第3组实验与理论结果对比

第 3 组实验中用直径为 30 mm 的大风机轮替代了 25 mm 风机轮,实验持续了 160 min,系统进口温度保持在 10℃左右,出口温度在-3℃到-5℃之间。由于采用大风机轮,所以透平膨胀机实际转速在 13 万~14 万 r/min 之间。该实验与理论温降对比如图 8 所示。由图 8 看出,透平膨胀机出口温度从室温降到了-152℃,温降达 162℃。实验中由于采用大风机轮,使得气体轴承支承透平膨胀机转子的稳定性变差。

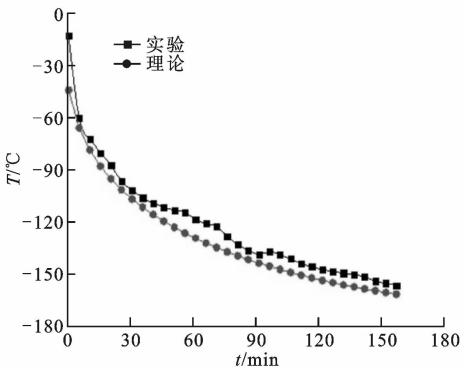


图8 透平膨胀机第3组实验与理论温降对比

3.6 第4组实验与理论结果对比

第 4 组实验采用了直径为 20 mm 的小风机轮,实验持续了 120 min,系统进口温度保持在 11℃左右,出口温度从开始的 10℃缓慢降低到-3℃附近。由于采用了小风机轮,所以透平膨胀机转速达到了 27 万 r/min。透平膨胀机的实验与理论温降曲线如图 9 所示。由图 9 看出,透平膨胀机出口温度从室温降到了-138℃。

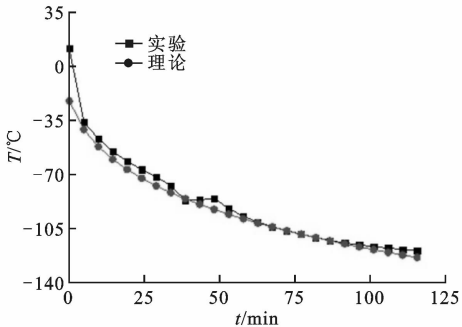


图9 透平膨胀机第4组实验与理论温降对比

4 结 论

在-150℃空气制冷机实验台上,对不同进口压力及流量、不同制动风机轮的制冷系统动态温降进行了实验、理论对比,获得了如下主要结论。

(1)本文空气制冷系统的温降速度较快,最快时在 20 min 内下降到-100℃,最低稳定温度达到-152℃,温降达 162℃;采用气体轴承支承的透平膨胀机运行稳定,透平膨胀机的最高工作转速达 27 万 r/min。

(2)实验中进口压力从 0.3~0.4 MPa 提高到 0.5~0.6 MPa 时,系统的最低温降为 17℃。这表明,通过适当提高系统进口压力可以改善系统降温效果,但是过大的膨胀比会影响系统的稳定性。

(下转第 101 页)