

文章编号: 0253-4339(2009)01-0049-07

工质和回热器参数对斯特林制冷机性能影响的研究

孙乐安 银松 卢勇 束鹏程

(西安交通大学流体机械及压缩机国家工程研究中心 西安 710049)

摘要 针对斯特林制冷机在环保、节能、结构紧凑等方面的优点,建立了一种应用于制冷温区(即:家用和商用冰箱领域,温度在173K~283K的范围)的整体式斯特林制冷机。并对其进行了不同工质(分别采用的氮气和氦气)和四种不同的回热器结构参数(文中表2)对整机性能影响的研究。研究表明:整体式斯特林循环制冷机应用于制冷温区时,各种结构间存在着最优匹配。四种回热器结构中结构3的系统整机性能最优。在最优匹配的结构中,不同工质氮气和氦气的最佳充气压力和制冷性能有所不同,在结构3中以氮气和氦气为工质的最佳充气压力分别为1MPa和1.3MPa,而制冷量和COP与转速的最优关系区域分别是:氮气为500~700r/min,氦气为800~1000r/min。

关键词 热工学;性能;斯特林制冷机;工质;回热器;研究

中图分类号: TB651

文献标识码: A

Influence of Working Fluids and Regenerator Parameters on Performance of Stirling Refrigerator

Sun Le'an Yin Song Lu Yong Shu Pengcheng

(National Engineering Research Center of Fluid Machinery and Compressors, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China)

Abstract A V-type integrated Stirling refrigerator was developed. The influence of different working fluids and four configurations on the performance of the regenerator was investigated. The parameters such as power consumption and Coefficient of Performance (COP) were discussed at various rotating speed and charged pressure. The results show that in the Stirling refrigerator used at refrigeration temperature, the configuration 3 is the optimal structure match of this prototype unit with the optimal charging pressure of 1 MPa for nitrogen and 1.3 MPa for helium. In addition, the rotational speed for the optimal cooling capacity and COP is 500–700 r/min for nitrogen and 800–1000 r/min for helium.

Keywords Pyrology; Performance; Stirling refrigerator; Working fluids; Regenerator; Investigation

斯特林制冷机由于其高效和可靠性而广泛地用于航空航天、导弹制导、遥感遥测等诸多低温领域^[1]。近年来,它在制冷温区(即:温度在173K~283K的范围)应用日益引起了人们的关注,特别是自1990年以来,作为蒸汽压缩式制冷系统的氟利昂制冷剂CFC和HFC对气候变暖和臭氧层的破坏引起了世界范围的重视,因而有必要寻找一种新的高效、环保制冷技术来替代传统的蒸汽压缩式制冷技术^[2]。

目前的低温冰箱制冷技术大多使用复叠制冷系统或者混合节流技术^[3],其缺点是整个制冷系统复杂化、效率低、成本高,而且系统的运行控制也比较繁琐^[4]。一家日本的汽车空调制造商——Sanden,研制了一台斯特林汽车制冷机,在活塞高速时用氦气、低速时用空气作工质,所测试的性能

不低于传统蒸汽压缩式制冷机^[5]。Zexel Corporation日本的汽车空调制造商研制了一台双活塞式斯特林制冷机,由四个活塞水平排列由一个曲柄机构带动,相角相差90度,制冷能力为1.5kW,冷端温度270K,热端温度330K,氦气平均压力2.5MPa,转速为900转/分^[6]。在中国,目前,上海技术物理研究所正在对斯特林冰箱技术进行可行性研究,并将与上海交通大学合作对斯特林冰箱进行理论分析和实验研究。2002年,太原理工大学姜彩玲、段理华等人对斯特林循环制冷作为CFCs淘汰的替代技术应用于冰箱领域进行了探讨和研究。2004年,哈尔滨工业大学的汪海贵博士对天然气斯特林发动机的三联产能源利用率和经济可行性进行了分析。2006年,中国科学院陈曦博士对用于中温区的大冷量整体式自由活塞斯特林制冷机进行了理论和实验研

究, 并研究了换热器的传热温差对性能的影响。2007年, 上海交通大学陈楠博士对大冷量斯特林制冷机用动磁式直线压缩机关键部件及整机性能作了研究。

迄今为止, 很少有文章研究整体式斯特林制冷机用于商用及家用制冷领域时工质和回热器的结构参数对其性能的影响。文章旨在将整体式斯特林制冷机应用于制冷温区, 并研究不同工质和回热器结构参数对其性能的影响, 通过模拟分析与实验研究, 获得了相应的研究成果。文章在制冷温区, 以氢气、氮气为工质对斯特林制冷系统作了详细的理论和实验研究, 并获得了相应的有价值的研究成果。在斯特林制冷机的制冷温区工况, 国内尚无对氢气、氮气作为制冷工质的研究。

1 研究模型

1.1 传统模型修正

由于斯特林制冷机在普冷工况下, 产生的压缩热和膨胀冷量都比低温斯特林制冷机大很多, 因此就要求散热器和冷量换热器的加大, 从而使连接管路、散热器、冷量换热器上的流阻损失对整机的性能产生比较大的影响。斯特林制冷机实际循环过程中工质的压力是受流动阻力的影响而发生变化的, 在此不能忽略流程中压力的变化, 因此在实验中, 对传统的等温模型作了修正, 加入了沿程阻力和流动阻力, 这两部分的计算参考文献[15]并依据图2所示样机模型, 分别计算了流程中的各部件和连接管路的实际阻力, 详细计算参见文献[16]。在此将平均压力取为系统的充气压力, 流程中的每一部位的的压力降即各种阻力之和, 并由此计算出最大膨胀压力和最小膨胀压力。

相对死容积 S 、温度比 τ 、压力相角 θ 、和压力参数 δ 、压力比、平均压力 p_{av} 和瞬时压力 $p(\phi)$ 计算参考文献[14]。热力性能参数, 理论制冷量 Q_e 、理论放热量 Q_c 、理论耗功 Q_{in} 、有效冷量 Q_{net} 、实际功耗 N_{ac} 和COP分别计算如下:

$$Q_e = \int_0^{2\pi} p_e(\phi) dV_e = \frac{n}{60} p_{eav} V_E \frac{\delta \sin \theta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \quad (1)$$

$$Q_c = -\tau Q_e \quad (2)$$

$$W_{in} = -Q_e - Q_c = (\tau - 1)Q_e \quad (3)$$

有效制冷量通过减去回热损失 Q_{enth} 、传导损失 Q_{cond} 、穿梭损失 Q_{shutt} 、和流阻损失 Q_{res} 等来获得,

以上损失的计算参考文献[10]。

$$Q_{net} = Q_e - Q_{enth} - Q_{cond} - Q_{shutt} - Q_{res} \quad (4)$$

$$N_{ac} = \frac{W_{in}}{\eta_T \eta_m \eta_{el}} \quad (5)$$

式中: η_T ——等温效率; η_m ——机械效率; η_{el} ——电机效率。

$$COP = \frac{Q_{net}}{N_{ac}} \quad (6)$$

由于工质的比热容、气体常数、多变指数等热物性的差异, 在制冷系统中, 工质对系统性能的影响是决定性。所以在研究中进行了不同工质的比较实验, 得出了一系列有价值的结论。

回热损失:

$$\Delta Q_R = c_p q_m (1 - \eta_R)(T_a - T_{co}) \quad (7)$$

式中: c_p ——平均定压比热容

q_m ——通过回热器的平均质量流量

η_R ——回热器效率

T_a ——回热器热端温度

T_{co} ——回热器冷端温度

其中通过回热器的平均质量流量:

$$q_m = \frac{d}{dt}(m_{co} + m_R) = \frac{V_{co}}{RT_{co}} \frac{dp}{dt} + \frac{p}{RT_{co}} \frac{dV_{co}}{dt} + \frac{V_R}{RT_R} \frac{dp}{dt} \quad (8)$$

在制冷机中, 回热器中间的损失占绝大部分, 因此回热器的尺寸与整机系统的匹配与否对整机性能有着至关重要的影响, 所以, 在实验中, 从工质、回热器两方面对斯特林制冷机作了系统研究。

1.2 样机模型

这里建立了一种应用于家用和商用冰箱的整体式斯特林制冷机, 如图1所示, 该制冷机由一个膨胀气缸、一个压缩气缸回热器构成, 膨胀活塞和压缩活塞以V型分布并由同一曲柄连杆机构驱动。制冷端连接到膨胀气缸并向外部提供冷量。工质在压缩腔中通过散热器散热被压缩为常温高压气体, 流经回热器与回热器中的填料热交换, 温度降至 T_e 进入到膨胀腔进行膨胀, 膨胀过程中经换热器吸收热量保持温度恒定; 之后工质经回热器中的填料热交换温度升至常温回到压缩腔, 完成一个循环, 实现制冷。表1列出了相应斯特林循环制冷的实验样

机结构参数。

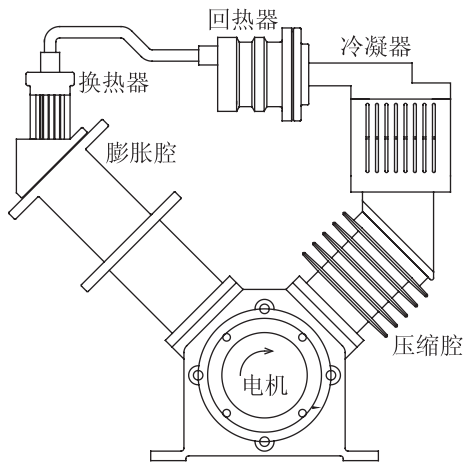


图1 斯特林制冷机样机

Fig.1 Schematics of the Stirling refrigerator

2 实验装置

为了研究各参数对制冷机性能的影响，建立了斯特林循环的制冷机实验测量装置，分别包括温度、压力、转速、轴功率和制冷量测试系统。

2.1 温度测试系统

制冷机冷端的制冷温度是衡量制冷机性能的一项重要指标，对其必须进行准确测量。另外，在实验过程中，对冷端温度测量的同时，也对回热器和压缩端的温度分布进行了测量，即分别在回热器

和压缩端布置了若干测量点。

目前，测量温度的技术有很多，例如：热电测温技术、电阻测温技术，二极管测温技术等。实验采用的热电测温技术，其电测温系统一般由热电偶(感温元件)、测量仪表和连接导线组成。其中热电偶的种类有很多，例如：铂铑—铂热电偶、镍铬—镍硅(镍铬—镍铝)热电偶、镍铬—考铜热电偶、铜—康铜热电偶等。一般根据测量范围和精度来选取所要用的热电偶类型。在实验中，由于制冷机制冷温区较高，以及从经济方面和安装角度来

表1 样机参数

Tab.1 Design specifications of the V-type Stirling refrigerator

项目/单位	参数
压缩活塞直径/mm	65
压缩活塞行程/mm	50
膨胀活塞直径/mm	50
膨胀活塞行程/mm	50
膨胀活塞长度/mm	110
回热器填料	不锈钢丝网
丝网填料目数	100
网丝直径/mm	0.1
冷头温度/K	238
室温腔温度/K	303
环境温度/K	298

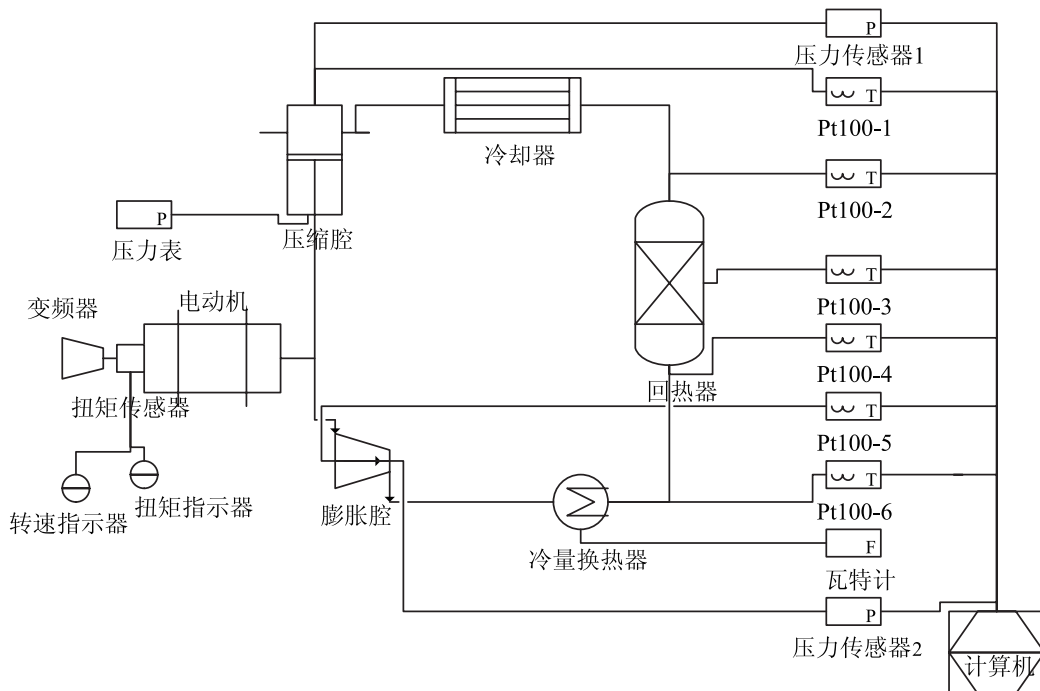


图2 制冷机实验测量系统示意图

Fig.2 The measuring system of experimental system

考虑, 采用封装外壳直径为4mm的Pt100温度传感器, Pt100传感器是利用铂电阻的阻值随温度变化而变化、并呈一定函数关系的特性来进行测温, 该传感器经由仪器检验机构标定, 误差小于1K。

2.2 压力测试系统

斯特林制冷机内部压力周期性脉动是影响制冷机性能的主要因素之一。压力的波动将会引起系统内部能量的转移, 因此, 压力的测试分析对了解系统内部能量转移和揭示斯特林制冷机工作原理是至关重要的。

实验中要对制冷机内部整个工作过程进行压力监测和测量, 因此属于动态测量, 这就要求压力测试系统具有较高的灵敏度。所以, 此实验采用SWP-T20X型压力变送器来测量和观察制冷机内部压力的变化, 该压力变送器可以直接将压力信号转换成电压信号输出。实验中用数据采集系统记录和测量。该压力变送器的主要性能参数如表2所示:

表2 SWP-T20X型压力变送器主要性能参数

Tab.2 The parameter of SWP-T20X pressure transmitter

测量范围	准确度等级	输出信号范围	使用温度范围	供电方式	灵敏度及零位温度系数
2MPa	0.5	1~5V	-40~80℃	24VDC	$\leq 1.0 \times 10^{-4}$ / (℃·F·S)

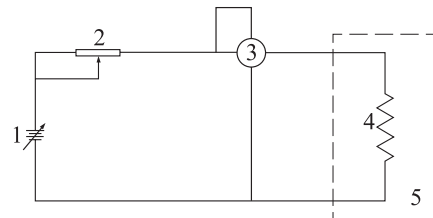
SWP-T20X型压力变送器是由两部分组成, 即传感器部分和电子线路部分。其工作原理为: 被测介质的压力直接作用于传感器的陶瓷膜片上, 使膜片产生与介质压力成正比的微小位移, 正常工作状态下, 膜片最大位移不大于 2.5×10^{-5} m, 电子线路检测这一位移量后, 即把这一位移量转换成对应于这一压力的标准工业测量信号。超压时膜片直接贴在坚固的陶瓷基体上, 由于膜片与基体的间隙只有 1.0×10^{-4} m, 因此过压时膜片的最大位移只能是 1.0×10^{-4} m, 所以从结构上保证了膜片不会产生过大变形, 由于膜片采用高性能的工业陶瓷因而传感器具有很强的抗过载能力。

2.3 冷量测试系统

制冷机冷端的制冷量是衡量制冷机性能的另一重要参数。实验采用的直流电加热法来模拟制冷量。图3为冷量测量的电路示意图, 虚线代表聚氨酯泡沫保温材料包裹的区域, 加热丝紧贴在膨胀腔外壁。试验过程中, 保温材料包裹区域与外界换热

量很小, 可忽略不计, 可认为加热丝将热量全部传递给膨胀腔。当系统工作稳定时, 膨胀腔产生的冷量就等于加热丝的加热量。

制冷机制冷量的测量采用模拟电功率补偿法, 具体而言, 就是利用加热器加热补偿, 通过青智8730电参数测量仪对电功耗的读数得到制冷量, 其测量精度为 $\pm 0.5\%$ 。测量方法是: 在冷量换热器外面均匀分布加热器, 在某一特定温度下, 通过稳压电源对加热器施加一定的电压, 当加热器产生的焦耳热与冷头的冷量保持平衡时, 此时电参数测量仪读数即为该制冷温度下制冷机产生的冷量。



1 电源 2 变阻器 3 青智8730电参数测量仪
4 加热器 5 保温材料

图3 冷量测量电路示意图

Fig.3 The circuit diagram of refrigeration measurement

2.4 转矩与功率测试系统

斯特林制冷机的工作转速对斯特林制冷机的性能有重要的影响。对制冷机所耗功率进行测量, 是为了衡量制冷机的效率。通过测量扭矩的大小, 可以获得功率的值。实验使用JN388型扭矩转速传感器和测量仪对信号进行采集和测量, 图4为实验器材的实物图。

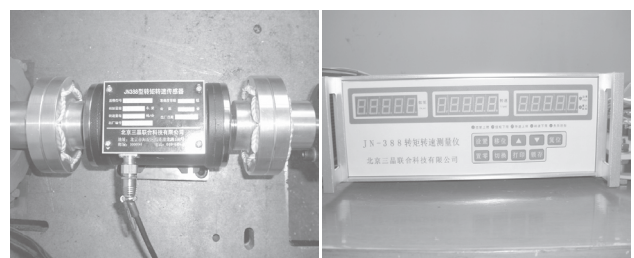


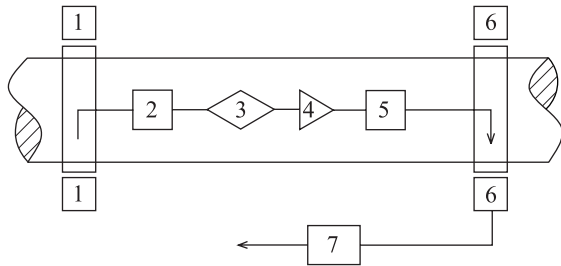
图4 JN388型扭矩转速传感器及测量仪实物图

Fig.4 The photo of JN388 type torque speed sensor and measuring instrument

传感器扭矩数值的测量采用应变电测原理, 当应变轴受扭力影响产生微小变形后, 粘贴在应变轴上的应变计阻值发生相应的变化, 将具有相同应变特性的应变计组成测量电桥, 应变电阻的变化即可转变为电压信号的变化进行测量。图5为扭矩测量的主要原理框图, 电源经过处理后送1, 经耦合

将能源送到应变轴上,由2变成稳定电压供给应变轴上各电子器件。3将应变轴的微小变形转换成电信号,经过4放大送到5,经6输出,通过7整形后输出调频方波信号^[6]。

转速测量的原理:测速码盘连续旋转,通过光电开关输出具有一定周期宽度的脉冲信号,根据码盘的齿数和输出信号的频率,计算出相应的转速。



1 稳定能源耦合器 2 稳定电桥 3 应变桥 4 放大器
5 V/F变换器 6 输出信号耦合器 7 信号输出电路

图5 扭矩测量原理框图

Fig.5 Block diagram of torque measurement

2.5 转速调节和数据采集系统

实验采用虚拟仪器技术,如图6,它将信号的采集、显示、数据处理等功能模块利用软件编程集成在计算机上,充分利用了计算机的软、硬件优势,实现数据的自动采集、分析和处理,不但达到了传统仪器所达不到的效果,同也突破了传统仪器在测量速度、测量功能以及适应范围的局限,只要更换不同的传感器并调整信号调理电路,就可以测试不同的对象,而灵活的编程功能更为信号的处理提供了各种可能性。

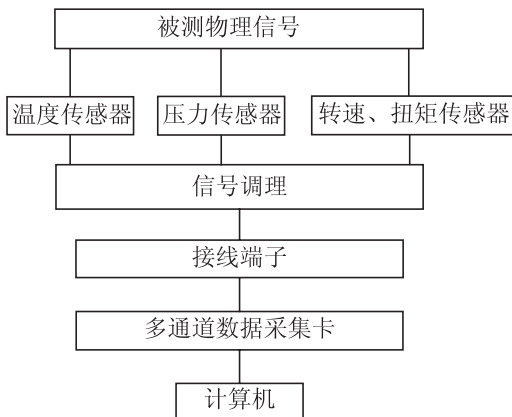


图6 数据采集系统简图

Fig.6 The sketch of data acquisition system

测量数据转换为电压信号后在0~5伏之间,采用NI公司生产的M系列采集卡中的NI6221型采集卡

进行数据采集。

其参数如下:

模拟输入: 小于250kS/s, 16位;

模拟输出: 833kS/s, 16位;

数字输入/输出频率: 1MHz;

计数/定时频率: 1MHz。

虚拟仪器的软件包括I/O接口设备驱动程序、应用程序和软面板程序。I/O接口设备驱动程序主要用来初始化虚拟仪器,设置特定的参数和工作方式,使虚拟仪器保持正常的工作状态。应用程序主要用来对输入计算机的数据进行分析和处理,通过编制应用程序来定义虚拟仪器的功能。软面板程序用来提供虚拟仪器与用户的接口,它可以在计算机屏幕上生成一个与传统仪器面板相似的图形界面,用于显示测量的结果等,同时,用户还可以通过软面板上的开关和按钮,模拟传统仪器的各种操作,通过键盘和鼠标实现对虚拟仪器的操作。

表3 四种回热器结构参数

Tab.3 The four configuration specifications of regenerator

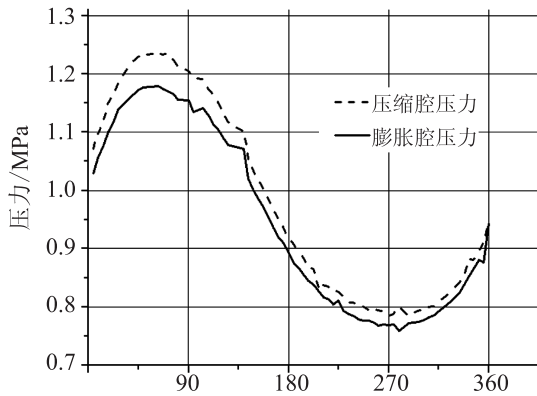
结构参数 名称	结构 1	结构 2	结构 3	结构 4
长度/mm	60	50	50	50
直径/mm	50	45	40	35

试验采用四种不同的回热器结构,其差别主要是回热器的长度和直径尺寸不同,见表3,从而配置出四种样机系统。试验所采用的工质分别为氦气和氮气,其纯度为99.99%。工质的充气压力从0.25MPa至1.4MPa,样机频率变化从10Hz至40Hz,即制冷机的转速调节从300r/min至1200r/min。

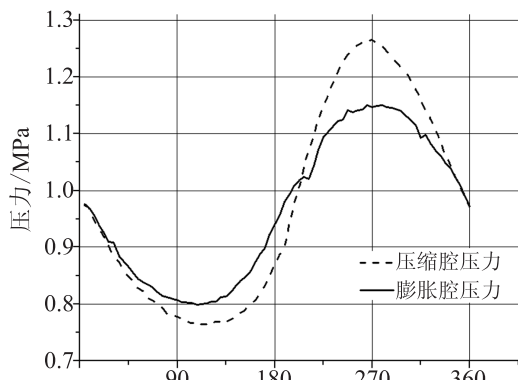
3 实验结果及分析

实验中采集了两种工质即氦气和氮气在压缩腔和膨胀腔中的压力变化,图7分别示出了在结构3中充气压力为1MPa、转速为800r/min、制冷温度为238K的工作条件下,制冷机压缩腔和膨胀腔内部压力在一个周期的实际变化波形。

由图可知,两个波形近似于正弦波,且膨胀腔内部的最高压力低于压缩腔内部的,膨胀比低于压缩比,这主要是由系统内流阻损失造成的。同时,从(a)、(b)两图的可以看出,氮气的流阻损失比氦气的流阻损失大很多,这主要是因为氮气的黏度系数和气体分子比较大,产生的流动摩擦损失较大。



(a) 氦气压随转角的变化图



(b) 氮气压随转角的变化图

图7 膨胀腔和压缩腔中的压力变化

Fig.7 Actual pressure waves in the compression and expansion space with the crank's angle

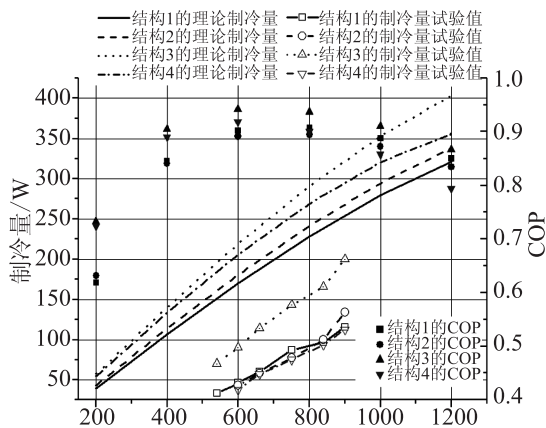


图8 不同回热器在充He压力1MPa、
制冷温度238K的制冷量和COP

Fig.8 The cooling capacity and COP different regenerator
with 1MPa and 238K

回热器是制冷机的关键部分，其性能的优劣对整机性能有着决定性的影响，回热器上的损失（回热损失、流阻损失、轴向导热损失等）都是制冷

机中主要的损失，回热器的空容积也是制冷机“死容积”的主要组成部分。但回热器的效率取决于制冷机中的温度、压力和流量的变化，以及它们之间的相相差^[4]，所以同一个回热器在不同的制冷机中可能性能完全不同。

图8分别列出了4种结构回热器在充氦气、压力为1MPa、制冷温度为238K工况的制冷量和COP值。由图8可知，在制冷机中，无论是制冷量还是COP上，结构3回热器性能最好。回热器中流阻损失和死容积对整机性能的影响很大，在回热器过大时，虽然流阻损失减小，但由于死容积的增加对压比的影响变为主要，造成整机性能下降；但回热器过小时，流阻损失又占了主要部分，同样造成整机性能下降。综合考虑两方面原因及实际试验数据，结构3回热器的结构最优。

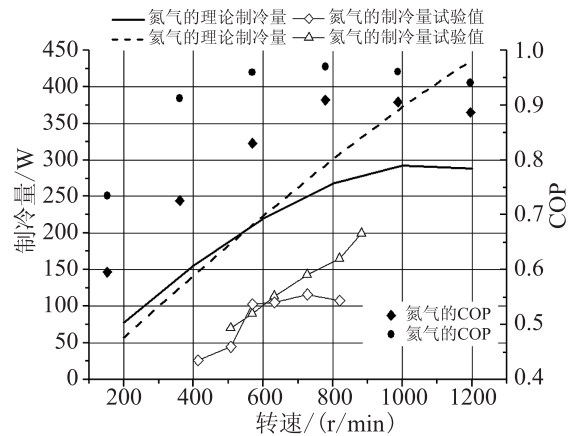


图9 氦气和氮气在充气压力1MPa、
制冷温度238K下不同转速的制冷量和COP

Fig.9 Cooling capacity and COP of helium and nitrogen
pressure in 1MPa, refrigeration temperature of 238K under
the different speed

图9为实验中分别以氦气、氮气为工质，系统随转速变化的制冷量和COP的变化规律。由图9可以看出，氦气无论在制冷量还是COP上都比氮气有很大的优越性，氦气和氮气的差别主要是由两者的热物性引起的。氮气的黏度系数和气体分子比较大，产生的流动摩擦损失较大，产生的流阻损失比氦气大得多，此外氦气的气体常数(R)、定压比热(c_p)和导热系数(λ)等热物性都比氮气更加适合在此斯特林制冷机中作制冷工质。但氦气由于成本价格很高，在氮气满足制冷工况时，应该优先考虑氮气。

4 结论

1) 回热器的结构和性能对回热器的效率有着很重要的影响, 对整机的性能也有着关键的影响。回热器的合适与否, 是一个斯特林制冷机能否达到理想工况的关键, 但由于回热器中流场和传热的复杂性, 对其作深入研究还有很大的困难。这也是目前斯特林研究的重要方向之一。

2) 工质在制冷机中有着很重要的作用, 选取合适的工质不仅要从小性能和工况着手, 也要考虑工质的经济性。合适的制冷剂对整机的性能和机器的经济实用性有着决定作用, 综合各方面来达到最优的选择。

3) 实验值与理论值相差较大, 一般在25%~30%之间, 主要原因是:

(1) 实验样机是通过微型无油空压机改制而成, 保留了原有的一个压缩气缸活塞, 只是改制一个压缩活塞为膨胀气缸活塞。对于无油空压机来说, 压缩活塞气缸的气体泄漏问题不像斯特林制冷机要求特别高, 所以, 在用于斯特林制冷机时就不不可避免地存在内泄漏, 影响到整机的制冷量和性能系数。

(2) 由于制造和加工的条件所限, 离斯特林制冷机的严格要求还有一定的差距, 存在一些加工缺陷, 也同样导致实际冷量的下降、功率的增加、COP值的减小。这里在理论模型上也存在一定误差, 压缩腔在压缩过程由于速度很快, 气缸壁散热不够, 从而更接近绝热过程; 而膨胀腔由于在膨胀过程有回热器的气体进入, 使得温度变化不太明显, 更接近等温过程。但实际的循环过程更复杂, 与理想状态有一定差距, 并且文章引用的公式源自于低温工况, 在制冷温区可能存在公式的误差。这些都造成了理论和实验的差距较大。

参考文献

- [1] 陈永生. 微型斯特林制冷机的研究进展[J]. 红外, 2002 (2): 11-19. (Chen Yongsheng. Micro-Stirling refrigerator Research[J]. Infrared, 2002 (2): 11-19.)
- [2] Finkelstein T, Polonski C. Development and Testing of a Stirling Cycle Machine with Characteristics Suitable for Domestic Refrigerators [R]. Report W/M (3A).u.5, English Electric Company Ltd., Whetstone, 1959.
- [3] 刘建丽, 等. 120K~150K温区混合工质内复叠节流制冷机的实验研究[J]. 低温工程, 2001 (2): 39-47. (Liu Jian-li, et al. Experimental research on the mixed-refrigerant auto-cascade cryocooler operating in 120 K~150 K temperature range[J]. Cryogenic Engineering, 2001 (2): 39-47.)
- [4] Oguz E, Ozkadi F. Experimental Investigation of a Stirling Cycle Cooled Domestic Refrigerator [C]. Ninth International Refrigeration and Air Condition Conference at Purdue. USA: 2002, R19-3.
- [5] 陈曦, 吴亦农, 王维杨. 斯特林制冷机用于冰箱技术的发展优势[J]. 制冷学报, 2004: 49-53. (Chen Xi, Wu Yi'nong, Wang Weiyang. Advantages of Developing Refrigerator Technology Using Stirling Cycle Cooler[J]. Refrigeration Journal, 2004: 49-53.)
- [6] 近藤时夫, 横进正忠, 中村员明, 等. 斯特林冷冻机[J]. 四川制冷, 1994: 15-21. (Kondo in Cardiff, Nakamura Rapporteur Ming, et al. Stirling freezer [J]. Sichuan refrigeration, 1994: 15-21.)
- [7] Lange Th J de, Vries M J de. The application of the Stirling cycle to refrigeration machines: A design methodological analysis [C]. Proc. of 6th ISEC. 1993: 285-290.
- [8] B J Huang, C W Lu. Split-type free-displacer Stirling refrigerator design using linear network analysis [J]. Cryogenics, 1996, 36: 1005-1017.
- [9] Berchowitz D M, McEntee J, Welty S. Design and Testing of a 40W Free-Piston Stirling Cycle cooling unit [C]. 20th IIR Conference at Sydney. Australia, 1999.
- [10] Ö Ercan Ataer, H Karabulut. Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28: 183-189.
- [11] B J Huang, H Y Chen. Modeling of integral-type Stirling refrigerator using system dynamics approach [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 23: 632-641.
- [12] Walker G. Stirling Engines [M]. Oxford, UK: Oxford University Press, 1980.
- [13] Le'an Sun, Qingyun Yan, Liansheng LI, et al. Experimental investigation on a Stirling-cycle in application of domestic refrigerator [C]. The 22nd IIR International Congress of Refrigeration at Beijing. P. R. China: 2007, ICR07-B2-987.
- [14] 边绍雄. 低温制冷机 [M]. 第二版. 北京: 机械工业出版社, 1983, 第1章. (Bian Shaoxiong edge. Cryogenic refrigerator [M]. Second Edition. Beijing: Mechanical Industry Press, 1983, Chapter 1.)
- [15] 郁永章. 活塞式压缩机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982, 第14章. (Yu Yongzhang. Piston compressor [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1982, Chapter 14.)
- [16] 孙乐安, 赵远扬, 李连生, 等. 整体式斯特林制冷机用于家用冰箱的性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42 (7): 811-814. (Sun Le'an, Zhao Yuanyang, Li Liansheng, et al. Integral Stirling refrigerator used to study the performance of domestic refrigerators [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42 (7): 811-814.)