

学 校 代 码 ： 1 0 2 6 4

研究生学号： M200300790

上海海洋大学

硕士学位论文

题 目： 80K 小型斯特林制冷机气动特性研究

英文题目： Study on Pneumatic Characteristic of 80K Miniature
Stirling Cryocoolers

专 业： 制冷及低温工程

研究方向： 小型斯特林制冷机

姓 名： 谢芳

指导教师： 张安阔

二 0 二 三 年 五 月

80K 小型斯特林制冷机气动特性研究

摘 要

低温制冷技术广泛应用于航空航天、军事工业、低温医疗等领域。高温超导材料以及红外探测技术的发展对低温制冷机的体积、质量、制冷量等要求更为苛刻。斯特林制冷机是目前效率最高的制冷机类型，气动斯特林制冷机膨胀机依靠气动力驱动，更具轻量化的优势，其相关研究也遍地生花。相较国外，国内对于小型气动斯特林制冷机的研究尤其在气动性能的机理方面的研究相对较少，样机研制相对国外也具有较大的发展空间。为了推动国内气动斯特林制冷机的性能提升，本文开展了以下工作：

1. 系统调研了国内外各单位小型气动分置式斯特林制冷机的研究现状，从研究现状可以看出国内外对于小型气动式斯特林制冷机的研究主要致力于制冷机的小型化与轻量化，国内小型气动分置式斯特林制冷机相较国外先进水平还有一定差距，制冷机性能提升方面的研究相对较少。

2. 介绍了气动型分置式斯特林制冷机的基本结构基本工作原理，讨论并给出了影响制冷性能的因素包括：膨胀腔的压力波动幅值、推移活塞的位移以及两者之间的相位差。对气动力进行分析，建立推移活塞运动方程并求解，得出影响推移活塞位移的因素。分析了弹簧刚度、充气压力对压缩机、膨胀机固有频率的影响。对气动型斯特林制冷机的各项损失进行了简要介绍。

3. 基于小型气动分置式斯特林制冷机的参数，运用专业软件为其建立了整机数值模型，模拟结果表明蓄冷器的孔隙率，外径，长度是影响制冷机性能的重要因素，孔隙率，外径、长度通过影响冷热端相位角，冷端压比，不完全换热损失，压降损失等参数进而影响制冷量；弹簧弹力以及机械阻尼通过影响推移活塞位移进而影响制冷机冷量，此外，通过模拟数据可以清楚地看出充气压力以及运行频率对制冷机的冷量的影响也较为明显；最后给出膨胀机设计的关键参数。

4. 基于理论分析及数值模拟，研制了一台气动式斯特林制冷机样机，质量 $\leq 700\text{g}$ ，并搭建了相应的实验测试平台。从工作频率、充气压力、降温特性等方面着手测试了制冷机的性能。充气压力 1.7MPa 时，制冷机具有最佳制冷性能， 15.6W 的输入功率下，制冷机由室温降至 146K 仅需 2.5 分钟， 5 分钟达到 80K ，最终温度稳定在 66.8K ，具有 $1\text{W}@150\text{K}@15\text{W}$ 、 $0.4\text{W}@80\text{K}@22.2\text{W}$ 的制冷量。

关键词：斯特林制冷机，气动特性，模拟分析，实验研究

Study on Pneumatic Characteristic of 80K Miniature Stirling Cryocoolers

ABSTRACT

Cryogenic technology is widely used in aerospace, military industry, cryogenic medical and other fields. With the development of high temperature superconducting materials and infrared detection technology, the volume, quality and capacity of cryocooler are more demanding. Stirling cryocooler is the most efficient type of cryocooler at present. The pneumatic Stirling cryocooler expander is driven by aerodynamic force and has the advantage of lightweight. Compared with foreign countries, domestic research on small pneumatic Stirling cryocooler, especially in the aerodynamic performance of the mechanism of the research is relatively less, prototype development has a larger space for development compared with foreign countries. In order to promote the performance improvement of domestic pneumatic Stirling cryocooler, the following work is carried out in this paper:

1. The research status of small pneumatic split Stirling cryocooler at home and abroad is systematically investigated. From the research status, it can be seen that the research of small pneumatic split Stirling cryocooler at home and abroad is mainly devoted to the miniaturization and lightweight cryocooler. There is relatively little research on the improvement of cryocooler performance.

2. The basic structure and working principle of the pneumatic split Stirling cryocooler are introduced, and the factors affecting the cooling performance are discussed, including the pressure fluctuation amplitude of the expansion chamber, the displacement of the displacer and the phase difference between them. The aerodynamic force is analyzed, the motion equation of displacer is established and solved, and the factors affecting the displacement of displacer are obtained. The influences of spring stiffness and charging pressure on the natural frequency of compressor and expander are analyzed. The losses of pneumatic Stirling cryocooler are briefly introduced.

3. Based on the parameters of the small pneumatic split Stirling cryocooler, a numerical model of the whole machine was established by using numerical simulation software. The simulation results show that the porosity, outside diameter and length of the regenerator are important factors affecting the performance of the cryocooler. Pressure loss and other parameters affect the cooling capacity; The spring elasticity and mechanical damping affect the cooling capacity of the cryocooler by affecting the displacement of displacer. In addition, it can be clearly seen from the simulation data

that the influence of inflation pressure and running frequency on the cooling capacity of the cryocooler is relatively obvious; Finally, the key parameters of the expander design are given.

4. Based on theoretical analysis and numerical simulation, a prototype of pneumatic Stirling cryocooler was developed, which mass is less than 700 grams, and the corresponding test platform was built. The performance of the cryocooler was tested from the aspects of working frequency, charging pressure and cooling characteristics. When the inflation pressure is 1.7Mpa, the cryocooler has the best refrigeration performance. Under the input power of 15.6W, the cryocooler only takes 2.5 minutes to drop from the room temperature to 146K, and reaches 80K in 5 minutes. The final temperature is stable at 66.8K, with the cooling capacity of 1W@150K@15W and 0.4W@80K@22.2W.

KEY WORDS: Stirling cryocooler, pneumatic characteristic, simulation analysis, experimental study

目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 小型气动分置式斯特林制冷机的发展现状	2
1.2.1 国外研究现状.....	3
1.2.2 国内研究现状.....	11
1.3 研究中存在的问题.....	17
1.4 本文主要工作.....	17
第 2 章 气动分置式斯特林制冷机理论基础	19
2.1 气动分置式斯特林制冷机结构	19
2.2 斯特林制冷机基本原理.....	19
2.2.1 分置式斯特林制冷机工作原理.....	19
2.3 膨胀机理论制冷量.....	22
2.4 气动型斯特林制冷机质量流和压力波相位分布	24
2.5 推移活塞受力分析.....	27
2.5.1 气动力分析.....	28
2.5.2 弹簧力分析.....	29
2.5.3 阻尼力分析.....	29
2.6 推移活塞运动方程.....	29
2.7 膨胀机固有频率分析.....	30
2.8 不可逆损失.....	31
2.8.1 不完全换热损失.....	31
2.8.2 穿梭损失.....	32
2.8.3 泵气损失.....	32
2.8.4 压降损失.....	32
2.8.5 轴向导热损失.....	32
2.9 本章小结.....	32
第 3 章 小型气动分置式斯特林制冷机的数值模拟	34
3.1 小型分置式斯特林制冷机的模拟分析	34
3.1.1 蓄冷器参数对制冷机性能的影响.....	34
3.1.2 弹簧刚度.....	41
3.1.3 机械阻尼.....	42
3.1.4 充气压力及运行频率.....	45
3.1.5 压缩腔、膨胀腔与背压腔.....	48
3.2 本章小结.....	50

第 4 章 气动式斯特林制冷机的实验研究	51
4.1 气动式斯特林制冷机模块	51
4.2 制冷机驱动模块.....	53
4.3 风冷散热模块.....	53
4.4 真空测试模块.....	55
4.5 气动式斯特林制冷机实验研究	58
4.5.1 工作频率对制冷机性能的影响.....	58
4.5.2 充气压力对制冷机性能的影响.....	61
4.6 本章小结.....	66
第 5 章 结论与展望	67
5.1 结论	67
5.2 展望.....	68
参考文献.....	69

第1章 绪 论

1.1 研究背景及意义

随着高温超导材料以及红外探测技术的发展,低温制冷技术在航天、能源、医疗等方面得到了广泛的应用。低温制冷机是低温制冷技术的重要载体之一,低温制冷机主要包括吉福特-麦克马洪制冷机、斯特林制冷机、脉管制冷机等,而斯特林制冷机作为目前效率最高的制冷机类型,被广泛应用于多个领域^[1, 2]。斯特林制冷机是基于逆斯特林循环的制冷机,斯特林循环是 1816 年英国工程师 Robert Stirling 提出的一种由两个等温压缩和膨胀过程与两个等容回热过程组成的闭式热力循环;1862 年, Alexander Kirk 将其逆循环用于制冷并于 1864 年前后成功制造了世界上第一台斯特林制冷机;20 世纪 50 年代,荷兰的飞利浦公司为液化空气和氢气开发了第一台基于斯特林循环的商用制冷机^[3],从 20 世纪 60 年代开始,微小型斯特林制冷机被用于冷却通信设备的红外传感器,冷量需求在 1-2W@80K,20 世纪 70 年代牛津型线性板簧以及 20 世纪 90 年代气体轴承支撑系统在压缩机中的应用使得斯特林制冷机的效率和可靠性得到了提高^[2, 4, 5]。

微小型制冷机主要指制冷量在 0.5~1 W,质量在 0.1~1 kg 的低温制冷机^[6]。微小型低温制冷机主要用于冷却红外探测器件,保证各类型红外探测器的低温工作环境,保证红外探测器的正常工作,提高红外探测器的灵敏度,还可减小系统内部产生的热噪声^[6, 7]。红外探测器件的冷却离不开微型低温制冷机,红外技术在武器装备中的特殊地位也不断促进与之配套的微型制冷机迅速发展,在微型制冷机领域,斯特林制冷机研究是历史最长、研究水平最成熟的一个分支^[8]。斯特林制冷机小型化的研究在不断进行中,以在军事和空间的应用中获得尽可能低的温度^[2, 9-11]。

斯特林制冷机主要包括整体式和分置式两种。整体式斯特林制冷机是将压缩部分跟膨胀部分集成于一体,并通过曲柄连杆或其他动力机构耦合而成独立运转的制冷机。整体式斯特林制冷机结构紧凑,体积小,质量轻,效率高,能耗低,被广泛应用于军事领域。但由于其压缩机主要由曲柄连杆带动驱动,驱动过程中将产生侧向分力,导致活塞与气缸壁间产生摩擦和磨损,进而缩短制冷机的寿命;此外,膨胀机内蓄冷器处会受曲柄连杆机构上润滑油及驱动电动机线圈绝缘排气的影响易使制冷机在制冷过程中造成冷端冻结,使回热性能恶化,从而导致整机寿命较短^[12];同时曲柄连杆的存在还将导致压缩机振动径传至膨胀机冷

头处，影响被冷却对象的稳定性。

分置式斯特林制冷机在整体式斯特林制冷机的基础上将压缩机和膨胀机部分进行了独立分置并采用连管连接，由此可使冷头处被冷却的红外探测器远离振动源。早期分置式斯特林制冷机采用的是旋转马达驱动的具有曲柄连杆机构的压缩机，同时为避免油润滑污染循环气体，采用的是密闭的球轴承或干摩擦材料轴承，此种分置式斯特林制冷机已比整体式更具优越性^[13]。此后，为提高机器寿命，制冷机由旋转马达驱动发展为直线电机驱动活塞做往复运动，活塞与气缸之间采用间隙密封，而为平衡压缩机动子的动量，可采用双活塞对置直线驱动的方式，大幅减小了机器的振动和噪音，使机器的可靠性相应地提高^[12, 13]。气动式斯特林制冷机是分置式斯特林制冷机中的一种，是膨胀机内推移活塞依靠气体驱动做功制冷。因其制冷机膨胀机内的活塞是依靠气动力驱动而非电机驱动，这使得其整体的质量、体积、功耗等较传统的牛津型斯特林制冷机进一步减小，其整体结构更为紧凑、重量更轻、运动部件更少，更具轻量化方的优势^[14, 15]。

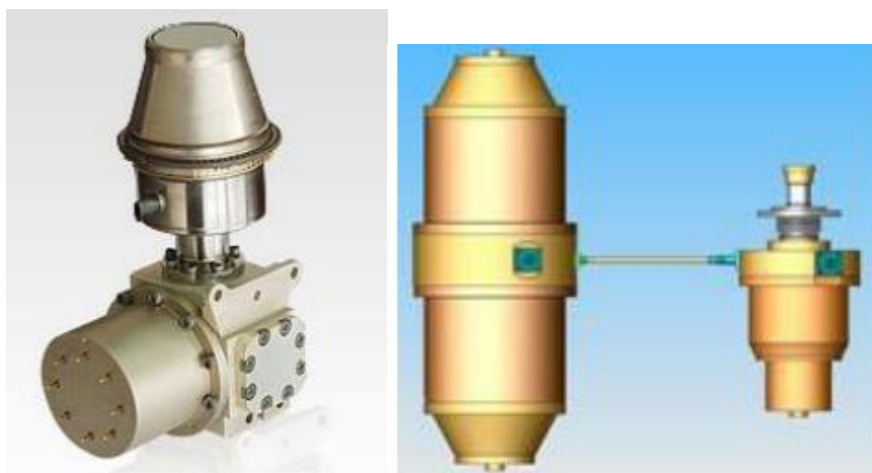


图 1-1.整体式和分置式斯特林制冷机的对比^[16]

Fig 1-1. Comparison of the Integral and split type Stirling cryocooler

1.2 小型气动分置式斯特林制冷机的发展现状

气动分置式斯特林制冷机的发展始于 20 世纪 70 年代，Horn 等研制了第一台可应用于军事的气动分置式斯特林制冷机，输入功 48W 时可实现 0.87W@73K 的冷量^[17]。经过几十年的发展，气动分置式制冷机的性能已经有了长足的发展。

国外微小型斯特林制冷机的技术的发展水平更加成熟且先进，美国、荷兰、英国、以色列等在上世纪 80 年代就已具备斯特林制冷机军用商品化和系列化的能力^[8]。相较国外先进水平，国内的斯特林制冷机的研制工作开展时间较晚，60 年代中期才仿制出第一台整体式微型制冷机，落后国外近百年时间。因斯特林制

冷机开展研究的时间较晚，关键技术和加工工艺及理论研究等方面还不完善，相比发达国家先进技术还有很大差距，可以满足长寿命、轻质量、低功耗的微型制冷机成熟产品较少。国内的各研制单位各有所长及优势，近年来各有成果，但总体上的研制水平差强人意^[18]。

目前，国外微型气动分置式斯特林制冷机的主要研制单位有法国 Thales，美国 Cobham，德国 AIM，以色列 Ricor 等；国内微型气动式斯特林制冷机的主要研制单位则主要有中国电科 16 所，昆明物理研究所，中科院上海技术物理研究所等^[19, 20]。

1.2.1 国外研究现状

Ricor 公司成立于 1967 年，1977 年开始微型低温制冷机的研发，在用于红外、探测器以及科学仪器领域的低温制冷机技术方面具有世界领先地位。其斯特林低温制冷机技术具有极大的灵活性，制冷机的冷却温度范围涵盖 45K 到 180K，冷却功率从零点几瓦特到 15W 不等，输入功耗更可低至 1W^[21]。

1992 年，Ricor 开始研制 80 K 温区的气动型斯特林制冷机，1994 年成功研制出了一台样机，可实现的冷量为 1.16W@80K@30W^[16, 17]。

2007 年，Ricor 报道了其冷却红外成像仪而研制的小型气动分置式斯特林制冷机 K527 的研制情况。K527 主要由动磁谐振式电机驱动的单活塞直线压缩机以及气动膨胀机构成，膨胀机内膨胀活塞采用柱弹簧支撑，压缩机外置一款被动减振装置用来平衡动量。在热端温度 25℃左右、输入功 4.5W 时 K527 试验机可实现的冷量为 0.18W@77K。环境温度为 300K 输入功为 12W 时的降温时间为 7' 20" @95K@200 J^[22]。

2008 年、2012 年 Ricor 对优化后的 K527 进行了报道，标准制冷量为 1 W@95 K，MTTF 大于 30000 h，使用寿命可达 15 年，2022 年 Ricor 报道了 K527 的寿命测试情况，截止报道时，制冷机在实验室运行了近 7 年，在工作温度 20° C，制冷温度 80K 下运行超过 55,000 小时，测试将进行到制冷机寿命终止^[23]。压缩机尺寸为 $\Phi 33.5 \text{ mm} \times 61.5 \text{ mm}$ ，冷指直径为 8 mm，制冷机重量为 345 g，冷却时间 3 min@250J, 110 k@23 °C，为同期 0.75W@80K@23°C 规格的线性制冷机体型最小、质量最轻以及工作最高效的制冷机^[24-28]。K527 外形图如图 1-2 所示：



图 1-2 .Ricor 的 K527 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-2. Ricor's K527 split Stirling linear cryogenic cooler

2012 年, Ricor 首次报道了其基于 K527 为开发的短冷指版本的制冷机(命名为“Shorty”),冷指长度从 43mm 缩短到 19mm, K527 Shorty 是为工作温度超 150K 的需要极快冷却时间的新型红外探测器设计的,短冷指版本的 K527 冷端温度更高,为 130~180K,降温时间为 2min@200J, 150K@23 °C,制冷量为 500 mW@150 K@71 °C, MTTF 与使用寿命不变^[25]。



图 1-3. Ricor 的 K527 Shorty 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-3 .Ricor's K527 Shorty split Stirling linear cryogenic cooler

2015 年, Ricor 报道了其 K588 制冷机,这也是一款专为 HOT 探测器设计的低温制冷机, K588 是分置式线性制冷机,采用双活塞对置式线性压缩机,最大制冷量为 500 mW@150 K@71°C,冷却速率为 1.2 J/s@23 °C,将探测器冷却到 150 K 小于 3 min,制冷量为 200 mW@150 K 时的第一代原型机功耗小于 2 W,压缩机长度为 58 mm,直径为 31 mm,冷指直径为 6.3 mm, MTTF 大于 30000 小时,

使用寿命可达 15 年^[29]。

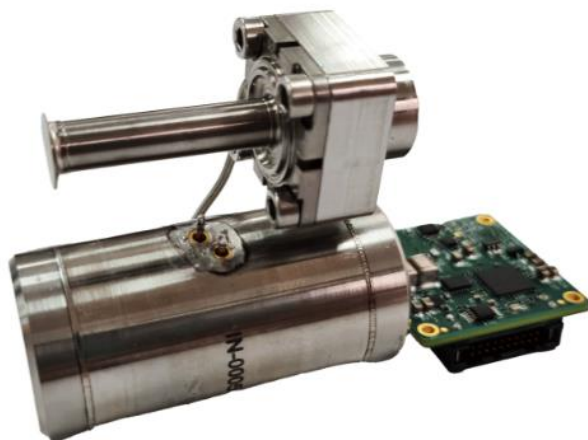


图 1-4. Ricor 的 K588 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-4. Ricor's K588 split Stirling linear cryogenic cooler

K590 是 Ricor 针对 120~180 K 温区的 HOT 器件研发的线性分置式制冷机，采用双活塞对置式线性压缩机，热端温度 23℃ 下，电功输入 2.13w 时，具有最佳性能，制冷量为 180mW @150k，总制冷量为 500mW@150K@71℃，500mW@150K@71℃，冷指直径为 6.3 mm，MTTF 大于 30000 小时，使用寿命可达 15 年。



图 1-5 .Ricor 的 K590 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-5. Ricor's K590 split Stirling linear cryogenic cooler

Thales 公司是世界上较权威的低温制冷机供应商，已有 40 多年的生产发展

经验，在为军事，民用和太空计划开发和提供长寿命低温制冷机方面具有深远的背景，荷兰分公司主要从事线性斯特林制冷机的研制和生产，其分置式斯特林制冷机的压缩机和冷指已被作为行内标准组件应用^[30]。

2011 年，Thales 报道了两款冷却器，分别是采用非接触式间隙密封的 UP8497，以及采用板簧支撑的 LSF9997，设计匹配 1/4 英寸 IDCA 冷指，工作温度在 77K 和 120K 之间，目标冷量是 0.4~0.5W@80K@16W^[31]。

LSF9997 制冷机，采用动磁式双活塞对置式压缩机，压缩机尺寸为 $\phi 45\text{mm} \times 119\text{mm}$ ，MTTF 预期寿命超过 25000 h，压缩机长为 119 mm,直径为 45 mm，制冷机质量为 855 g，适用于工作温度 80K-110K 之间的器件，制冷量约为 0.5W@80K@15W@23℃^[31, 32]。



图 1-6 .Thales 的 LSF9997 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-6. Thales' LSF9997 split Stirling linear cryogenic cooler

UP8497 制冷机是为满足小型低温制冷机 SWaP 以及高功率高效率的要求而研制的，压缩机依靠动圈式直线电机驱动，采用双活塞对置式结构，压缩机尺寸为 $\phi 35\text{mm} \times 117\text{mm}$ ，制冷机重量为 580g，设计寿命超 15000 小时，制冷量约为 0.58W@80K@15W@23℃由于相比同期开发的 LSF9997 性能无明显优势，故未投入量产^[31]。

2015 年，Thales 报道了其为满足新的 SWaP 要求而开发的 UP8197 制冷机，UP8197 采用动磁双活塞对置式压缩机，尺寸更小，适用于 120K 以上的 HOT 器件,目前可配合普通型冷指以及 Thales 的 CFA6/S 型冷指使用，压缩机长为 60 mm,直径为 32 mm,制冷机质量少于 250 g，制冷量为 0.2W@120K@5W，

1.5W@150@23°C, MTTF 大于 25000h^[32, 33]

2015、2016 年, Thales 报道了重新设计后的 UP8497 制冷机, 连管从压缩机一侧移至中间位置, 电力驱动由单线变为对称的双线, 更有利于平衡减振, 对比图如所示, UP8497 适用于工作温度 77K-120K 之间的器件, 制冷机质量为 650 g, 压缩机效率为 75 %, 压缩机尺寸为 119 mm×Φ35 mm, 制冷量为 600 mW@80K,

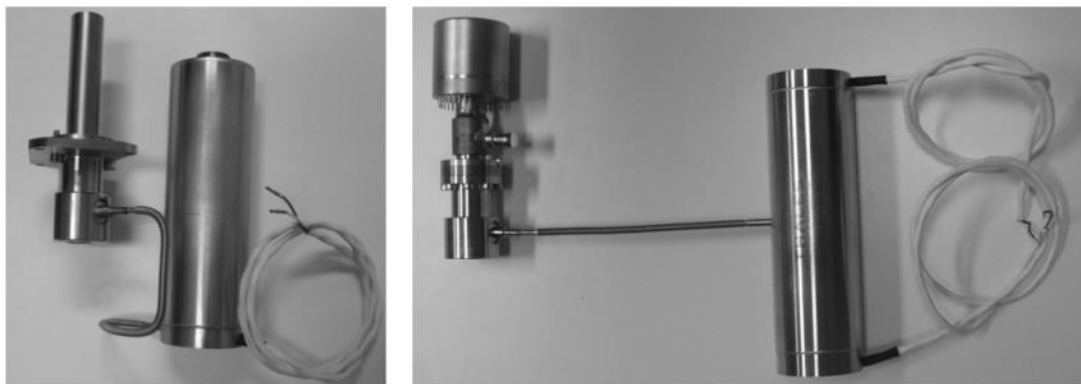


图 1-7. UP8497 2010 版 (左) 与 2015 版 (右)

Fig 1-7. UP8497 2010 version (left) and 2015 version (right)



图 1-8. Thales 的 UP8197 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-8. Thales' UP8197 split Stirling linear cryogenic cooler

AIM 公司位于德国, 主要开发制造高级红外探测器和热成像仪、以及低温探测器所需的斯特林型制冷机, 主要制冷机产品有气动分置式斯特林制冷机和斯特林型脉管制冷机^[34]。

2009 年 AIM 报道了其为高性能红外探测器而设计的制冷机 SF070, 采用动

磁双活塞对置式压缩机，压缩机尺寸为 $\Phi 44.3\text{mm} \times 113\text{mm}$ ，压缩机质量为 857g，由牛津型线性板簧做支撑，可配合 6mm，8mm，9mm 的冷指使用，工作环境温度范围为 -40°C 至 71°C ，冷端温度为 67 K 至 90 K，使用寿命超过 20,000 小时，可提供冷量超过 $0.6\text{W} @ 80\text{K} @ 23^{\circ}\text{C}$ ， $0.4\text{W} @ 80\text{K} @ 71^{\circ}\text{C}$ [35]。



图 1-9. AIM 的 SF070 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-9. AIM' s SF070 split Stirling linear cryogenic cooler

2011 年，AIM 报道了为提高使用寿命且满足小型低温制冷机 SWaP 要求而开发的气动分置式斯特林制冷机 SX040，SX040 是 SF 系列的衍生产品，采用动磁式双活塞对置式压缩机，压缩机尺寸为 $\Phi 36\text{mm} \times 99\text{mm}$ ，压缩机质量为 590g，可配套 6.35 毫米 ($\frac{1}{4}$ 英寸)、5 毫米或 8 毫米的冷指使用，其中与 $\frac{1}{4}$ 英寸冷指的配合最为紧凑。制冷温度范围为 90K-160K，工作温度可达 80°C 。使用寿命超过 20,000 小时，可提供的冷量为 $0.6\text{W} @ 95\text{K} @ 23^{\circ}\text{C}$ [36]。



图 1-10 .AIM 的 SX040 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-10 .AIM' s SX040 split Stirling linear cryogenic cooler

2012 年, AIM 报道了同系列制冷机 SX030, 采用单活塞动磁式压缩机, 配合 1/4 英寸冷指使用, 使用寿命超过 30000 小时。压缩机尺寸为 $\phi 33\text{mm} \times 61\text{mm}$ (包含被动减震器为 73mm), 质量为 285 g, 制冷机总质量为 380 g, 制冷温度为 90-180 K, 可提供的冷量为 $0.6\text{W} @ 140\text{K} @ 23^\circ\text{C}$ [37]。



图 1-11 .AIM 的 SX030 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-11. AIM's SX030 split Stirling linear cryogenic cooler

2014 年, AIM 报道了为 160K 温区探测器设计的气动分置式斯特林制冷机 SX020, 以满足最先进的冷却红外技术的 SWaP 要求。SX020 采用单活塞动磁式压缩机, 压缩机中集成有一个被动减振器来保证动量平衡, 压缩机重量 180g, 压缩机尺寸为 $\phi 26.5\text{mm} \times 58\text{mm}$, 可配合 5mm、6mm 的冷指使用, 配合 1/4 英寸冷指的制冷机总质量为 240 g, 制冷温度范围为 150K-220K, MTTF 寿命超过 30000 小时, 可提供的冷量为 $0.5\text{W} @ 160\text{K} @ 23^\circ\text{C}$ [38, 39]。



图 1-12 .AIM 的 SX020 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-12 .AIM's SX020 split Stirling linear cryogenic cooler

Cobham (2021 年被 Eaton 收购) 制冷机产品前身是 Carleton Life Support Systems 公司的产品, Cobham 是为美国国内外军事应用提供高质量、长寿命的线性斯特林制冷机的领先制造商[40]。

Cobham 于 2013 年开发了 LC1070 1/5 W 低温制冷机, 质量为 600g, MTTF 大于 30000 h。压缩机尺寸为 $\phi 33.5 \text{ mm} \times 106.2 \text{ mm}$, 降温时间为 $4.5 \text{ min}@250 \text{ J}, 77 \text{ K}@23 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 制冷量大于 $500 \text{ mW}@77 \text{ K}@23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。后续 Cobham 将 LC1070 改为单活塞驱动, 使得压缩机体积减半, 简化后的 LC1070 在 14.8 W 的输入功率下能够产生的制冷量为 $610 \text{ mW}@120 \text{ K}^{[41]}$ 。



图 1-13 .Cobham 的 LC1070 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-13. Cobham's LC1070 split Stirling linear cryogenic cooler



图 1-14.修改后的 LC1070

Fig 1-14 .The modified LC1070

在 LC1070 成功的基础上, Cobham 于 2013 年设计开发了 LC1076, 通过使用 Sage 对包含压缩机直径、压缩机活塞间隙、压缩机弹簧刚度、充气压力、运行频率、线圈参数、蓄冷器长度、蓄冷器直径、蓄冷器填料参数、蓄冷器弹簧

刚度等进行模拟优化。LC1076 优化工作温度为 120 K，压缩机尺寸 $\phi 28.2\text{mm} \times 53.6\text{mm}$ ，可匹配 5 mm 冷指，制冷量大于 $400\text{ mW}@120\text{ K}@23^\circ\text{C}$ ，质量小于 260 g，MTTF 大于 $20000\text{ h}^{[41]}$ 。



图 1-15 .Cobham 的 LC1076 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-15. Cobham' s LC1076 split Stirling linear cryogenic cooler

1. 2. 2 国内研究现状

国内微小型气动式斯特林制冷机的主要研制单位则主要有中国电子科技集团第十六研究所，中国兵器工业集团昆明物理研究所，中科院上海技术物理研究所，武汉高芯科技（高德红外）等。

昆明物理研究所是国内最早从事红外科学与技术研究的高新技术研究所之一，从上世纪 60 年代初便开始从事红外热成像技术应用的低温制冷机的研究工作，是国内第一家批量生产斯特林制冷机的生产厂家。目前昆明物理研究所已具备雄厚的低温制冷机研发和生产实力^[42]。

2011 年，昆明物理研究所针对空空导弹应用领域研制了一款新型快速降温线性斯特林制冷机 SCI09H，重量小于 1.1 Kg，蓄冷器的长度为 35 mm，直径为 66mm，降温时间小于 $2.5\text{ min}@23^\circ\text{C}@250\text{ J}$ 。常温制冷量大于 $10\text{ W}@80\text{ K}$ ，输入功率小于 60W，工作频率 60 Hz^[42]。

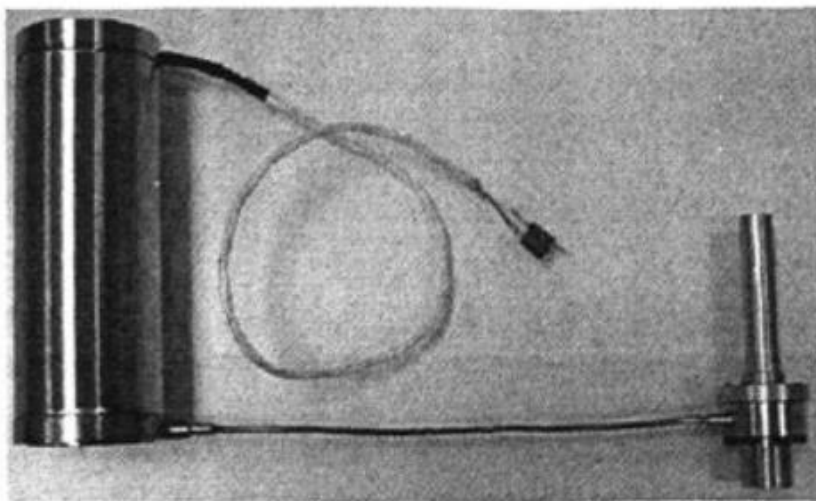


图 1-16 .SCI09H 快速制冷线性斯特林制冷机

Fig 1-16. SCI09H rapid cooling linear stirling cryocooler

2018 年昆明物理研究所报道了一台 HOT 器件用超小型自由活塞斯特林制冷机 C312, 该制冷机的压缩机依靠动磁式直线电机驱动, 采用双活塞对置式结构, 压缩机尺寸为 $\Phi 33.5\text{mm} \times 75\text{mm}$, 冷指外径尺寸 $\leq \Phi 6.6\text{ mm}$, 制冷机总质量小于 400 g, 降温时间 $\leq 4.5\text{ min}@110\text{ K}@250\text{ J}@23\text{ }^{\circ}\text{C}$, 最大功耗 $\leq 15\text{ W}$, 净制冷量达 $0.4\text{ W}@110\text{ K}@23\text{ }^{\circ}\text{C}@8\text{ W}^{[26]}$ 。

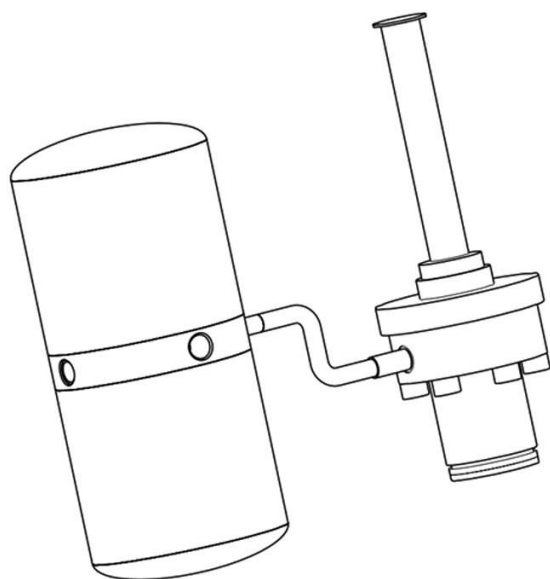


图 1-17.昆明物理研究所 C312 线性分置式斯特林制冷机产品图

Fig 1-17. External layout of KIP C312 split Stirling linear cryogenic cooler

2021 年昆明物理研究所报道了为中波高温探测器芯片而研发的短冷指膨胀机、低功耗线性制冷机和短光轴长度的封装杜瓦。其中制冷机为线性分置式斯特林制冷机 C351 工程样机, 具有长寿命、高效率、低振动的特点, 压缩机的电机采用单磁钢动磁结构, 由磁路提供活塞推力同时承担机械弹簧的作用, 制冷机可实现冷量超 $1\text{W}@150\text{K}@10\text{W}$, 降温时间为 2.5 分钟, 包含制冷机在内的探测器组件的总质量小于 $290\text{g}^{[43]}$ 。后续研究团队对 C351 制冷机的磁路、出气结构、电机外引线、膨胀机热力学和长度进行了优化设计, 制冷量平均提升了 20%, 形成了 C351 工程版制冷机; 同时开发了低功耗制冷机驱动电路, 将电路功耗降低至 0.5W 以下, 可实现冷量为 $0.05\text{W}@150\text{K}@1.96\text{W}$, $0.1\text{W}@150\text{K}@2.35\text{W}$, 降温时间小于 $80''@150\text{K}@23^\circ\text{C}@2.5\text{W}$, MTTF 大于 10000 小时^[43]。

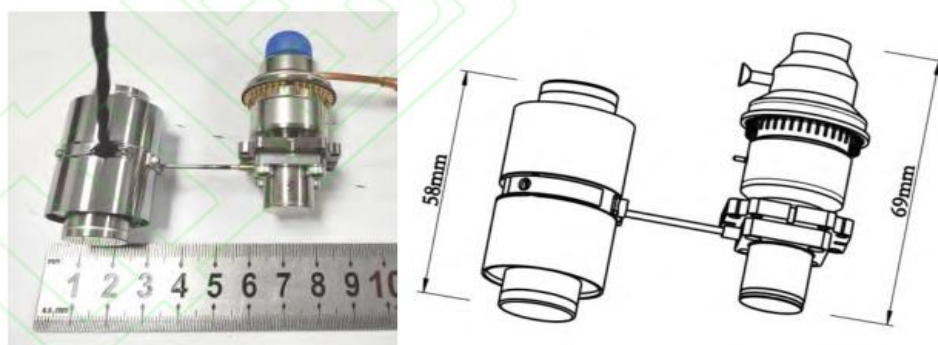


图 1-18.昆明物理研究所 C351 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-18 .Kip' s C351 split Stirling linear cryogenic cooler

上海技术物理研究所从上世纪 60 年代便开展微型制冷机的研制, 承担过国内多项发射上天任务的空间微型制冷装置的研制工作。在气动式斯特林制冷机方面有着深入的研究和进展。

2013 年, 浙江大学的袁园等^[44]与上海技物所合作, 开展了百赫兹的大冷量气动型斯特林制冷机的设计工作, 设计出一台百赫兹的制冷机样机, 当制冷机运行在频率为 105Hz , 充气压力为 2.50MPa 时, 空载温度可达 77.1K , 得到 $0.28\text{W}@90.0\text{K}$ 制冷量^[44]。

2018 年, 技物所余慧勤等设计了一台百赫兹气动式斯特林制冷机, 压缩机采用对置式动磁型直线电机驱动、板弹簧支撑和动间隙密封技术, 膨胀机采用圆柱弹簧支撑的纯气动形式, 整机重 800g , 其中压缩机重 680g , 输入功 32W 时, 可实现 $1\text{W}@80\text{K}$ 制冷量^[45]; 同年, 上海理工大学的王瀚哲等^[46]与技物所合作, 通过数值模拟对此制冷机的蓄冷器进行了设计与优化, 包括对膨胀机侧蓄冷器的直径、蓄冷器长度、填充丝网、刚度及运行参数等关键参数的优化, 整机质量不

变，当制冷机充气压力为 3.5MPa、运行频率在 110 Hz、柱弹簧刚度为 8549 N/m 时降温时间为 3.5 min@ 80 K@30 W，制冷机可达到的空载温度为 59 K。将功率增加至 50 W 时，空载最低温度可降到 50 K，输入功 24W 时可得冷量 80 K@ 1 W^[46]。

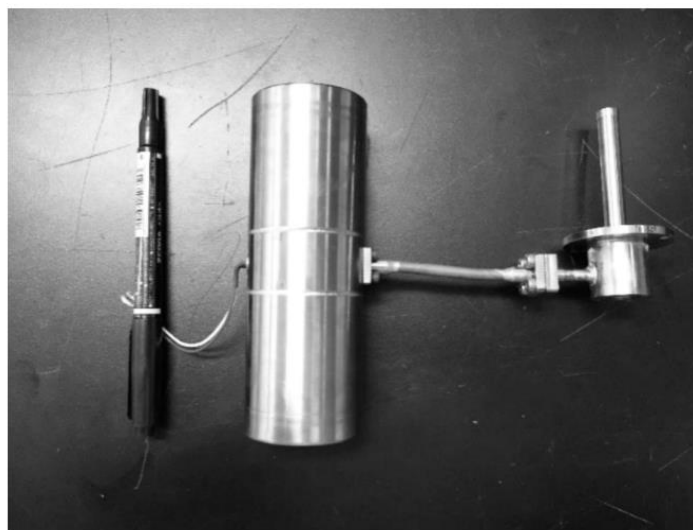


图 1-19 .技物所百赫兹斯特林制冷机实验样机

Fig 1-19 .Sitp' s experimental prototype of pneumatic Stirling cryocooler operating at 100Hz

中科十六所创立于 1966 年，是国内唯一专业从事低温电子技术工程应用研究的研究所，其在小型制冷机研发和生产领域有近 50 年的历史和经验^[47]。

2018 年，中科十六所报道了一台小型线性斯特林制冷机 SFZ700，采用单活塞动磁式线性压缩机加被动减振器平衡动量，压缩机尺寸为 $\Phi 36\text{mm} \times 71\text{mm}$ （加减振器长度为 95mm），匹配 $\Phi 8\text{mm}$ 冷指，压缩机、膨胀机均采用圆柱弹簧支撑结构，膨胀机长度 82.5mm，可匹配 $\Phi 8\text{mm}$ 冷指，膨胀机接口设计兼容 K508 型制冷机，制冷机质量 $\leq 400\text{g}$ ，设计温制冷区为 80 K，可拓展至高温区（110 K~150 K），功耗为 15~30W，寿命为 12000 ~35000h，可实现制冷量 0.7W@ 80K@25W@23°C，0.8W@110K@15W@23°C^[48]。



图 1-20. 中科 16 所的 SFZ700 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-20 .CETC' s SFZ700 split Stirling linear cryogenic cooler

武汉高芯科技是国内自研自产红外核心器件的先行厂商，在国产化红外探测器、机芯模组和热成像系统集成解决方案等领域具有重要地位。为满足制冷型红外探测器的低温工作需求，其在相应的低温制冷机制造方面亦具有发展。

2020 年，武汉高芯科技报道了一款线性分置式斯特林制冷机 LS734，压缩机依靠单磁钢单线圈动磁式直线电机驱动，采用双活塞对置分布结构，压缩机尺寸为 $\Phi 46\text{mm} \times 122\text{mm}$ ，膨胀机尺寸为 $\Phi 40\text{mm} \times 88\text{mm}$ ，冷指尺寸为 $\Phi 8\text{mm}$ ，工作温度范围为 $-45^{\circ}\text{C} \sim 71^{\circ}\text{C}$ ，风冷散热条件下，制冷机可获得 $1.3\text{W} @ 77\text{K}$ ($34.5\text{W} @ 23^{\circ}\text{C}$) 的制冷性能，降温时间 $\leq 4\text{min}$ ($450\text{J} @ 77\text{K} @ 20^{\circ}\text{C}$)，整机效率 3.77%，相对卡诺效率为 14.68%，整机重量为 925 g，MTTF 大于 20000h^[49, 50]。

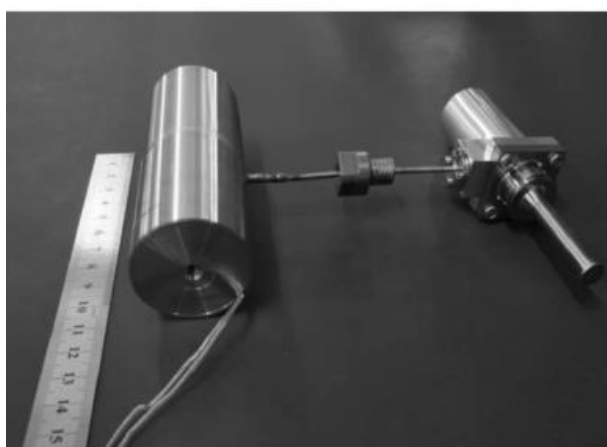


图 1-21 .高芯科技的 LS734 线性分置式斯特林制冷机

Fig 1-21. GST' s LS734 split Stirling linear cryogenic cooler

表 1-1 国内外小型气动分置式斯特林制冷机发展现状^[51, 52]

Tab. 1-1 Development of miniature pneumatically driven split-Stirling cryocoolers at home and abroad

单位	型号	输入功率/W	制冷量@23℃	MTTF/hr	重量/g
Ricor	K527	4	200mW@110K	>35000	345
	K527 (shorty)	2.5	150mW@150K	>35000	345
	K588	2.1	180mW@150K	>30000	190
	K590	2.15	180mW@150K	>30000	180
Thales	LSF9997	18	650mW@80K	45000	855
	UP8497	18	600mW@80K	30000	580
	UP8197	15	1W@150K	30000	-
	SF070	>23	600mW@80K	>30000	850(压缩机)
AIM	SX020	>7.5	500mW@160K	>30000	240
	SX030	-	600mW@140K	>30000	285(压缩机)
	SX035	>22.5	1W@120K	>30000	430(压缩机)
	SX040	>30	700mW@80K	>30000	590(压缩机)
	SX095	>66	1W@60K	>15000	760(压缩机)
	MCC020	-	500mW@160K	>30000	180(压缩机)
	MCC030	>7.5	600mW@140K	>30000	380(压缩机)
	MCC040	13.5	1W@140K	>25000	590(压缩机)
Cobham	LC1070 (单活塞)	14.8	610mW@140K	-	-
	LC1070 (双活塞)	>21	500mW@77K	>8000	600<
	LC1076	20	475mW@120K	>15000	260
FLIR	FL-100	4	800mW@160K	>10000	262
DRS	1/5W	-	-	15000	-
	microIDCA	>2.5	40mW@120K	>5000	237
	1W	-	-	>13000	-
	MWS	2	50mW@110K	-	415(压缩机)
KIP	SCI9H	60<	1W@80K	-	1100<
	C312	8	400mW@110K	-	400≤
	C351	10	1W@150K	-	290<
	C351(工程版)	2.35	100mW@150K	>10000	-

SITP	-	-	280mW@90K	-	-
	-	24	1W@80K	-	800
CETC	SFZ700(设计)	25	0.7W@80K	35000≤	400≤
GST	LS734	34.5	1.3W@77K	>20000	925

表 1-1 为国内外小型气动分置式斯特林制冷机研究现状，可以看出，国内小型气动分置式斯特林制冷机的研制水平较国外还有较大差距，国外制冷机的研制水平已经具规模化与标准化，而国内还处于落后追赶的状态，主要表现在国内从事小型气动分置式斯特林制冷机研制的机构较少，缺乏有效的良性竞争力；同等性能水平下，国外厂商的研制的小型气动分置式斯特林制冷机已可作为商用进行批量化生产，而国内的仅处于研制设计阶段，制冷量、寿命、体积、可靠性等方面离国外先进水平还有较大差距。

1.3 研究中存在的问题

1.制冷机零部件的加工装配问题。小型气动分置式斯特林制冷机的体积小，零部件较多，加工精度高，若加工误差及装配的配合不当会导致制冷机的性能受到影响。

2. 技术理论限制。国外对国内小型气动分置式斯特林制冷机的技术处于封锁状态，受制于不完善的相关技术理论系统，制冷机整体研制存在一定的缺陷。

1.4 本文主要工作

国内小型气动分置式斯特林制冷机的研制还相对落后，相应地也会影响红外探测器的发展，故对小型气动分置式斯特林制冷机的研究也迫在眉睫，而气动性能是影响气动斯特林制冷机整机性能的关键因素之一，一般来说，对小型气动分置式斯特林制冷机气动研究可采用理论分析、专业软件数值建模模拟以及实验研究验证三者相结合的方式，主要探究影响制冷机气动性能的重要动力学参数如相位角、压力波等，运行参数如运行频率，充气压力等，热力学参数如膨胀腔扫气容积，蓄冷器直径和长度，丝网孔径和孔隙率等的变化对气动性能的影响。基于此思路，对小型气动分置式斯特林制冷机的气动性能进行系统性研究，来探求各关键参数对制冷机性能的作用规律，以达到更好认识小型气动分置式斯特林制冷机的目的。本文的主要工作如下：

1.调研了国内外各单位小型气动分置式斯特林制冷机的发展现状，从国内外制冷机发展趋势可以看出小型气动分置式斯特林制冷机在朝着更小体积，更小质量的轻量化方向发展。

2. 分析了小型气动分置式斯特林制冷机的工作原理，分析了影响制冷性能的因素包括：膨胀腔的压力波动幅值、推移活塞的位移以及两者之间的相位差。对

气动力进行分析，建立推移活塞运动方程并求解，得出影响推移活塞位移的因素。分析了气体弹簧对固有频率的影响。对气动型斯特林制冷机的各项损失进行了介绍。

3.基于专业软件构建了小型气动分置式斯特林制冷机的数值模型，在理论分析的基础上，针对蓄冷器孔隙率、外径、长度以及弹簧刚度、机械阻尼等对制冷机冷热端相位角，冷端压比，不完全换热损失，压降损失等的影响进行了重点模拟分析，并对其影响过程进行了详细讨论。

4.根据上述分析结果，研制了一台气动式斯特林制冷机样机，质量 $\leq 700\text{g}$ ，并搭建了相关实验平台。实验结果验证了理论分析及数值模拟的可靠性。充气压力 1.7Mpa 时，制冷机具有最佳制冷性能， 15.6W 的输入功率下，制冷机由室温降至 146K 仅需 2.5 分钟， 5 分钟达到 80K ，最终稳定在 66.8K ，具有 $1\text{W}@150\text{K}@15\text{W}$ 、 $0.4\text{W}@80\text{K}@22.2\text{W}$ 的制冷量。

5.对本文工作进行了总结，基于此给出了该台制冷机下一步研究工作的建议。

第2章 气动分置式斯特林制冷机理论基础

2.1 气动分置式斯特林制冷机结构

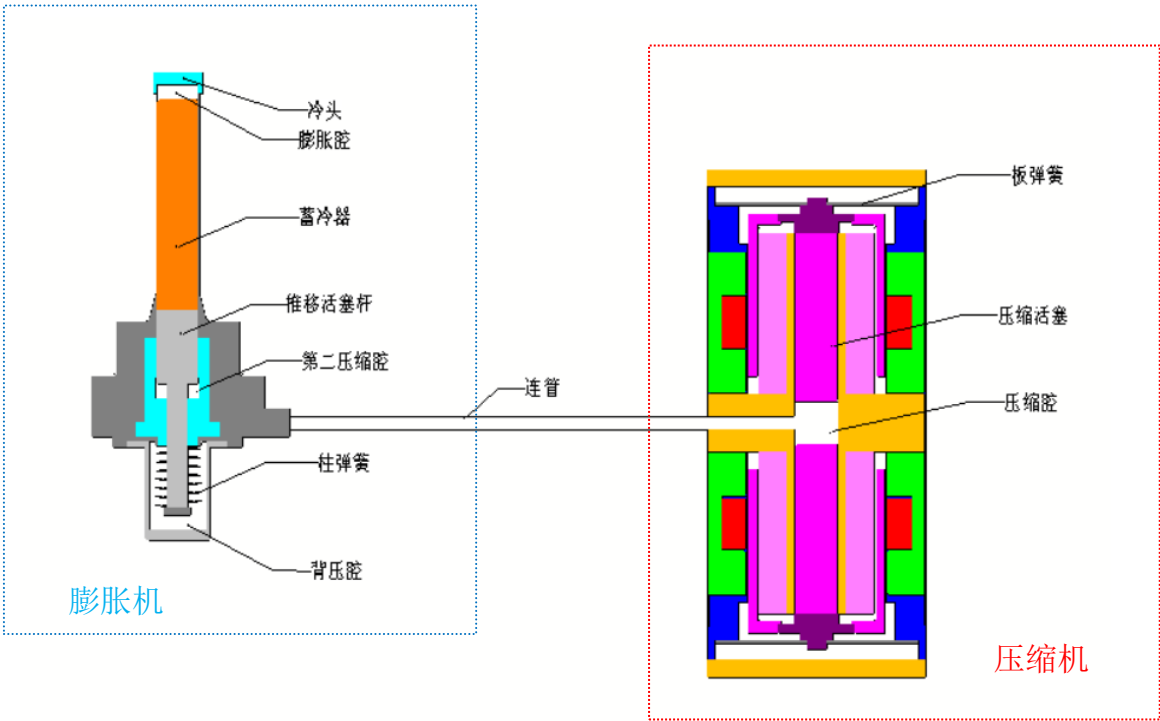


图 2-1.小型气动分置式斯特林制冷机结构示意图

Fig 2-1 .Schematic diagram of Miniature pneumatically driven split-Stirling cryocooler

图 2-1 为研制的小型气动分置式斯特林制冷机结构示意图，制冷机主要由压缩机，膨胀机以及连管三部分组成，其中压缩机主要包括板弹簧、压缩活塞、直线电机等零部件，膨胀机主要包括冷头、蓄冷器、柱弹簧等零部件。

膨胀机与压缩机采用分置式结构，中间通过连管连接，压缩机采用双活塞对置式动磁直线电机驱动，制冷机的膨胀机无电机驱动，推移活塞依靠工作气体及柱弹簧弹力的驱动沿膨胀气缸轴线方向循环往复运动。膨胀机尾端有一背压腔用以调节膨胀机内部气动力。

2.2 斯特林制冷机基本原理

2.2.1 分置式斯特林制冷机工作原理

分置式斯特林制冷机主要由压缩机与膨胀机两部分组成，由连管将二者连

接。制冷机运行时,压缩腔内被压缩气体经由连管进入第二压缩腔,因此两腔体内气体压力均呈现出相似的周期性波动,如图 2-2 所示。压缩腔内气体工质流经连管后,由于气体摩擦等作用过程,其压力波与质量流相位可能发生滞后、且压力振幅会降低。又因膨胀腔与第二压缩腔通过蓄冷器相连通,被压缩气体流经蓄冷器与蓄冷器内的填料产生摩擦导致的压降以及相位滞后较流经连管的要大得多,但并不改变气体压力周期性波动特征,因此膨胀腔的压力与第二压缩腔的压力同样具有相似的交变形式^[17, 53]。

假设图 2-2 所示的正弦压力变化曲线可同时用于压缩腔和膨胀腔^[13]。由推移活塞构成的背压腔是一个充有气体的空间,其压力大小接近膨胀腔压力的平均值,如图 2-2 中所示, P_b 所在的水平线即为其压力大小。第二压缩腔与背压腔之间的压力差 ($\Delta P = P_{\text{sec}} - P_b$) 作用于推移活塞连杆的台阶面积上,驱动推移活塞在膨胀气缸中运动,由图 2-2:

- (1)点 A 表示最大负压差,推动推移活塞向膨胀机的热端移动。
- (2)点 B 压差等于零,推移活塞不受力。
- (3)点 C 为最大正压差,推动推移活塞向膨胀机冷端移动。
- (4)点 D 压差再次等于零,推移活塞不受力。
- (5)点 A 再次达到最大负压差,完成一次推移活塞的循环运动。

压力波对膨胀机内推移活塞的驱动力的大小取决于推移活塞的质量、推移活塞连杆的横截面积以及机械阻尼和弹簧刚度。压缩活塞和推移活塞的运动循环由以下四个过程表示,如图 2-3、图 2-4:

过程 1-2: 制冷机工作时,压缩活塞由起始位置 $E_{P,0}$ 开始运动,推移活塞此时不动,压缩腔内气体压力由 p_1 升至 p_2 , p - V 图对应过程 1-2。

过程 2-3: 推移活塞上部膨胀腔气体力大于第二压缩腔内活塞所受的合力(即气体阻力等),推移活塞开始向下运动,膨胀腔容积增大。压缩活塞移动至上止点 $E_P = E_{P,\max}$, 推移活塞移动至下止点 $E_D = E_{D,\max}$, p - V 图对应过程 2-3。

过程 3-4: 推移活塞处于下止点,压缩活塞向下运动,制冷机内压缩腔容积增大,压力由 p_3 降至 p_4 , p - V 图对应过程 3-4。

过程 4-1: 膨胀腔压力开始降低,推移活塞连杆横截面的所受合力向上,推移活塞向冷端靠近直至 $E_D = 0$, p - V 图上对应 4-1, 由此形成一个制冷循环。

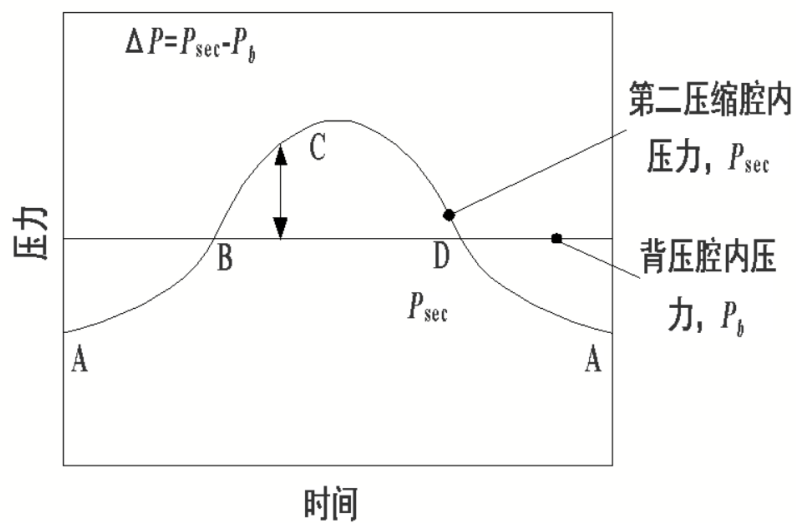


图 2-2.膨胀气缸压力-时间图

Fig 2-2. Expansion cylinder pressure-time diagram

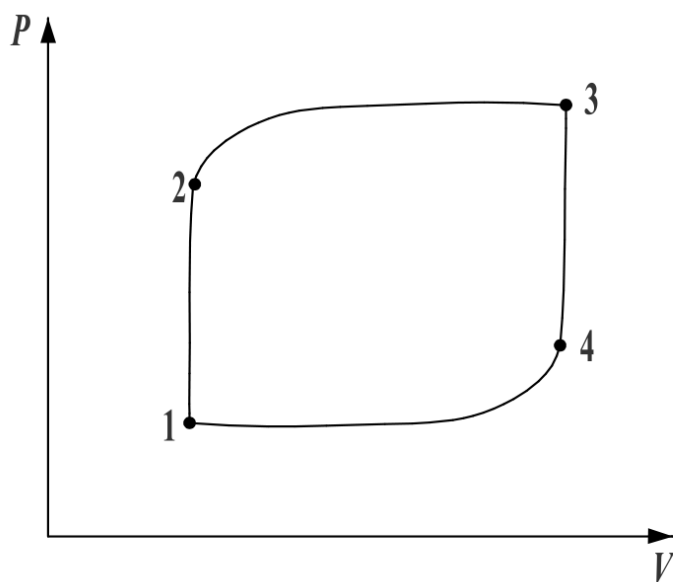


图 2-3 膨胀腔内的 p-V 图

Fig 2-3 P-V plot of the expansion chamber

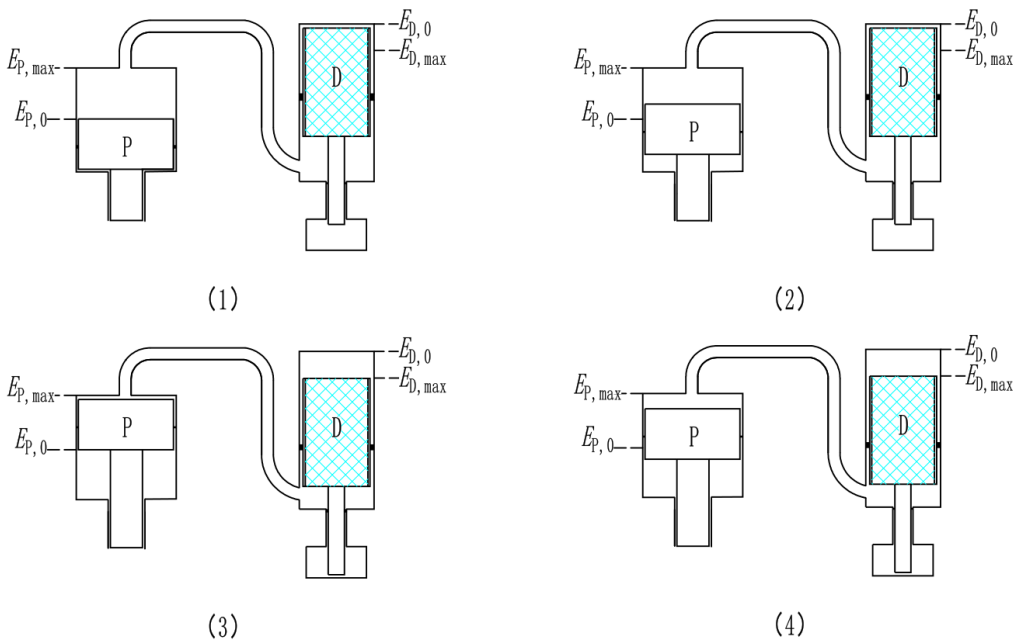


图 2-4 .压缩活塞和推移活塞的运动图

Fig 2-4 .Motion diagram of compression piston and displacer

2.3 膨胀机理论制冷量

气动式斯特林制冷机的膨胀机的移动是依靠高压气体驱动完成的，推移活塞在高压气体的气动力作用下往复运动实现制冷循环。图 2-5 为所研制的气动分置式斯特林制冷机的结构模型。

压缩机将压缩腔 1 中的气体压缩至高压，压力波通过连管 2 传递到膨胀机的第二压缩腔 3，压力波经过蓄冷器后产生一定的压降并导致其相对于质量流的相位差由此发生了变化，因此膨胀腔 4 的压力波相比压缩腔中气体压力波幅值减小，且相位超前于质量流。

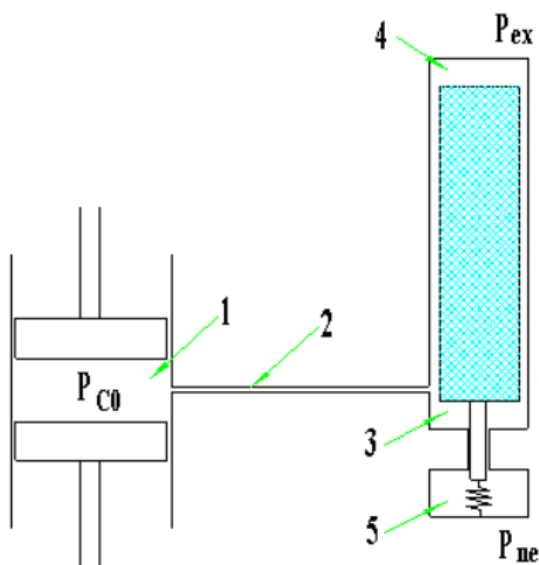


图 2-5. 气动分置式斯特林制冷机结构模型。1-压缩腔 2-连管 3-第二压缩腔 4-膨胀腔 5-背压腔

Fig 2-5 .Structure model of pneumatic split Stirling cryocooler. 1- compression chamber 2- connected tube 3- second compression chamber 4- expansion chamber 5- back pressure chamber

气动分置式斯特林制冷机的理论制冷量^[54, 55]：

$$Q = f \oint P_{ex} dV_{ex} \quad (2.1)$$

制冷机内部的压力波和位移都呈正弦变化趋势，膨胀腔的压力波可表示为：

$$P_{ex} = P_0 + P_1 \sin \omega t \quad (2.2)$$

推移活塞位移领先于膨胀腔内压力波的相位角度为 ϕ_2 ，推移活塞位移波表示为：

$$x_d = X_d \sin(\omega t + \phi_2) \quad (2.3)$$

根据膨胀腔体积与推移活塞位移波的关系，可知膨胀腔的体积可表示为：

$$V = V_0 + AX_d \sin(\omega t + \phi_2 + \pi) \quad (2.4)$$

式中：

f ——制冷机工作频率

P_{ex} ——膨胀腔压力波

V_{ex} ——膨胀腔扫气容积。

P_0 ——正弦压力波幅值

P_1 ——系统平均压力

V_0 ——推移活塞处于平衡位置时膨胀腔的体积

ω ——角频率

t ——时间

由式(2.1)-(2.4)可看出，制冷机能够正常工作产生制冷量，需要具备的三个基本条件是^[54]：

1) 膨胀腔体积的周期性变化；

2) 膨胀腔压力的周期性变化；

3) 质量流与压力波之间存在相位差，即制冷机中推移活塞位移与膨胀腔压力波动之间的相位差^[54]。

由式(2.1)、(2.2)、(2.4)可得：

$$Q = \pi f P_1 A X_d \sin \phi_2 \quad (2.5)$$

A ——膨胀气缸截面积；

X_d ——推移活塞振幅

由式(2.5)可得在气缸尺寸已知的条件下，制冷机的制冷量与膨胀腔的压力波动幅值、推移活塞的位移以及推移活塞位移与膨胀腔压力波动之间的相位差有关。

2.4 气动型斯特林制冷机质量流和压力波相位分布

在气动式斯特林制冷机中，控制体内的瞬时质量会同各部件中工质压力、温度以及体积一样随时间呈正弦函数的规律变化，由质量守恒定律可知，控制体中的质量变化率等于进出口的质量流差^[16, 55, 56]。

$$\frac{dM}{dT} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (2.6)$$

由理想气体状态方程得：

$$M = \frac{PV}{RT} \quad (2.7)$$

可得：

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} &= \frac{dM}{dt} = \frac{d\left(\frac{PV}{RT}\right)}{dt} \\
 &= \frac{V}{RT} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{P}{RT} \cdot \frac{dV}{dt} - \frac{PV}{RT^2} \cdot \frac{dT}{dt} \\
 &= \frac{PV}{RT} \left(\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} \right) \\
 &= M \left(\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} \right)
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

由于蓄冷器两侧腔体温差大，故蓄冷器沿轴向方向的温度变化率高，蓄冷器无法当作等温体，故取蓄冷器任意位置的微元控制体 dx ，则式(2.8)变为：

$$\dot{m}_x - \dot{m}_{x+dx} \approx \frac{\Delta P \Delta V_x}{RT_x} \approx \frac{\phi A_{reg} d_x}{RT_x} P_{dx} \tag{2.9}$$

式中：

ϕ ——丝网孔隙率

P_{dx} ——蓄冷器 x 处的压力

A_{reg} ——蓄冷器截面积

蓄冷器内的丝网任意径向方向上的压力基本相同，假设蓄冷器内温度沿轴向方向呈线性分布，代入式(2.9)，并对两边积分可以得到蓄冷器内质量守恒方程：

$$\dot{m}_{rh} - \dot{m}_{rc} \approx \frac{\phi L_{reg} A_{reg} P_{dx} (\ln T_{rh} - \ln T_{rc})}{R(T_{rh} - T_{rc})} \tag{2.10}$$

$$T_0 = \frac{\ln T_{rh} - \ln T_{rc}}{T_{rh} - T_{rc}} \tag{2.11}$$

由式(2.10)(2.11)可得：

$$\dot{m}_{rc} - \dot{m}_{rh} = \frac{\phi L_{reg} A_{reg} P_{co}}{RT_0} \tag{2.12}$$

式中：

\dot{m}_{rh} ——蓄冷器热端质量流

\dot{m}_{rc} ——蓄冷器冷端质量流

T_{rh} ——蓄冷器热端温度

T_{rc} ——蓄冷器冷端温度

P_{co} ——压缩腔压力

T_0 ——蓄冷器的冷端和热端温度的对数平均值

L_{reg} ——蓄冷器长度

假设线性压缩机为等温压缩, 即 $dT=0$, 则式(2.8)可化为:

$$\dot{m}_{co} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = M \left(\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right) = -\frac{\dot{P}V_{co}}{RT_{co}} - \frac{P_{co}\dot{V}_{co}}{RT_{co}} \quad (2.13)$$

式中:

\dot{m}_{co} ——压缩腔瞬时质量流

\dot{V}_{co} ——压缩腔瞬时气体体积

T_{co} ——压缩腔内气体温度

V_{co} ——压缩腔扫气容积

线性压缩机压力振幅相对较小, 可忽略。式(2.13)可化为:

$$\dot{m}_{co} = -\frac{\dot{P}V_{co}}{2RT_{co}} - \frac{P_1\dot{V}_{co}}{RT_{co}} \quad (2.14)$$

同理可推出:

蓄冷器冷端瞬时质量流:

$$\dot{m}_{rc} = -\frac{\dot{P}V_{ex}}{2RT_{ex}} - \frac{P_1\dot{V}_{ex}}{RT_{ex}} \quad (2.15)$$

推移活塞热端换热器瞬时质量流:

$$\dot{m}_{rh} = \dot{m}_{com} - \frac{\dot{P}V_{RH}}{RT_{rh}} \quad (2.16)$$

由式(2.15)(2.16)可得蓄冷器瞬时质量流:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{rh} - \dot{m}_{rc} = \frac{\dot{P}V_R}{RT_0} \quad (2.17)$$

式中:

\dot{V}_{ex} ——膨胀腔瞬时气体体积

V_R ——蓄冷器总扫气容积

V_{RH} ——冷却器端总扫气容积

T_{ex} ——压缩腔内气体温度

T_{rh} ——蓄冷器热端气体温度

其中 ϕ_{rh} 为蓄冷器热端质量流领先压力波的相位差, ϕ_{rc} 为蓄冷器冷端质量流滞后压力波的相位差。对于斯特林制冷机来说, 蓄冷器冷端质量流滞后于压力波

45~50° 时，蓄冷器具有最高效率^[57]。

而对于气动式斯特林制冷机，因为第二压缩腔的存在，进入蓄冷器内的质量流量或变大或变小，这就导致蓄冷器热端质量流与压力波之间相位角的变化，使得蓄冷器损失增加。因此第二压缩腔的存在可影响制冷机制冷性能，气动式斯特林制冷机的制冷效率相对于同热源温度下的传统的斯特林制冷机的制冷效率低。

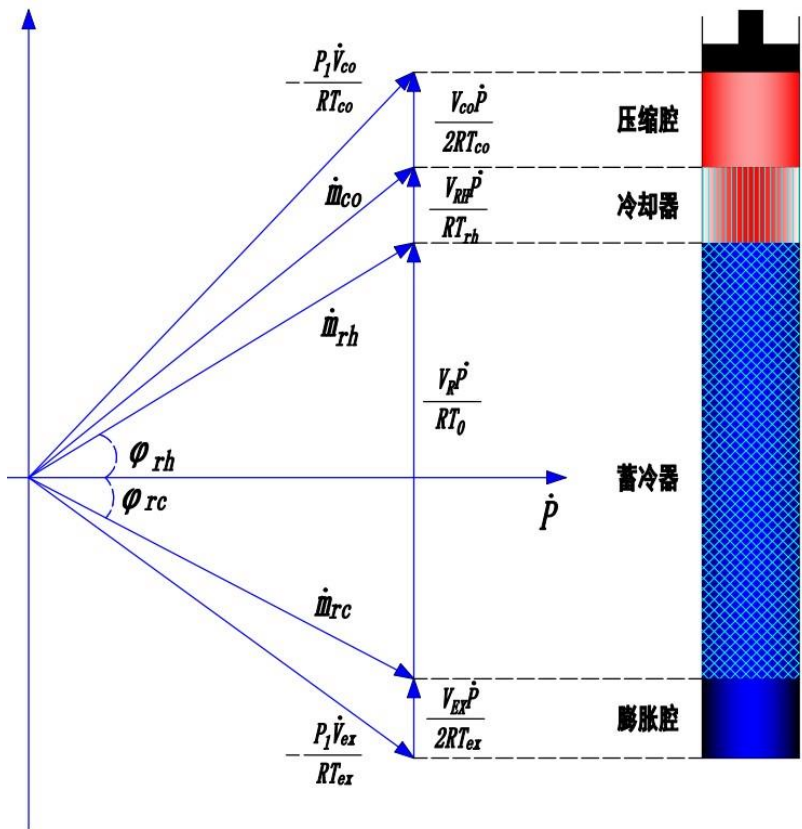


图 2-6.斯特林制冷机蓄冷器压力波与质量流相位图

Fig 2-6.Phasor diagram of mass and pressure flow in a Stirling cryocooler

2.5 推移活塞受力分析

推移活塞在平衡位置做往复运动，其受力图如图 2-7 所示，推移活塞的受力主要有柱弹簧的弹力 F_k ，机械阻尼力 F_c 以及气动力 F_{gas} 。

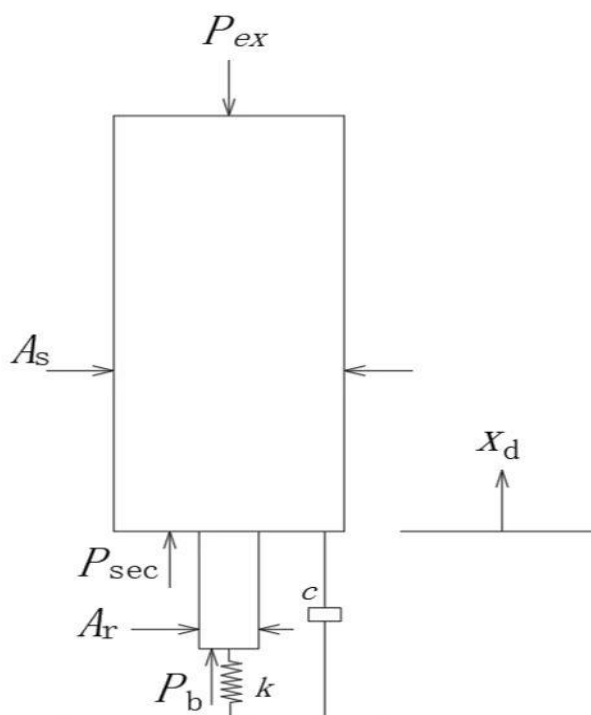


图 2-7.推移活塞受力图

Fig 2-7. Force diagram of the displacer

2.5.1 气动力分析

气动膨胀机在传统型的基础上增加了弹簧组件，弹簧的介入使推移活塞系统的运行调节范围更宽，系统的运行也更稳定。推移活塞在平衡位置做往复运动，忽略膨胀腔和第二压缩腔的压差，假定第二压缩腔压力 P_{sec} 近似等于膨胀腔压力 P_{ex} ，则有：

$$P_{\text{sec}} = P_{\text{ex}} = P_0 + \Delta P \cos(\omega t + \phi_1) = P_b + \Delta P_0 \cos(\omega t + \phi_1) \quad (2.18)$$

式中：

ΔP_0 ——压力差幅值

P_b ——背压腔压力

推移活塞所受气动力可以用下式表示：

$$F_{\text{gas}}(t) = P_b A_r + P_{\text{sec}} (A_s - A_r) - P_{\text{ex}} A_s = P_b A_r - P_{\text{sec}} A_r = -\Delta P_0 \cos(\omega t + \phi_1) A_r \quad (2.19)$$

如果忽略室温腔和膨胀腔压力之间的相位差 ϕ_1 ，可以得到：

$$F_{\text{gas}}(t) = -\Delta P_0 \cos \omega t A_r \quad (2.20)$$

气体工质流经蓄冷器后压力波幅值会发生衰减，因此蓄冷器的阻力特性可以

影响压力差的幅值，进而影响气动力的大小，因气动力的大小与蓄冷器的阻力特性直接相关^[54]。

2.5.2 弹簧力分析

弹簧弹力 F_k 的方向与推移活塞运动方向相反，将柱弹簧简化为理想弹簧，用 k 表示弹簧刚度，则：

$$F_k = -kx_d(t) \quad (2.21)$$

2.5.3 阻尼力分析

机械阻力 F_c 与推移活塞的运动方向相反， c 表示阻尼系数
则：

$$F_c = -c \dot{x}_d(t) \quad (2.22)$$

在膨胀机中，推移活塞的阻尼由活塞往复运动过程中受到的气体粘性阻尼和气缸活塞间的接触干摩擦阻尼共同构成。在实际运用中通常采用衰减法对阻尼系数进行测量^[54]：记录膨胀机停机瞬间位移波的衰减波，量取第一个波峰值 A_0 和最后一个波峰值 A_n ，将测得值代入(2.23)可得对数衰减率^[44, 54]：

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_0}{A_n} \quad (2.23)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (2.24)$$

可得：

$$c = \zeta c_c \quad (2.25)$$

$$c_c = 2\sqrt{mk_0} \quad (2.26)$$

式中：

ζ —— 阻尼比

c_c —— 临界阻尼系数

m —— 动子质量，包括部分弹簧质量 m_s 及推移活塞质量 m_d

k_0 —— 系统刚度

2.6 推移活塞运动方程

推移活塞的位移领先于压力波的角度为 ϕ_2 ，则推移活塞的位移变化：

$$x_d = X_d \sin(\omega t + \phi_2) \quad (2.27)$$

推移活塞的运动方程为：

$$\begin{cases} m \ddot{x}_d + c \dot{x}_d + kx_d = F(t) \\ F(t) = P_b A_r + P_{\text{sec}} (A_s - A_r) - P_{\text{ex}} A_s = P_b A_r - P_{\text{sec}} A_r = -\Delta P_0 A_r \cos \omega t \end{cases} \quad (2.28)$$

推移活塞振子系统的振动为简谐激励下的强迫振动，由简谐激励下系统的响应特性将把 $x_d(t)$ 分解为瞬态解 $\overline{x_d}(t)$ 和稳态解 $x_d^*(t)$ ，故有^[54, 58]：

$$\begin{cases} x_d(t) = \overline{x_d}(t) + x_d^*(t) \\ m \ddot{\overline{x_d}}(t) + c \dot{\overline{x_d}}(t) + k\overline{x_d}(t) = 0 \\ m \ddot{x_d^*}(t) + c \dot{x_d^*}(t) + kx_d^*(t) = -\Delta P_0 A_r \cos \omega t \end{cases} \quad (2.29)$$

运行平稳后瞬态解 $\overline{x_d}(t)=0$ ，则：

$$x_d(t) = x_d^*(t) = B \sin(\omega t + \psi) \quad (2.30)$$

式中：

$$\begin{cases} B = \frac{-\Delta P_0 A_r}{\sqrt{(k_0 - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \\ \psi = \arctan\left(\frac{c\omega}{k_0 - m\omega^2}\right) \end{cases} \quad (2.31)$$

式中 ψ 为推移活塞位移与膨胀腔内压力波的相位差。将解与推移活塞位移表达式(2.27)比较，可得：

$$\begin{cases} X_d = \frac{-\Delta P_0 A_r}{\sqrt{(k_0 - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \\ \phi_2 = \arctan\left(\frac{c\omega}{k_0 - m\omega^2}\right) \end{cases} \quad (2.32)$$

由式(2.32)可以看出，推移活塞的位移幅值与蓄冷器两端的压差成正比，此外，系统的刚度、系统的阻尼、运动频率也会影响其幅值。推移活塞与压力波之间的相位则与系统阻尼、刚度以及制冷机运行频率有关。

2.7 膨胀机固有频率分析

当制冷机结构参数一定时，制冷机的运行频率是影响制冷机制冷性能的重要因素之一，直线电机工作于最优频率时，电机可以保证高效的输出，其次，膨胀机的运行状态也受运行频率的影响，当膨胀机与直线电机合理耦合、达到谐振状态

时,制冷机可达到或接近其最优的性能^[59, 60]。

压缩机固有频率计算公式为^[44]

$$f_{co} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{s_1} + P_{co_1} A_{co} \cos \phi / 2X_{co}}{m}} \quad (2.33)$$

式中:

k_{s_1} ——板弹簧刚度

P_{co_1} ——压缩机出口压力幅值

ϕ ——出口压力波与活塞位移之间的相位角

A_{co} ——活塞截面积

X_{co} ——活塞位移行程

膨胀机固有频率计算公式为^[44]:

$$f_{ex} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k - \Delta P A_r \cos \phi_2 / X_d}{m}} \quad (2.34)$$

式中:

ϕ_2 ——膨胀腔压力与排出器位移的相位差

ΔP ——蓄冷器压差

由式(2.33)可知压缩机的固有频率与充气压力的变化呈正比关系, 由式(2.34)可知膨胀机的固有频率与充气压力的变化呈反比关系。而当制冷机的压缩机和膨胀机的运行频率同时接近各自的固有频率时, 其功耗最小, 因此压缩机和膨胀机的运行频率应尽可能接近二者的固有频率。由于充气压力对膨胀机与压缩机的固有频率有着相反的影响效果, 对于制冷机而言, 为使其在一定输入功下具有最大制冷性能, 需将制冷机运行频率同时靠近压缩机及膨胀机的固有频率, 因此, 对于一台制冷机, 具备一个最佳充气压力及最佳的运行频率^[44]。

由式(2.34)可知, 柱弹簧的刚度可影响膨胀机的固有频率, 从而影响膨胀机的动力特性, 因此存在一个最优的弹簧刚度使得膨胀机的运行频率接近其固有频率从而保证制冷机性能最优。

2.8 不可逆损失

2.8.1 不完全换热损失

理想蓄冷器具有无限大的体积比热容、导热系数足够大等特点。因此, 在理想状态下, 气体工质在蓄冷器内部来回高频穿梭, 两者间的换热充分, 任何一处截面上温度的分布均为同一常数。然而对于实际蓄冷器, 由于并不具备理想蓄冷

器的特点，在制冷机实际运行过程中，气体工质的周期性换热势必不够充分，气体与蓄冷器间存在一个温差。当气体工质自蓄冷器热端流向冷端，由于换热不充分导致的温差将使得部分热量传递给膨胀腔，导致膨胀腔冷量损失。

2.8.2 穿梭损失

穿梭损失的存在是由于气动式斯特林制冷机的冷指在轴向上具有较大的温度梯度，当推移活塞（排出器）在冷指内部、其振幅范围内进行轴向运动时，在活塞运动的下止点，与冷指壁处高温气体接触，在活塞运动的上止点，与膨胀腔低温气体接触，高温气体热量将由推移活塞的运动传递至膨胀腔，导致膨胀腔冷量损失。

2.8.3 泵气损失

气动式斯特林制冷机冷指冷、热端采用间隙密封，当制冷机运行时，间隙内的气体压力呈现周期性变化。而当系统压力增大时，间隙内的气体压力将会低于膨胀腔中的压力，两者压差的存在导致带有部分冷量的膨胀腔内的气体进入间隙内，并与间隙内来自热端等高温处的气体混合，导致冷量损失。反之，当系统压力下降时，间隙内的高温气体将会流向膨胀腔，由于温差的存在，同样会使得膨胀腔产生冷量损失。

2.8.4 压降损失

制冷机内部的气体做周期性运动，当第二压缩腔压力波进入膨胀腔时，由于膨胀腔内部蓄冷器填料的阻尼作用，将导致压力波的幅值出现一定程度的下降，进而导致有效声功的损失，制冷机冷量因此减小。

2.8.5 轴向导热损失

轴向导热损失的产生主要是由于冷指冷端、热端间存在的巨大温差所产生的，这一损失能够在制冷机冷指的材料选择及结构设计上进行最大程度的抑制。

2.9 本章小结

本章首先介绍了气动型分置式斯特林制冷机的基本结构，讨论了气动型分置式斯特林制冷机的基本的工作原理；其次分析了影响其冷量的关键因素：膨胀腔的压力波动幅值、推移活塞的位移以及两者间的相位差；然后对推移活塞进行受力分析，进而建立推移活塞运动方程并求解，得出蓄冷器的压降、弹簧刚度等对

推移活塞位移的作用机制，对压缩机以及膨胀机的固有频率进行了分析，得出压缩机和膨胀机的运行频率应尽可能接近二者的固有频率的结论，最后对影响气动型斯特林制冷机性能的各项损失进行了简要介绍。

第3章 小型气动分置式斯特林制冷机的数值模拟

制冷机气动性能是影响制冷机体性能的主要因素之一，通过第二章的理论分析可以得到影响制冷机气动性能的关键因素有膨胀腔的压力波，推移活塞的位移以及膨胀腔压力波与推移活塞位移的相位差，蓄冷器流阻阻力，弹簧刚度，机械阻尼等。理论分析剖析了各个因素之间的作用机理，但无法通过数据直观地表现出相互之间的关系，故本章借用专业模拟软件对其进行定量分析研究。

3.1 小型分置式斯特林制冷机的模拟分析

3.1.1 蓄冷器参数对制冷机性能的影响

由第二章理论分析可知，蓄冷器压降是制约制冷机性能的关键因素之一，而蓄冷器的填料，外径，长度等因素则会影响工作气体在蓄冷器内部的流动，进而导致压降的出现，故蓄冷器的结构特性决定了其基本性能。

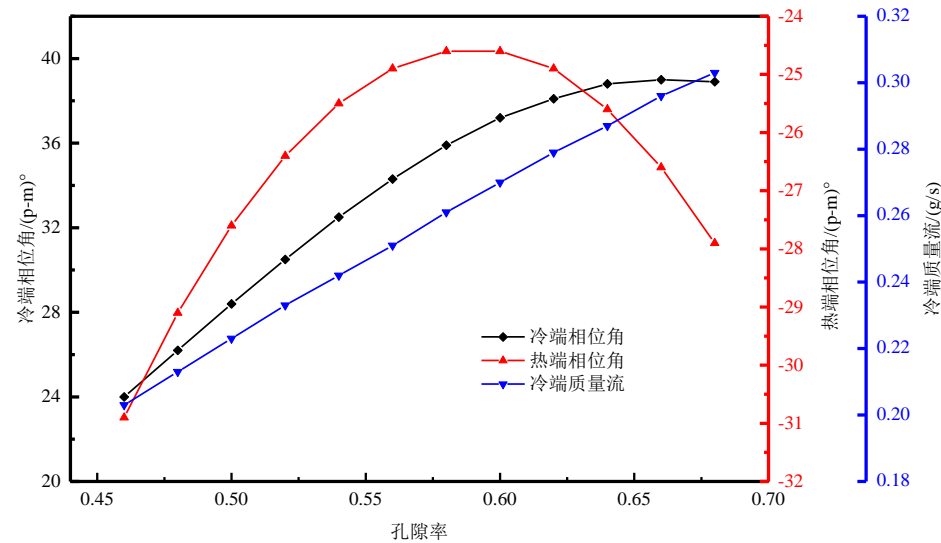


图 3-1.孔隙率对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响

Fig 3-1. Effect of porosity on cold phase Angle, hot phase Angle and cold mass flow

图 3-1 给出了孔隙率对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响，从图 3-1 可以看出，孔隙率对三者具有显著的影响，孔隙率小于 0.65 时，随着孔隙率的增大，冷端的相位角与质量流均成增长趋势，其中质量流的增长速率较为稳定，而冷端相位角的增长速率逐渐变缓，在孔隙率大于 0.65 后相位角开始减小。热端相位角呈现先减小后增大的趋势，在孔隙率 0.58 时达到小值 25.5° 后开始增大，这是因为孔隙率可影响蓄冷器的空体积的大小、流动阻力以及传热过

程，孔隙率大，空体积大，流动阻力小，流经蓄冷器的质量流便增大，孔隙率的增加导致蓄冷器死容积的增加，进而导致制冷机内气体刚度减小，压力波与活塞位移的相位角增大。

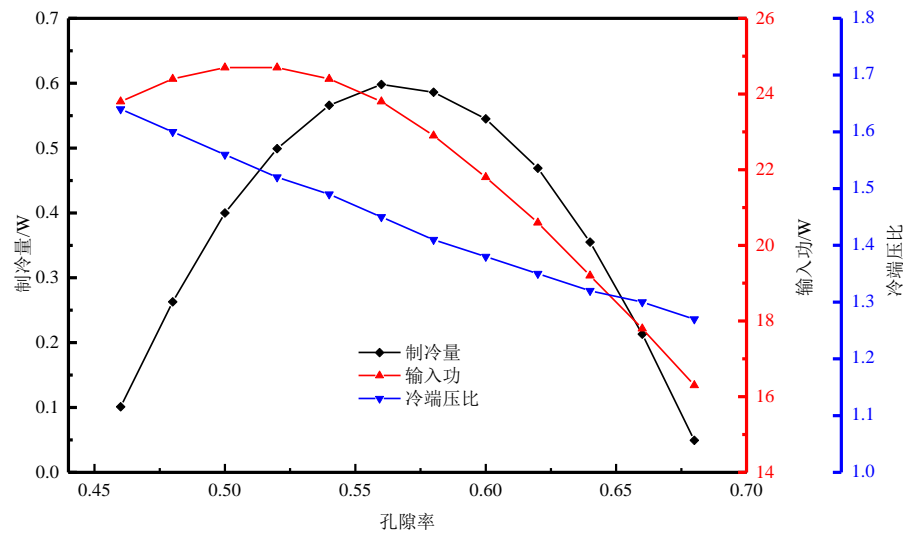


图 3-2.孔隙率对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-2. Effect of porosity on cooling capacity, input power and cold end pressure ratio

图 3-2 为孔隙率对制冷量、输入功、冷端压比的影响，由图中趋势可看出，随着孔隙率的增大，制冷量先增大后减少，在孔隙率为 0.56 左右时制冷量有最大值为 0.6W，冷端压比随着孔隙率的增大而呈线性减小变化，输入功则是先增大后减小，在孔径率 0.52 左右时有最大输入功 24.2W，这是因为孔隙率的增加导致蓄冷器的死容积的增加，从而导致压力波幅值的减小进而导致冷端压比减小，而冷端压比的降低也会导致热端的压比降低，当压缩活塞的位移一定，体积一定时，输入功便随之减小，制冷量也因此降低。

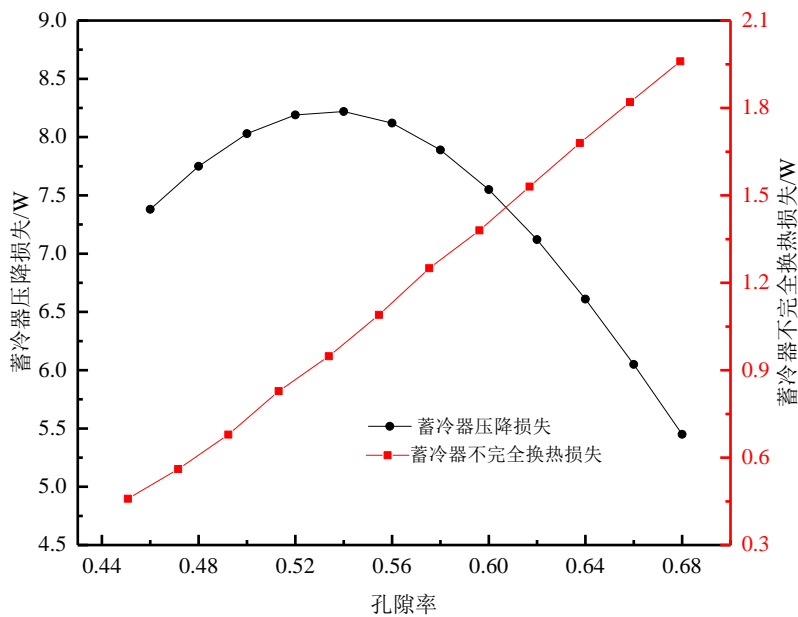


图 3-3.孔隙率对蓄冷器不完全换热损失、压降损失的影响

Fig 3-3. Effect of porosity on incomplete heat transfer loss and pressure drop loss of regenerator

图 3-3 为孔隙率对蓄冷器不完全换热损失、压降损失的影响，随着孔隙率的增加，蓄冷器的不完全换热损失逐渐增大，这是因为随着孔隙率的增加，质量流增大，蓄冷器有效换热体积减小，进而导致换热不充分，不完全换热损失增加。而蓄冷器压降损失则呈现先上升后减小的趋势，同样是因为随着蓄冷器内部死体积的增加，使得进入蓄冷器内部的质量流增加，由于填充丝网对于气体工质具有持续的阻碍作用，孔隙率增大虽然能够对此进行抑制，但其需要一个作用过程，因此在一定的孔隙率范围内，质量流的增加仍然会导致流阻增大，随着孔隙率的逐渐增加，阻尼作用得到较大程度抑制，蓄冷器的压降损失随之减小，便呈现出了图 3-3 的趋势。

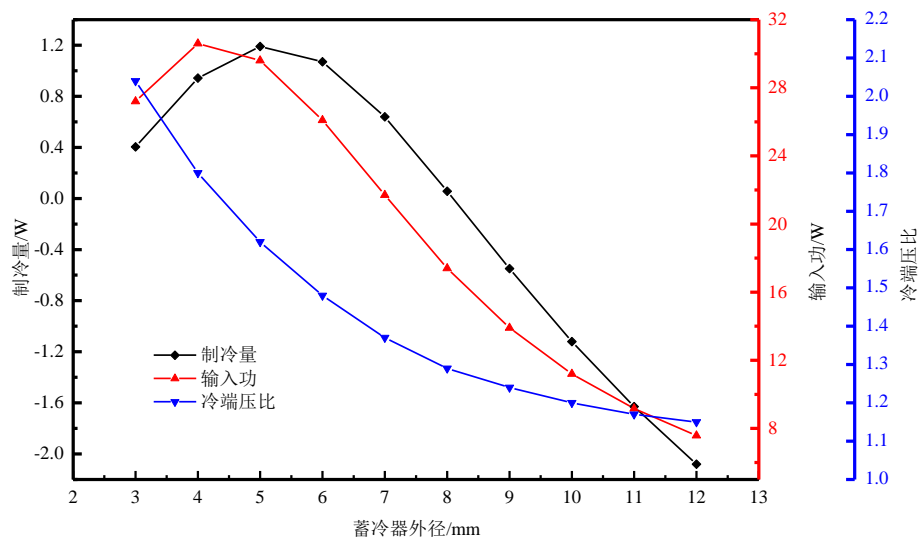


图 3-4.蓄冷器外径对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-4. Influence of outside diameter of regenerator on cooling capacity, input power and cold end pressure ratio

图 3-4 为冷端温度 80K 时蓄冷器外径对制冷量、输入功、冷端压比的影响，可以看出，冷端压比随着蓄冷器外径的增加而不断减少，这是因为当蓄冷器长度一定时，随着蓄冷器外径的增加，回热横截面积增加，在孔隙率不变情况下，蓄冷器死容积越大，压力波的幅值就越小，所以冷端压比不断减小，压比减小，随之输入功、制冷量也随之减小。一般冷端压比在 1.2-1.5 之间较为合适，故蓄冷器外径的选择也需在一定范围内。

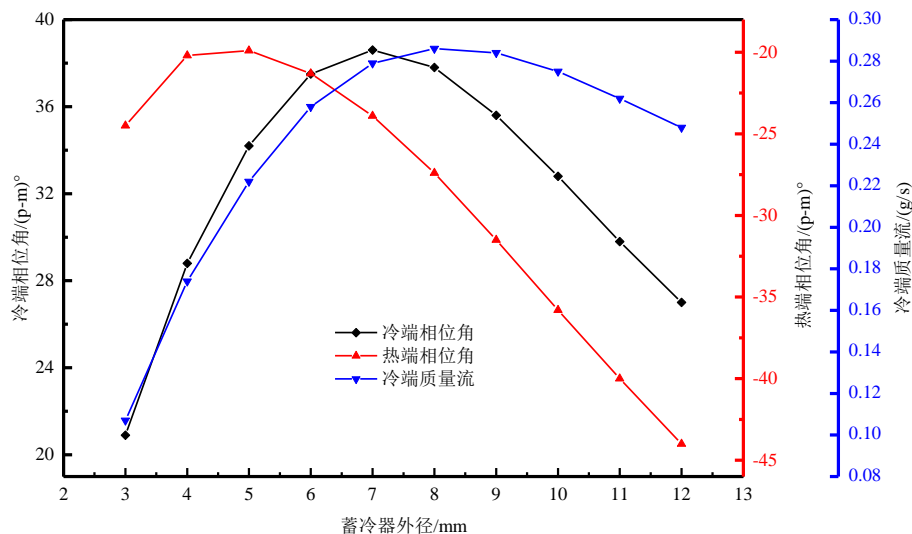


图 3-5.蓄冷器外径对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响

Fig 3-5 .Influence of outside diameter of regenerator on cold phase Angle, hot phase Angle and cold

mass flow

图 3-5 为蓄冷器外径对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响，可以看出，随着蓄冷器外径的增加，质量流与冷端相位角都呈现先增大后减小的抛物线趋势，这是因为随着蓄冷器外径增加，蓄冷器体积增加，所以质量流增加，但随着外径的继续增加，蓄冷器入口处的质量流流速减少，横截面积增加速度大于蓄冷器入口质量流增加的速度流速，蓄冷器的流阻增大，质量流减少，故冷端相位角也随之减小，热端相位先减小后增大的作用机理则与孔隙率增加蓄冷器体积类似，外径增大使得蓄冷器死容积的增加，进而导致制冷机内气体刚度减小，压力波与活塞位移的相位角增大。

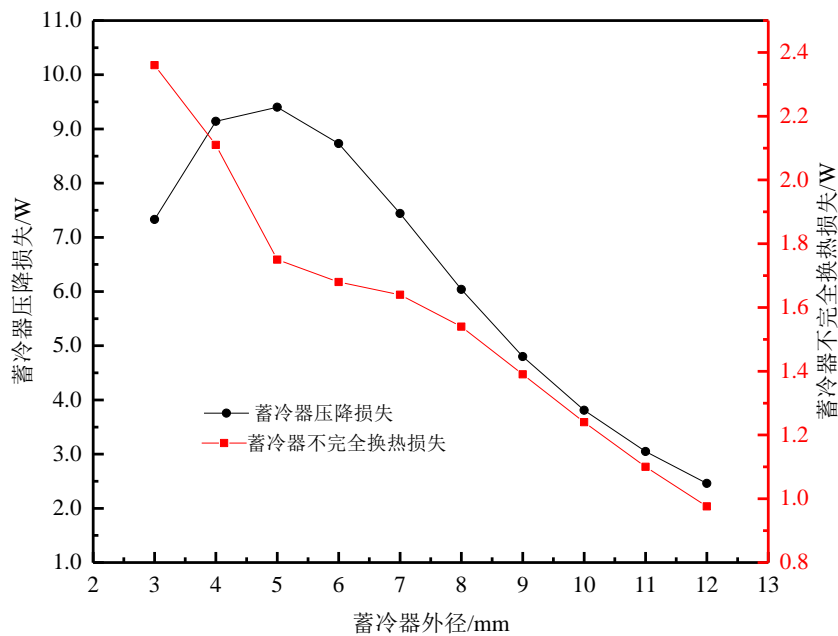


图 3-6.蓄冷器外径对蓄冷器不完全换热损失、压降损失的影响

Fig 3-6. Influence of outside diameter of regenerator on incomplete heat transfer loss and pressure drop loss of regenerator

图 3-6 为蓄冷器外径对蓄冷器不完全换热损失、压降损失的影响，随着蓄冷器外径的增加，蓄冷器体积增加，有效换热面积也增大，换热更加充分，不完全换热损失也减小，蓄冷器压降损失先增加后减小是因为在蓄冷器外径小于 5mm 时，质量流的流速增加，流阻增大，故压降损失也增大，随着外径的进一步增加，质量流增加，流速变缓，流阻减小，压降损失随之减小。

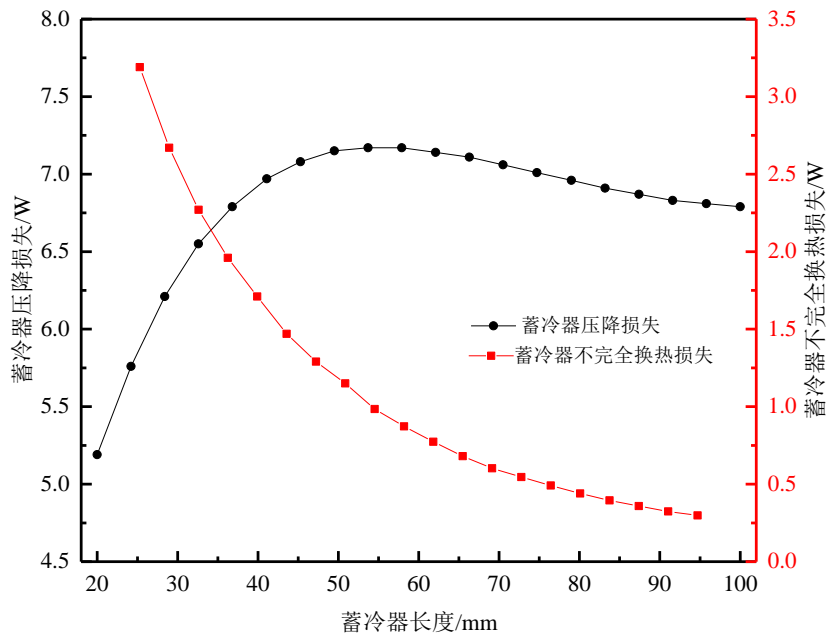


图 3-7.蓄冷器长度对蓄冷器不完全换热损失、压降损失的影响

Fig 3-7. Effect of length of regenerator on incomplete heat transfer loss and pressure drop loss of regenerator

图 3-7 为蓄冷器长度对蓄冷器不完全换热损失、压降损失的影响，蓄冷器不完全换热损失随着蓄冷器长度的增加持续减少也是得益于蓄冷器体积的增加使换热更加充分。随着蓄冷器长度的增加，压降损失的增加速率逐渐变缓，这是因为随着蓄冷器长度的增加，质量流流经蓄冷器时的压力变小，压降损失达到一定的值后变化不再明显。蓄冷器长度小于 35mm 时，不完全换热损失占据主导，35mm 后压降损失占主导。

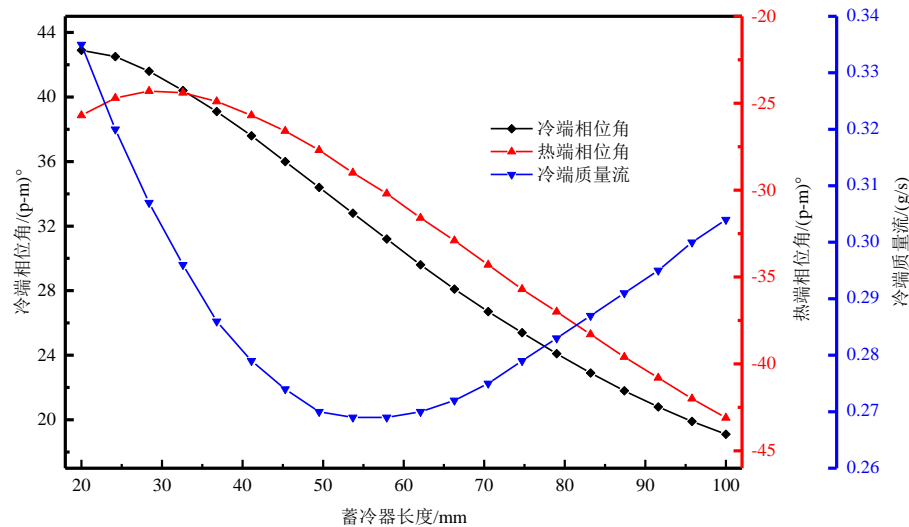


图 3-8.蓄冷器长度对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响

Fig 3-8 .Effect of length of regenerator on cold phase Angle, hot phase Angle and cold mass flow

图 3-8 为蓄冷器长度对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响，由图可看出随着蓄冷器长度的增加冷端相位角与热端相位角均减小，冷端质量流则呈现先减小后增大的趋势，这是因为随着蓄冷器长度的增加。蓄冷器死体积增加，质量流流速增大，流阻变大，故质量流减小，随着长度的继续增加，流阻减小，质量流增大。随着蓄冷器长度的增加，压降增大，压力波幅值减小，故冷热端相位角减小。

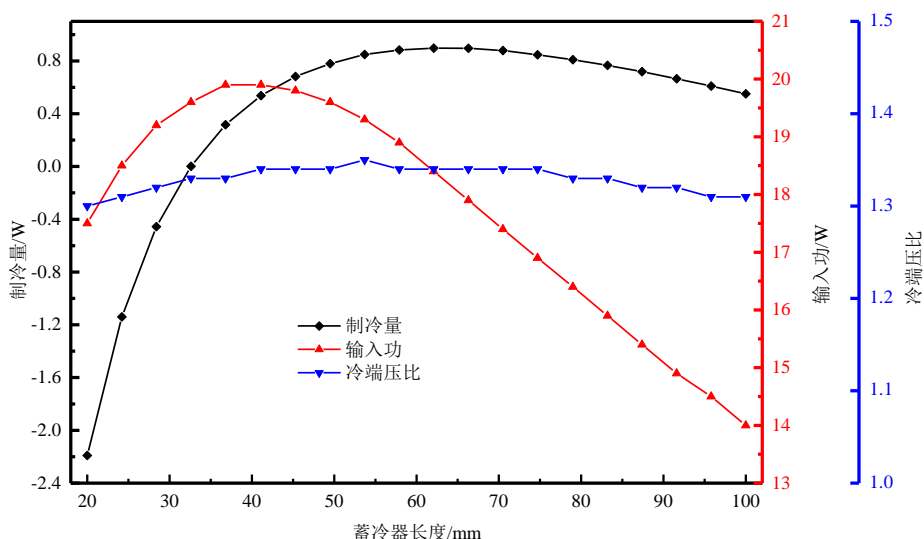


图 3-9.蓄冷器长度对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-9 .Effect of regenerator length on cooling capacity, input power and cold end pressure ratio

图 3-9 为蓄冷器长度对制冷量、输入功、冷端压比的影响，可以看出，随着蓄冷器长度的增加，制冷量增加速度由快变缓，在 60mm 左右时增加速率逐渐为 0，输入功则呈现先增加后减少的趋势，冷端压比变化较不明显，这是因为 40mm 之前，蓄冷器的不完全换热损失占主导，故随着蓄冷器长度的增加输入功增大，40mm 后，压降损失占据主导，故输入功受压降的影响而降低，40mm 之前制冷量也受输入功的影响而增大，40mm 后，受换热体积增大的影响，仍具有一定的冷量，但冷量变化不大。

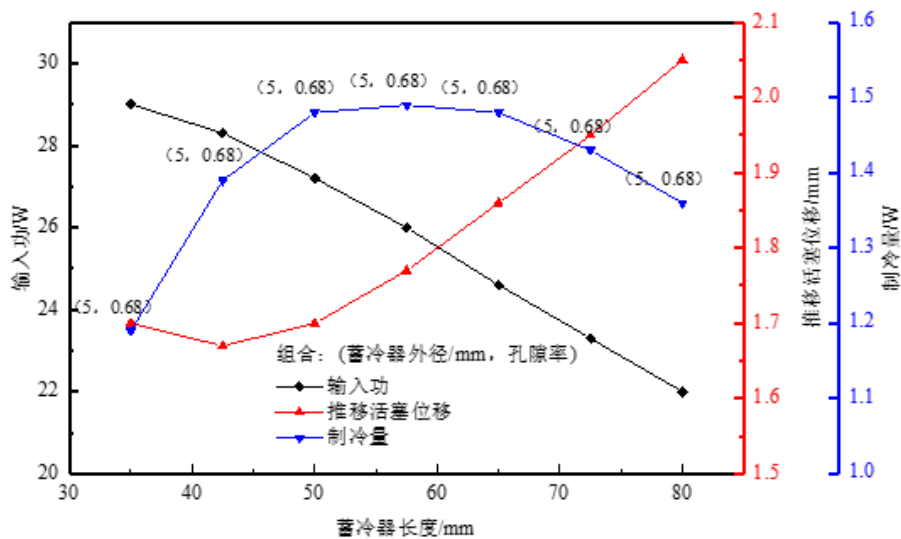


图 3-10.蓄冷器孔隙率、长度及外径变化下，制冷量的变化(最优值)

Fig 3-10.Variation of cooling capacity (optimal value) under variation of porosity, length and outside diameter of regenerator

图 3-10 为蓄冷器孔隙率、长度及外径变化下，制冷量的变化，由图可以看出，蓄冷器长度变化下，制冷量最大值均表现在了蓄冷器外径 5mm、孔隙率 0.68 这两个结构尺度上，说明对于此台制冷机的蓄冷器而言，蓄冷器的外径及孔隙率对制冷机制冷性能的影响要大于蓄冷器长度的改变，在优化制冷机性能时应应对这两个参数值率先考虑。输入功及排出器位移的变化则同样是由于蓄冷器死容积的增大所导致的。

3. 1. 2 弹簧刚度

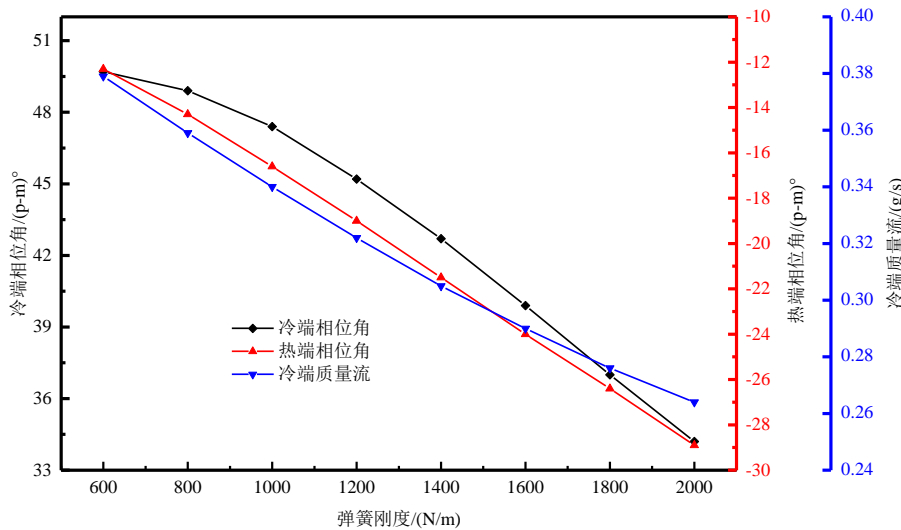


图 3-11.弹簧刚度对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响

Fig 3-11. Effect of spring stiffness on cold phase Angle, hot phase Angle and cold mass flow

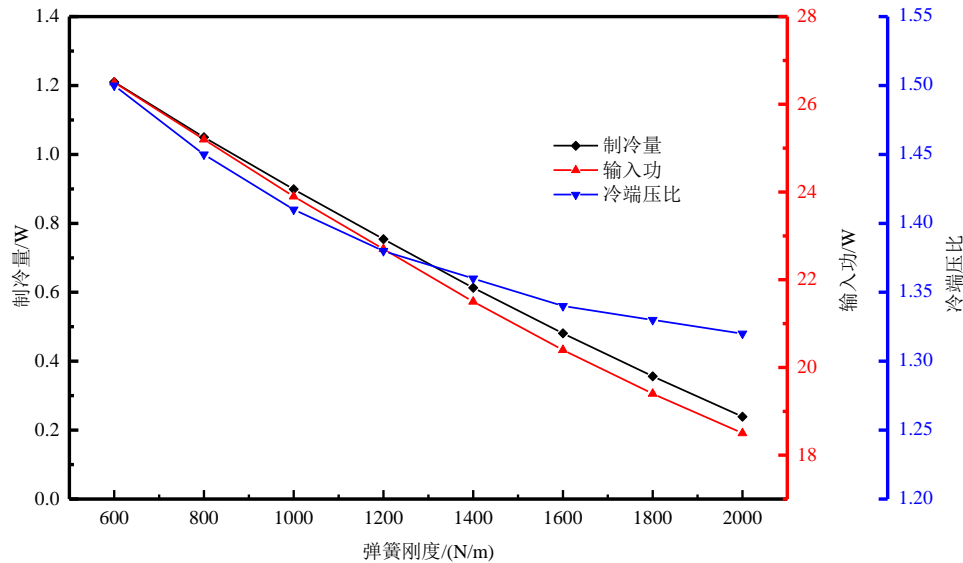


图 3-12.弹簧刚度对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-12. Influence of spring stiffness on cooling capacity, input power and cold end pressure ratio

图 3-11 图 3-12 分别为弹簧刚度对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流以及制冷量、输入功、冷端压比的影响，可以看出，随着弹簧刚度的增加，六个变量的值随之减小，原因是随着弹簧刚度的增加，推移活塞需要克服的阻力增加，推移活塞位移减小，输入功减小，制冷量减小，推移活塞面积不变，压降也随之减小，进而质量流，冷热端相位角都随之减小。

3. 1. 3 机械阻尼

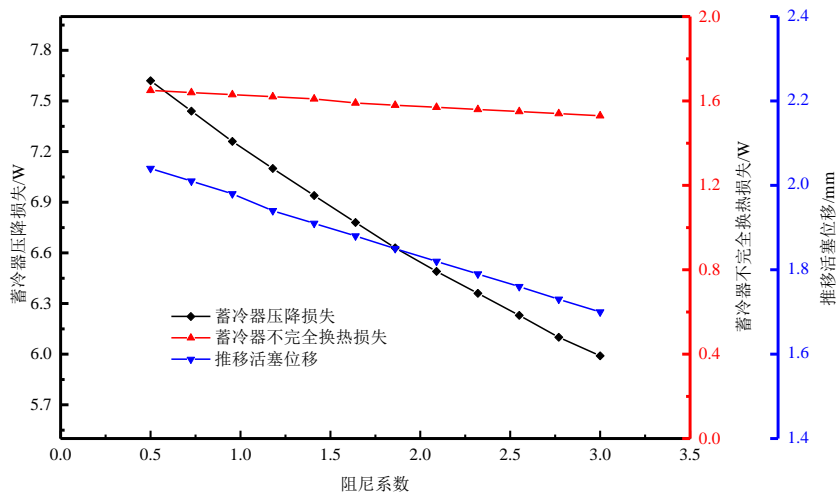


图 3-13.阻尼对蓄冷器不完全换热损失、压降损失、推移活塞（排出器）位移的影响

Fig 3-13. Influence of damping on incomplete heat transfer loss, pressure drop loss and displacement of displacer in regenerator

图 3-13 为阻尼对蓄冷器不完全换热损失、压降损失、推移活塞位移的影响，随着阻尼系数的增加，推移活塞位移与蓄冷器压降有明显下降，这是由于阻尼力的存在使得推移活塞阻力增大，进而位移减小，压差幅值变小，随之压降减小，压降损失也随之减小。

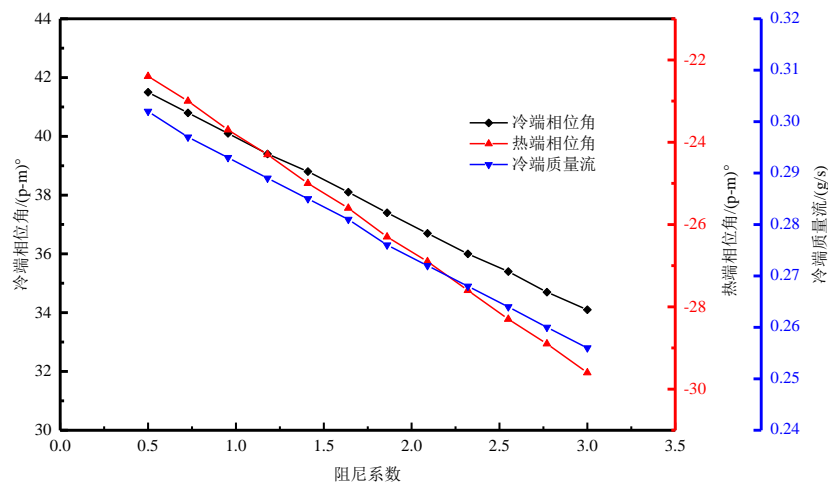


图 3-14.阻尼对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响

Fig 3-14. Influence of damping on cold phase Angle, hot phase Angle and cold mass flow

图 3-14 为阻尼对冷端相位角、热端相位角、冷端质量流的影响，可以看出，随着阻尼的增大，冷热端相位角，冷端质量流均减小，与弹簧刚度类似，推移活塞需要克服的阻力增加，推移活塞位移减小，推移活塞面积不变，压降随之减小，进而质量流，冷热端相位角都随之减小。

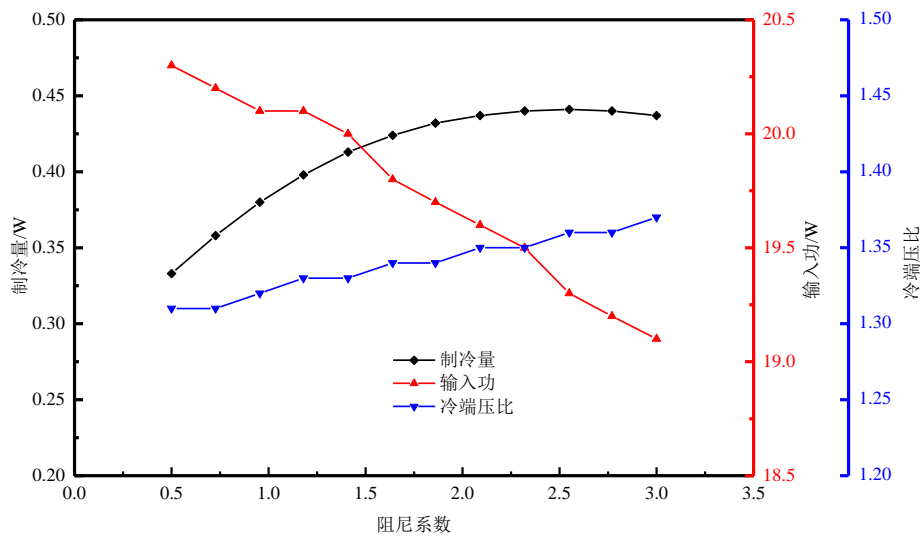


图 3-15.阻尼对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-15. Influence of damping on cooling capacity, input power and cold end pressure ratio

图 3-15 为阻尼对制冷量、输入功、冷端压比的影响，随着阻尼的增加，制冷量与冷端压比也随之增加，而输入功减小，因为推移活塞位移的减小，输入 PV 功随之减小，而阻尼的存在很好的调节了冷热端的相位，故随着阻尼系数的增加，制冷量增大。

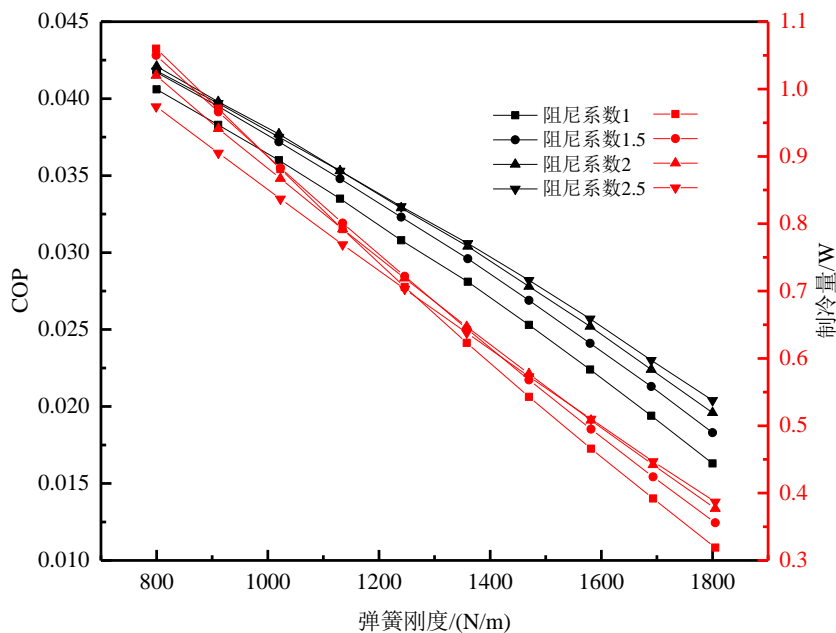


图 3-16.弹簧刚度及阻尼变化下，COP 及制冷量的变化

Fig 3-16 .COP and cooling capacity change under spring stiffness and damping change

图 3-16 为弹簧刚度及阻尼变化下，COP 及制冷量的变化，由图可以看出，

阻尼系数在 1-1.5 的范围内变化时,制冷量变化的最大值为 0.1W 左右, COP 的变化为 0.008 左右, 弹簧刚度的变化导致的制冷量变化为 0.8W 左右, COP 变化为 0.02 左右, 故可看出, 弹簧刚度对制冷量与 COP 的影响更为明显。优化制冷机参数时, 弹簧刚度应予以优先考虑。

3.1.4 充气压力及运行频率

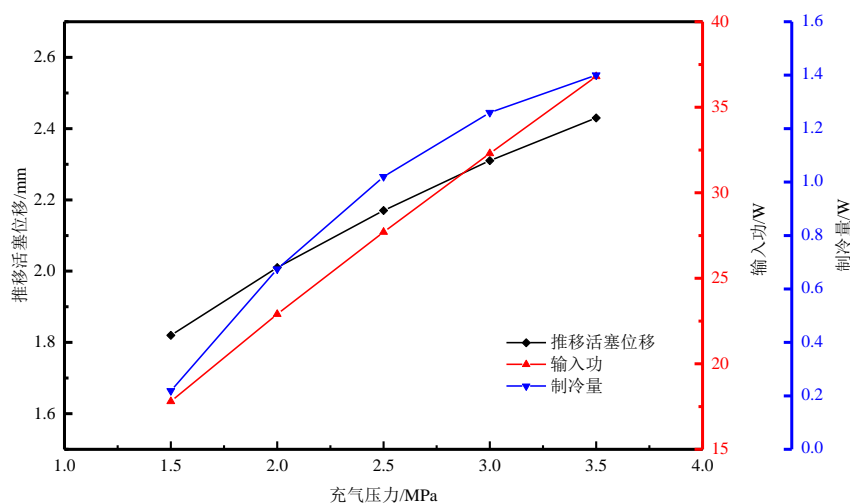


图 3-17. 充气压力对推移活塞位移、输入功、制冷量的影响

Fig 3-17 .Effect of inflation pressure on displacer, input work and cooling capacity

图 3-17 为充气压力对推移活塞位移、输入功、制冷量的影响, 可看出, 随着充气压力的增大, 三者均随之增大。原因是随着充气压力的增大, 系统压力波幅值也随之增大, 同时气动力增加, 推移活塞位移便随之增大, 进而输入功跟制冷量也随之增大。

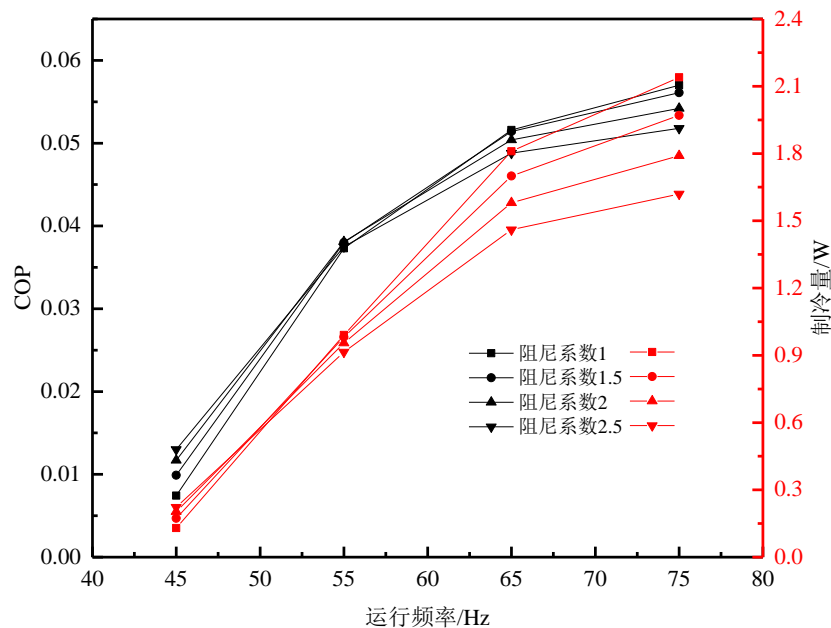


图 3-18 阻尼及频率变化下，COP 及制冷量的变化

Fig 3-18 COP and cooling capacity change under damping and frequency change

图 3-18 为阻尼及频率变化下，COP 及制冷量的变化，随着运行频率的增加，制冷量与 COP 均增加，这是因为制冷量与运行频率成正比关系。也可看出运行频率与阻尼系数成正比关系，这与理论部分相符合。

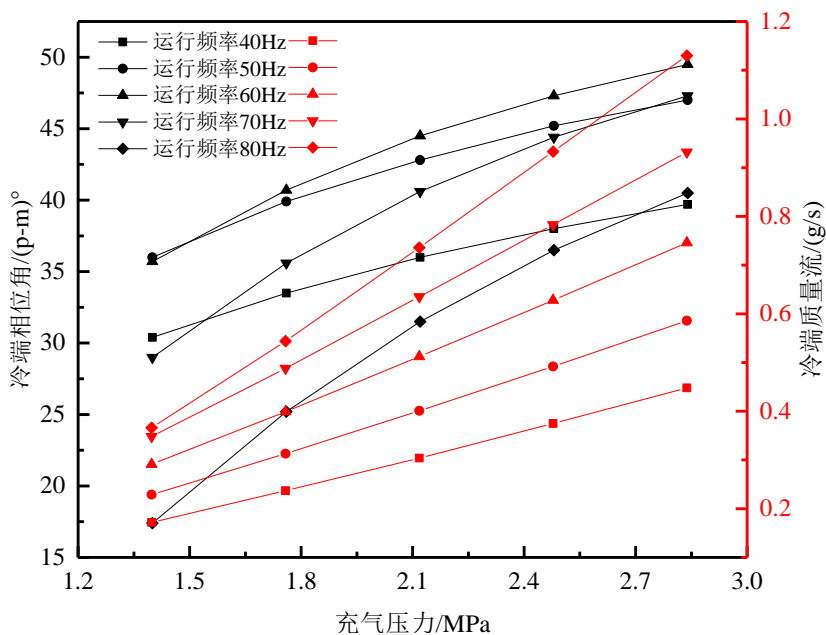


图 3-19. 充气压力及频率变化下，冷端相位角及冷端质量流的变化

Fig 3-19. Change of cold phase Angle and cold mass flow under the change of charging pressure

and frequency

图 3-19 为充气压力及频率变化下，冷端相位角及冷端质量流的变化，由图可以看出，在运行频率一定时，随着充气压力的增加冷端质量流与冷端相位角均增大，这是因为充气压力增大，质量流流经蓄冷器时的动力增加，流阻减小，冷端质量流增加，相应的冷端相位角也随之增大

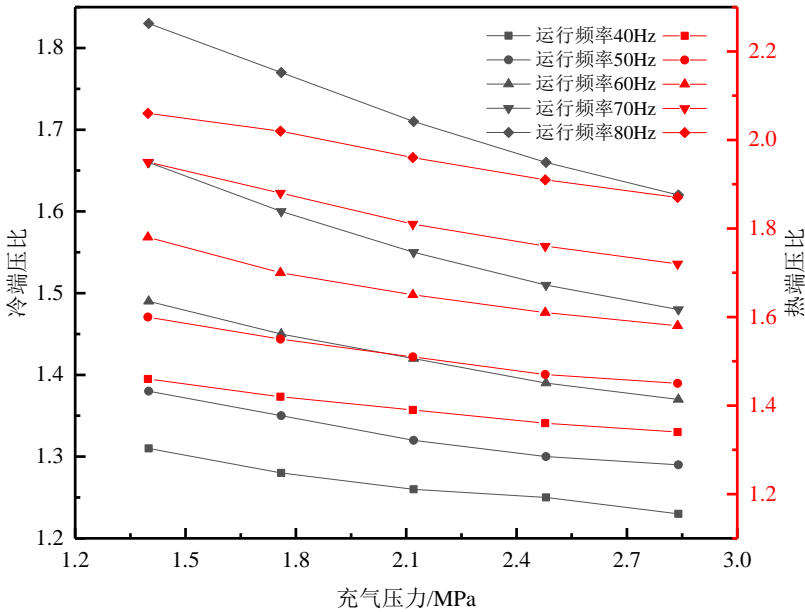


图 3-20 充气压力及频率变化下，冷端压比及第二压缩腔热端压比的变化

Fig 3-20 The change of cold end pressure ratio and hot end pressure ratio of the second compression chamber under the change of charging pressure and frequency

图 3-20 为充气压力及频率变化下，冷端压比及第二压缩腔热端压比的变化，可以看出，在运行频率一定的情况下，冷端压比与热端压比随着充气压力的增加而减小，这是因为随着充气压力的增大，压缩活塞位移不变，气体分子间距减小，压力波动变小，压力幅值变小，冷热端压比也随之减小。

3. 1. 5 压缩腔、膨胀腔与背压腔

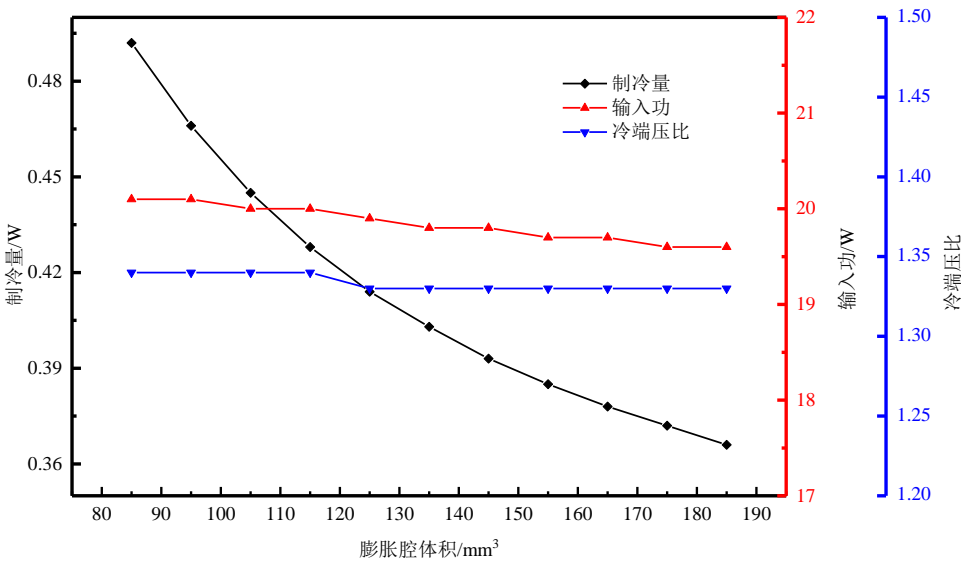


图 3-21.膨胀腔体积对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-21. Effect of expansion cavity volume on cooling capacity, input power and cold end pressure ratio

图 3-21 为膨胀腔体积对制冷量、输入功、冷端压比的影响，可以看出，随着膨胀腔体积的增大，制冷量逐渐减小。原因是膨胀腔体积的增加使得膨胀腔的空体积也随之增加，冷端压比出现了一定程度的下降波动，压力波幅值减小，故而声功搬运热量的能力下降，使得制冷量减小。

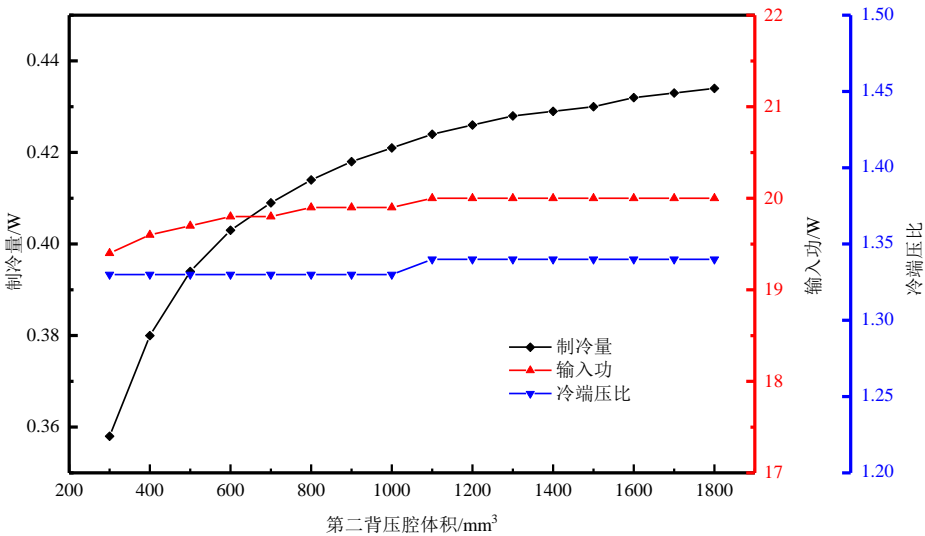


图 3-22.背压腔体积对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-22. Influence of the volume of the second back pressure chamber on the cooling capacity,

input power and cold end pressure ratio

图 3-22 为背压腔体积对制冷量、输入功、冷端压比的影响，随着背压腔体积的增加，制冷量增大这主要是由于背压腔对冷端压比的轻微影响造成的。

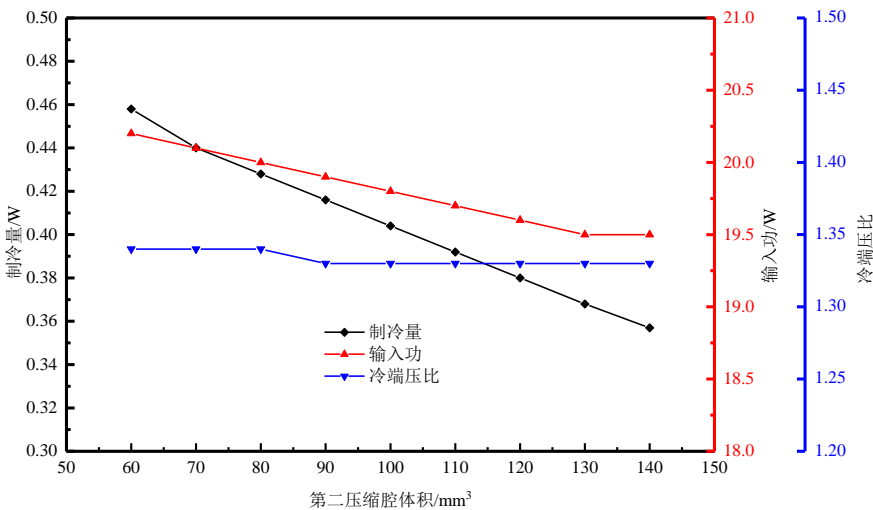


图 3-23.第二压缩腔体积对制冷量、输入功、冷端压比的影响

Fig 3-23. The effect of the volume of the back pressure chamber on the cooling capacity, input work, and cold end pressure ratio

图 3-23 为第二压缩腔体积对制冷量、输入功、冷端压比的影响，随着第二压缩体积的增加，制冷量逐渐减小。这是因为第二压缩腔体积的增大导致了热端压比的下降，进而导致膨胀机气动性能下降，故制冷机制冷性能衰减。

经过前述分析，最终选定的膨胀机参数如表 3-1 所示：

表 3-1 膨胀机关键参数

Tab. 3-1 Key parameters of expander

名称	参数值
蓄冷器外径	6.9mm
蓄冷器孔隙率	0.63
蓄冷器长度	70mm
弹簧刚度	1800N/m
运行频率	60Hz
充气压力	2MPa

3.2 本章小结

本章基于小型气动分置式斯特林制冷机的参数，运用专业模拟软件为其建立了整机数值模型，并进行了热力学分析计算。模拟结果蓄冷器的孔隙率，外径，长度是影响制冷机性能的重要因素，孔隙率、外径、长度通过影响冷热端相位角，冷端压比，不完全换热损失，压降损失等参数进而影响制冷量；其次弹簧弹力以及机械阻尼也是影响制冷机性能的重要因素，其通过改变运行频率进而改变制冷机冷量，这与第二章理论推导相符；此外，通过模拟数据可以清楚地看出充气压力以及运行频率对制冷机的冷量的影响是较为明显的，因此需要选择最优运行频率来满足制冷机的最优性能。最后给出膨胀机最终选定的关键参数值。

第4章 气动式斯特林制冷机的实验研究

基于前述分析以及选定的膨胀机关键参数值设计制造出一台重量为 $\leq 700\text{g}$ 的小型气动分置式斯特林制冷机样机，并搭建相应的实验系统，图 4-1 为该小型气动分置式斯特林制冷机实验测试系统的示意图。

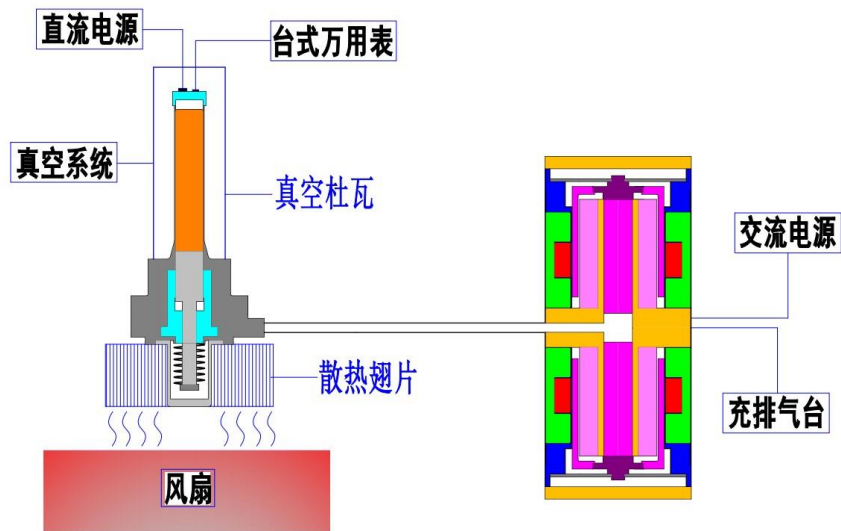


图 4-1. 气动式斯特林制冷机实验系统示意图

Fig 4-1. Schematic diagram of the experimental system of Pneumatic Stirling cryocooler

4.1 气动式斯特林制冷机模块

经图纸绘制、零件加工、清洗检测、制冷机装配等系列过程，得到一台小型气动式斯特林制冷机样机，图 4-2 为该制冷机的三维结构图及其实物图，图 4-3 为气动式斯特林制冷机冷头结霜图。

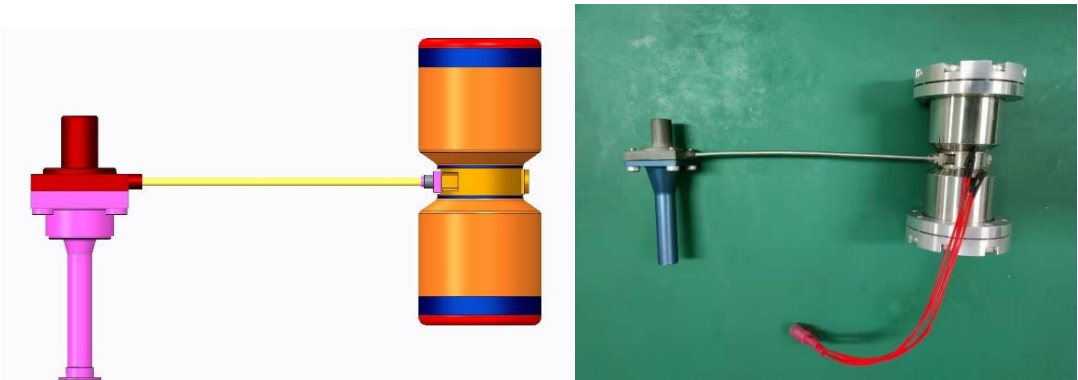


图 4-2. 气动式斯特林制冷机立体结构图及实物图

Fig 4-2. Three-dimensional structure diagram and physical drawing of the Pneumatic Stirling cryocooler

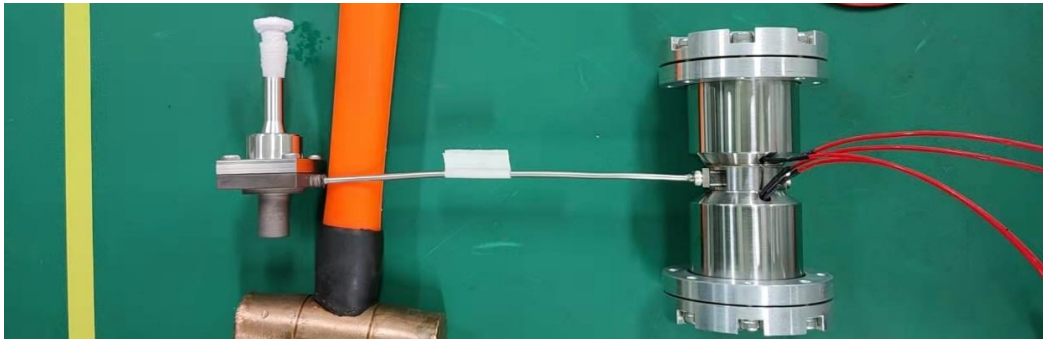


图 4-3. 气动式斯特林制冷机冷指冷头结霜图

Fig 4-3. Frost diagram of the cold head of a pneumatic Stirling cryocooler

图 4-2 中，为了实现实验过程的可持续性以及后续优化的可能性，避免动磁式压缩机或冷指出现故障，压缩机与冷指部分均采用了可拆卸形式的设计，并未使用三维结构图中的全焊接形式。

由于该样机体积质量较小，并且需在 80K 温区运行，任何微小程度的污染都将给制冷机性能测试带来较大影响。因此，测试前，需确保制冷机内部氦气工质的纯度，排出制冷机内部空气。

排气过程需通过真空泵组系统实现。充气时，首先开启机械泵使制冷机内部腔体真空度降至 10Pa，后开启分子泵，最大程度排出机器内部空气，使真空度达到 10^{-3}Pa 及以上。多次重复排出空气后，即可充入高纯度氦气，此过程可调整所需充气压力，使其符合实验要求，图 4-4 为制冷机充排气台。



图 4-4. 制冷机充排气台

Fig 4-4. Cryocooler charging and exhaust table

4.2 制冷机驱动模块

实验时，由交流变频电源驱动压缩机为整机提供动力。本文所使用的驱动电源为固纬电子的 ASR-2100R 型可编程交直流电源，图 4-5 为其实物图，可编程交直流电源的电压、电流、偏置电流、输入功率、视在功率、运行频率、功率因数等参数可以实时调控，故可利用该电源对制冷机的关键变量进行调控，其电压分辨率为 $\pm 0.1V$ ，频率分辨率在 1~99.99Hz 量程下为 $\pm 0.1Hz$ 、100~999.9Hz 为 $\pm 0.1Hz$ ，电源基本参数如表 4-1 交流电源的基本参数所示。



图 4-5.可编程交直流电源实物图

Fig 4-5. Programmable AC/DC power supply

表 4-1 交流电源的基本参数

Tab. 4-1Basic parameters of AC power

电流输出类型	交流输出	直流输出
最大功率	1000VA	1000W
最大电流	(0 - 175V)量程下 15A@100V	(0 - 175V)量程下 10A
	(0 - 350V)量程下 7.5A@200V	(0 - 350V)量程下 5A
频率调节范围	1-999.9Hz	-

4.3 风冷散热模块

当制冷机正常运行时，由动磁式压缩机的涡流效应、磁滞损耗、气体的压缩热、气流的高频穿梭导致的摩擦生热等因素所堆叠的热量，将会导致制冷机内部温度升高，降低其制冷性能，因此必须采取相应措施抑制这一现象的发生。

制冷机运行时常常采用风冷水冷散热或者风冷散热。水冷散热需要使用水冷机组，并设计相应的水冷夹具控制水流的走向，由冷却水带走制冷机内部热量。

风冷散热则是采用强制对流的方式，对制冷机进行散热。对于一台小型气动式斯特林制冷机而言，由于其输入功率较小，整机产热受输入功率限制，不会很大。对于水冷散热，其散热功率大、散热效果良好，但水冷夹具的设计以及较大的水冷机组不便转运及携带。风冷散热对于小型气动式斯特林制冷机的散热需求已经足够满足，并且携带及转运十分便利，因此本实验系统采用风冷散热的方式，同时设计制造了匹配膨胀机热端的风冷散热翅片加强散热。散热翅片通过线切割的加工方式，增大其散热面积，图 4-6.散热翅片为制冷机散热翅片。

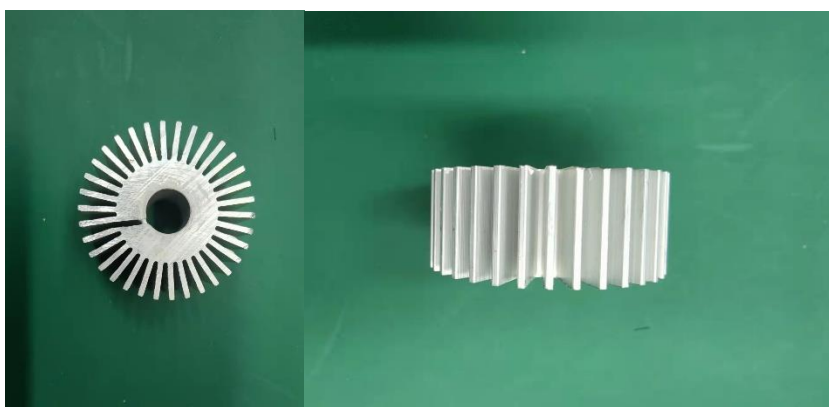


图 4-6.散热翅片实物图

Fig 4-6. Heat dissipation fins

装配时，将散热翅片内孔处及制冷机冷指背压腔外壁均匀周向涂抹导热硅脂，确保二者的紧密接触及充分散热，实验时，将交流风扇正对散热翅片，通过风扇的强制对流作用，将空气自散热翅片端吹向冷指真空杜瓦处，进而对冷指进行整体散热，图 4-7 为散热风扇。



图 4-7. 散热风扇实物图

Fig 4-7. Cooling fan

4.4 真空测试模块

冷端温度是反映制冷机性能水平的一项基本指标，本实验采用 PT-100 型铂电阻温度传感器对制冷机冷端温度进行测量，该类铂电阻阻值测量分辨率为 $\pm 0.1\text{K}$ 。采用四线制的接线方式来减小铂电阻引线导致电阻值误差，同时，铂电阻采用细的铜制漆包线作为引线来降低导热损失，小型气动式斯特林制冷机的冷头尺寸较小，温度在冷头上的分布较为均匀，因此可将铂电阻固定于冷头任意位置。由于制冷机冷指冷头尺寸较小且壁厚较薄，铂电阻机械固定方式较难实现。在实验中，采用低温胶粘接方式将铂电阻与冷头紧密贴合，铂电阻的阻值可由固纬 GDM-9061 型六位半台式数字万用表读出， 100Ω 量程下，测量精度能够达到 $100\mu\Omega$ ，冷端温度参数能够通过铂电阻的阻值变换获得^[61]。

提供制冷量是制冷机存在的意义，是制冷机设计的目的所在，制冷量的大小是其最关键的指标。制冷量的获取采用热平衡法，本实验由艾德克斯直流电源为膨胀机提供加热量模拟工作环境，加热片采用单个 10w 陶瓷加热片，将其机械固定于冷头上，图 4-8 为铂电阻及加热片装配图，图 4-9 为数字万用表和直流电流实物图。

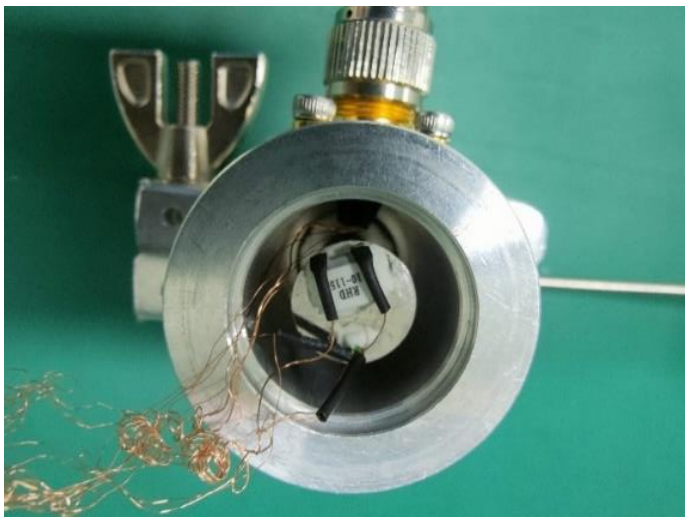


图 4-8. 四线制铂电阻及陶瓷加热片装配图

Fig 4-8. Four-wire platinum resistor and ceramic heating pad assembly diagram



图 4-9. 六位半台式数字万用表和直流电流

Fig 4-9. Six digit semi-desktop digital multimeter and DC current

研制的气动式斯特林制冷机由于体积、质量小，其主要服务对象为红外探测器，因此该制冷机制冷量小且十分珍贵。为测得更准确的制冷机性能数据，同时接近制冷机真实应用场景，需将制冷机的冷指置于真空杜瓦内部。为保证真空杜瓦的真空度，需将真空杜瓦连接至真空泵组，由真空泵组持续工作维持真空环境，需要保持真空度不高于 10^{-3}Pa ，此时可认为制冷机冷指冷量的测量基本不受空气对流等因素的影响^[61]。图 4-10 为真空杜瓦实物图，图 4-11 为真空杜瓦及散热翅片装配图，图 4-12 为真空泵组实物图。



图 4-10. 真空杜瓦实物图

Fig 4-10. Vacuum dewar

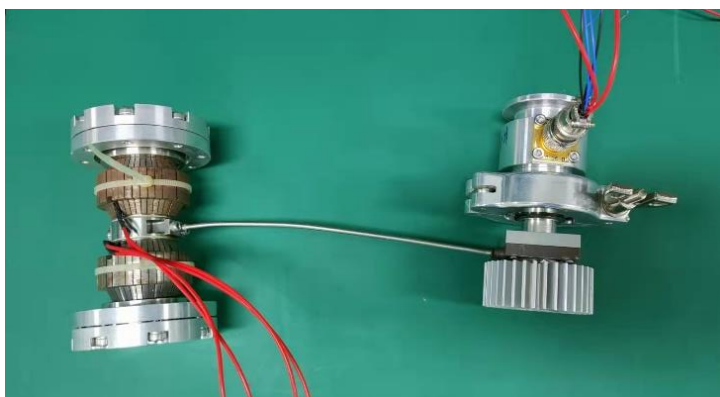


图 4-11. 真空杜瓦及散热翅片装配图

Fig 4-11. Vacuum dewar and heat dissipation fin assembly drawing



图 4-12. 真空泵组实物图

Fig 4-12. Physical diagram of vacuum pump set

在上述准备完成后，搭建气动式斯特林制冷机实验系统，如图 4-13 所示。



图 4-13. 气动式斯特林制冷机实验系统实物图

Fig 4-13. Pneumatic Stirling cryocooler experimental system physical diagram

4.5 气动式斯特林制冷机实验研究

实验系统搭建完成后，进行气动式斯特林制冷机的实验研究，验证制冷机冷指的性能表现。

4.5.1 工作频率对制冷机性能的影响

基于理论分析及模拟可知，工作频率的改变对于制冷机性能而言具有较大影

响，为了获得制冷机最优性能表现，需确定其最佳运行频率。

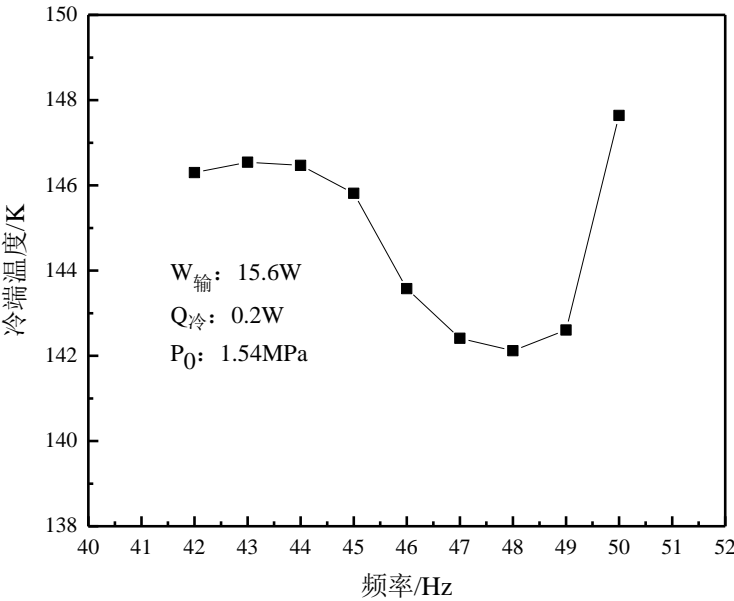


图 4-14. 1.54MPa 下，工作频率对制冷机性能的影响

Fig 4-14. Under 1.54MPa, the influence of working frequency on the performance of the cryocooler

图 4-14 给出了充气压力 1.54Mpa，固定输入功率 15.6W，冷头加热量为 0.2W 的实验条件下，工作频率的改变对制冷机冷端温度的影响。从图 4-14 可以看出，工作频率自 42Hz 增加至 50Hz 过程中，冷端温度率先呈现出微小的上升趋势，随后出现较大幅度的下降，后又急剧上升，存在一个最低温度 142.1K。这说明在较低的频率下，制冷机具有更好的适应性，对于最佳频率往上的较高频率而言，其频率的变化对于制冷机性能表现极为不利。

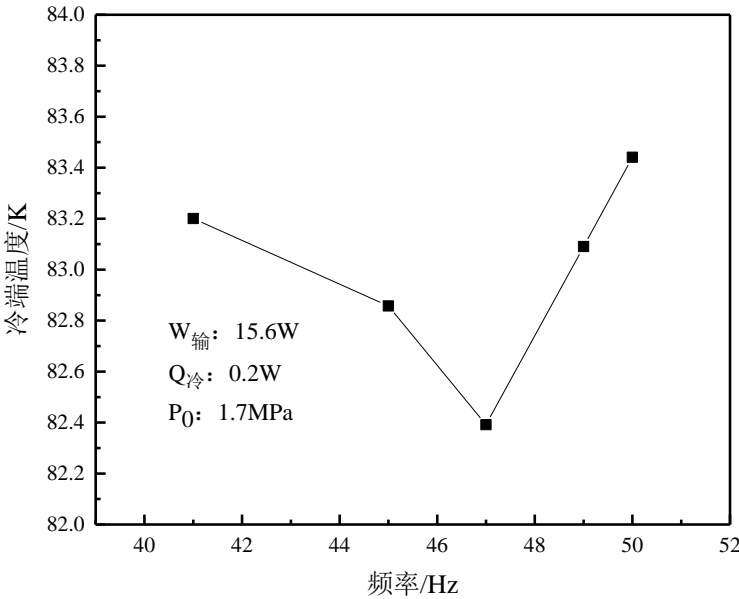


图 4-15. 1.7MPa 下，工作频率对制冷机性能的影响

Fig 4-15. Under 1.7MPa, the influence of working frequency on the performance of the cryocooler

图 4-15 给出了充气压力 1.7MPa，固定输入功率 15.6W，冷头加热量为 0.2W 下，工作频率与制冷机冷端温度的关系。从图中可以看出，47Hz 时，制冷机能够达到 82.3K 的最低温度。相对于 1.54MPa 下的性能表现，1.7MPa 下制冷机的性能明显更好。工作频率由 41Hz 增长至 50Hz 过程中，冷端温度整体表现在 83.6K 以下，和 1.54MPa 下扫频表现相似的是，在最优频率以上的频率变化时，制冷机性能衰减趋势更快。

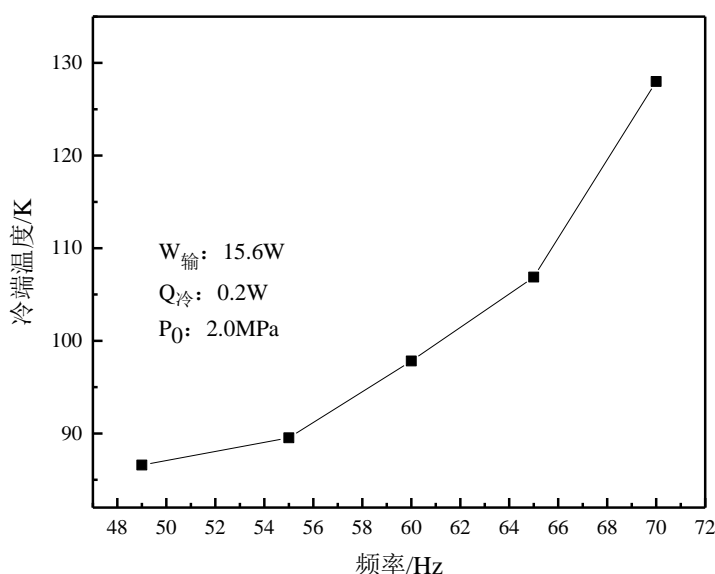


图 4-16. 2.0MPa 下，工作频率对制冷机性能的影响

Fig 4-16. Under 2.0MPa, the influence of working frequency on the performance of the cryocooler

图 4-16 给出了充气压力 2.0MPa，固定输入功率 15.6W，冷头加热量为 0.2W 下，制冷机冷端温度随工作频率的变化。可以看到，在较为宽泛的频率范围内制冷机冷端温度变化较大，波动高达 41.4K，随着频率的增加，冷端温度上升速率变大，这与其他充气压力下的性能表现趋势一致。在整个频率变化过程中，并未获得性能表现的最优点，这是因为在实验过程中，随着频率的下降，制冷机压缩机部分所能输出的最大功率逐渐降低，制冷机所能获得的最大制冷量受到限制，因此并未考虑较低时的频率作为其最佳工作频率。同时观察 49Hz 到 55Hz 范围内，制冷机的冷端温度仅变化了 3K，并且从图 4-16 可以看出这一差距随着频率降低在逐步减小，因此将 54Hz 选作该充气压力下的制冷机最合适的工作频率。

4.5.2 充气压力对制冷机性能的影响

从上述不同充气压力下制冷机的性能表现能够看出，制冷量及输入功率一定时，充气压力的变化对于制冷机冷端温度的影响是不容忽视的，这与理论及模拟给出的分析是一致的。

图 4-17 所示，给出了在 1.54MPa 充气压力下，制冷量固定在 0.2W、0.4W、0.6W 时，在 90K 到 150K 温区内，输入功率的变化。随着制冷温区的上升，制冷机输入功率逐步下降，但其下降速率却随着温区的升高而降低，这说明在高温区，该台样机具有更高的 COP，由图 4-18 可以看出，高温区具有更高的 COP 值。从图 4-17 纵坐标观察可以看到，不同温区下，随着制冷量的增加，输入功率的上升速率增加，说明对于制冷机而言，为了在更低温区获得更大制冷量，其所付出的代价涨幅相对在更低温区获得小制冷量更大。在 1.54MPa 下，制冷机具有 0.6W@150K@34.5W 的制冷性能。

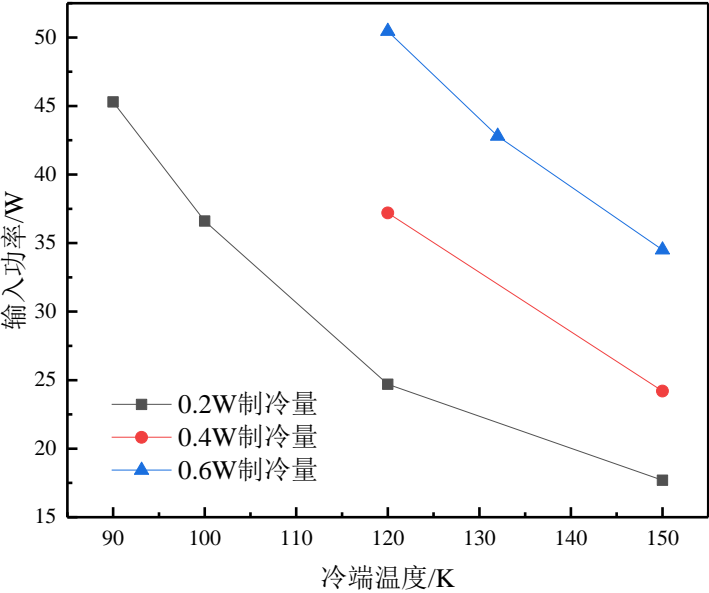


图 4-17. 1.54MPa 下的制冷机性能表现

Fig 4-17. Performance of the cryocooler at 1.54MPa

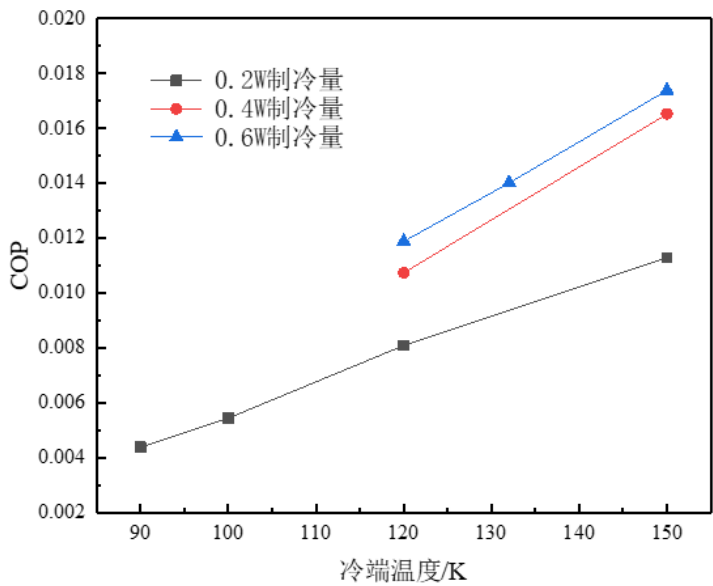


图 4-18. 1.54MPa 下制冷机的 COP

Fig 4-18. COP of the cryocooler at 1.54MPa

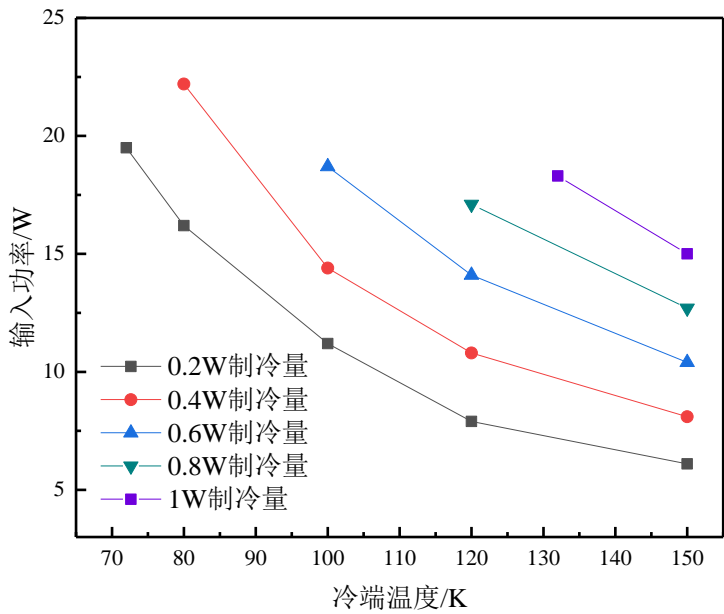


图 4-19. 1.7MPa 下的制冷机性能表现

Fig 4-19. Performance of the cryocooler under 1.7MPa

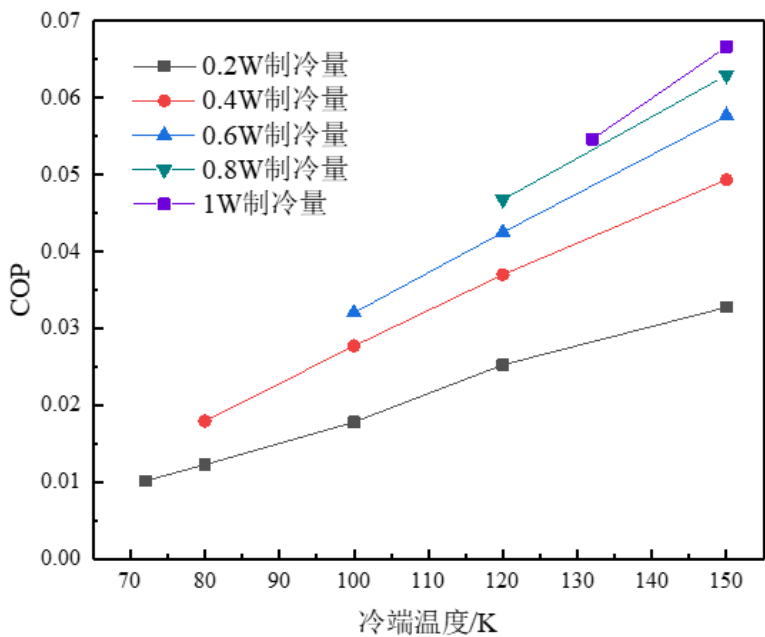


图 4-20. 1.7MPa 下制冷机的 COP

Fig 4-20. COP of the cryocooler at 1.7MPa

图 4-19 为 1.7MPa 充气压力下，制冷量固定在 0.2W、0.4W、0.6W 时，在 70K 到 150K 温区内，输入功率的变化。相比 1.54MPa 充气压力下的制冷性能，1.7MPa 下的性能明显更加优越，输入功率的变化也更小。这一结论由图 4-20 可得到验证，在相同的温度下具有更高的 COP 值，在 1.7MPa 下，制冷机具有 1W@150K@15W、0.4W@80K@22.2W 的制冷性能。

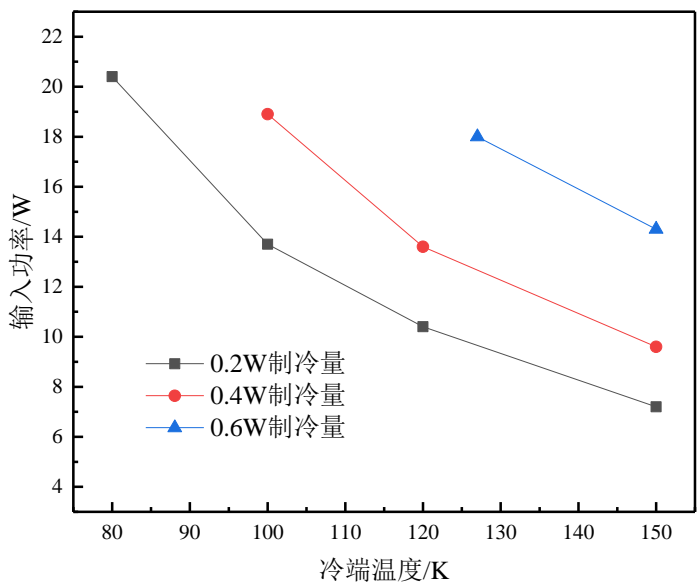


图 4-21. 2.0MPa 下的制冷机性能表现

Fig 4-21. Performance of cryocooler under 2.0MPa

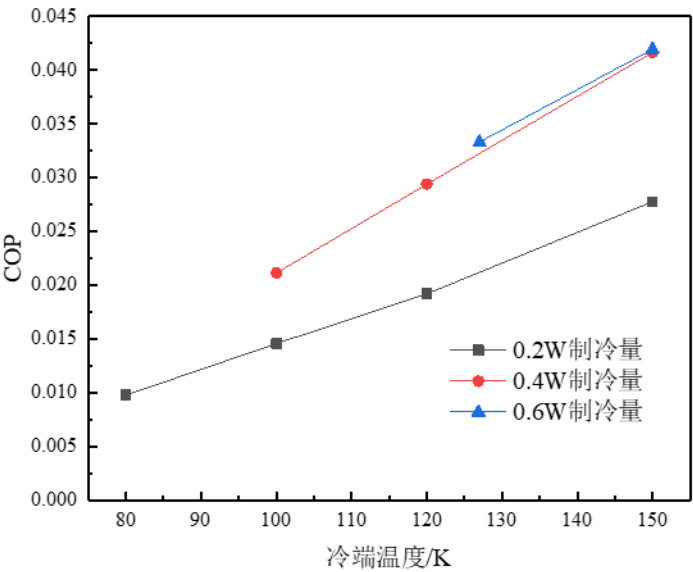


图 4-22. 2.0MPa 下制冷机的 COP

Fig 4-22. COP of the cryocooler at 2.0MPa

图 4-21 则是给出了 2.0MPa 充气压力下，制冷量固定在 0.2W、0.4W、0.6W 时，在 80K 到 150K 温区内制冷机性能的变化。在 2.0MPa 下，制冷机具有 0.8W@150K@17.3W、0.2W@80K@20.4W 的制冷性能。通过对不同压力下的制冷机性能表现不难看出，1.7MPa 充气压力下的制冷机具有最佳的性能表现，这也从侧面证明了充气压力的变化对制冷机的气动性能表现具有较深的影响，在一定程度上验证了理论分析和数值模拟的结论。

图 4-23、图 4-24、图 4-25 分别为 1.54MPa、1.7MPa、2.0MPa 下的制冷机降温性能。固定输入功率为 15.6W，1.54MPa 下，6.5 分钟左右，制冷机从室温降至 150K；1.7MPa 下，制冷机由室温降至 146K 仅需 2.5 分钟，5 分钟达到 80K，最终稳定在 66.8K；2.0MPa 下，4 分钟制冷机降至 154K，7 分钟降至 90K。

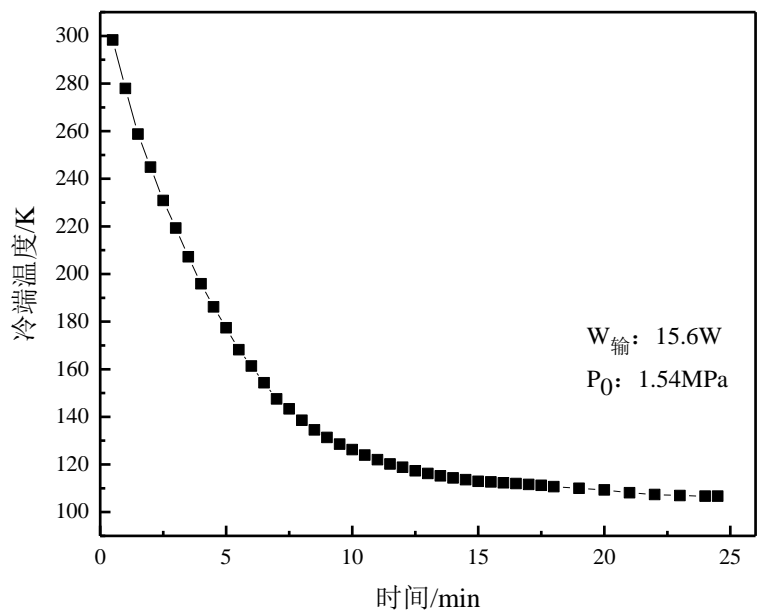


图 4-23. 1.54MPa 下的制冷机降温曲线

Fig 4-23. Cooling curve of cryocooler at 1.54MPa

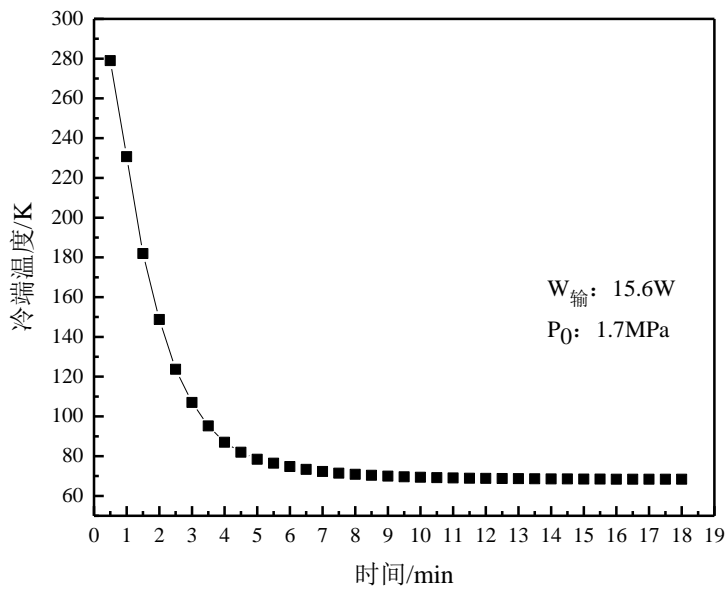


图 4-24. 1.7MPa 下的制冷机降温曲线

Fig 4-24Cooling curve of cryocooler at 1.7MPa

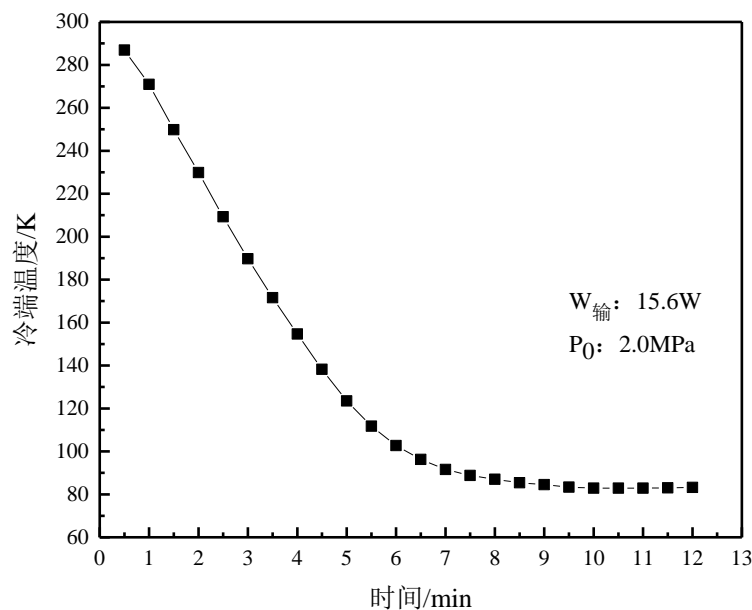


图 4-25. 2.0MPa 下的制冷机降温曲线

Fig 4-25. Cooling curve of cryocooler at 2.0MPa

4.6 本章小结

本章针对研制的气动式斯特林制冷机样机搭建了相应的实验测试平台，主要由四个模块组成：斯特林制冷机模块、斯特林制冷机驱动模块、风冷散热模块、真空测试模块，然后进行了气动式斯特林制冷机的实验研究。

实验结果显示，制冷机在不同的充气压力下具有各自对应的最佳性能，侧面验证了理论分析及数值模拟的可靠性。随着制冷温区的上升，制冷机输入功率逐步下降，在高温区，该样机具有更高的 COP。对于制冷机而言，为了在更低温区获得更大制冷量，其所付出的代价涨幅相对在更低温区获得小制冷量更大。充气压力为 1.7Mpa 时，制冷机具有最佳的制冷性能，15.6W 的输入功率下，制冷机由室温降至 146K 仅需 2.5 分钟，5 分钟达到 80K，最终稳定在 66.8K，具有 1W@150K@15W、0.4W@80K@22.2W 的制冷性能。

第5章 结论与展望

5.1 结论

低温制冷技术广泛应用于航空航天、军事工业、低温医疗等领域。高温超导材料以及红外探测技术的发展对低温制冷机的体积、质量、制冷量等要求更为苛刻。斯特林制冷机是目前效率最高的制冷机类型，气动斯特林制冷机膨胀机依靠气动力驱动，更具轻量化的优势，其相关研究也遍地生花。相较国外，国内对于小型气动斯特林制冷机的研究尤其在气动性能的机理方面的研究相对较少。本文针对现有难点对一台小型气动分置式斯特林制冷机进行了研究，从理论分析，数值模拟，实验研究三个角度着手开展了以下工作：

1.系统调研了国内外各单位小型气动分置式斯特林制冷机的研究现状，通过对比国内外小型气动分置式斯特林制冷机的研究发展现状看出国内小型气动分置式斯特林制冷机的研制水平较国外还有较大差距，国外制冷机的研制水平已经具规模化与标准化，而国内还处于落后追赶的状态，一是国内从事小型气动分置式斯特林制冷机研制的机构较少，缺乏有效的良性竞争力促进共同进步；二是同等性能水平下，国外厂商的研制的小型气动分置式斯特林制冷机已可作为商用进行批量化生产，而国内的仅处于研制设计阶段，制冷量、寿命、体积、可靠性等方面更是离国外先进水平还有较大差距。

2.介绍了气动型分置式斯特林制冷机的基本结构及基本工作原理，讨论并给出了影响制冷性能的因素包括：膨胀腔的压力波动幅值、推移活塞的位移以及两者之间的相位差。对气动力进行分析，建立推移活塞运动方程并求解，得出影响推移活塞位移的因素有蓄冷器两端的压差系统的刚度、系统的阻尼、运动频率等。分析了弹簧刚度、充气压力对压缩机、膨胀机固有频率的影响，制冷机运行频率同时靠近压缩机及膨胀机的固有频率时，制冷机性能最佳。不可逆损失如不完全换热损失、穿梭损失、泵气损失、压降损失、轴向导热损失等也是制约制冷机性能的重要存在。

3. 基于小型气动分置式斯特林制冷机的参数，运用专业模拟软件为其建立了整机数值模型，并进行了热力学分析计算。通过模拟结果可以看出蓄冷器的孔隙率，外径，长度是影响制冷机性能的重要因素，孔隙率，外径、长度通过影响冷热端相位角，冷端压比，不完全换热损失，压降损失等参数进而影响制冷量；其次弹簧弹力以及机械阻尼大小也同样影响制冷机的冷量，二者通过影响推移活塞的位移进而改变制冷机冷量，此外，通过模拟数据可以清楚地看出充气压力以及运行频率是影响制冷机的冷量的重要变量，因此需要选择最优运行频率及充气压

力来满足制冷机的最优性能。

4. 基于理论分析及数值模拟结果，研制了一台 $\leq 700\text{g}$ 的小型气动分置式斯特林制冷机样机，并搭建了相应的实验测试平台。从制冷机的工作频率、充气压力、降温特性等方面对制冷机的性能进行了实验研究，实验结果表明充气压力及运行频率是影响制冷机性能的重要因素，充气压力 1.7Mpa 时，制冷机具有最佳制冷性能， 15.6W 的输入功率下，制冷机由室温降至 146K 仅需 2.5 分钟，5 分钟达到 80K ，最终温度稳定在 66.8K ，可实现 $1\text{W}@150\text{K}@15\text{W}$ 、 $0.4\text{W}@80\text{K}@22.2\text{W}$ 的制冷量。

5.2 展望

小型气动分置式斯特林制冷机作为红外探测领域的重要组成部分，其小体积，低振动长寿命的优势使得其扮演着越来越重要的角色，因此研究小型气动分置式斯特林制冷机具有重要的现实意义，基于本文工作的成果以及不足之处，对于今后进一步的研究，可以从以下几个方面展开：

1.对整机的热力学进行精细的分析，设计时尽可能的降低冷损。

2.提高制冷机的加工工艺，如弹簧的加工和安装，保证弹簧精度，还有则是焊接工艺的提高，由于充气压力对制冷机性能有着重要作用，焊接不牢固会导致漏气问题的出现，进而影响整机性能。

3.完善测试系统，由于电源的精度限制，输入功率无法输入精确数值，后续可完善驱动系统，实现对输入功的精准输入，提高实验结果的准确度。

4.线性压缩机与膨胀机的耦合研究。通过研究提高压缩机与膨胀机的耦合效率以提高制冷机性能。

5.对制冷机整机的寿命和稳定性进行考核，以保证其在实际运用中的可靠性。

参考文献

- [1] De Waele A T A M. Basic Operation of Cryocoolers and Related Thermal Machines [J]. Journal of Low Temperature Physics, 2011, 164(5-6):179-236.
- [2] Atrey M D. Cryocoolers, International Cryogenics Monograph Series [M]. Cham, Switzerland: Springer Nature Switzerland AG, 2020.
- [3] Gabal Lanau M. New cryocooler-based helium liquefaction and purification techniques [J]. 2016.
- [4] 张巍, 迟国春, 张国刚. 斯特林制冷机在红外系统中的应用[C]//2006 光学, 激光, 红外技术学术交流会.
- [5] Timmerhaus K D, Reed R P. Cryogenic Engineering / Fifty Years of Progress [M]. Cryogenic engineering : fifty years of progress, 2007.
- [6] 陈晓屏. 微型低温制冷技术的现状和发展趋势 [J]. 红外与激光工程, 2008, 37(1):6.
- [7] 陈晓屏. 军用微型斯特林制冷机应用和技术发展趋势[C]//第九届全国低温工程大会论文集.
- [8] 陆永达, 胥春茜, 刘晴, 等. 0. 8W / 80K 直线驱动斯特林制冷机的研制 [J]. 低温与超导, 2004, (2).
- [9] 陈永生. 微型斯特林制冷机的研究进展 [J]. 红外, 2002, (8):9.
- [10] Yan C. Study on Coupling Technology Between the Stirling Cryocooler and IR Detectors [J]. Spacecraft Recovery & Remote Sensing, 2011.
- [11] 王琦, 马文坡. 长寿命斯特林制冷机在空间红外遥感器中的高可靠应用 [C]//2007 年红外探测器及其在系统中的应用学术交流会.
- [12] 宋金良. 小型分置式斯特林制冷机的研究概述 [J]. 红外, 2005, (06):26-31+48.
- [13] 陈国邦, 汤珂. 小型低温制冷机原理 [M]. 小型低温制冷机原理, 2010.
- [14] 李娜, 蒋珍华, 蔡诗. 低振动大冷量气动斯特林制冷机的设计与试验研究 [J]. 低温工程, 2015, (5):5.
- [15] 吴亦农, 陈永生, 张武. 气动分置式斯特林制冷机的实验研究[C]//第六届全国低温与制冷工程大会会议论文集.
- [16] 尹成厚. 单级气动式斯特林制冷机耦合特性研究 [D]; 浙江大学, 2017.
- [17] Horn S B, Lumpkin M E, Walters B T. Pneumatically Driven Split-Cycle Cryogenic Refrigerator [J].
- [18] 闫辉, 祁影霞, 张华. 我国斯特林制冷机的研究进展及发展趋势[C]//走中国创造之路——2011 中国制冷学会学术年会论文集.
- [19] 刘心广. 牛津型斯特林制冷机可靠性研究 [D]; 中国科学院上海技术物理研究所, 2009.
- [20] 熊超, 李娜, 杨开响, 等. 6W@80K 气动分置式斯特林制冷机轻量化设计和性能优化 [J]. 低温工程, 2012, (2):6.
- [21] <https://www.ricor.com/about/>.
- [22] Veprik A, Vilenchik H, Riabzev S, et al. Microminiature linear split Stirling cryogenic cooler for portable infrared imagers[C]// Conference on Infrared Technology and Applications. 2007.

- [23] Filis A, Carmiel M, Nachman I. Ricor's advanced rotary and linear miniature cryocoolers for HOT IR detectors [M]. SPIE, 2022.
- [24] Veprik A, Zechtzer S, Pundak N. Split Stirling linear cryogenic cooler for a new generation of high temperature infrared imagers[J]. Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering, 2010, 7660.
- [26] 习中立, 陈军, 陈晓屏, 等. HOT 器件用自由活塞斯特林制冷机研究进展 [J]. 真空与低温, 2018, 24(3):6.
- [27] Veprik A, Zechtzer S, Pundak N, et al. Low cost split stirling cryogenic cooler for aerospace applications[J]. American Institute of Physics, 2012.
- [28] Veprik A, Zechtzer S, Vilenchik H, et al. Micro-Miniature Split Stirling Linear Cryocooler[J]. American Institute of Physics, 2010.
- [29] Katz A, Segal V, Filis A, et al. RICOR's Cryocoolers development and optimization for HOT IR detectors[C]// SPIE Conference on Infrared Technology and Applications. 2014.
- [30] <https://www.thalesgroup.com/en/markets/specific-solutions/cryogenics-activities>.
- [31] Groep W, J Mullié, Willems D, et al. The Development of a New Generation of Miniature Long-Life Linear Coolers[J]. journal of biochemistry, 2008.
- [32] Arts R, Martin J Y, Willems D, et al. Miniature cryocooler developments for high operating temperatures at Thales Cryogenics[C]// SPIE Defense + Security. 2015.
- [33] Arts R, Martin J Y, Willems D, et al. Miniature Stirling cryocoolers at Thales Cryogenics: qualification results and integration solutions[C]// SPIE Defense + Security. International Society for Optics and Photonics, 2016..
- [34] <https://www.aim-ir.com/en/applications-products/security.html>.
- [35] Mai M, Ruehlich I, Rosenhagen C. Development of the Miniature Flexure Bearing Cryocooler SF070 [J].
- [36] I Rühlich, Mai M, Rosenhagen C, et al. Development of Miniature Moving Magnet Cryocooler SX040[J]. Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering, 2011, 8012.
- [37] I Rühlich, Mai M, Rosenhagen C, et al. Compact high efficiency linear cryocooler in single piston Moving Magnet design for HOT detectors[C]// SPIE Defense, Security, and Sensing. 2012.
- [38] Mai M, Rosenhagen C, Ruehlich I. Development of Single Piston Moving Magnet Cryocooler SX020. [J].
- [39] Andresen B F, Fulop G F, Hanson C M, et al. AIM cryocooler developments for HOT detectors[C]// Infrared Technology & Applications XL. International Society for Optics and Photonics, 2014:90702P.
- [40] <https://www.eaton.com/us/en-us/products/life-support-systems/cooling-systems.html>.
- [41] Squires M. Cobham Microcooler for High Temperature Applications. [J].
- [42] 夏明, 黄伟, 李海英, 等. 空空导弹用快速制冷线性斯特林制冷机[C]//全国低温工程大会暨中国航天低温专业信息网学术交流会.
- [43] 陈军, 习中立, 秦强, 等. 昆明物理研究所高温红外探测器组件进展 [J]. 红外与激光工程:1-10.
- [44] 袁园. 百赫兹气动斯特林制冷机设计与实验研究 [D]; 浙江大学.
- [45] 余慧勤, 丁磊, 蒋珍华, 等. 百赫兹气动式斯特林制冷机耦合特性研究 [J]. 低温与超导, 2018, 46(8):7.

- [46] 王翰哲, 李瑛, 蒋珍华, 等. 百赫兹气动斯特林制冷机高效蓄冷器设计与优化 [J]. 低温与超导, 2019, 47(4):7.
- [47] 许红. 美国战术用线性斯特林制冷机进展 [J]. 红外技术, 2009, (07):420-3.
- [48] 洪庆, 梅艳梅, 高瑶, 等. 小型线性斯特林制冷机研究 [J]. 低温与超导, 2019, (2):5.
- [49] <https://www.gst-ir.com/products-ir-detectors/cryocooler.html>.
- [50] 潘奇、王立保、黄太和、曾勇、李晓永、苏俊霏、王天太、曹永刚、黄立. 1.3W@77K 线性分置式斯特林制冷机的研制 [J]. 低温与超导, 2020, 48(12):6.
- [51] Rawlings D , Averitt G . A linear drive cryocooler for ultra-small infrared sensor systems[C]// Conference on infrared technology and applications. 2014..
- [52] Schaefer B R , Bellis L , Ellis M J , et al. Raytheon's next generation compact inline cryocooler architecture[C]// American Institute of Physics. American Institute of Physics, 2014:371-377..
- [53] Li R , Grosu L . Parameter effect analysis for a Stirling cryocooler[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 80..
- [54] 李娜. 小型分置式斯特林制冷机气动性能研究 [D]; 中国科学院上海技术物理研究所, 2008.
- [55] Radebaugh R , O'Gallagher A . Regenerator Operation at Very High Frequencies for Microcryocoolers[C]// American Institute of Physics. American Institute of Physics, 2006..
- [56] Radebaugh R . Thermodynamics of regenerative refrigerators. 2003..
- [57] Radebaugh R , Lewis M , Luo E C , et al. Inertance Tube Optimization for Pulse Tube Refrigerators[C]// Aip Conference. American Institute of Physics, 2006..
- [58] 张相庭. 结构振动力学 [M]. 结构振动力学, 1994.
- [59] 祁云, 孙大明, 乔鑫, 等. 10W@77K 自由活塞斯特林制冷机的设计和实验研究 [J]. 低温工程, 2021, (4):6.
- [60] 阚安康, 吴亦农, 张安阔, 等. 回热式低温制冷装置蓄冷器填料结构概述 [J]. 低温与超导, 2016, 44(11):8.
- [61] 余文辉. -80℃大冷量斯特林制冷机的损失机理研究 [D]; 上海海洋大学, 2022.