

天津大学博士学位论文

## 二氧化碳跨临界循环转子式膨胀机的分析与实验研究

ANALYSIS AND EXPERIMENTAL STUDY ON ROTARY  
EXPANDERS IN CARBON DIOXIDE TRANSCRITICAL  
CYCLE

一级学科：动力工程及工程热物理

学科专业：工程热物理

作者姓名：李敏霞

指导教师：马一太 教授

天津大学机械工程学院

二零零三年六月

## 独创性声明

本人声明，所提交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得天津大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：李敏霞

签字日期：2003年6月30日

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解天津大学有关保留、使用学位论文的规定。特授权天津大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名：李敏霞

导师签名：马一太

签字日期：2003年6月30日

签字日期：2003年6月30日

## 中文摘要

本文以目前国际上制冷热泵研究的关键问题——开发  $\text{CO}_2$  膨胀机这一前沿性课题为研究对象，以开发高效率的  $\text{CO}_2$  膨胀机为目的，从而使  $\text{CO}_2$  跨临界循环不仅具有环保优势，同时节约能源。本文的研究为其实用化提供理论基础和实践经验。

通过对采用回热器、提高压缩机效率、提高换热系数、利用膨胀机和优化循环等方法的比较发现，利用膨胀机可大幅度地提高  $\text{CO}_2$  跨临界系统性能系数。对膨胀过程进行不可逆热力学分析，根据  $\text{CO}_2$  跨临界循环中膨胀过程不同初始参数，建立了膨胀过程中的流体流动的物理模型和泄漏模型，以及压力波的传播速度模型。这些模型的建立为膨胀机的模拟提供理论基础。利用膨胀机理论模型对膨胀机的运行特性进行分析，发现膨胀机的运行参数存在最佳点使膨胀机的输出功效率达到最大。

在原有滑板滚动活塞膨胀机的基础上进行改进，对滑板膨胀机进行重新设计，开发了第二代滑板滚动活塞膨胀机并进行了理论分析。通过与原有滑板型膨胀机的对比，发现利用新型滑板可减小不可逆损失，新型滑板膨胀机的理论效率高于原有滑板型膨胀机。开发了  $\text{CO}_2$  摆动转子膨胀机，对摆动转子膨胀机进行了动力学和不可逆损失的研究，计算表明摆动转子膨胀机的泄漏损失很小，其理论效率高于新型滑板滚动活塞膨胀机。对摆动转子进行了有限元受力分析，结果发现摆动转子的最大应力和变形发生在摆杆基部，数值并不很大，通过选择适宜的材料和合理设计，摆动转子是非常适合在  $\text{CO}_2$  跨临界循环高压差环境下工作。

对膨胀机的回收方式进行了较全面的分析，比较了各种形式的优缺点和可

行性。提出发电方式可用于大型的系统，输出的电量可以驱动小型的设备。在小型系统中，压缩膨胀机较为有利。对压缩膨胀机在系统的布置方式进行了理论研究，研究表明压缩膨胀机提供双级压缩的第二级压缩形式的系统循环性能系数接近最优值，与主压缩机同轴双级压缩循环方式可以最大限度的提高系统的能效。选择了压缩膨胀机的开发形式，给出了具体的设计思路。分析了偏心轮轴的相位角对压缩膨胀机运行的影响，以及轴的受力情况。

对开发的 CO<sub>2</sub> 跨临界循环原有型滑板膨胀机、新型滑板滚动活塞膨胀机和摆动转子膨胀机进行了实验研究。三个样机都能平稳运行。测试的新型滑板滚动活塞膨胀机的效率在 35%~47% 之间。摆动转子膨胀机的效率则在 33%~44% 之间，都高于原有型滑板膨胀机的效率，说明为减小泄漏的设计是有效的。通过实验得到膨胀机系统的运行特性，系统参数存在最优匹配的问题。实验验证了膨胀机存在最佳参数使膨胀机的输出效率达到最大的理论分析结论。

关键词: CO<sub>2</sub> 跨临界循环； 滚动活塞膨胀机； 摆动转子膨胀机； 压缩膨胀机

本课题得到高等学校博士学科点专项科研基金 (No.D0200105) 和天津大学“教育振兴行动计划”(985) 的资助。

## ABSTRACT

The development of the carbon dioxide expander, which is now the key technology of the refrigeration and heat pump research, is the subject of the dissertation. This study is on the purpose of designing a highly efficient carbon dioxide expander. Employing an expander, the carbon dioxide transcritical cycle not only have the advantage of environmental protection but also save energy. So this paper presents both theoretical analysis and practical experience for its application.

Comparisons of different measures such as using internal heat exchanger, improving compressor efficiency, increasing the coefficient of the heat transfers, adopting an expander and optimizing the cycle, show that the utilization of the expander in the carbon dioxide transcritical system can improve the coefficient of performance of the system. The expansion process in the carbon dioxide transcritical cycle is analyzed based on the irreversible thermodynamics. According to various inlet parameters of the expansion process, the models of leakage, fluid flow and the spread velocity of the pressure wave are set up. On the basis of the theoretical expander model, the characteristics of the performance are analyzed. There exist the optimal parameters to maximize the efficiency of the expander.

The second generation expander with the redesigned blade is developed on the basis of the former rolling piston expander and its theoretical analysis has been made. The expander with the new blade runs well with less irreversible loss and its theoretical efficiency is higher compared with the former one. In addition, a swing expander is developed and studied in the respect of kinetics and the irreversible losses. The results illustrate that there is quite a little leakage loss in this kind of expander and its theoretical efficiency is higher than that of the rolling piston expander with a new blade. By the means of the finite element method, the stress analysis of the swing piston has been done. The results indicate that the maximum stress and the most grievous distortion take place at the base of the piston blade, however the extreme value is not that large, so it is quite fit for the swing piston to perform under high pressure disparity by choosing the optimal material and reasonable design.

In this paper, the methods of the power recovery of the expander have been well discussed. The merits, demerits and feasibility of various types have been presented. The type of generating electricity is suitable for the system with large

capacity, and its output of the generator can drive some small equipments. The expander-compressor is favorable for the system with small capacity. The arrangements of the expander-compressor in the system are studied. The research shows that the coefficient of performance of the system can approach the optimum value when the expander-compressor supplies the second stage compression for the two-stage compression system. When the expander is connected to the main compressor in the two-stage compression system, the coefficient of performance of the system can reach the highest point. The developed structure of the expander-compressor and the design philosophy are presented in detail. The influences of both the phase of two crank-shafts and the strength on the shaft on the function of the expander compressor are analyzed.

The experiments on the rolling piston expander with conventional blade, the redesigned rolling piston expander and the swing expander in the carbon dioxide transcritical cycle have been conducted. Three prototypes can perform steadily. The test efficiency of the rolling piston expander with new blade is from 35% to 47%, while that of the swing expander is from 33% to 44%, they are higher than that of the rolling piston expander with a conventional blade. The experimental results demonstrate that the design is effective in reducing leakage loss. By the testing, the characteristics of the performance of the system with an expander are obtained. There are optimization and matching problems in the system. The experiments verify the theoretical conclusion that there is an optimal parameter for the highest efficiency in the expander.

**Key words:** carbon dioxide transcritical cycle ; rolling piston expander ;  
swing expander ; expander-compressor

# 目 录

中文摘要	1
英文摘要	111
第一章 绪论	1
1.1 CO <sub>2</sub> 制冷剂的发展	1
1.2 CO <sub>2</sub> 跨临界循环特点及应用现状	5
1.3 主要技术的发展	8
1.4 本课题研究的内容、意义	20
1.5 本章小结	22
第二章 CO <sub>2</sub> 跨临界循环系统热力学分析	23
2.1 提高 CO <sub>2</sub> 跨临界循环系统效率方法的比较	23
2.2 CO <sub>2</sub> 跨临界循环膨胀过程的热力学关系计算	26
2.3 CO <sub>2</sub> 跨临界循环膨胀过程不可逆热力学分析	30
2.4 CO <sub>2</sub> 跨临界循环膨胀过程对系统的影响	41
2.5 本章小结	42
第三章 CO <sub>2</sub> 滚动活塞膨胀机的研究	43
3.1 滚动活塞膨胀机的运行特性理论分析	43
3.2 新型滑板滚动活塞膨胀机的分析	47
3.3 本章小结	59
第四章 CO <sub>2</sub> 摆动转子膨胀机的研究与开发	60
4.1 摆动转子膨胀机的理论分析	60
4.2 摆动转子膨胀机入口控制的重新设计	74
4.3 摆动转子受力的有限元分析	76
4.4 本章小结	83
第五章 CO <sub>2</sub> 压缩膨胀机的设计	93
5.1 CO <sub>2</sub> 跨临界循环系统膨胀功回收方式的比较	93
5.2 CO <sub>2</sub> 压缩膨胀机的设计	102
5.3 压缩膨胀机的受力特性	105
5.4 本章小结	110
第六章 CO <sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的实验研究	112
6.1 CO <sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的实验系统与装置	112
6.2 实验研究内容与方法	120

6.3 实验结果和分析	121
6.4 本章小结	133
第七章 结论、创新点及今后的研究方向	135
7.1 主要结论	135
7.2 论文的创新之处	136
7.3 今后的研究方向	136
参考文献	138
攻读博士期间发表的学术论文	145
攻读博士期间申报的专利	146
攻读博士期间参加的科研项目	146
致谢	147

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



# 第一章 绪 论

## 1.1 CO<sub>2</sub>制冷剂的发展

### 1.1.1 研究背景

160 多年的制冷发展历史中, 已经有 50 多种物质被用于压缩式制冷和热泵装置的制冷工质, 并获得了不同程度的成功。在 Perkins (1834) 发明的世界第一台制冷装置中和随后 Harrison (1856) 制冷装置中, 首先应用乙醚 (R747) 作为制冷工质 [1]。自 19 世纪 70 年代以后, 性能更优越的化合物如 CO<sub>2</sub>、NH<sub>3</sub>、SO<sub>2</sub> 等被引入到制冷空调领域, 并且应用了相当长的时间。自 1929 年美国通用公司合成 CFC12, 氟里昂系列卤代烃化合物, 因其优良的热力特性, 无毒, 不燃等性质, 在制冷空调领域开始获得了广泛的应用并很快取代了传统的自然制冷工质。

在 1974 年, 美国的两位科学家 Molina 和 Rowland 提出了一个假说, 大量使用的氟里昂挥发到大气后, 当上升到平流层时, 受到强烈的太阳紫外线的照射, 含氯的氟里昂分子使游离出氯原子, 而氯原子可以催化臭氧分子, 且在反应中氯原子被不断的放出, 使臭氧层遭到破坏。这是一个连锁反应, 一个 Cl 原子, 能使数万个 O<sub>3</sub> 分解, 而且氟里昂的大气(寿命平均为百年以上, 它们达到平流层(臭氧层)后, 紫外线照射下, 就会产生以上反应。

国际社会为保护大气(臭氧层, 1985 年, 缔结了《保护臭氧层维也纳公约》。1987 年, 缔结了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》, 是旨在保护地球平流层臭氧的国际环保协定, 1989 年 1 月生效, 此是全球合作的开端。1990 年 6 月通过了伦敦修正案。鉴于对臭氧层破坏的观测与研究结果, 发现几乎全球都存在臭氧层的破坏现象, 于是在 1992 年 11 月的丹麦哥本哈根召开缔约国第 4 次大会提出加速受控物质的淘汰进程, 要求 1996 年 1 月 1 日起发达国家停止使用 CFCs, 1993 年, 通过哥本哈根修正案。1995 年 12 月 7 日, 在维也纳举行了缔约国会议, 规定了加速禁用时间表, 通过了维也纳修正案。1996 年 11 月, 在哥斯达黎加召开的第八次缔约国会议上, 又进一步明确, 发展中国家 CFC 类物质消耗量: 99 年应冻结在 95—97 年的平均水平上。发展中国家要求 2007 年 1 月 1 日起削减 85%, 2010 年 1 月 1 日, 完全禁止在新生产的制冷设备中使用。对 HCFC 类物质规定 HCFC22 发达国家从 1996 年冻结生产量, 到 2004 年减少 35%, 2020 年停用, 发展中国家则可用至 2040 年, 对 HCFC123 也规定 2010 年新设备停止供应, 2030 年维修设备停止供应。禁止生产和使用 CFCs 是大势所趋, 而且还相当紧迫。

为确定制冷剂对环境的影响, 确定两个指标来评价制冷剂, 即对臭氧层的破坏

势和温室效应。对破坏臭氧层的破坏势以 ODP 值表示 (The ozone depletion potential) 并以 CFC-11 的 ODP 值为基准, 规定为 1, 温室效应则是以 GWP(The global warming potential) 表示, 并以 CO<sub>2</sub> 的值为基准, 规定为 1。

在制冷剂的替代工质的选择上可分为两种, 一种为合成的替代物, 另一种是天然工质, 如表 1-1 所列的制冷剂替代情况。

表 1-1 制冷剂替代情况

用途	制冷剂	人工制冷剂替代物	自然工质
大型离心式冷水机组	CFC 11	HCFC 123	H <sub>2</sub> O
	CFC 12, R500	HFC134a	NH <sub>3</sub>
	HCFC 22	HFC 混合制冷剂 R407	
低温冷冻冷藏机组	CFC 12	HFC 134a	NH <sub>3</sub> /CO <sub>2</sub>
	R502, HCFC 22	HCFC 混合物, 如 R408A、THERO4	NH <sub>3</sub>
		HFC 混合物如 R404A、R507A	R290/CO <sub>2</sub>
冰管冷柜	CFC 12	HFC 134a, HCFC 混合制冷剂, 如 R401A,	HC 及其混合物, 如 R600a (异丁烷)
汽车空调	CFC 12	HFC 134a, R401	CO
家用空调、楼宇空调系统	HCFC 22	HFC 混合制冷剂如, R407C (非共沸) R410A (亚共沸) R417A	CO <sub>2</sub> 及 R290 (丙烷)、NH <sub>3</sub>

另外其它的工质如 RE218 (CF<sub>3</sub>OCF<sub>2</sub>CF<sub>3</sub>)、CF<sub>3</sub>SCF<sub>3</sub>、R161 (CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>F)、RE170, R1311, R245ca, R245ca/338mccp, R236fa 及混合物 R236fa/134a/R600a, HFE245 (五氟甲基醚) 等工质还处于研究阶段, 大多数人工制冷剂都存在毒性、可燃性、稳定性等问题。天然工质包括 NH<sub>3</sub>、CO<sub>2</sub>、水、碳氢化合物和空气。

自 1987 年《蒙特利尔议定书》制定以来, ODP=0 的 HFCs 作为较有前景的替代工质已经开发研究了十几年, HFCs 制冷剂相继投入市场并越来越得到推广应用。

但有材料表明 HFCs 的大量使用, 会使周围环境的中这些物质含量升高, 影响到植物的生长。而且它在大气中的另一个副作用是温室效应, 虽然在大气中的浓度并不高但产生的后果是不容忽视的。在 1997 年 12 月联合国气候变化框架公约缔约国第三次会议又通过了《京都议定书》, 从保护全球气候变暖的角度把 HFCs 列入要限制的 6 种温室气体的计划中。因此, HFCs 只能是一种中期替代而不是能长久使用的制冷剂。这一协议也使解决臭氧耗损最终归并到气候保护这一目标。

臭氧层耗减和全球温暖化进程的加剧, 已成为日益严峻的全球环境问题。随着世界制冷空调技术的应用和发展, 对制冷工质的需求量逐年上升, 每年达到百万吨

级的消耗量。使用的人工合成类制冷工质的绝大部分将扩散到大气中去，有的物质在大气中存留数百年，有的物质分解后会产生其它副作用或是分解出有害物质，始终对地球的生态环境存在着潜在的危险。由于在制冷空调行业广泛采用的氟里昂类人工合成制冷工质对臭氧层有破坏作用及产生温室效应，使制冷与空调行业面临严重挑战。寻找高效、绿色环保制冷工质已成为当前国际社会共同关注的问题。在研究、开发和人工合成的制冷工质替代物同时，应正确执行《蒙特利尔议定书》与《京都协议》的要求。

### 1.1.2 自然工质

从对环境的长期安全来看，应尽量避免使用那些最终会排放到生物圈中的非自然工质。选择一直存在于大气中的、对生物界无害的自然工质是非常安全的。各种不同的自然工质中，水、氨、CO<sub>2</sub>、空气和碳氢化合物并具有特定的物理性质，都曾作为制冷剂被使用过。氨、碳氢化合物（丙烷、异丁烷及其混合物）、空气和 CO<sub>2</sub> 等工质在常规的制冷温度范围内（-50℃—10℃）是适用的，它们几乎适宜于制冷空调领域的所有场合，是最具应用前景的自然制冷工质。在高温热泵领域，水作为一种制冷工质也开始得到重视和研究。自然工质被已故前国际制冷学会主席 G. Lorentzen<sup>[2]</sup>称为解决环境问题的最终方案。

氨工质有可燃性和毒性，目前只在工业冷冻系统中使用，而且氨与普通润滑油不溶，系统设计较复杂。水具有良好的环境特性，但水压缩机最好是离心式压缩机，一般采用两级和三级压缩，仍处稚机阶段，而且水制冷设备体积相当大，对小型的制冷系统则无法应用。碳氢化合物可燃，作为制冷剂，其充灌量受到限制，因此碳氢化合物不能应用到大型的系统。由表 1-2 和表 1-3 可以看出 CO<sub>2</sub> 具有良好的物理性质和热力学性质，特别是对于特殊场合应用是非常理想的。

在不同的制冷空调系统应用领域，自然工质是完全可以胜任工质替代要求的，而且会在不同的领域发挥其自身优势。在未来的制冷空调领域引入自然工质，所面临的问题是如何建立安全、可靠的系统，并使其在效率和投资两方面与传统工质系统竞争。随着对自然工质性质研究的不断深入和技术的不断进步，现阶段所存在的许多关键性问题将会得到逐步解决。

### 1.1.3 近年来 CO<sub>2</sub> 制冷技术的动态

作为一种已经使用过且已证明对环境无害的制冷工质，CO<sub>2</sub> 又一次引起了人们的重视。1989 年，挪威 SINTEF 研究所的 G.Lorentzen、J.Petterson 等人率先发起重新起用 CO<sub>2</sub> 作为制冷剂，针对 CO<sub>2</sub> 临界温度较低的特点，G Lorentzen 提出跨临界制冷循环理论，为证实此理论，建立了 CO<sub>2</sub> 汽车空调实验台，进行测试，得到满意

的结果<sup>[3]</sup>。

表 1-2 工质热力特性指标

编号	HCFC-22	HFC-134a	NH <sub>3</sub> R717	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> R290	CO <sub>2</sub> R744	H <sub>2</sub> O R718	
相对价格比	1	3.5	0.2	0.1	0.1	很小	
临界温度(°C)	96	101.06	132.44	96.83	31.06	374.14	
临界压力(kPa)	4977.50	4066.67	112.77	4256.97	7377.65	22048	
0 °C 温 度 时	比热 c <sub>p</sub> /cg·K	1.16	1.308	4.699	2.579	2.539	1.868
	比容 m <sup>3</sup> /kg	0.0007783	0.0007721	0.001566	0.001893	0.001673	0.001091
	饱和压力 (sat)	4.972	2.929	4.302	4.779	34.85	0.006112
	导热系数 w/m·s	0.1001	0.09942	0.539	0.1091	0.1115	0.5672
	粘度 cg/m·s	0.0001902	0.0003306	0.0001896	0.000135	0.0001645	0.001766
	单位容积制冷量	4344	2860	4360	3870	22600	12.13

表 1-3 安全、环境指标

工质	HCFC-22	HFC-134a	NH <sub>3</sub> R717	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> R290	CO <sub>2</sub> R744	H <sub>2</sub> O R718	Air R729
分子量	86.47	102.03	17.03	44.1	44.01	18.02	28.97
标准沸点(°C)	-40.76	-26.14	-33.33	-42.17	-78.52	100.0	-194.4
TLV-TWA (ppm)	1000	1000	25	2500	5000		
LFL (%)	无	无	14.8	无	无	无	无
毒性*	A1	A1	B2	A3	A1	A1	
ODP	0.034	0	0	0	0	0	0
GWP (100年)	1900	1600	<1	-20	1	<1	0
大气寿命	1.8	13.6			>50		

CO<sub>2</sub> 制冷剂是自然工质，自然界天然存在的物质，不破坏臭氧层，温室效应指数(GWP)为 1，对人体健康与居住环境无短、中、长之害处，用它做制冷剂正好回收了本来要排向大气的废物，故不需回收或再处理，安全无毒，不可燃，即便在高温下也不分解产生有害气体。CO<sub>2</sub> 具有极佳的热力性质，单位容积制冷量大于普通制冷剂而且气体密度高，流体粘度低，可降低使用的管路与压缩机尺寸，而使系统重量减轻、结构紧凑、体积小。另外，化学稳定性好，完全适合于普通的润滑剂和通常的制造材料。CO<sub>2</sub> 制冷循环的压缩比要比常规工质制冷循环低，压缩机的容积效

率可维持在较高的水平。在几种常用的自然工质中，可以说 CO<sub>2</sub> 最具竞争力，在可燃性和毒性有严格限制的场合，CO<sub>2</sub> 是最理想的<sup>[4]</sup>。G. Lorentzen 认为 CO<sub>2</sub> 是“无可取代的制冷工质”。

在过去的十多年里，多家组织资助自然工质的研究，包括国际制冷研究会 IIR (the International Institute of Refrigeration 1993, 1994, 1996, 1998, 2000)，国际制冷联合会 (IEA) the International Energy Association, (1995, 1996, 1999)。IEA 资助了一个3年的项目 Annex22<sup>[5]</sup>，在自然工质压缩系统包括8个国家参加涉及20个CO<sub>2</sub>制冷项目。Stene 的报告和IEA的两次会议以及IEA最终的报告都报告了世界范围内自然工质项目的状况。IEA从1999年开始的Annex27项目<sup>[6]</sup>主题是选择CO<sub>2</sub>作为压缩系统制冷剂，涉及的全部是CO<sub>2</sub>制冷项目，参加国家为5个，于2002年提交全部报告。英国空调制冷研究所 ARTI (Air Conditioner Research Technology Institute) 介入了 21 CR program (为了21世纪的HVACR 研究)，研究主要集中在可替代工质的设备，其中涉及CO<sub>2</sub>传热与传质研究和CO<sub>2</sub>压缩机及膨胀机的开发和研制<sup>[7]</sup>。

## 1.2 CO<sub>2</sub> 跨临界循环特点及应用现状

### 1.2.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环特点

1) CO<sub>2</sub> 由于其临界温度较低，所以用于夏季制冷工况时，它采用跨临界循环的方式，排热过程是在超临界工况下进行的，整个放热过程没有相变现象的产生。压缩机的排气温度较高（可达到 100℃ 以上），并且放热过程为一变温过程，有较大的温度滑移。这种温度滑移正好与所需的变温热源相匹配，是一种特殊的劳伦兹循环，用于热回收时，有较高的放热效率。

2) 对于 CO<sub>2</sub> 跨临界循环，当蒸发温度一定时，循环效率主要受气体冷却器出口温度和排气压力的影响。当气体冷却器出口温度保持不变时，随着高压侧压力的变化，循环系统的 COP 存在着最大值<sup>[8]</sup>，对应于该点的压力，称为最优高压侧压力。就典型工况而言，研究表明，最优压力一般为 10MPa 左右。这一特性，使 CO<sub>2</sub> 跨临界循环比常规工质亚临界循环更适合于系统的动态容量调节特性。

3) CO<sub>2</sub> 作为制冷工质的主要缺点是运行压力较高和循环效率较低<sup>[9]</sup>。分析表明，在现有的技术条件下，即使采用普通的材料，CO<sub>2</sub> 制冷循环系统在其运行压力条件下，安全性是完全可以保证的<sup>[10]</sup>。实际上，设备的破裂强度和压力与容积的乘积有关。由于 CO<sub>2</sub> 的单位容积冷量比常规制冷工质大很多（见表 1-1），因此，其压力与容积的乘积与常规工质差别并不大，设备内气体的爆炸能量也基本相同。而且，相对于动力发电和石油化工行业的工作压力，CO<sub>2</sub> 跨临界循环的工作压力并不能算高。较高的运行工作压力，并不会成为 CO<sub>2</sub> 作为制冷工质推广应用的障碍。

4) 理论分析和实验研究证实<sup>[11]</sup>, CO<sub>2</sub>单级压缩跨临界循环的循环效率 COP 要低于 R22、R134a 等传统工质的循环效率,这也是 CO<sub>2</sub>跨临界循环的一个主要缺点。针对循环效率的缺点,可通过采用双级压缩和采用膨胀机回收一部分膨胀功的措施加以改善,其中采用膨胀机循环,是提高 CO<sub>2</sub>跨临界循环 COP 的根本性措施<sup>[12,13]</sup>。对 R12、R134a 等传统工质的亚临界循环而言,由于其较大的膨胀比(20-40)和较低的膨胀功回收比例(10%-20%),采用膨胀机循环既不经济,也很不容易实现。对 CO<sub>2</sub>跨临界循环来说,由于其膨胀比小(2-4),而膨胀功大(占压缩功的 25%-30%),其循环效率提高的幅度远高于常规工质。理论分析<sup>[12]</sup>表明,采用膨胀机,CO<sub>2</sub>跨临界循环的效率要高于常规工质的节流膨胀循环。

## 1.2.2 CO<sub>2</sub>跨临界循环的应用研究

### 1.2.2.1 汽车空调系统

CO<sub>2</sub>跨临界循环由于排热温度高、气体冷却器的换热性能好,因此比较适合汽车空调这种恶劣的工作环境。除此以外,CO<sub>2</sub>系统在热泵方面的特殊优越性,可以解决现代汽车冬天不能向车厢提供足够热量的缺陷。

1993年,挪威的SINTEF研究所G.Lorentzen与J.Petersen,首先发表了将CO<sub>2</sub>冷媒应用在汽车空调系统上,并开发了能与R12性能相近的CO<sub>2</sub>车用空调机的实验室样机。德国KASSEL大学的J. Kohler等人<sup>[14]</sup>也开展了CO<sub>2</sub>工质汽车空调和热泵的应用研究,1996年8月,第一台公共汽车空调样机在车上通过现场实验且运行良好。VDA (Verband der Automobile industries) 一个德国联合研究组、由7个汽车制造商联合 (Audi、BMW、Daimler Chrysler、Ford、Opel、Porsche和Volkswage) 决定2006年开始执行汽车空调采用CO<sub>2</sub>为制冷剂<sup>[15]</sup>。此外,丹麦的J.Holst等人<sup>[16]</sup>在丹佛斯建立了CO<sub>2</sub>跨临界汽车空调实验台,对系统的调节部件进行分析与研究。Maryland 大学的CEEE研究中心Marcus.Preissner 等人<sup>[17]</sup>对CO<sub>2</sub>汽车空调和R134a系统在怠速和行驶条件下(1000/1800rpm)进行了比较,制冷量从低于R134a系统13%,到高于R134a系统20%,而CO<sub>2</sub>系统的COP则从低于R134a系统11%到低于R134a系统23%。美国Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC) 的Yin et al.,Boewe et al.和Beaver et al.等人<sup>[18,19]</sup>采用微通道换热器,对CO<sub>2</sub>样机在相同体积和空气侧换热器压降的情况下与R134a汽车空调进行了分析比较。Werner Stadtmüller和Juergen Kunesch<sup>[20]</sup>对CO<sub>2</sub>汽车空调气体冷却器材料的设计特性进行研究,分析一个典型的由铝挤压成多流程外廓,用铜焊接头形成紧密连接的气体冷却器换热器材料低强度的原因。Carlo Burkhardt<sup>[21]</sup>开发设计了适用于CO<sub>2</sub>汽车空调使用的金属软管。2003年1月DENSO, Kariya, Japan与Toyota汽车公司开发出世界上的第一台使用自然工质的汽车空调<sup>[15]</sup>。

国内上海交通大学的陈芝久、丁国良教授<sup>[22]</sup>进行了CO<sub>2</sub>汽车空调的仿真研究,根据美国空调制冷中心关于二氧化碳汽车空调制冷装置样机及其实验数据建立起了稳态集中参数模型,并对CO<sub>2</sub>汽车空调系统强度进行了分析。

### 1.2.2.2 热泵系统

CO<sub>2</sub>跨临界循环气体冷却器所具有的较高排气温度和较大的温度滑移可与冷却介质的温升过程相匹配,以及气体冷却器出口温度越低,系统性能越好等特性,非常适用于热水系统。

热泵领域的研究也是由挪威 SINTEF 研究所 P. Nekså 等人率先发起<sup>[23]</sup>。他们对热泵热水器的特性、循环系统设计进行了理论分析与实验研究,样机如图 1-1,热泵热水器加热量为 50kW,可提供 50~90℃ 热水, COP 为 4~5。Nekså 等人<sup>[24]</sup>研究了热泵热水器的应用。德国 FKW 制冷热泵研究中心的 Brandes and Kruse<sup>[25]</sup>探讨了 CO<sub>2</sub>跨临界循环热泵代替锅炉在采暖系统中应用的可行性。



图 1-1 CO<sub>2</sub> 热泵系统

挪威 NTNU-SINTEF<sup>[26]</sup>联合开发盐水 CO<sub>2</sub> 热泵系统,可既提供热水,又提供低温地板采暖。同时研究分析了利用此系统加热空气采暖的可行性。热泵系统被设计为两级加热系统,带辅助加热器。通过试验发现,6.5 kW 的 CO<sub>2</sub> 热泵系统可提供 50%的采暖负荷,并能完全满足 60~80℃ 的热水需求。2002 年日本 DENSO、SANYO、DAIKIN、MITSUBISHI<sup>[27]</sup>等著名的制冷设备公司都推出了商品化的 CO<sub>2</sub> 家用热水器,可提供 60~90℃ 的热水,系统 COP 都超过了 3.0。此外,德国 Essen 大学的 F. Steinle 和 T.L. Schmidt 等人<sup>[28,29]</sup>对 CO<sub>2</sub> 热泵在干燥方面应用的可行性进行了分析与讨论。天津大学热能研究所也于 1999 年建立起我国第一台 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵循环实验台,并开展了系统的理论分析和实验研究<sup>[30]</sup>。

### 1.2.2.3 双级压缩系统

为提高 CO<sub>2</sub> 系统循环的循环系数, Lorentzen<sup>[31]</sup>在对 CO<sub>2</sub> 循环的研究中提出双级压缩循环。美国 Maryland 大学 CEE 的 Redermacher et al<sup>[32]</sup>也对 CO<sub>2</sub> 双级压缩循环的布置提出了三种新的方案,即中间冷却器两级节流循环、相分离两级节流循环和分流一级节流循环,以提高能效比,分析结果发现分流一级节流循环可提高性能系数 38%~63%。德国 Deresden 大学利用膨胀机驱动压缩机,并作为双级压缩系统的高压级压缩机,以回收膨胀功来提高整体效率<sup>[33]</sup>,最高 COP 可达 3.5。德国 Essen 大学的研究人员进行了双级压缩的冷冻工况的实验。西安交通大学的顾兆林等人也

对 CO<sub>2</sub> 双级压缩系统在低蒸发温度下进行了分析<sup>[34]</sup>。美国 PURDUE 大学 J.S.Baek 和 E.A.Groll<sup>[35]</sup>对压缩机压比对 CO<sub>2</sub> 双级压缩的影响进行了分析, 存在最优中间压力使系统的 COP 最大, 如果采用两级压比相同的方法确定中间压力, 则使 COP 减小 9 %。

#### 1.2.2.4 复叠式制冷系统

当 NH<sub>3</sub> 代替 CFCs 作为低温制冷剂时, NH<sub>3</sub> 的饱和蒸气压会很低, 处于真空状态, 而 CO<sub>2</sub> 温度很低时, 饱和蒸气压仍会高于 1MPa。如果利用 NH<sub>3</sub> 作为高压级用制冷剂而 CO<sub>2</sub> 用作低温级制冷剂, 则会解决 NH<sub>3</sub> 在低温时的负压问题。与其它低压制冷剂相比, 即使处在低温 CO<sub>2</sub> 的粘度也非常小, 传热性能良好。J. Pettersen 和 A.Jakobsen<sup>[36]</sup>的研究表明, 与 NH<sub>3</sub> 两级系统相比, 低温级采用 CO<sub>2</sub>, 其压缩机体积减小到原来的 1/10, CO<sub>2</sub> 环路可达到 -45~-50℃ 的低温, 而且通过干冰作粉末作用可降低到 -80℃。目前, 欧洲在超市中已建立了几个这种用 CO<sub>2</sub> 做低温制冷剂的复



图 1-2 CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> 制冷压缩机型号 H-75(S) 流量 471 m<sup>3</sup>/h, 转速 2950 mm 制冷量 750 kW

叠式制冷系统, 如 1995 年, 瑞典 Lund 超市中 NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> 复叠式制冷系统可提供 -5℃ 和 -30℃ 的冷藏, 冷量为 80kW, 载冷剂为乙二醇<sup>[6]</sup>。瑞士 Nestle 公司<sup>[37]</sup>采用 NH<sub>3</sub> 和 CO<sub>2</sub> 制冷剂替代 R13B1, 对法国 Beauvais 大型冷库进行改造, 改造后, CO<sub>2</sub> 充注量为 8000kg, NH<sub>3</sub> 为 1300 kg, 系统在 -36℃ 蒸发温度时额定制冷能力为 1200KW。整个系统成功的运行 12 个月, 运行情况表明技术上是可行的, 美国 UTUC 大学 ACRC 研究中心的 Jang 和 Hanjak<sup>[38]</sup>对复叠式系统中 CO<sub>2</sub> 在低温的冷凝情况进行了实验研究, 对内径为 6.1mm 的管内 CO<sub>2</sub> 凝结换热和压力降进行了测试, 并与三个关联式进行了比较, 认为传热受到管壁液膜情况的影响。德国 Grasso 公司<sup>[39]</sup>推出 CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> 整装型复叠式制冷压缩机, 如图 1-2, 蒸发温度为 -45℃ 时制冷量在 300 kW ~ 2700 kW。

### 1.3 主要技术的发展

#### 1.3.1 压缩机的研究

##### 1.3.1.1 CO<sub>2</sub> 压缩机的研究现状

目前, 各大研究机构和制冷设备公司纷纷投入对 CO<sub>2</sub> 压缩机的研究, 各种形式的压缩机皆有开发。由于 CO<sub>2</sub> 在汽车空调上应用的环境优势, 开发的形式更多是 CO<sub>2</sub>



汽车空调压缩机，图1-3，是德国OBRIST公司开发的CO<sub>2</sub>汽车空调压缩机。

### 1. 活塞式压缩机

由于活塞式压缩机耐高压、利用密封环可有效减小泄漏，因此在早期的CO<sub>2</sub>研究中，基本是以活塞式压缩机为主的。1989年，挪威科技大学（NTNU）的Fagerli et al<sup>[40]</sup>进行的首次CO<sub>2</sub>跨临界循环实验，就是应用丹麦SABROE公司制造的双缸CO<sub>2</sub>活塞式压缩机。

由于CO<sub>2</sub>跨临界循环，工作压力高，曲轴箱工作压力过大，因此为避免轴封问题，一般采取半封闭压缩机。德国BOCK公司开发的汽车空调开启式往复压缩机是在原有压缩机的基础上改进设计，减小了活塞直径，将冲程缸径比增大。而丹麦DANFOSS公司制造的是斜盘式压缩机。Jurgen Sub和Horst Kruse<sup>[41]</sup>分析了这两种压缩机气缸内的传热对过程的影响，发现传热对过程的影响很小，可以忽略，而泄漏则是影响效率的主要因素。此活塞式压缩机在压比12/4，转速1000rpm时，理论容积效率高于60%，最高可达到75%，当缸径比达到1.3时，效率最高。活塞直径减小，泄漏间隙长度减小，则泄漏损失降低，但活塞直径小，为保证阀有足够的流通面积，会增加阀的设计难度。利用密封环和润滑油可有效防止泄漏。

OFFICINE MARIO DORIN<sup>[42]</sup>开发的半封闭式压缩机已开始批量生产，包括双缸单级和两级活塞压缩机，额定转速为2900r/min(50Hz)。单级压缩机输气量为0.5~8.8m<sup>3</sup>/h(50Hz)，电机功率为0.75~12.0kW，双级压缩机的输气量为0.6~12.6 m<sup>3</sup>/h(50Hz)，电机功率为0.75~12.0kW，单级压缩机的气缸直径为18mm、22mm和34mm，缸径比一般在0.3~1.5，双级压缩机的汽缸直径为28mm+18mm，34mm+22mm，52mm+34mm，缸径比在0.1~1.6之间。

目前市场上的半封闭压缩机大多用四级电机驱动，转速1450rpm。然而当CO<sub>2</sub>压缩机转速达到2900/3500rpm(50/60Hz)时，仍具有很好的噪音特性和振动特性，这些都是因为CO<sub>2</sub>输气量小且壳体厚的原因。



图 1-3 德国 OBRIST 公司开发的 CO<sub>2</sub> 汽车空调压缩机

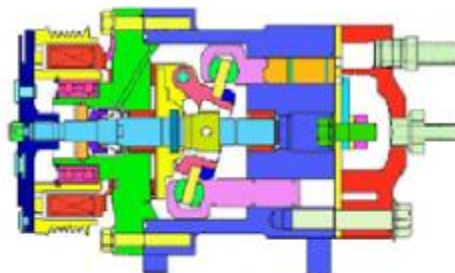


图 1-4 DANSEN 公司与 LUK 公司合作开发的 CO<sub>2</sub> 斜盘式汽车空调压缩机

DANSEN公司与LUK以及AUDI、BMW、DAIMLERCHRYSLER等公司合作开发CO<sub>2</sub>汽车空调压缩机，是在R134a压缩机的基础上进行改造，Steve Sakamoto和Peter

Giese<sup>[13]</sup>对6种斜盘式汽车空调压缩机进行研究,如图1-4,其中与目前的SD7V型压缩机和VDA R134a型压缩机具有可互换性,壳体材料为钢和铝。压缩机工作压力为4MPa/12MPa,转速500~5000rpm。同时进行可靠性、安全性以及润滑等方面的研究,预计达到与VDA R134a相同的重量价格指标,尺寸则稍小些。产品将于2004年正式推出。

日本静冈大学与日本DENSO公司<sup>[44]</sup>合作开发的往复式压缩机( $P_s/P_d=3.5/10.1$ ),余隙容积率6.5%,实验结果容积效率为70%,低于理论的91.7%,绝热效率在80%左右。此压缩机的容积效率随转速升高而增大,说明容积效率受泄漏损失的影响很大。余隙容积6.5%上升到8.1%,则容积效率下降2.1%,因此CO<sub>2</sub>压缩机设计应有相对小的冲程(stroke volume)。当油的混合比在3%~5%,容积效率和绝热效率上升,而如果超过这个值,过多的油在高温下对吸气流速起到消极的影响。

挪威SINTEF的Neksa<sup>[45]</sup>对CO<sub>2</sub>半封闭式的两级压缩机进行了研究。考虑到在大密度气体前提下工作,压缩机阀的疲劳强度应在设计中予以考虑。样机采用了一个可在高速运行条件下的平板阀。两级压缩机在低温下运行效率要高于单级压缩,而第一级压缩对容积效率的影响很大。系统中使用两级压缩机可增加整个系统设计的灵活性,如果在两个压缩机之间增加中间换热器,则可提高整个系统的性能比。CO<sub>2</sub>半封闭压缩机在2900rpm转速下运行将得到合理的价格性能比。

## 2. 滚动活塞压缩机

日本SANYO<sup>[60]</sup>设计的滚动活塞压缩机应用于热水器,针对CO<sub>2</sub>超临界的特点,设计上采取了四个措施。1)为减小压差变形和泄漏,采用双级压缩以减小压缩过程的进出口压差,而且压差不宜超过3MPa,如图1-5,两个压缩单元利用单驱动轴保持180°相差,由主轴上部的电动机驱动。由于采用两级压缩,轴的阻力矩变化平稳。2)使机壳内腔的压力为中间压力,减小壳体的压力强度要求,从而减小尺寸。压缩的中间压力根据两级的排气比选取,采用不同的排气容积比,使得一级的排气体积与第二级的吸气体积相等。3)由于两个偏心轮轴之间是主要受力的部位,对轴形状进行了改进,而且滑片也进行了改进设计,使变形明显减小。4)一级排气分为两路,一路进入第二级压缩腔,另一路进入壳体内保证壳体的压力为低压,然后再进入二级压缩腔。这种设计不仅保证了压缩机壳内的压力为中间压力,同时有利于轴和其它部件的润滑。SANYO开发的CO<sub>2</sub>热水器的压缩机尺寸为 $\phi 118\text{mm} \times 217\text{mm}$ ,容积为2.89cm<sup>3</sup>,采用直流电机和变频器,输入功率900W。在运行频率测试中,其绝热效率超过80%。经1000h的耐久性实验,压缩机各运动部件的疲劳强度都比较令人满意。

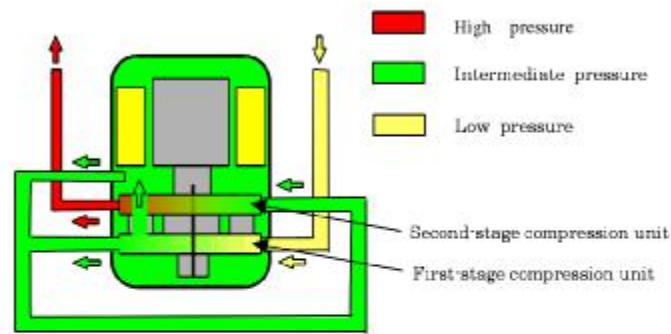


图 1-5 日本 SANYO 公司开发的 CO<sub>2</sub> 双级压缩滚动活塞压缩机

### 3. 摆杆活塞压缩机

日本DAIKIN公司<sup>[47]</sup>设计开发了CO<sub>2</sub>摆动转子压缩机，如图1-6和图1-7。用于CO<sub>2</sub>冷媒热水器和汽车空调。设计考虑和比较了摆动转子压缩机与滚动活塞压缩机及涡旋压缩机的优缺点，认为在CO<sub>2</sub>高工作压力下，滑板产生较大变形导致泄漏损失很大，而涡旋压缩机的动涡圈与静涡圈之间会因压差大而增大泄漏。采用摆动转子压缩机，由于滚环和摆杆成为一体，使二者之间不存在密封与润滑，而且减少了这两部分的摩擦损失，同时摆杆可承受较大压差，而且导轨能够转动，减小了摆杆的侧向力，减少摩擦。CO<sub>2</sub>摆动转子压缩机尺寸为 $\phi 126\text{mm} \times 265\text{mm}$ ，容积为 $3.4\text{m}^3$ ，采用永磁式同步直流电机。Ohkawa等<sup>[7]</sup>研究表明，降低气缸的高和直径的比值将使压缩机效率升高，这是因为通过活塞与气缸间隙的泄漏量减小。在轴承可靠性范围内，采用了最小的高径比，而且利用高粘度的油，减小气缸高度。CO<sub>2</sub>摆动转子压缩机与R410A压缩机进行了强度比较，最大应力都不大于R410A压缩机，这是因为CO<sub>2</sub>压缩机的偏心距小的原因。

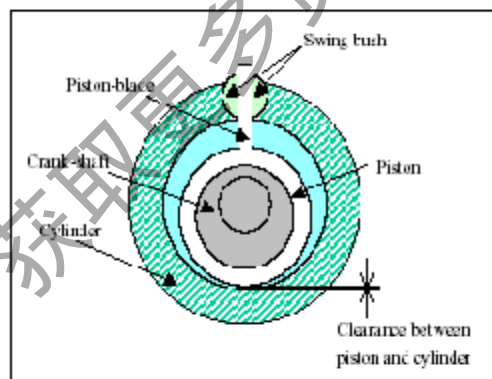


图 1-6 摆动活塞部分示意图

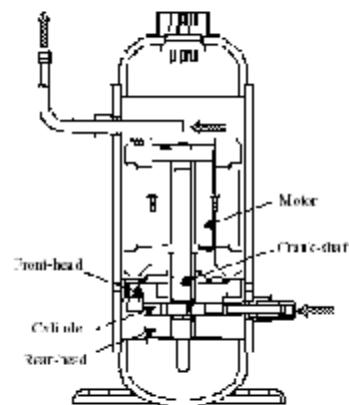


图 1-7 日本 DAIKIN 公司开发的 CO<sub>2</sub> 摆动转子压缩机

### 4. 涡旋压缩机

日本DENSO公司<sup>[48]</sup>研制了涡旋压缩机用于CO<sub>2</sub>热水器中，如图1-8，压缩机的容

积为 $3.3\text{cm}^3$ ，尺寸为 $\phi 137\text{mm} \times 285\text{mm}$ ，采用直流电机和变频器。为降低摩擦损失采用滚动轴承，精密的加工和装配可降低泄漏损失，使压缩机达到高效运转。

日本松下（MATSUSHITA）公司<sup>[49]</sup>在R410A涡旋压缩机的基础上，对涡圈、壳体和排气阀进行了重新设计，开发了 $\text{CO}_2$ 涡旋压缩机，排气容积为 $7.23\text{cc}$ 可使系统的制冷量达到 $2.5 \sim 5.0\text{kW}$ ，其剖面图如图1-9。研究比较了 $\text{CO}_2$ 涡旋压缩机和转子压缩机，认为可以通过控制轴向背力来控制间隙，可使间隙变小，减小泄漏，同时当缸内压力过高时，高压气体可推开静涡圈降压，防止事故发生。由于排气容积小，转子压缩机必须通过降低气缸高度和偏心矩来实现，而涡旋压缩机可将涡圈的高度降低，更易实现。同时改变涡圈的绕数可满足压比小的要求。如果增加涡圈的刚度，可减小磨损损失。 $\text{CO}_2$ 压缩机的容积效率可达 $70 \sim 85\%$ ，而压缩机效率只有 $45\%$ 左右，且与理论分析基本相同。在损失分析中发现，止推轴承的损失占总损失的 $40\%$ ，因此改进止推轴承是提高压缩机效率的非常有效的途径。 $\text{CO}_2$ 涡旋压缩机的效率与注入的油量有关，根据不同的运行状态和制冷剂流量，存在最佳值。



图 1-8 日本 DENSO 公司开发的  $\text{CO}_2$  涡旋式压缩机

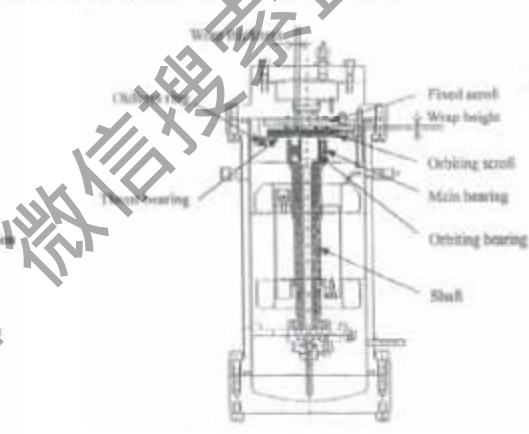


图 1-9 日本松下公司开发的  $\text{CO}_2$  涡旋式压缩机

日本三菱（MITSUBISHI）公司<sup>[50]</sup>开发了 $\text{CO}_2$ 压缩机用于 $\text{CO}_2$ 热水器。如图1-10。在设计中考虑到涡旋压缩机的泄漏是比较突出的问题，因此在动涡圈和静涡圈的设计上采用了特殊的设计。另外在压缩机的轴向推力很大，而轴向背力过大会导致摩

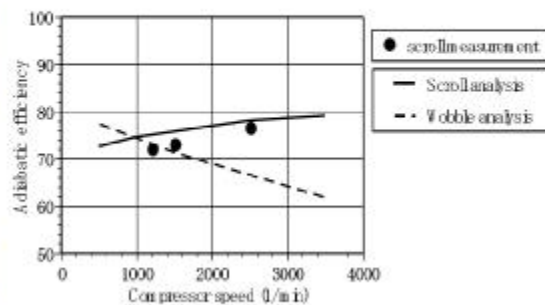


图 1-10 日本三菱重工开发的  $\text{CO}_2$  涡旋压缩机及运行效率

擦损失增加，设计没有采用止推轴承，而是利用油压，起到止推作用。

### 5. 滑片压缩机

美国马里兰大学和日本静岡大学合作研究CO<sub>2</sub>滑片式压缩机，图1-11为CO<sub>2</sub>滑片压缩机示意图。Fukuta等人<sup>[51]</sup>研究表明，滑片压缩机的圆周和转子以及滑片端部的泄漏损失是影响其效率的主要因素。间隙量是研究的关键，对CO<sub>2</sub>压缩机的间隙量应减小到R134a压缩机间隙量的2/3，才能达到相同的容积效率。研究表明周边密封的长度越长，容积效率越高。如果通过有效的周边密封，而且CO<sub>2</sub>的吸排气速度和流体阻力都很小，则压缩机的指示效率高于R134压缩机。定子宽度减小与滑片厚度增加，都能降低周边密封的泄漏区域，从而提高容积效率。另外通过在滑片上开槽降低滑片的接触力或减小滑片的背压，都可提高压缩机的机械效率。滑片式压缩机可设计成双级压缩，作用于滑片上的压差相对减小，同时一级和二级之间周边密封处的泄漏可以忽略，都可提高压缩机的效率，由于作用在排气阀上的压力差减小，有利于阀的强度可靠性。滑片压缩机的另一个特点是可以设计成膨胀压缩一体，一半进行压缩过程，而另一半进行膨胀。

### 6. 螺杆压缩机

日本MAYCOM公司<sup>[52]</sup>推出了的CO<sub>2</sub>单级螺杆压缩机，主要应用于冷冻、空调系统，如图1-12。CO<sub>2</sub>螺杆压缩机是喷油方式，须进行油和CO<sub>2</sub>分离。采用自差式的油分离系统，油气混合物进入分离罐，分离出来的油与来自冷却塔的冷却水进行热交换，降温后再回到压缩机，而CO<sub>2</sub>则进入气体冷却器进行热交换。整个机组的设计是冷、热同时利用，压缩机的排气用来加热热水，机组设有水蓄热槽，低温CO<sub>2</sub>用于制冷。



图 1-11 CO<sub>2</sub> 滑片压缩机



图 1-12 MAYCOM 公司开发的 CO<sub>2</sub> 螺杆压缩机

## 1.3.1.2 CO<sub>2</sub> 压缩机的关键技术

### 1. 强度

压缩机的零部件的耐压性要好,在大压差下,轴向背力增大,却要求变形要小,这就需涉及材料的选择、强度和刚度的分析,在结构设计上,有必要进行重新设计,如

对螺杆压缩机来说,轴和阴阳转子必须考虑耐压,自此其阴阳转子的齿数对会发生改变。

## 2. 泄漏、摩擦损失

由于工作压力高,会导致接触面之间的摩擦增大,这种机械损失,将消耗输入轴功,使压缩机的机械效率降低,CO<sub>2</sub>循环工作压力高,压差大,高低压间之压差约有60 bar,在相同间隙量的情况下,大压差比小压差的泄漏要严重,同时CO<sub>2</sub>的粘度很小,所以压缩机转子间的间隙须比R-134a小60%。因此对压缩机的间隙量必须进行控制,由于间隙量的减小,会导致摩擦损耗升高,因此必须选择合理的间隙量,使泄漏和摩擦达到综合最小。

## 4. 润滑

在CO<sub>2</sub>系统可以使用多种润滑油,如矿物油、PAO (Polyalphaolefin)、POE(Polyol ester)、PAG(Polyalkylene glycol)、AN (alkyl naphthalene) 和AB (Alkyl benzene) 等。由于CO<sub>2</sub>的循环不同于一般工质循环,压缩排气到超临界,由于超临界工质的可溶性增强,因此在超临界CO<sub>2</sub>会与润滑油溶解,导致润滑油的粘度降低,而且压缩机的排气温度很高,在高温下,润滑油的粘度也会降低。另外油长期在CO<sub>2</sub>环境下存在稳定性问题,如CO<sub>2</sub>会与润滑油或添加物发生反应及腐蚀等等。Chris Seeton 和Jorg Fahl<sup>[53]</sup>进行了CO<sub>2</sub>与油的混合物润滑的机械磨损实验。Hsnheng Li和Thomas E. Rajewski<sup>[54]</sup>对CO<sub>2</sub>制冷系统中润滑油情况进行了实验研究。发现与PAO、PAG和矿物油完全不容,与AN部分溶解与POE完全溶解,将降低粘度50%。在稳定性的实验中,PAO与AN在CO<sub>2</sub>中很稳定,PAG则有轻微的变化,而POE在CO<sub>2</sub>中的情况则值得关注。

## 5. 其它

CO<sub>2</sub>对聚合物有渗透性,对压缩机中的密封材料如橡胶,有很强的溶解性。在系统显著释压后,合成橡胶表面会出现泡和破裂现象,使密封情况降低,因此密封材料的选择也需要考虑。另外,高压系统的动态特性以及高压负荷运转时振动噪音的防治,也是研究CO<sub>2</sub>压缩机所需面临的重要技术课题。对于密闭型压缩机,耐高压的马达结构、高起动负荷的马达、低马达转子惯性、小体积高扭矩与高效率的马达性能的设计,也是不可忽略的。

### 1.3.1.3 压缩机的未来发展

#### 1. 无油压缩机的研制

由于CO<sub>2</sub>对油有可溶性,降低油的粘度,直接影响润滑效果,而CO<sub>2</sub>循环换热对油特别敏感,Yanagisawa<sup>[44]</sup>的研究发现油越多,压缩过程压力升得越快,导致指示效率下降。而无油压缩机可以避免油引起的问题,特别是在



图 1-13 CO<sub>2</sub> 无油压缩机

食品冷冻业。目前在 IEA 资助的 ANNEX27 项目中,瑞士进行了 CO<sub>2</sub> 单级无油压缩机的开发<sup>[55]</sup>,压缩机为半封闭式,永磁式同步高效变速电机驱动,4 个缸体呈十字对称分布。目前正进行高温气体循环试验,而且在极端工况下工作,未发现严重问题。无油压缩机是未来压缩机开发的趋势。

## 2. 双级压缩机的改进

双级压缩机使结构更紧凑,而且系统布置更灵活。更为关键的是,由于双级压缩减小压差,能够有效的减小泄漏和机械损失,显著地提高系统效率和压缩机的效率,因此双级压缩机将是未来大批量开发生产的形式。

## 3. 膨胀机压缩机的研制

在 CO<sub>2</sub> 跨临界循环,降低膨胀部分的损失,是解决效率的有效途径,膨胀压缩机将成为 CO<sub>2</sub> 循环中特有的组成部分。

在未来的 CO<sub>2</sub> 压缩机的研究中,多种形式的压缩机被开发,随着科学技术的进步和各种技术措施的完善,各种形式的 CO<sub>2</sub> 压缩机效率不断提高,形成各种形式压缩机并存的局面,并在相关范围发挥其优势,也使各不同领域在使用上有了更多的选择性,同时也会促进 CO<sub>2</sub> 的实际应用的领域。

### 1. 3. 2 膨胀机的研究

#### 1. 3. 2. 1 CO<sub>2</sub> 膨胀机的研究现状

近年来由于 CO<sub>2</sub> 制冷剂研究工作的开展,研制 CO<sub>2</sub> 膨胀机成为推动 CO<sub>2</sub> 得以应用的非常有利和必要的条件。根据现有压缩机的形式,CO<sub>2</sub> 膨胀机的开发形式可以有很多种选择。虽然其它工质压缩机在容量上有范围限制,但膨胀机的体积要小于压缩机,特别是 CO<sub>2</sub> 比容相当小,可以大大缩小设备的尺寸。有些形式膨胀机需进行吸气控制,控制装置的设计需保证吸气的角度和位置,同时也要满足耐压和泄漏小的特点。基于现有压缩机技术,各种形式的压缩机都有优点和缺点,因此就要分析这些优点与缺点在 CO<sub>2</sub> 膨胀机上被放大或被忽略。

(1) 德国 DRESDEN 大学<sup>[33]</sup>根据空气分离系统中应用的自由活塞膨胀压缩机,对应用在 CO<sub>2</sub> 双级压缩制冷系统中的自由活塞膨胀压缩机进行研制。如图 1-14a 中的 a 型,气缸 1 和气缸 4 为压缩腔,气缸 2 和气缸 3 为膨胀腔。在这个系统中自由活塞膨胀压缩机中的压缩部分作为高压级侧的压缩机。低压侧则为独立压缩机。由于自由活塞膨胀压缩机中的压缩部分是由膨胀机驱动,而膨胀机的回收功只占独立压缩机输入功率的 25%左右,因此在这个系统中,低压侧的压缩机往往大于高压侧的压缩机。由于系统利用两级压缩,每一级的压缩比减小,压缩机的绝热效率提高,则系统的能效比也提高,同时解决了膨胀部分回收功的利用问题。虽然此膨胀压缩

机解决了吸气排气阀的问题，但仍需控制吸排气活塞的位置，会使一部分流体无法完全膨胀，只能回收利用膨胀功的 78%，同时膨胀功和压缩功不能匹配，前半程膨胀功大而压缩功小，后半程膨胀功小而压缩功大。在第一代基础上开发了第二代<sup>[56]</sup>，如图 1-14b 的 b 型，增加了摆杆齿轮使两个活塞的运动速度不同。b 型有两个双向运动的活塞，在压缩和膨胀过程中，两个活塞只有部分力相互影响。作用于摆杆上的力取决于中间体积的压力，而中间体积存在最优压力。另外，研究开发了 c 型双级膨胀机，两个膨胀活塞表面的受力方向相同。b 型膨胀机进口阀必须开到相对体积的 63%，可使膨胀终压为 5.5MPa，c 型膨胀机的进口阀开到相对体积的 30%，可使

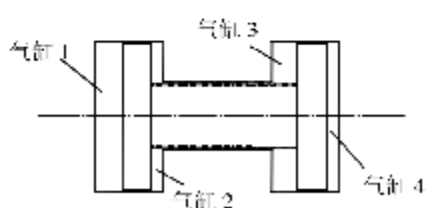


图 1-14a 自由活塞膨胀压缩气缸

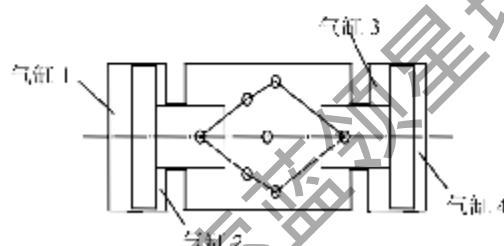


图 1-14b 第一代膨胀压缩气缸

膨胀终压达到 3.6MPa。第二代膨胀机可比第一代提高系统 COP10%。

2) 英国 MIEE DRIVER 科技公司<sup>[57]</sup>在滑片压缩机的概念上开发了铰链式的膨胀压缩机，将滑片改变为有一定厚度的楔形的滑片，与转子活动连接，有一定的角度，端部与气缸紧密接触，并随转子的转动角度改变，导致容积变化，同时多个滑片将整个膨胀腔分割成多个单元。由于滑片厚度增加，减少了在高压下工作的变形。但仍存在泄漏大的问题，同时滑片磨损大，如果叶片不能自我补偿，将导致在最大容积位置会有泄漏。另一个主要问题是摩擦，它将决定膨胀机的寿命和实际的输出功效率，为减少滑片端部与气缸之间的摩擦，并能够有效地控制叶片的齿顶间隙，研究者研发了一套特殊装置，已申请专利。此机的最大特点是在同一设备中一半进行压缩与另一半则进行膨胀，此种形式需考虑膨胀比和压比不同的问题。

3) 日本 DENSO 公司<sup>[58]</sup>已经对 CO<sub>2</sub> 往复式活塞膨胀机、滚动活塞膨胀机、涡旋膨胀机申请了专利。活塞式膨胀机也为自由活塞膨胀压缩机形式，如图 1-15，其两侧

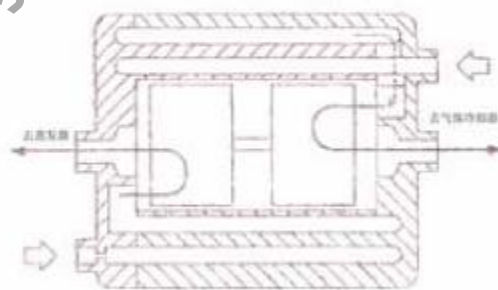


图 1-15 DENSO 的往复式压缩膨胀机

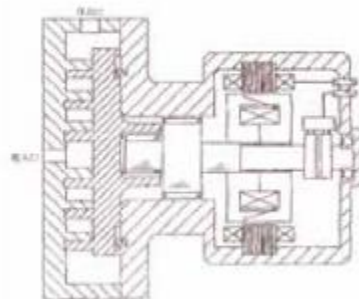


图 1-16 DENSO 的涡旋式膨胀机



的进气通道很长，没有阀门控制。涡旋膨胀机的形式如图 1-16。根据膨胀机回收方式的不同有 6 种结构，膨胀功回收方式与发电机同轴，整机可以为全封闭和开启式两种，与压缩机同轴则为全封闭型，传动方式为同轴传动和皮带传动。专利分别给出膨胀机在系统中不同的应用方式。滚动活塞膨胀机的进气阀是电子控制阀。

4) 美国 UIUC 大学的 ACRC 研究中心，对研制汽车空调 CO<sub>2</sub> 离心式膨胀机作了可行性分析报告<sup>[59]</sup>。报告认为容积式膨胀机在高压下运行，会引起摩擦力增大，因此产生大量的热，导致效率降低。同时汽车内部空间有限，空调系统要求膨胀机的尺寸尽量要小。分析认为，当速度很高时，离心式膨胀机及喷嘴尺寸可以做得很小，而且加工材料可采用铝而不是一般使用的钢，则整机重量很轻，运动部件很少，只有两个叶片和一个轴。虽然转速高，但磁悬浮轴承是可保证高转速低摩擦损失。可以使用发电机回收膨胀功，但利用膨胀机输出功驱动压缩机，效率更高。由于 CO<sub>2</sub> 的分子量小，一级压缩可能不能达到所要求的压力，使用双级压缩正好利用膨胀机驱动其中一级压缩机。由于磁悬浮轴承比滚动轴承的摩擦损失小得多，而且由于转速高，零部件的尺寸很小，也使摩擦损失降低。采用磁悬浮轴承不需要润滑，可以减少供油和回油系统，并可提高换热器的效率。研究调研了磁轴承的研究状况，认为磁悬浮轴承已处于实用阶段，而且根据 Sorfere C.K 和 Bartosh B.W. 的分析认为，如果磁悬浮轴承批量生产，在价格上完全能与传统轴承竞争。由于离心膨胀机的尺寸很小，就要求喷嘴尺寸也必须很小，研究调查了现有低温气体透平膨胀机和喷嘴的尺寸。在制冷量为 3000W 的情况下，报告给出 CO<sub>2</sub> 离心式膨胀机叶轮和喷嘴尺寸，叶轮转速则达 35 万转/分钟，由于汽车发动机的转速远低于离心压缩机的转速，如果利用发动机驱动离心式压缩机，则必须增加增速齿轮，系统会很复杂，另一方案是利用电机驱动一级压缩机，此方案非常适合于电动汽车。报告没有对加工难度，泄漏摩擦情况进行考察。

5) 美国马里兰大学能源研究中心 CEHE 的 RAC 研究小组对 CO<sub>2</sub> 膨胀机进行了可行性的研究<sup>[60]</sup>。在 P.Marcus 的博士论文中比较了 CO<sub>2</sub> 循环和 R143a 循环的提高 COP 的潜力，同时对两种空调系统进行了实验。比较了不同的膨胀机形式，并选择了涡旋膨胀机为开发形式，主要原因是需要吸入控制阀。根据 CO<sub>2</sub> 膨胀的特点，对一个涡旋压缩机进行改造，如降低排气容积等，并进行了 CO<sub>2</sub> 膨胀机实验。论文从原理上证实了涡旋膨胀机在跨临界和两相区的可操作性。此膨胀机已被多次改进，目前，样机的内部泄漏还是比较严重，还需对结构进行优化设计和提高机械加工精度，使膨胀机达到一个可以接受的运行水平。研究小组建立了涡旋膨胀机的理论模型，进行了模拟计算，分析了不同几何参数对膨胀机运行以及尺寸等方面的影响，计算了所需要的机械加工精度。

6) 美国 PURDUE 大学 J.S.Baek 和 E.A.Groll<sup>[61]</sup>对名为 ED-WOW (Expansion

Device With Output Work) 的活塞气缸膨胀器进行了开发, 如图 1-17。研究借鉴了活塞膨胀机的形式, 活塞气缸膨胀器是由 2 个气缸、2 个活塞组和连接杆组成, 活塞与曲轴连接驱动轴转动, 膨胀器排气容积为  $2 \times 13.26 \text{cm}^3$ , 整个膨胀过程由快速反应电磁阀控制进气和排气。初步设计两个活塞运动规律相同, 在相同时间达到气缸头部。在  $\text{CO}_2$  膨胀应用中, 则采用非同步设计, 目标是降低机械惯性, 使正进行膨胀的气缸内的活塞推动已膨胀完毕的气缸内的活塞排气。由于膨胀过程需要控制进气排气, 时间很短, 而电磁膨胀阀对输入信号有时间延迟性, 因此必须了解电磁阀的流动特性。经对内孔为 3/64 英寸电磁阀的测试, 其延迟时间为 0.01 秒, 压力达到最高需 0.075 秒, 而阀的实际打开时间为 0.072 秒, 因此为达到设计流量, 活塞气缸膨胀器需两个吸入阀, 一个排出阀。为防止泄漏, 整个活塞气缸膨胀器被全封闭起来, 壳体内部压力为排气压力。研究对活塞气缸膨胀器进行了实验测试, 膨胀机的输出功率带动一个水泵。活塞气缸膨胀器的设计转速为  $120 \text{rpm}$ , 运行工况为  $7.2 \text{MPa}/2.7 \text{MPa}$ , 活塞气缸膨胀器的输出功率 34.8W, 绝热效率为 10% 左右。

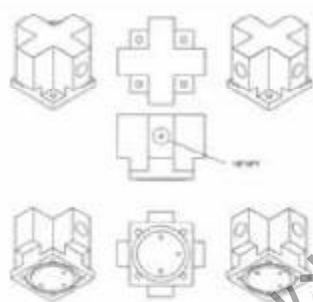


图 1-17a 活塞气缸膨胀器缸头的设计



图 1-17b 活塞气缸膨胀器的组装图

7) 其它著名的研究机构如伦敦 CITY 大学的 N. STOSTIC<sup>[62]</sup> 小组对制冷系统  $\text{CO}_2$  双螺杆压缩膨胀机 (TWIN SCREW COMBINED COMPRESSOR AND EXPRESSOR) 进行了理论研究。挪威科技大学 NTNU 实验室和日本大金 DARKIN 公司也开展了类似的  $\text{CO}_2$  膨胀机研究工作。

从这些研究来看, 开发高效的  $\text{CO}_2$  膨胀机, 已成为世界共识。

### 1.3.2.2 $\text{CO}_2$ 膨胀机的关键技术

#### 1. 膨胀机的耐高压和密封性

$\text{CO}_2$  膨胀机的特点是工作压力高, 压差大。高压和大压差将导致材料和零件的变形, 严重时会使运动部件不能正常工作, 并引起泄漏。在同等间隙下, 高压比低压泄漏情况要严重。当为降低泄漏而减小间隙又会引起摩擦力的变化。因此首先需要

膨胀机可耐高压，零部件在大压差下变形小，密封设备也必须耐高压，泄漏小。

## 2. 膨胀机的摩擦

膨胀机的摩擦损失是由两部分组成，一部分为机械摩擦损失，另一部分为流体流动摩擦损失。由于膨胀机的工作压力高，工作面之间的摩擦增大，会影响运动部件的运行，并产生大量的热，消耗输出功，使膨胀机的绝热效率降低。

## 3. 膨胀机的寿命及在两相流情况下的磨损情况

由于膨胀过程产生两相流，它使流道产生磨损，随着相变过程存在液击和气蚀现象，会使机器的动力性能恶化，破坏转子的稳定性，对膨胀机产生损害，降低设备的寿命。

## 4. 处理膨胀功的回收方式。

流体推动膨胀机转动，使膨胀机输出机械功，只有利用这部分输出能量，才能最大限度地达到节能的目的，选择膨胀机膨胀功的回收方式是很重要的。不同的回收方式将影响膨胀机输出功的效率，而且也会影响到整个系统的运行效率。同时，选择不同的膨胀功回收方式，在膨胀机的设计上也存在不同的要求，如联接问题，匹配问题和密封问题等等。

## 5. 变工况特性

膨胀机是在定工况下设计的，容积确定，膨胀功确定。但由于系统负荷总是处于变化中，膨胀机的运行参数总是在变化，因此就需要膨胀机具有容量调节的功能，以满足不同的需要。如何使膨胀机具有方便的容量调节功能需在设计中加以考虑。

# 1.3.3 换热器的研究

## 1.3.3.1 气体冷却器和凝结换热研究

CO<sub>2</sub>跨临界系统高压侧是超临界流体，不存在相变，有温度的滑移，应采用逆流式换热减小温差损失。1990~1991年的第一台用于汽车空调的气体冷却器外径/内径为4.9mm/3.4mm，由铝管和平直铝翅片构成，这种设计存在热短路问题，即经过翅片从热管道向冷管道导热。空气/CO<sub>2</sub>气体冷却器又改为在空气流动方向的第二、三排管之间加入裂缝。为解决耐压问题和小管径胀管加工困难，开发了微通道换热器。1998年挪威 NTNU 的 Patterson<sup>[63]</sup>开发了 CO<sub>2</sub>系统紧凑型换热器，采用多个平板组成传热管，平板被挤压出微通道管，管径在 0.7mm~2mm 之间。传热管插入垂直的积液管，折叠翅片安装在管中间。日本 DENSO 公司开发的水器使用水/CO<sub>2</sub>逆流式换热器，CO<sub>2</sub>侧仍采用微通道，水侧金属板带内翅片。Heun<sup>[64]</sup>对微通道换热器的结构进行了研究，发现通道直径越小，通道数应越多，通道长度应越短，单位换热量占用的体积越小。Schonfeld 和 Kraus<sup>[65]</sup>对超临界流体换热进行理论计算和实验研

究,发现计算结果高于实验值,说明超临界流体不能用常规对流换热方法精确计算。C.Dang 和 E.Hihara<sup>[66]</sup>也进行了上述工作,他们比较了多个关联式,并在 Pilita 方程的基础上建立了新的关联式,计算结果与实验结果误差为 20%。

### 1.3.3.2 蒸发器和沸腾换热研究

空气/CO<sub>2</sub> 蒸发器最初形式是机械胀管结构,后发展成具有足够破裂压力的小直径圆管,现在已开发出钎焊微通道蒸发器。日本东京大学的 Iihara 和 Tanaka<sup>[67]</sup>对高压下 CO<sub>2</sub> 流体沸腾做了大量的实验,表明高压和低表面张力对核沸腾特性影响很大,特别是在高流量情况下。由于在蒸发器内,流体涉及两相流换热,流体的流型对换热的影响很大,挪威 NTNU 的 J.Patterson<sup>[68,69]</sup>对 CO<sub>2</sub> 流体在微通道内低压沸腾流动流型进行实验研究,给出了流型图,同时他对 CO<sub>2</sub> 蒸发流动压力降进行了测试,并与存在的关联式进行比较,发现通过修正,现有模型对垂直流动计算误差很小。E.A.Groll<sup>[70,71]</sup> 和 Kim.Yongchan<sup>[72]</sup>都对 CO<sub>2</sub> 流体干度对水平管换热系数的影响进行了理论与实验研究,结果发现 CO<sub>2</sub> 流体的干度越低,换热系数越大,当 CO<sub>2</sub> 流体完全变为蒸气,则换热系数迅速下降,换热效果恶劣。J.B.Choi<sup>[73]</sup>对 CO<sub>2</sub> 流体在垂直管道的蒸发换热情况进行了实验研究,发现在低流体干度区,随干度的增大,换热系数增大,但当干度超过某一值时,换热系数迅速下降,这是由于壁面液膜破裂,导致换热效果下降。

## 1.4 本课题研究的内容、意义

### 1.4.1 主要研究内容

根据对国内外 CO<sub>2</sub> 跨临界循环理论研究和应用现状的分析,本文从减小 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统的能量损失角度,对提高系统效率的关键技术进行了理论分析和实验研究,重点解决 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机开发的技术难题,为 CO<sub>2</sub> 膨胀机效率的进一步提高和 CO<sub>2</sub> 跨临界系统的实际应用提供理论指导。主要的研究内容包括

#### 1.4.1.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环热力学分析

提出提高 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统效率的几种主要方法,并对其系统循环性能系数进行对比分析,而且确定在 CO<sub>2</sub> 跨临界循环带膨胀机系统中膨胀机的效率阈值。

#### 1.4.1.2 CO<sub>2</sub> 跨临界膨胀机流体膨胀过程的不可逆热力学分析

通过对比 CO<sub>2</sub> 膨胀机流体不同的膨胀过程,分析不同过程对膨胀机的影响。对膨胀机内部流体进行动力学分析,根据 CO<sub>2</sub> 跨临界流体的膨胀特点,研究膨胀机内流体的压力波的传播速度,同时根据流体的动力学分析,确定膨胀机的泄漏模型。

为膨胀机的模拟提供理论基础。

#### 1.4.1.3 CO<sub>2</sub> 跨临界膨胀机运行特性分析和实验研究

进行 CO<sub>2</sub> 跨临界循环带膨胀机系统与利用回热器循环系统的实验对比。从理论和实验两个方面研究 CO<sub>2</sub> 跨临界循环带膨胀机系统的运行特性，确定带膨胀机系统对外部参数变化的敏感度和运行规律，为进一步确定带膨胀机系统运行时的最佳操作方案提供依据。

#### 1.4.1.4 CO<sub>2</sub> 跨临界膨胀机回收功方式的分析

通过对膨胀机的膨胀功的不同回收方式进行全面理论分析和对比，总结出最优方案，同时根据实际操作的可行性提出开发膨胀机压缩机一体机的模式，为膨胀机的进一步开发提供依据。

#### 1.4.1.5 新型滑板滚动活塞膨胀机与原有滑板膨胀机的对比与实验研究

在第一代膨胀机的基础上，开发新型滑板膨胀机。对新型滑板滚动活塞膨胀机进行受力分析，同时与原有滑板滚动活塞膨胀机进行对比，并对设备的不可逆损失进行理论计算，确定改变滑板设计后是否减少泄漏，提高膨胀机的运行效率，并对新型滑板膨胀机进行实验研究。

#### 1.4.1.6 摆动转子膨胀机的性能分析与实验研究

开发的摆动转子膨胀机，根据设计的结构参数，从理论上对比滚动活塞膨胀机与摆动转子膨胀机变形、摩擦、泄漏等重要参数，对膨胀机的摆动转子进行内部应力和强度分析，给出选取加工材料的依据。确定各参数的合理性，并提出改进方案。同时对摆动转子膨胀机进行实验。

#### 1.4.1.7 滚动活塞压缩膨胀机的设计

根据膨胀机的设计参数，推导压缩机部分的设计参数，同时对两者的受力进行分析，计算两部分在不同相位角时的受力情况，以及两者耦合的情况，从而给出最佳的耦合参数。通过建立膨胀机和压缩机的模型，明确循环系统各参数之间的匹配关系和对膨胀机的影响程度。

### 1.4.2 研究目的和意义

本项目立足于新型制冷和热泵循环装置中应用自然制冷剂 CO<sub>2</sub> 的研究，分析 CO<sub>2</sub> 跨临界循环用膨胀机代替节流阀系统特性及膨胀机结构优化的深层次问题，包括 CO<sub>2</sub> 超临界状态下的膨胀过程特性等关键理论和技术。为 CO<sub>2</sub> 膨胀机的设计和研

制提供理论依据,从而可进一步提高 CO<sub>2</sub> 膨胀机效率和 CO<sub>2</sub> 制冷循环的循环性能系数,增强 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统的竞争力,推动 CO<sub>2</sub> 制冷剂的实际应用,以替代各种环害工质,从根本上解决臭氧层破坏和温室效应问题。同时紧跟世界发展趋势,制造开发有自主知识产权的 CO<sub>2</sub> 膨胀机,对发展我国高科技含量的技术具有重要意义。

## 1.5 本章小结

本章通过介绍制冷剂发展的历史,阐述了采用自然工质的必要性,其中由于 CO<sub>2</sub> 工质的优良特性,被重新启用作为制冷工质也是发展的必然选择。本章总结了 CO<sub>2</sub> 跨临界循环的特点,并指出提高整个系统循环效率的主要方向。本文给出了 CO<sub>2</sub> 跨临界系统在汽车空调、热泵和热水器、双级压缩循环、CO<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> 复叠式压缩循环的应用与研究情况并介绍了 CO<sub>2</sub> 换热器和换热的研究发展现状。同时总结分析了现有 CO<sub>2</sub> 压缩机和膨胀机的研究发展情况,提出了 CO<sub>2</sub> 压缩机和膨胀机研究的关键技术以及未来的发展方向。本文在原有研究的基础上,提出改进现有膨胀机的结构,减少泄漏等能量损失,并开发新型的膨胀机,进一步提高膨胀机的效率。在理论分析的同时进行大量的实验研究,为膨胀机循环系统的运行和理论仿真提供实际的数据。

获取更多资料 微信搜索 微信号: 18813127117

## 第二章 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统的热力学分析

### 2.1 提高 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统效率方法的比较

从 CO<sub>2</sub> 跨临界热力循环图中 (图 2-1) 可以看到, CO<sub>2</sub> 的吸、放热过程分别在亚临界区和超临界区进行, 亚临界区的吸热过程和常规循环一样, 而在超临界压力区的放热过程则和常规循环截然不同。在超临界压力区的等压放热过程中, CO<sub>2</sub> 的温度不断变化, 不再是常规循环中的冷凝过程, 因此其高压端换热器也不再称为冷凝器, 而叫气体冷却器 (Gas Cooler)。由于系统的流体从超临界区被节流到两相区, 因此节流损失远远大于常规卤代烃工质的节流损失, 则跨临界循环性能系数要远低于常规工质的循环性能系数<sup>[10,11]</sup>, 需要采取必要的措施提高系统循环性能系数。以下有五种措施分别进行分析。

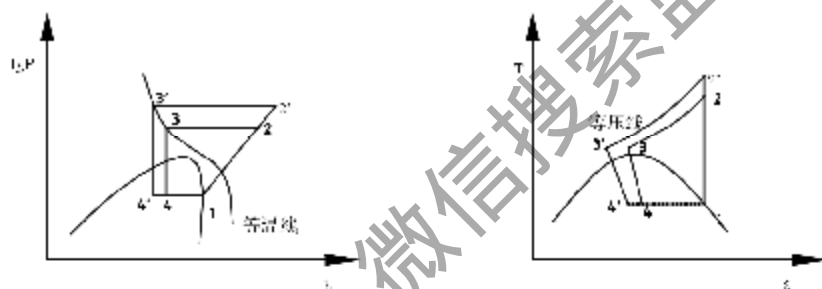


图 2-1-a LgP-h 图

图 2-1-b T-S 图

图 2-1 CO<sub>2</sub> 跨临界热力循环图

#### 2.1.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环带回热器系统分析

采用在气体冷却器后增加回热器的方法。回热器的作用可以降低进入节流阀的流体温度, 从而降低其焓值, 减小损失, 同时经过换热, 蒸发器出口蒸气变为过热蒸气, 实现压缩机入口过热。以下对回热器循环和基本循环进行对比, 假定环境温度 35℃, 气体冷却器出口温度为 40℃, 蒸发温度为 5℃, 系统高压侧压力为 10MPa, 压缩机效率为 70%。从图 2-2 中可以看出, 增加回热器后, 回热温度越高, 系统性能系数越高, 但回热温度不能无限制地增高, 而是受气体冷

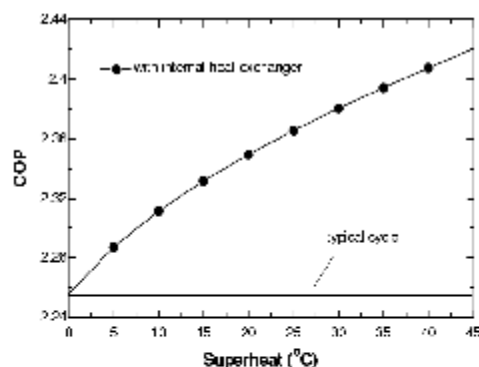


图 2-2 带回热器循环与基本循环的比较

却器出口温度和蒸发温度的影响，以及换热温差的影响，如果为使回热温差达到最大，而使换热面积无限增加也是不合理的。由于压缩机吸气过热度增加，会导致压缩机输气量减小，系统的流量会有所下降。如果取换热温差为  $5^{\circ}\text{C}$ ，则回热温差为  $25^{\circ}\text{C}$ ，回热系统比基本循环系统的 COP 提高 4.87%。

## 2.1.2 提高压缩机效率

$\text{CO}_2$  压缩机不同于一般工质的压缩机， $\text{CO}_2$  的比容小，压缩机的容积变小，研究表明， $\text{CO}_2$  压缩机的在跨临界循环中，虽然工作压力高于一般工质的工作压力，但压缩比为 2.7~3，低于一般工质压缩的压力比。挪威所提出的一篇针对汽车用涡旋式压缩机研究论文指出，与 R134a 压缩机比较，在相同的转速与容积效率下， $\text{CO}_2$  涡旋式压缩机的压缩内容积仅为 R134a 的 25%，压缩机的大小可以减少许多，吸气量大，余隙容积小<sup>[74]</sup>。

从挪威 NTNU-SINTEF Energy 研究所的  $\text{CO}_2$  压缩机实验对比的效率图 2-3 可以看出， $\text{CO}_2$  压缩机的绝热效率随压缩比的变化比较平坦，而 R12 与 R134a 压缩机的绝热效率随压缩比的变化比较剧烈。日本 DENSO 公司<sup>[48]</sup> 和 Jurgen et al<sup>[41]</sup> 的实验研究都表明， $\text{CO}_2$  压缩机的绝热效率可超过 70%，达到 80%。

取夏季典型工况的室外空气温度为  $35^{\circ}\text{C}$ ，所以对于  $\text{CO}_2$  制冷循环气体冷却器出口温度设定为  $40^{\circ}\text{C}$ ；蒸发温度变化范围为  $5^{\circ}\text{C}$ ；系统高压侧压力为 10MPa，回热温差为  $25^{\circ}\text{C}$ 。

由图 2-4 可以看出，压缩机效率越高，则系统循环效率越好，当压缩机效率达到 80% 时，比基本循环系统的 COP 提高 19.67%。比回热温差为  $25^{\circ}\text{C}$  的回热系统提高 14.11%。

## 2.1.3 提高系统换热效率

系统换热主要发生在气体冷却器、蒸发器，以及回热器中。如果换热器的性能不好，会导致能量损失。由于  $\text{CO}_2$  流体的特殊性，粘度小，工作压力高，在目前的换热器研究中，采用微通道技术，减小管道的尺寸，增大换热面积。因此，在相同环境温度和换热介质温度的情况下，增大系统换热系数，可降低气体冷却器的出口温度，提高蒸发器蒸发温度，从而提高系统性能。

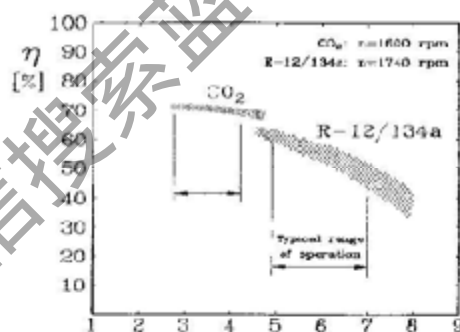


图 2-3 压缩机的效率图

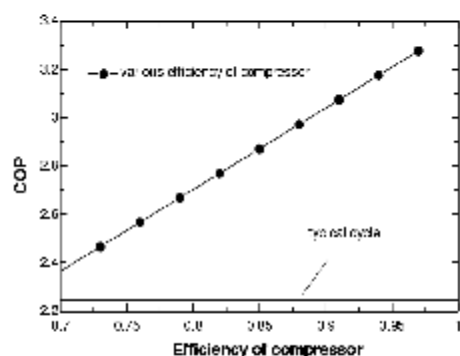


图 2-4 不同压缩机效率下的系统性能系数



取典型工况室外空气温度为 35℃；冷冻水供水温度为 10℃；系统高压侧压力为 10MPa。压缩机效率为 70%。从图 2-5 中可以看出气体冷却器出口温度与环境温度的温差越小，系统性能系数越高，如果取温差为 3℃，则比基本循环提高 19.2%。

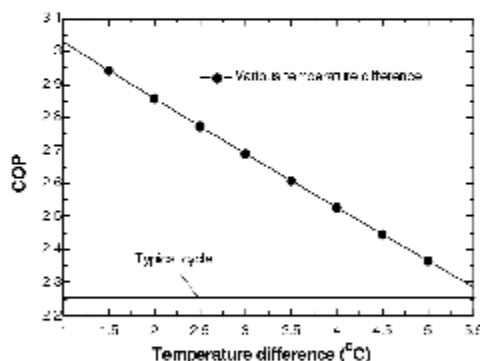


图 2-5 不同换热温差对系统性能系数的影响

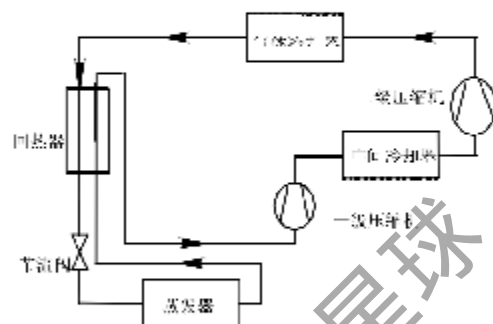


图 2-6 双级压缩系统

## 2.1.4 优化系统循环设计

为提高系统循环效率，可以对系统进行优化设计。由于 CO<sub>2</sub> 跨临界系统运行压力高，压差大，可以采用双级压缩系统，降低压缩机压比，提高压缩机效率。同时还可以利用中间冷却器降低第二级压缩机的入口过热度，从而降低压缩机的排气温度。双级压缩的布置方式如图 2-6，经回热器换热的过热蒸气进入一级压缩机进行压缩，再进入中间冷却器换热，之后进入第二级压缩机进行压缩，经气体冷却器和回热器换热后，经节流进入蒸发器，完成一次循环。假设气体冷却器出口温度为 40℃，蒸发温度变化为 5℃；系统高压侧压力为 10MPa，两级压缩机效率为 71%，回热温差 25℃。如图 2-7 所示，双级压缩存在最优中间压力，使系统 COP 达到最大，在最优中间压力情况下，可使基本循环提高 21%。

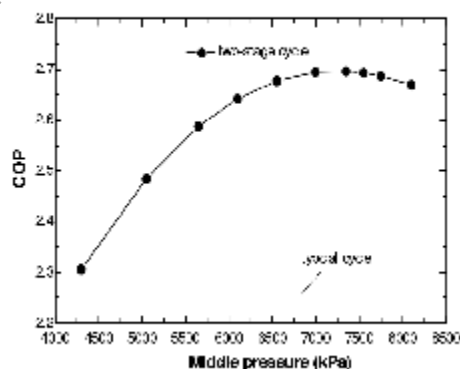


图 2-7 双级压缩系统性能系数随中间压力的变化规律

## 2.1.5 开发高效率的膨胀机

CO<sub>2</sub> 作为制冷剂在空调工况适宜采用跨临界循环，而且 CO<sub>2</sub> 跨临界循环节流损失非常大，在相同当量冷凝温度情况下，CO<sub>2</sub> 循环的效率比常规工质低 20%~30%，抵消了其所具有的环境优势。1999 年，Lorentzen<sup>[31]</sup> 重新提出利用膨胀机代替节流阀提高 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统的性能系数。由于 CO<sub>2</sub> 跨临界循环的容积膨胀比是 2~4，远小于常规的制冷剂（20~30，空调工况），而且回收的膨胀功约占压缩功的 25~30

%。这种系统因接近理想卡诺循环，理论上无节流损失，利用膨胀机代替节流阀可以提高 CO<sub>2</sub> 制冷循环的能效比。

取典型工况的室外空气温度为 35℃，气体冷却器出口温度为 40℃；蒸发温度变化为 5℃；系统高压侧压力为 10MPa。压缩机效率为 70%。由图 2-8 发现当膨胀机效率高于 10%，就可高于基本循环效率，如果膨胀机的效率达到 60%，则比基本循环效率提高 27.3%。

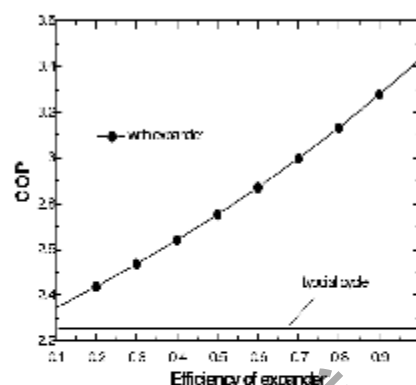


图 2-8 不同膨胀机效率对系统性能系数的影响

表 2-1 提高 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统性能系数方法比较

序号	项目	蒸发温度(℃)	气体冷却器出口温度(℃)	排气压力(Kpa)	压缩机效率	回热温差(℃)	系统性能系数	CO <sub>2</sub> 膨胀机效率
1	基本循环	5	40	10	0.7	0	2.256	
2	回热器	5	40	20	0.7	26	2.356	12.6%
3	提高压缩机效率	5	40	10	0.8	26	2.70	45.4%
4	提高换热系数	7	38	0	0.7	26	2.69	19.4%
5	双级	5	40	10	0.71	26	2.735	48.4%
6	膨胀机	5	40	10	0.7	0	2.872	60%
7	R134a	5	65 冷凝温度		0.65	10	2.676	43.3%

从上述比较结果看出，五种方法都可以提高 CO<sub>2</sub> 跨临界循环的性能系数，从表 2-1 可以看出当膨胀机的效率至少超过 50%，才能都高于其它 5 种方法，而且随着膨胀机的效率越高，系统的性能系数越高。膨胀机效率超过 43.3%，可达到与 R134a 系统相同的性能系数。因此，从上述分析可见，开发高效率膨胀机是 CO<sub>2</sub> 跨临界系统的关键技术。

## 2.2 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀过程的热力学关系计算

在制冷系统工质膨胀的过程中，希望工质进行等熵膨胀，以减小不可逆损失，使制冷量达到最大。由于在 CO<sub>2</sub> 跨临界制冷循环的放热段没有冷凝温度，温度与压力是独立变量，在进行分析时，讨论初始温度与压力独立变化时的膨胀情况。

### 2.2.1 膨胀初始压力不变，温度改变

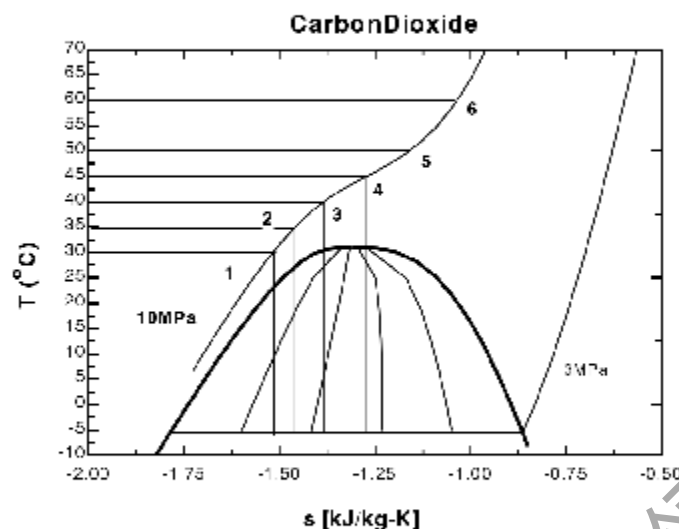


图 2-9 膨胀初始压力不变, CO<sub>2</sub> 等熵膨胀过程的变化

设在图 2-9 中, 有 6 个膨胀过程, 膨胀初始压力相同, 但温度不同, 分别为 30 °C、35 °C、40 °C、45 °C、50 °C 和 60 °C。由于膨胀初始温度不同, 流体到达两相区, 干度的变化规律是不同的。由图 2-10 可以看出当初始膨胀压力保持为 10MPa, 膨胀初始温度为 50 °C 和 60 °C 时, 工质干度由 1 逐渐减小, 而温度为 35 °C、40 °C 时, 干度则由 0 逐渐增大。可见在初始压力一定的情况下, 膨胀初始温度改变, 将导致流体在膨胀机内膨胀过程变化。膨胀过程出现三种情况:

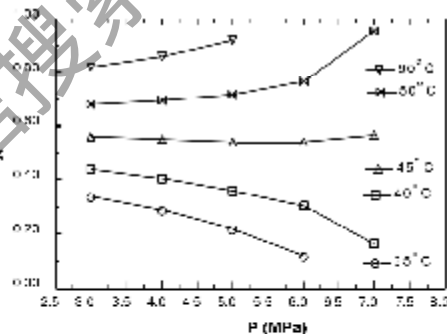


图 2-10 CO<sub>2</sub> 膨胀过程干度的变化规律

- 流体从超临界区进入过冷液区, 再从饱和液膨胀到两相区, 有气态工质产生, 形成气液两相。
- 由超临界流体经临界点直接进入两相区, 且在膨胀过程中工质干度基本保持不变。
- 流体从超临界区进入过热蒸汽区, 由过热蒸汽膨胀到饱和气, 经饱和气进入两相区, 有气态工质凝结, 形成气液两相。

在热泵工作条件下, 随回水温度的升高, 则会出现压力基本保持不变, 而气体冷却器出口温度不断升高, 与上述情况相同。

## 2.2.2 膨胀初始温度不变, 压力变化

图 2-11 中, 有 5 个膨胀过程, 膨胀初始温度相同为 40 °C, 但压力不同, 分别为 7MPa、8MPa、9 MPa、10 Mpa 和 11 MPa。当膨胀机初始温度不变, 压力变化的情况时, 流体到达两相区, 干度变化规律也是不同。图 2-12 表明初始压力越低, 流

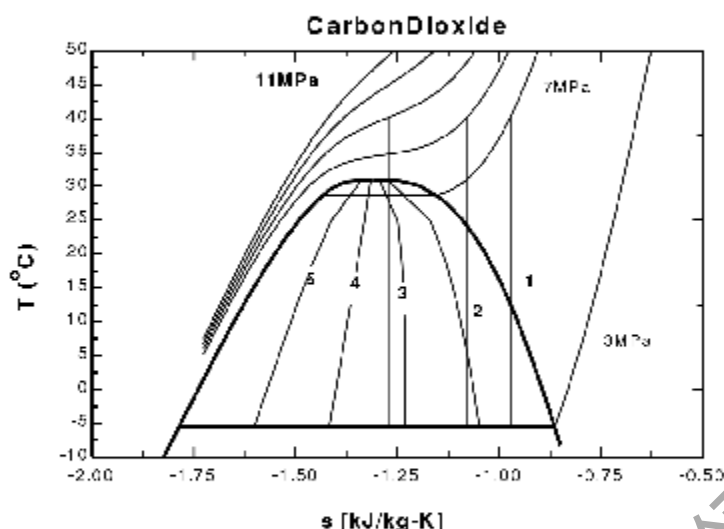


图 2-11 膨胀初始温度不变、CO<sub>2</sub> 等焓膨胀过程的变化

体干度是由 1 逐渐减小，膨胀过程为超临界流体经过热蒸气区，膨胀到饱和气，饱和气继续膨胀，部分工质凝结，变成两相流体。而初始压力越高，流体干度则由 0 逐渐增大，膨胀过程为超临界流体经过冷液区形成饱和液，饱和液进行膨胀，生成部分气态工质，形成两相流体。当高压为 9MPa 时，流体干度基本不变，由超临界区直接进入两相区。

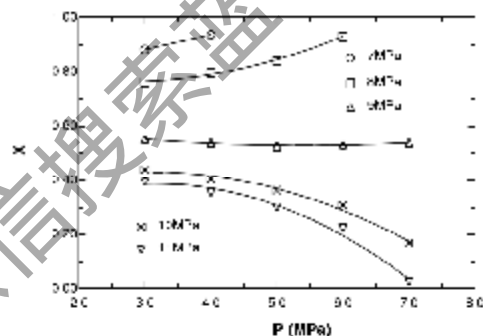


图 2-12 CO<sub>2</sub> 的干度变化图

因此根据以上分析，CO<sub>2</sub> 膨胀过程会随着温度压力的变化产生不同，膨胀过程会发生在临界点左侧，或者膨胀过程发生在临界点右侧。由于流体在临界点附近变化比较剧烈，发生的可能性比较小，因此流体经临界点直接进入两相区的过程本文不讨论。由于膨胀机入口参数的变化，流体在膨胀机内会发生不同的情况，或发生沸腾，或发生凝结，则使膨胀过程的分析出现不同的模型。

### 2.2.3 CO<sub>2</sub> 物性分析

在膨胀过程中，流体都要经过临界区，成为饱和态。流体 CO<sub>2</sub> 在近临界点的物性变化非常剧烈，如  $C_p$ 、 $C_v$ 、 $k$  的奇异点，都出现在临界点。文献[75]和文献[76]都对临界点处，CO<sub>2</sub> 的物性变化进行了阐述。近临界态流体处于某种程度的热力学不平衡态。

在近临界区，不同流体的热力学参数变化规律都明显相似。在这一领域，一些学者常用的参考量是转置温度  $T^*$ ，定义为在给定超临界压力下比热容  $C_p$  达到最大值时的温度，作为延伸的饱和温度来研究，同时将流体看作两相流体。但根据热

力学理论，平衡态的超临界流体显然为单相，因此在分析近临界区会存在两个模型。豪普特曼利用照片，通过直观实验结果得出结论：所有异常的结果都可以用单相模型来解释<sup>[77]</sup>。事实上，可以选择任意一个模型，因为某个有说服力的情况可能对两个模型的任何一个都有利。任何解析模型应该在整个区域都适用，并且用合适的公式表示时，从液体向气体应出现平滑过渡，反之亦然。

在膨胀机工质从超临界到两相区过程中，流体在超临界部分按照单相模型进行处理。

在图 2-13 表示膨胀过程中超临界部分和过冷液的单位质量可回收功，随着入口工质温度的升高而增加，从超临界流体到饱和液段焓差随膨胀初始温度变化而改变很小，占总焓差的比例为 1/5~1/3，因此此段的膨胀功是不可忽视的。过冷液段的焓值随初始温度的升高而减小至 0。超临界流体的焓差比单相流体段所占比例大。两相流部分的膨胀功随温度升高而增加。此膨胀过程工质从 10MPa 膨胀到 3MPa，膨胀压比 3.33，小于常规工质制冷系统的膨胀压比。图 2-14 中可以看出在单相流体段，CO<sub>2</sub> 的比容变化很小。

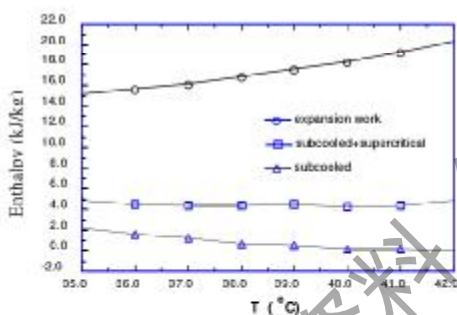


图 2-13 膨胀蒸发过程各部分焓值变化

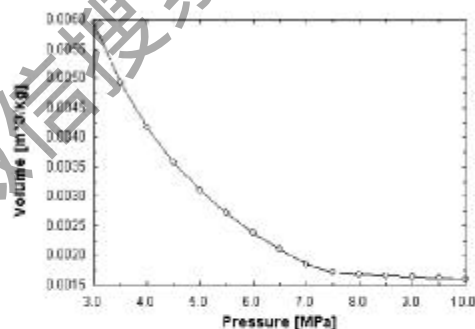


图 2-14 膨胀蒸发过程中 CO<sub>2</sub> 比容的变化

图 2-15 表示膨胀过程中超临界流体从 8MPa 膨胀到 3MPa，膨胀压比 2.67，从超临界流体到过热蒸气焓差基本不随膨胀初始温度变化，占总焓差的比例为 1/10~1/15，过热蒸气段的焓值随初始温度的升高而增大，最大将近总焓值的 1/4。单相流

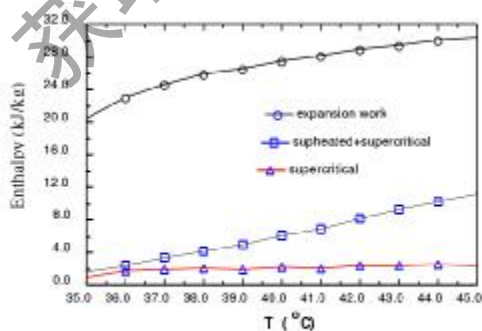


图 2-15 各部分焓值变化图

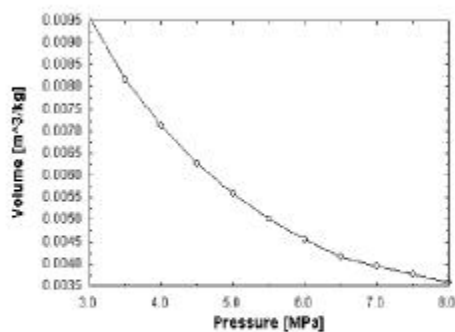


图 2-16 膨胀凝结过程中 CO<sub>2</sub> 比容的变化

体段所占总焓差的比例较大，此段的膨胀功也是不能忽略的。图 2-16 中可以看出在此膨胀过程中，单相流体段工质的比容是连续变化的，可视此段工质为可压缩流体。

## 2.3 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀过程不可逆热力学分析

在实际的过程中，CO<sub>2</sub> 跨临界制冷循环会随外界参数的改变而变化，由此产生的变化会影响系统膨胀机中流体的膨胀过程，并直接导致膨胀机运行效率的变化和系统性能系数的改变，因此有必要对 CO<sub>2</sub> 跨临界制冷循环的膨胀过程进行不可逆热力学的分析，以此为基础才能实现膨胀机的模拟，确定在实际条件下的膨胀机运行特性。

### 2.3.1 膨胀机内部流体的流动特性模型

在单相流段，如果膨胀过程是从超临界流体到液态工质，与膨胀过程从超临界流体到过热气态工质是不同的，虽然变化不同，但都为单相，两个过程流动的模型基本相同。即可采用如下公式<sup>[78]</sup>：

连续方程

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u F) dx = -\frac{\partial}{\partial t}(F \rho dx) \quad (2-1)$$

动量方程

$$-F \frac{\partial p}{\partial x} dx = p \frac{\partial F}{\partial x} - F \rho dx \left( \frac{\partial u}{\partial t} - u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (2-2)$$

在绝热的情况下，能量流出与流入部分之差加上控制体内能减少率等于系统输出的功

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho u F \left( c_p T + \frac{p}{\rho} - \frac{u^2}{2} \right) \right] dx + F dx \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( c_p T - \frac{u^2}{2} \right) \right] = -w_s \rho F dx \quad (2-3)$$

但从两相区到达两相流时，膨胀过程出现蒸发沸腾现象，需考察相变过程中气泡大小、生长过程和脱离，两相流的方程中还应增加气泡的变化方程式，延迟膨胀的现象。而如果膨胀过程在单相流段，为气态工质，到达两相区出现凝结现象，气态工质凝结则需考察相变过程产生液滴大小、状态和成长过程。由于液滴依赖气流向前运动，液滴的速度总是滞后于气流速度，气体需对液滴做功，推动液滴前进。由于干度不同，空泡率改变，将使不同的膨胀过程流体的流型不同，因此流体流动的模型是不同的。液态与气态工质粘性不同，则流动摩擦阻力也随之不同。膨胀机内部流体的传热特性不同。液态的导热系数要大于气态，则流体与膨胀机气缸的热交换冷损也是不同的。

#### 1) 膨胀过程蒸发沸腾的两相流物理模型

在此膨胀过程中，随着流体蒸发和沸腾，流体的气体质量分数不断变化，而且在膨胀机中，特别是转子式膨胀机的活塞在不停的运动，起到一个搅拌的作用，确定膨胀过程中流体的流型是很困难的，因此在建立此膨胀过程的两相部分模型时应将两相一同考虑，并认为是两相速度不同的定常流动。因此膨胀过程的物理模型可以按分离两相流处理，同时增加气泡的生长方程。则流体模型假设如下：

- a) 稳定流动；
- b) 气泡为球形；
- c) 内部气体温度均匀。

连续方程<sup>[78]</sup>为

$$G = \rho_g V_g \frac{a}{x} = \rho_l V_l \frac{1-a}{1-x} \quad (2-4)$$

动量方程<sup>[78]</sup>为

$$\frac{dp}{dz} = \frac{4\tau}{D} - G \frac{d}{dz} [xV_g + (1-x)V_l] [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_l] \cos\theta \quad (2-5)$$

能量方程<sup>[78]</sup>为

$$\left( \frac{dQ}{dz} - \frac{dW}{dz} \right) - \frac{d}{dz} [xh_g + (1-x)h_l] \left[ \frac{d}{dz} \left[ x \frac{V_g^2}{2} + (1-x) \frac{V_l^2}{2} \right] - g \cos\theta \right] \quad (2-6)$$

气泡的增长的方程<sup>[79,80]</sup>

$$\frac{dN}{dt} = \kappa T_g N(r) \exp\left(\frac{-\Delta W}{kT_g}\right) / h \quad (2-7)$$

$$\Delta W = 4\pi r^3 \rho_g (g_g - g_l) / 3 + 4\pi r^2 \sigma \quad (2-8)$$

$$R \left( \frac{d^2 R}{dt^2} \right) + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{\Delta p_c}{\rho_l} \quad (2-9)$$

式中  $\frac{dN}{dt}$  表示产生临界泡核分子团的速率； $\kappa$  表示为玻耳兹曼常数； $h$  表示普兰克数； $T_g$  表示汽相温度，亦即液膜过热度； $\Delta W$  表示外界对气泡需要做的功； $r$  表示气泡尺寸； $\sigma$  表示液体的表面张力； $dR/dt$  表示气泡生长速度。

## 2) 膨胀过程凝结的两相流物理模型

在此膨胀过程中气体的干度很大，而且随着流体的膨胀气态工质不断凝结呈液滴，液滴是被夹带在气流中流动，则此膨胀过程的物理模型可以假设为有悬浮颗粒的气体流模型，同时增加液滴的生长方程。因此对模型假设如下：

- a) 稳定流动；

- b) 雾状两相流动模型，液滴相互之间没有任何联系；
- c) 液滴不可压缩且数目不变，对气体的作用只有气体力；
- d) 忽略液滴对气体连续流动的影响。

分别对气体和液滴建立基本方程<sup>[81]</sup>。

液滴的连续方程（稳定流动）

$$\nabla \cdot (\rho_l V_l) = 0 \quad (2-10)$$

液滴的动量方程

$$\frac{dF}{Adx} - V_l \frac{dV_l}{dx} \rho_l \quad (2-11)$$

式中  $A dx$  代表液滴容积； $F$  代表单位液滴的体积力——即等于气流对液滴的拖拽力； $V_l$  代表液滴在总截面上的平均速度（m/s）； $\rho_l$  代表液滴的密度（kg/m<sup>3</sup>）；

液滴的能量方程

$$\rho_l dQ - \rho_l V_l \frac{dh_l}{dx} \quad (2-12)$$

$$\rho_l dW - \rho_l V_l^2 \frac{dV_l}{dx} \quad (2-13)$$

式中  $Q$  —— 单位体积气体中所有液滴的总换热焓； $W$  —— 单位体积气体中所有液滴作的功；

液滴的增长方程

$$\frac{dR}{dx} = \frac{p_g c_{pg} (T_g - T_s)}{\rho_l \gamma} \frac{1}{M} \frac{1}{\sqrt{2\pi k}} \frac{1}{1 - \frac{2\sigma}{\rho_l \gamma R}} \quad (2-14)$$

式中  $R$  表示液滴半径（m）； $M$  代表马赫数； $\gamma$  代表蒸发潜热（kJ/kg）； $c_{pg}$  代表气相等压比热（kJ/kg·K）。

气体连续方程

$$\nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2-15)$$

气体的动量方程

$$\nabla p - \rho_l \frac{dV_l}{dt} - \rho \frac{dV}{dt} = 0 \quad (2-16)$$

气体能量方程

$$dW - dQ - \rho \frac{dh}{dt} - \rho V \frac{dV}{dt} = 0 \quad (2-17)$$

### 2.3.2 膨胀机膨胀过程的泄漏情况分析



CO<sub>2</sub> 循环压力高于普通工质的循环，在高压情况下，泄漏损失将是影响膨胀机效率的主要因素，也是主要的不可逆损失。泄漏除了与泄漏通道的几何尺寸有关外，还与流体的物性有关，如流体的粘度、密度和压力温度以及流速等。图 2-17 表示了两个膨胀过程粘度变化的趋势，图中过程 1 表示超临界流体在膨胀至两相区出现蒸发现象的过程。而过程 2 正好相反，出现凝结过程。

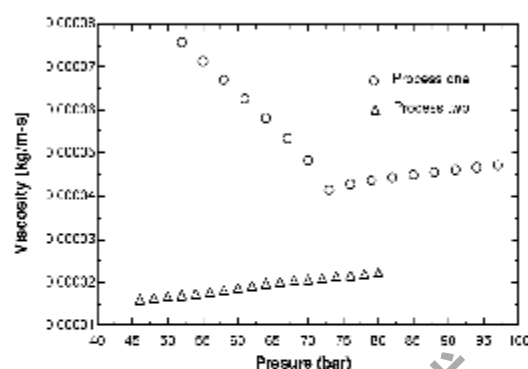


图 2-17 粘度随压力变化图

从图中可以看出，过程 2 的流体粘度较小。在加工间隙相同的情况下，由于工质粘度与密度不同，两相流泄漏质量不同。随着膨胀过程的动态变化，则泄漏效果也会发生变化，例如在膨胀过程 1 中，流体在泄漏过程中，由于粘性作用，会有一部分液体附着在壁面，减小流通的面积，同时由于压力降，流体中会产生气泡，壁面空穴的存在，会使得壁面上也产生气泡，相当于进一步增大了流体流动的阻力，减小泄漏。而在膨胀过程 2 中，流体从超临界流体膨胀到两相，在泄漏过程中，流体中会有液态流体凝结，附着在壁面，也会起到降低阻力的作用，根据研究<sup>[82]</sup>，液态的泄漏要小于气态，因此液态的泄漏效果小于气态。显然如此，泄漏还是与压差有关的，在相同气体冷却器出口温度情况下，膨胀过程 1 要比膨胀过程 2 的压力高，压力差可达 1MPa，压力高的膨胀机将导致泄漏的增加和摩擦损失增加。

#### 1) 平行泄漏通道

由于两个过程中流体的特性不同，因此采用的泄漏模型是不同的。在膨胀过程 1 中，流体主要是以液态为主，因此可以参考液态泄漏公式，同时由于流道的形式以及转速和流体干度等因素的影响，应增加一个经验系数进行修正。对应平行的泄漏通道，根据动力学方程建立泄漏模型，

$$-\tau dx + \left( \tau - \frac{d\tau}{dz} dz \right) dx = \left( p - \frac{dp}{dx} dx \right) dz - p dz \quad (2-18)$$

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial z} \quad (2-19)$$

得到：

$$\dot{m} = C_D A \left( \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (\delta - x) z - V_r \left( 1 - \frac{z}{\delta} \right) \right) \quad (2-20)$$

式中  $dp/dx$  代表  $p$  在  $x$  方向上的梯度； $C_D$  代表泄漏模型的流量系数； $A$  代表泄漏通道的横截面积； $V_r$  代表流体与壁面的相对速度； $z$  代表泄漏通道的长度； $\mu$  代表流体粘度； $\delta$  代表泄漏通道的高度；

在膨胀过程 2，流体主要是以气态为主，因此可参考气态泄漏模型，由于在流

动中会有凝结现象，因此采取冻结模型保持流动过程中的流体干度不变，进行泄漏量的计算，因此此泄漏模型为气液两相分层流动，同时也增加一个经验系数，来修正其它因素的影响。

$$\dot{m}_l = (1-a)Au_l\rho_l \quad (2-21)$$

$$\dot{m}_g = aAu_g\rho_g \quad (2-22)$$

$$a = \left(1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_g}{\rho_l} S\right)^{-1} \quad (2-23)$$

$$S = 0.4 + 0.6 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 0.4 \frac{1-x}{x}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + 0.4 \frac{1-x}{x}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2-24)$$

$$u_g = C \sqrt{\frac{2kR(T_1 - T_2)}{k-1}} \quad (2-25)$$

$$u_l = u_g / S \quad (2-26)$$

式中  $\dot{m}_l$  代表液相泄漏的质量流量 (kg/s);  $\dot{m}_g$  代表气相泄漏的质量流量 (kg/s);  $A$  代表泄漏通道的截面积 ( $\text{m}^2$ );  $u_l, \rho_l$  分别代表泄漏通道液相工质的流速和密度 ( $\text{m/s}$ ), ( $\text{kg/m}^3$ );  $u_g, \rho_g$  分别代表泄漏通道气相工质的流速和密度 ( $\text{m/s}$ ), ( $\text{kg/m}^3$ );  $C$  代表泄漏模型的系数;  $T_1$  代表泄漏前的制冷剂温度 ( $^{\circ}\text{C}$ );  $T_2$  代表泄漏后的制冷剂温度 ( $^{\circ}\text{C}$ );  $x$  代表制冷剂气相干度;  $k, R$  分别代表绝热指数和气体常数;  $a$  代表空隙率;  $S$  代表气相和液相的音速比。

## 2) 狭窄的泄漏通道

在膨胀机中，流体流动中会经过一系列的狭窄通道，当通道很短时，可简化为喷管，对于两相流流体，在应用喷管的流动模型时应增加两相流的概念。假设流体在泄漏过程没有相变，同时考虑到转速的影响和其它因素的影响也应增加泄漏系数  $C_D$ ，因此喷管泄漏流量为

$$G = C_D \sqrt{\frac{2\rho_l(p_1 - p_2)}{\left(\frac{1}{\delta} - 1\right) \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right]}} \quad (2-27)$$

式中  $\rho_l$  代表液体密度 ( $\text{kg/m}^3$ );  $\rho_g$  代表气体密度 ( $\text{kg/m}^3$ );  $p_1$  代表泄漏通道前的压力 (Pa);  $p_2$  代表泄漏通道后的压力 (Pa);  $x$  代表流体的干度。

对气体流动则可利用渐缩喷管公式，假设流动过程是等熵的，则气体通过出口截面的质量流量<sup>[83]</sup>为

$$G = A_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (2-28)$$

式中  $k$  代表气体的等熵指数； $p_1$ 、 $p_2$  是流体在喷管进、出口截面上的压力 (Pa)； $\rho_1$  代表流体在喷管进口截面上的密度 ( $\text{kg/m}^3$ )。

### 3) 平行平盘泄漏通道

对于液体或干度较低的流体通过平行圆盘缝隙流动时，两圆盘平行相距为  $\delta$ ，流体从中心向四周径向流出，则根据流体动力学原理，建立如下方程：

$$r d\theta dr - \left( \tau - \frac{d\tau}{dy} dy \right) r d\theta dr = p r d\theta dy - \left( p + \frac{dp}{dr} dr \right) \times (r - dr) d\theta dr - 2 p dr dy \frac{d\theta}{dy} \quad (2-29)$$

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2-30)$$

边界条件： $y=0, u=0, y=\delta, u=0$

$$\text{泄漏速度 } u = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} y(\delta - y) \quad (2-31)$$

由于泄漏速度没有考虑转动速度对泄漏的影响，因此也增加一个泄漏系数，则泄漏的质量流量为

$$G = C_f \int_0^{\delta} \rho_0 u dA = C_f \int_0^{\delta} 2\pi r \rho_0 u dy = C_f \frac{\rho_0 \pi \delta^3}{6\mu} r \frac{dp}{dr} \quad (2-32)$$

气体或干度很大的流体泄漏，则采用一维定常均匀平衡流动的基本方程为

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{P}{A} \tau_w = -\frac{G}{\rho_m} \frac{dG}{dr} \quad (2-33)$$

### 2.3.3 CO<sub>2</sub> 膨胀机的压力波传播速度分析

在膨胀过程中，当流体沿壁面流过，壁面存在一个微小的角度，会对流体产生负压扰动，即使流体获得一个负的压强增量，而且随着流动的空间不断的增大，形成连续不断负压扰动，使气流的压强不断降低，这样的流动过程是一个膨胀过程，形成膨胀波。流体通过膨胀波是一个加速的过程。在流体压力不断降低的过程中形成压力波。在两相流动中，压力波的传播对临界流和流动稳定性有极大的影响。压力波的传播情况反映对系统的冲击，膨胀机作为动力机，不同的相变膨胀过程，形成的压力波对设备的影响不一样。压力波影响流体流动的稳定性，从而会对膨胀机、管道和设备如阀门等产生破坏作用。以下主要研究膨胀机内流体压力波的传播。

### 2.3.3.1 两相流动的压力波传播速度模型

压力波是单波传播，其压强增量（ $\Delta p$ ）是以波形式向前传播的。有压缩波（ $+\Delta p$ ）和稀疏波（ $-\Delta p$ ）两种形式，都是一种单波传送。单压力波的传播，其前峰非常陡，介质经受这种快速的状态变化，无法达到平衡，对于压力波的传播，需考虑的是波峰持续时间及其状态的变化，波通过以后的状态可不必关心。

以速度为  $a_{TP}$  的压力波在静止的气液两相混合物中传播，在不计外力和壁面摩擦力假定下，运动坐标系内，一维两相混合物的动量方程和连续方程分别为<sup>[78]</sup>：

$$\frac{d}{dz} [\alpha \rho_s V_s^2 + (1-\alpha) \rho_l V_l^2] + \frac{dp}{dz} = 0 \quad (2-34)$$

$$\frac{d}{dz} [\alpha \rho_s V_s + (1-\alpha) \rho_l V_l] = 0 \quad (2-35)$$

如果压力波幅度小，则流体速度变化均不大，使得  $a_{TP} \gg dV_s, a_{TP} \gg dV_l$ ，那么波通过的区域内，稳态流速近似为  $a_{TP}$ 。

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dz} + V_s^2 \frac{d}{dz} \alpha \rho_s + 2V_s \alpha \rho_s \frac{dV_s}{dz} - V_l^2 \frac{d}{dz} (1-\alpha) \rho_l + 2V_l (1-\alpha) \rho_l \frac{dV_l}{dz} \\ \approx \frac{dp}{dz} + a_{TP}^2 \frac{d}{dz} [\alpha \rho_s + (1-\alpha) \rho_l] - 2a_{TP} \left[ \alpha \rho_s \frac{dV_s}{dz} + (1-\alpha) \rho_l \frac{dV_l}{dz} \right] = 0 \end{aligned} \quad (2-36)$$

$$a_{TP} \frac{d}{dz} [\alpha \rho_s + (1-\alpha) \rho_l] - \alpha \rho_s \frac{dV_s}{dz} - (1-\alpha) \rho_l \frac{dV_l}{dz} = 0 \quad (2-37)$$

联立后求得

$$\frac{dp}{dz} - a_{TP}^2 \frac{d}{dz} [\alpha \rho_s + (1-\alpha) \rho_l] = 0 \quad (2-38)$$

假定变量  $\alpha$ 、 $\rho_s$  和  $\rho_l$  仅为系统当地压力  $p(z)$  的函数，即为  $f(p(z))$  形式，作变换  $df/dp = (df/dz)/(dp/dz)$  则有：

$$a_{TP}^2 = \frac{dp}{d[\alpha \rho_s + (1-\alpha) \rho_l]} \quad (2-39)$$

得到了两相混合物中压力波传播速度表达式。假定  $S \approx 1$ ，于是由  $\alpha = x\rho_l / [x\rho_l + (1-x)S\rho_s]$ ，导出  $d\alpha/dp$  代入后有：

$$a_{\text{TP}}^2 = \left[ \alpha^2 + \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_l}{\rho_g} \left| \frac{\partial \rho_g}{\partial p} \right| - \left[ (1-\alpha)^2 + \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_g}{\rho_l} \right] \frac{\partial \rho_l}{\partial p} \right]^{-1} + (\rho_g - \rho_l) \frac{\alpha(1-\alpha)}{x(1-x)} \frac{\partial x}{\partial p} - \alpha(1-\alpha)(p_g - p_l) \frac{\partial S}{\partial p} \quad (2-40)$$

各倒数  $\partial \rho_g / \partial p$ 、 $\partial \rho_l / \partial p$ 、 $\partial x / \partial p$  和  $\partial S / \partial p$  表示相交界面上的传质率、传热率和动能传递率。这些传递率应当与压力波大小、时间特征、以及流型有关。

(1)  $\partial \rho_g / \partial p$  表示气体压缩性，一般可用多变过程  $p v_g^n = \text{常数}$  描述， $n$  值处于热力学平衡下的指数  $n_t$  与等熵指数  $\gamma$  之间。若假定为等熵变化，则  $n = \gamma$ ，表示忽略界面之间的传热。

(2)  $\partial \rho_l / \partial p$  为液体压缩性，基本上与交界面的过程无关，可以用液相声速  $a_l^2$  近似。

(3)  $\partial S / \partial p$  表征相交界面上的动能传递率，在滞止的两相系统中， $\partial S / \partial p \rightarrow 0$ ，没有大的影响。

(4)  $\partial x / \partial p$  表示相交界面上的质量传递，膨胀波与压缩波对  $\partial x / \partial p$  值的影响也不同。

不同的简化假定，形成不同计算模型，得到不同的结果。通过分析  $\text{CO}_2$  在膨胀过程中的特性可以对这些物理量进行简化，从而得到压力波的传播速度公式。

### 2.3.3.2 $\text{CO}_2$ 跨临界循环膨胀过程的压力波传播速度分析

#### 1) 单相流体的压力波传播速度

在膨胀过程中，工质从超临界膨胀到饱和液，流体都是近似不可压缩流体，工质从超临界膨胀到饱和蒸汽，按可压缩流体处理，但都是单相流体，则单相流体的压力波传播速度为

$$a^2 = \left( \frac{dp}{d\rho} \right) \quad (2-41)$$

#### 2) 膨胀闪蒸过程两相流体的压力波传播速度

值得注意的是在膨胀过程中是由于压强的变化形成蒸气，而不是由于加热而形成的蒸气，产生了闪蒸现象。由于压强的突变而引起快速相变会产生不平衡效应，两相之间可能需要一定的时间才能再次达到平衡，回复平衡的机理是通常所说的弛豫时间。在曾丹苓<sup>[84]</sup>给出的声速研究中，考虑相变的影响，而引入了弛豫系数  $\theta$ ，相转变率

$$\frac{d\xi}{dt} = \theta \left( \frac{\partial x}{\partial p} \right) \frac{dp}{dt} - \beta \Delta \quad (2-42)$$

而  $\theta$  是由相变  $\left(\frac{\partial x}{\partial p}\right)$  带来的影响,  $\theta$  的确定是比较困难的。在两相临界流的经验模

型中, HENRY-FAUSKE<sup>[78]</sup>模型考虑流体的不平衡条件, 用系数  $N$  把热平衡和热不平衡的尺度联系起来

$$(dx/dp)_s = N(dx_s/dp)_s, N = Nx_s \quad (2-43)$$

$N$  的确定则通过试验来确定的。

膨胀过程中的相变弛豫首先从气泡的生长进行分析。实际的相变过程是一个不可逆过程, 这时驱动过程进行的是两相间的化学势, 同样存在热力学流和热力学力间的唯象关系。因此, 实际的相变过程均为非平衡相变。如果非平衡相变的不可逆程度小到可以忽略, 则认为相变过程是在无限小势差作用下进行的可逆过程, 也就是说相变弛豫时间为零, 流体在过程中得到充分相变, 这种情况称为平衡相变。理想的平衡相变只在压力和温度变化趋于无限缓慢时才出现, 实际相变过程均表现一定的非平衡性。在相变过程中, 液体是处于亚稳定状态, 在产生气泡时, 两相之间的压力并不相等, 由于表面张力的作用, 使得气相的压力大于液相的压力, 此时两相压力不相等, 而温度又需相等, 所以稳定平衡破坏, 出现亚稳态平衡。亚稳态平衡时的两相参数关系可由方程(2-44)来描述气液间达到力学平衡。

$$p = p_i = \frac{2\sigma}{r} \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \quad (2-44)$$

形成气相的首要条件是界面液相有一定的过热度,  $\exists \Delta T_m = T_g - T_l$ , 过热度可从亚稳平衡时热力学条件确定, 由 Clapeyron-Clausius 公式可得

$$\Delta T_s = \frac{T_s v_g}{\lambda} \frac{2\sigma}{r} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right) \quad (2-45)$$

由气泡的继续生长就要使液相过热度达到克服汽化的阻力, 由液膜的过热度可得出气泡临界半径与极限过热度的关系:

$$r_c = \frac{2\sigma T_s}{h_{fg} \rho_g (T_l - T_s)_c} \quad (2-46)$$

式中:  $h_{fg}$  为液体的气化潜热,  $v$  为比容,  $r$  代表气泡半径,  $\sigma$  为表面张力。下标  $s$  代表饱和状态,  $c$  代表临界状态, (2-46) 式表明, 对于一定的液体在一定的过热度下, 气泡半径大于  $r_c$  者可以继续长大, 而小于  $r_c$  的气泡将不复存在。换句话说, 过热度  $\Delta T_s = T_l - T_g$  较大时, 液体离稳定平衡态较远, 气液两相间的化学势差  $\Delta\mu$  较大,

这时只需要一个小的扰动即可使平衡破坏，反映扰动尺度的 $r_c$ 较小。相反，在过热度较小时，则要求有更大尺度的扰动才能使亚稳平衡遭到破坏而引起向更稳定的状态转移。

气泡的生长速度也是影响相变的一个因素。当形成泡核后，内压很大，气泡的生长主要受气相推动外层液体的惯性力以及液体的粘滞力和截面表面张力所控制，在等温条件下气泡的生长速度的近似解为

$$\frac{R_m}{t_m} - \frac{dR}{dt} = 2.69 \left( \frac{p_1}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (2-47)$$

生长的气泡尺寸与时间呈线性关系，当气泡的半径越小，则生成时间越短。如果气泡的生长速度很快，则相变产生的延迟越小。

Taniguchi,H 和 Kudo,Kdengren<sup>[85]</sup>对应用于热泵系统的螺杆膨胀机进行了研究，以 R12 为工质，研究了膨胀过程中纯液相气泡生成的时间延迟对膨胀的影响。预测的结果显示，由于时间延迟导致对膨胀过程产生的影响与假设延迟时间为零产生的影响的差别很小，同时测试结果也证明，假设延迟时间为零是正确的。

通过对比将 R12 的膨胀过程和 CO<sub>2</sub> 膨胀过程中气泡生长情况，可以了解 CO<sub>2</sub> 相变中延迟对膨胀的影响。表 2-2 中列出了 R12 和 CO<sub>2</sub> 的膨胀条件下的物性，可以比较出气泡的临界半径大小和气泡的生长速度。

表 2-2 R12 和 CO<sub>2</sub> 物性比较

项目	CO <sub>2</sub>	R12	比值 CO <sub>2</sub> /R12
膨胀温度 (°C)	28	28	--
压力 (bar)	68.92	7.059	9.763
气相密度 (kg/m <sup>3</sup> )	288.4	40.33	7.151
液相密度 (kg/m <sup>3</sup> )	659.4	1300	0.507
气化潜热 (kJ/kg)	92.63	136.3	0.68
表面张力 (N/m)	0.0002338	0.008162	0.0286
气泡临界半径(过热度相同)	---	---	0.00588
气泡的生长速度	---	---	4.388

从表 2-2 中的比值可以看出，CO<sub>2</sub> 的表面张力非常小，因此气泡的临界半径相对于 R12 的小得多，而且 CO<sub>2</sub> 的膨胀压力要远高于 R12 压力，气泡的生长速度要大于 R12 的生长速度，因此可以说 CO<sub>2</sub> 相变延迟时间比 R12 要小。

根据文献[75]和文献[76]对 CO<sub>2</sub> 膨胀过程的分析, 确定 CO<sub>2</sub> 流体相变属于亚稳态, 可以利用亚稳态平衡理论对 CO<sub>2</sub> 膨胀过程进行近似分析。

当流体处于快速压降条件下, 在 CO<sub>2</sub> 稀疏压力波的传播速度分析中, 需考虑由于压力快速下降对质量分数的影响, 在闪蒸过程中, 质量分数不仅是焓的函数, 也是压力的函数, 对于一个给定的热力学系统则有以下式成立<sup>[78]</sup>

$$x = x(h, p) \quad (2-48)$$

对上式微分则可以得到

$$\frac{dx}{dp} = \left( \frac{\partial x}{\partial h} \right)_p \frac{dh}{dp} + \left( \frac{\partial x}{\partial p} \right)_h \quad (2-49)$$

气液两相流体的流型的选择将影响压力波传播速度的模型。为简化模型采用“闪蒸破碎模型”理论。在膨胀过程产生沸腾和蒸发时存在闪蒸现象, 因此在此流动过程中, 由于热惯性, 液滴内部的温度要高于周围蒸气温度, 于是沿流向压力稍一降低, 液体内部就发生沸腾, 当流动动力大于液体表面的张力时, 液滴就会破碎成很小的微粒。根据实验<sup>[86]</sup>, 在喷管不同参数的两相流中, 破碎后液滴的直径很小, 经激光测试装置测得的液滴直径大约在 4.0~5.9 微米。在膨胀机内的流体闪蒸膨胀, 流动机理与喷管中的两相流动类似, 而且 CO<sub>2</sub> 膨胀过程中, 气相的质量分数比较小, 如果有滑速比引起的流动损失也很小, 流体的滑速比与两相密度差有关, 从图 2-16 可以看出, 在压力较高时, 密度差减小, 可以认为滑速比  $S \approx 1$ 。因此膨胀过程的压力波传播公式按照均相模型考虑, 将  $dx/dp$  代入公式(2-40), 则得到:

$$\alpha = \left( 1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_s}{\rho_l} S \right)^{-1} \quad (2-50)$$

$$a^2 = \left[ \frac{\alpha^2 \left( \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_l}{\rho_s} \right) \frac{d\rho_s}{dp} + \left[ (1-\alpha)^2 + \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_s}{\rho_l} \right] \frac{d\rho_l}{dp}}{+(\rho_s - \rho_l) \frac{\alpha(1-\alpha)}{x(1-x)} \left[ \left( \frac{dx}{dh} \right)_p \left( \frac{dh}{dp} \right) + \left( \frac{dx}{dp} \right)_h \right]} \right]^{-1}$$

$$= \left[ \frac{\alpha^2 \left( \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_l}{\rho_s} \right) \frac{d\rho_s}{dp} + \left[ (1-\alpha)^2 + \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_s}{\rho_l} \right] \frac{d\rho_l}{dp}}{-(\rho_s - \rho_l) \frac{\alpha(1-\alpha)}{x(1-x)} \left[ \frac{1}{h_g} \left( \frac{dh}{dp} \right) + \left( \frac{dx}{dp} \right)_h \right]} \right]^{-1} \quad (2-51)$$

### 3) 膨胀凝结过程两相流体的压力波传播速度

膨胀过程只出现凝结现象时, 对于稀疏波, 气相与液相存在温差, 需经界面热



传导方能达到平衡，在此膨胀过程中，按热力平衡假定计算，并按绝热过程模型处理<sup>[80]</sup>，即  $dx/dp = [x(ds_g/dp) - (1-x)(ds_l/dp)]/s_{lg}$ 。则  $S \approx 1$  时，此过程的压力波传播速度公式为

$$\alpha^2 \left\{ \frac{\alpha^2 + \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{\partial \rho_g}{\partial p} - \left[ (1-\alpha)^2 - \alpha(1-\alpha) \frac{\rho_g}{\rho_l} \frac{\partial \rho_l}{\partial p} \right]}{1 - (p_g - p_l) \frac{\alpha(1-\alpha)}{x(1-x)} \cdot \frac{x(ds_g/dp) - (1-x)(ds_l/dp)}{s_{lg}}} \right\}^{-1} \quad (2-52)$$

## 2.4 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀过程对系统的影响

### 2.4.1 膨胀初始温度变化

由于初始膨胀温度变化，导致流体的膨胀功及系统的循环性能系数会不相同，从图 2-18 和 2-19 中可以发现，当膨胀初始压力不变的情况下，随膨胀初始温度的升高，流体的膨胀功增大，同时系统的单位制冷量减小，出现一对矛盾。但从循环性能系数看，初始温度越低，COP 值越大，因此在满足需要的前提下，尽可能地降低气体冷却器出口温度以提高 CO<sub>2</sub> 循环性能系数，此规律不仅在带节流阀的系统适用，也适用于带膨胀机的循环中。

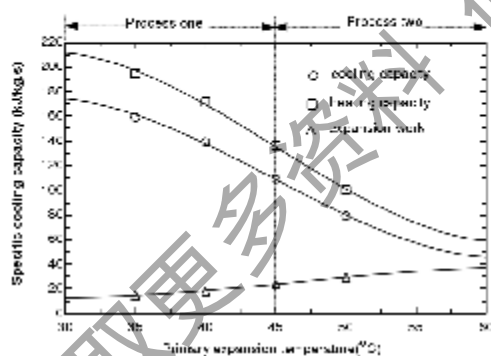


图 2-18 膨胀机效率为 100% 时，制冷量、制热量、膨胀功随膨胀机入口温度变化

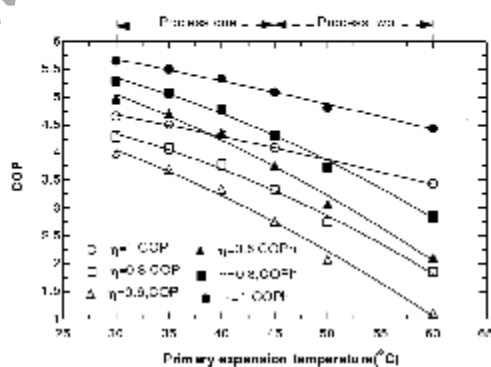


图 2-19 不同膨胀机效率时，COP 与 COPh 随膨胀机入口温度的变化

### 2.4.2 膨胀初始压力变化

从图 2-20 和 2-21 中可以发现，当膨胀初始温度不变的情况下，随着压力的增大，膨胀功逐渐减小，而制冷量迅速增大，压缩功增大，COP 减小。当初始压力为 7MPa 时，虽然 COP 最大，但单位制冷量很小，会导致流量增大，设备尺寸增大。此膨胀过程为理想膨胀过程，当考虑膨胀机的效率时，会存在最优压力<sup>[81]</sup>，在相同

效率情况下，最优压力基本发生在膨胀蒸发过程系统，使系统性能系数达到最大，当效率不相同时，如果膨胀凝结过程系统的效率大于膨胀蒸发过程系统的效率 10%，在某些压力下，前者的性能系数会超过后者，因此应合理选择初始膨胀参数。

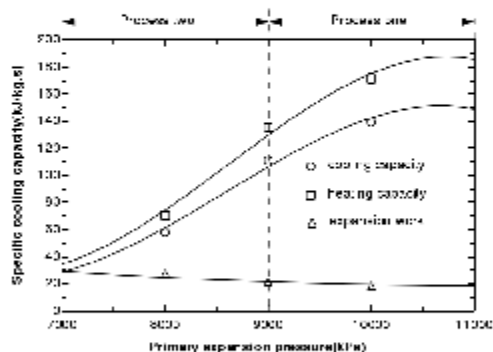


图 2-20 膨胀机效率为 100% 时，制冷量、制热量、膨胀功随膨胀机入口压力的变化

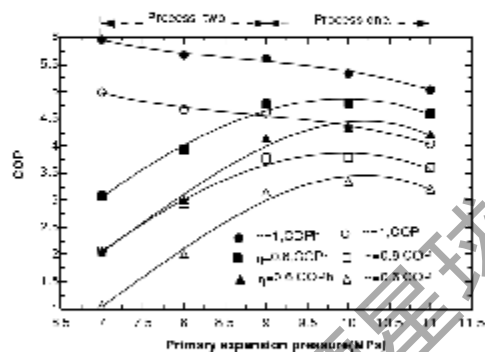


图 2-21 不同膨胀机效率时，COP 与 COPh 随膨胀机入口温度的变化

## 2.5 本章小节

本章对提高  $\text{CO}_2$  制冷循环系统效率的方法进行了比较，同时对膨胀机的膨胀过程进行了分析，对不同膨胀过程的流体物性进行比较，并根据膨胀过程的特点建立适合不同膨胀过程的流体流动特性模型，针对流体的不同特性建立了膨胀机中不同泄漏通道的泄漏模型，分析了在不同膨胀过程流体状态下的膨胀压力波传播速度的模型。得出如下结论：

- 1) 通过采用回热器、提高压缩机效率、提高换热系数、开发膨胀机和优化循环等措施的比较，开发高效率膨胀机可大幅度提高  $\text{CO}_2$  跨临界循环的系统性能系数。在计算条件下，当膨胀机的效率超过 43.3%，就能超过 R134a 系统。因此开发高效率膨胀机是  $\text{CO}_2$  跨临界系统的关键技术。
- 2)  $\text{CO}_2$  跨临界循环中膨胀过程会根据初始参数不同发生动态变化，主要分为两种，一是由单相液态工质膨胀到两相区，膨胀过程发生蒸发现象，另一个是由单相气态工质膨胀到两相区，膨胀过程发生冷凝现象。根据热力学理论计算，得出在相同膨胀机效率情况下，膨胀蒸发过程的系统性能系数总是高于膨胀凝结过程，因此在膨胀机设计时应按照理想膨胀过程在临界点的左侧进行。在实际运行中，由于膨胀过程的不同，导致各个参数影响效率的程度会不同。
- 3) 膨胀过程的变化将会产生不同的流体流动物理模型，同时对泄漏产生不同的影响，最终导致膨胀机的效率变化。这些模型的建立为膨胀机的实际过程的模拟提供理论帮助。

## 第三章 CO<sub>2</sub> 滚动活塞膨胀机的研究

### 3.1 滚动活塞膨胀机的运行特性理论分析

滚动活塞膨胀机在实际运行中,会受到外部、内部等各因素的影响,因此有必要建立膨胀机的理想情况下的模型,对膨胀机的运行基本特性进行分析。根据所开发的 D3ER2.0<sup>[6]</sup>型 CO<sub>2</sub> 滚动活塞膨胀机的结构特点,进行运行特性的理论研究,其结构参数见文献[76]。D3ER2.0 型 CO<sub>2</sub> 滚动活塞膨胀机是在 D3ER1.0 原有型滚动活塞膨胀机<sup>[75]</sup>的设计基础上进行了改造,其特点如下:

- a) 仍采用与 D3ER1.0 型膨胀机相同的吸入口控制系统,但对结构进行了小的改进,同时零件的表面进行了精细的研磨以降低摩擦力。
- b) 为满足与压缩机匹配要求,将膨胀机的容量减小,气缸的高度降低。
- c) 为了降低膨胀过程泄漏,配合间隙减小,并进行零件精细加工,控制装配间隙。
- d) 为减小摩擦损失,在偏心轮与滚动活塞之间增加滚针,在滑板和二轴采用滚针轴承。
- e) 为防止外泄漏损失,将发电机与膨胀机合并为一体,做成全封闭形式,从而避免了由于轴封造成摩擦损失。此时发电机的轴与膨胀机的轴由联轴器联接。
- f) 为减小滑板的变形,滑板厚度增大,同时为减小滑板与滚动活塞的间隙,将滑板的背压设为高压流体压力。
- g) 膨胀机底部设有管道,可将泄漏到外壳中的气态制冷剂回到气液分离器。

#### 3.1.1 理论计算模型

对滚动活塞膨胀机的计算模型作如下假设:

- 1) 膨胀机的膨胀过程中存在泄漏和摩擦,但流体各参数仍按照等熵过程计算;
- 2) 设计蒸发温度为 5℃;
- 3) 气体冷却器的出口温度为 40℃;
- 4) 高压侧运行压力为系统最优压力取 10MPa;
- 5) 膨胀机转动在任意角度  $\theta$  的吸气容积和工作容积按照公式计算:

$$V_s(\theta) = \frac{1}{2} H (R^2 f(\theta) - l_r h_p) \quad (3-1)$$

$$f(\theta) = (1 - a^2)\theta - \frac{(1 - a)^2}{2} \sin 2\theta - a^2 \arcsin \left[ \frac{(1 - a) \sin \theta}{a} \right] - a(1 - a) \sin \theta \sqrt{1 - \left(\frac{1 - a}{a}\right)^2 \sin^2 \theta}$$

$$\dots\dots\dots(3-2)$$

$$l_p = R[1 - (1 - a) \cos \theta - \sqrt{(1 - a)^2 \cos^2 \theta + 2a - 1}] \quad (3-3)$$

$$a = r / R \quad (3-4)$$

$$V_v(\theta) = V_c \quad V_c(\theta) = \pi(R^2 - r^2)H \quad V_j(\theta) \quad (3-5)$$

6) 在膨胀机的实际运行过程中, 会存在不可逆因素影响膨胀功的大小, 主要包括接触面之间的摩擦损失、通过间隙的泄漏损失以及流体在膨胀机内的流动阻力损失等, 膨胀机的效率可由以下公式进行理论计算:

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{ideal}} = \frac{W_{ideal} - W_{loss}}{W_{ideal}} \quad (3-6)$$

$$W_{ideal} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})_{isent} \quad (3-7)$$

$$W_{loss} = W_{fric} + W_{flow} + W_{leak} + W_{clear} \quad (3-8)$$

以上各式中,  $W_{ideal}$  表示  $CO_2$  理论绝热膨胀功(kW), 它可表示成等熵膨胀过程膨胀机进出口焓差与  $CO_2$  质量流量的乘积;  $W_{out}$  表示  $CO_2$  膨胀机输出膨胀功(kW);  $W_{loss}$  表示  $CO_2$  膨胀功损失 (kW);  $W_{fric}$  表示膨胀机的摩擦损失 (kW);  $W_{flow}$  表示  $CO_2$  流体在流动过程中由于流体间摩擦和流体与壁面间的粘性摩擦引起的损失 (kW);  $W_{leak}$  表示流体泄漏引起的能量损失 (kW);  $W_{clear}$  表示余隙容积损失 (kW)。

### 3.1.2 结果分析

#### 3.1.2.1 转速的影响

根据理论模型计算, 图 3-1 表示膨胀机流量与转速的关系, 从图中可以看出在膨胀初始压力和温度不变的理想条件下, 膨胀机的流量随转速增大而升高。在图 3-2

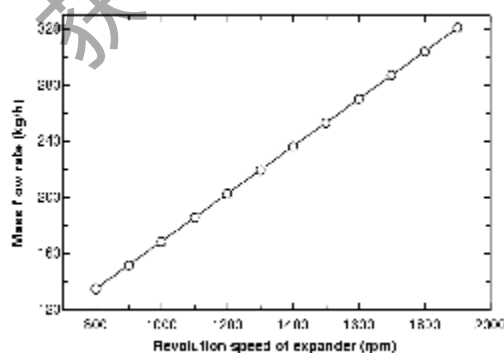


图 3-1 膨胀机流量随转速变化的规律

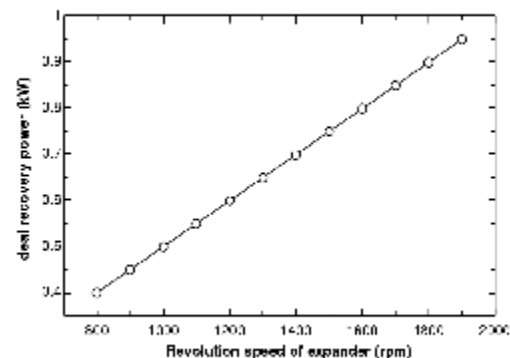


图 3-2 膨胀机理想膨胀功随转速变化的规律

中，膨胀机的理论膨胀功是随转速的变化呈单调增长趋势，但在实际应用中，还必须考虑泄漏摩擦等因素对膨胀机输出功的影响，因此图 3-3 中实际上输出功小于理想输出功，但随转速变化的趋势基本与理想膨胀功相同。图 3-4 中，膨胀机效率并没有象膨胀机输入功一样随转速的增长而单调增长，而是存在一个极值，在某转速时，膨胀机效率达到最大值，此时也是膨胀机综合损失率为最小。

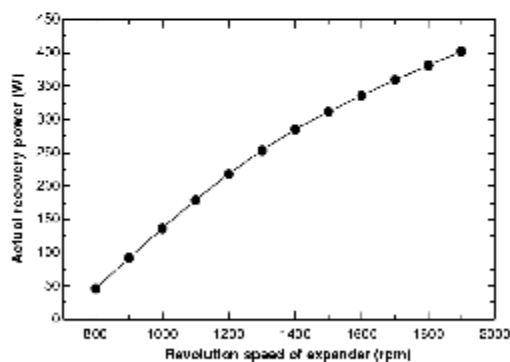


图 3-3 实际膨胀功随转速变化的规律

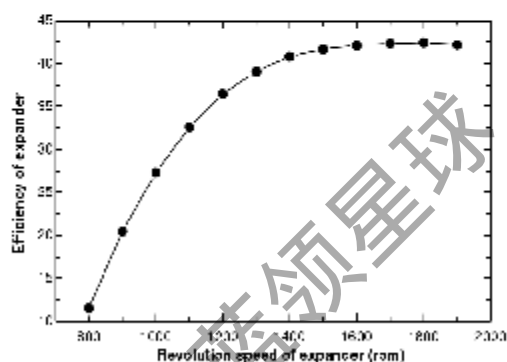


图 3-4 膨胀机效率随转速变化的规律

### 3.1.2.2 膨胀初始压力的影响

在图 3-5 和图 3-6 中表示了膨胀初始压力对膨胀机的流量和理想输出功的影响。在膨胀机入口温度不变，膨胀机转速不变的情况下，改变膨胀机的初始入口压力，

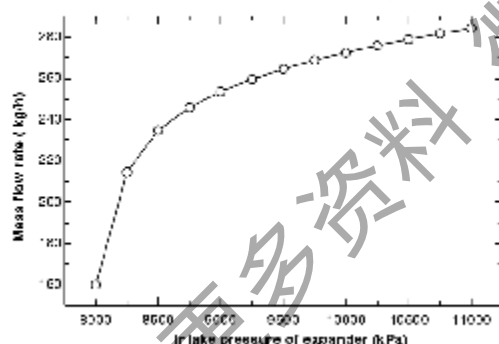


图 3-5 膨胀机流量随膨胀初始压力的变化规律

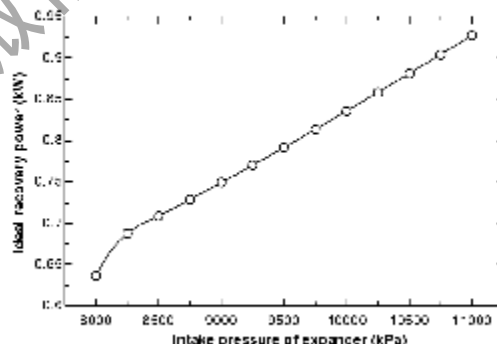


图 3-6 理想膨胀功随膨胀初始压力变化的规律

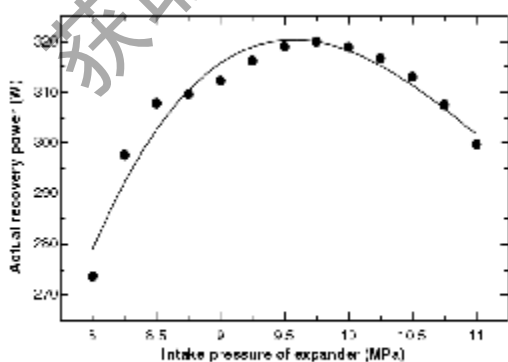


图 3-7 实际膨胀功随膨胀初始压力变化的规律

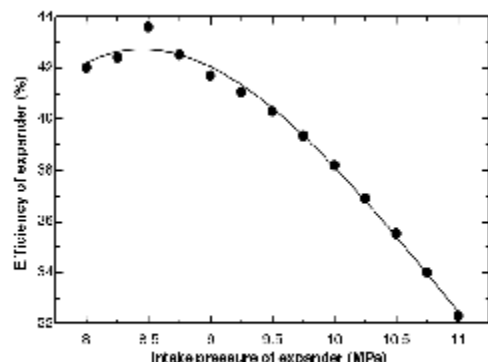


图 3-8 膨胀机效率随初始膨胀压力变化的规律

随着压力的升高，工质流量的增大，同时膨胀机理想输出功也增大。但考虑到各种损失，摩擦损失和泄漏损失随着压力的升高而增大，则实际的膨胀功如图 3-7 所示，在某膨胀初始压力下存在最大输出功，但在图 3-8 膨胀机效率图中，压力在 8.0MPa~11MPa 之间，并非压力越低，膨胀机的效率越高，因为压力低，膨胀机的理想膨胀功也降低，则存在最优点。

### 3.1.2.3 膨胀初始温度的影响

在图 3-9 和图 3-10 中表示了工质膨胀初始温度对膨胀机的流量和理想输出功的影响，在膨胀机入口压力不变，膨胀机转速不变的情况下，改变膨胀机的初始入口温度，发现随着温度的升高，工质流量的减小，膨胀机理想输出功增大，并在某温度下存在最大值。膨胀机的摩擦损失随入口温度变化很小，入口温度主要影响膨胀机的泄漏损失。在图 3-11 中，膨胀机的实际膨胀功随膨胀初始温度变化具有与理想膨胀功相同的趋势，也存在最佳值，而且影响到膨胀机的效率的变化趋势，如图 3-12。

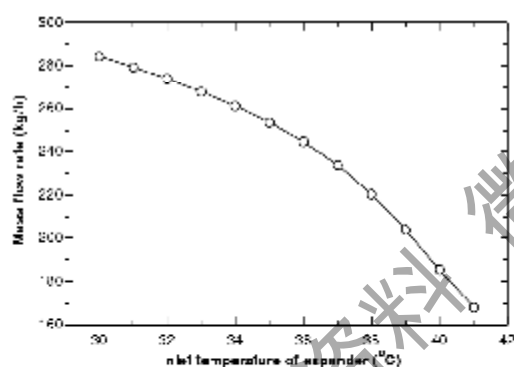


图 3-9 膨胀机流量与膨胀初始温度变化的规律

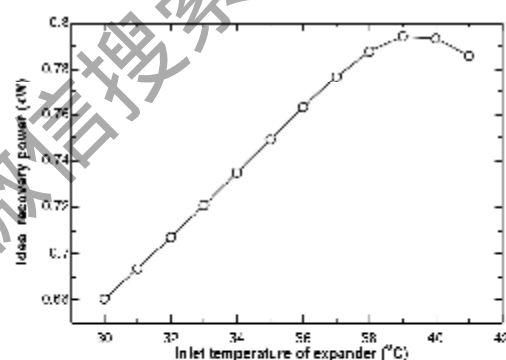


图 3-10 膨胀机理想膨胀功与膨胀初始温度变化的规律

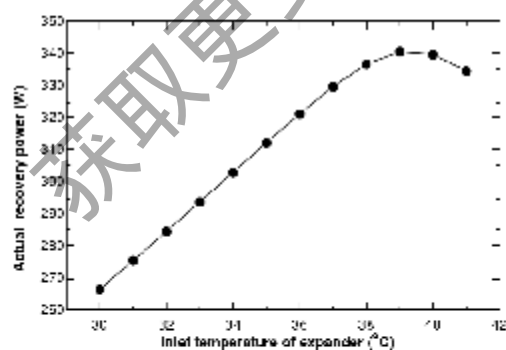


图 3-11 实际膨胀功与膨胀初始温度变化的规律

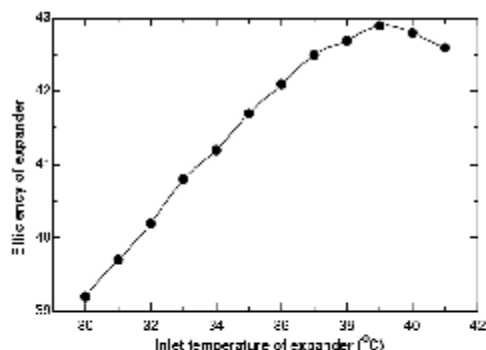


图 3-12 膨胀机效率与膨胀初始温度变化的规律

## 3.2 新型滑板滚动活塞膨胀机的分析

通过 D3ER2.0 型滚动活塞膨胀机样机的实验发现，膨胀机的滑板与滚动活塞接触部位磨损比较厉害，说明此处会产生很大的摩擦损失，而且滑板与滚动活塞为线接触，不利于密封，因此需对滑板进行重新设计。以减小滑板处的摩擦和泄漏为目的，滚动活塞膨胀机新型滑板的外观图如图 3-13。新型滚动活塞膨胀机的滑板与普通的滑板不同在于，滑板靠滚动活塞的一端装有一个密封柱，密封柱与滚动活塞接触侧磨有凹圆面，使密封柱的凹圆面能够与滚动活塞外圆重合。此设计的主要思路是减小滑板与滚动活塞之间的摩擦损失，由于密封柱随滚动活塞的转动而左右摆动，使接触面处于较好的润滑状态，由此达到减小摩擦损失的目的。同时由于密封柱存在一段小圆弧与滚动活塞相吻合，加强了密封的作用，即改原先的线密封为现在的面密封，从而降低通过滑板端部与滚动活塞之间间隙的泄漏损失。从变形角度看，现新型滑板的长度较原先滑板的长度小，则弯曲变形量将减小，也有利于减小泄漏。此新型滑板滚动膨胀机型号为 D3ER2.1。

由于密封柱的存在，则滑板的受力情况将与传统滑板的受力有所不同，因此对新型滑板的滚动活塞膨胀机进行受力分析。

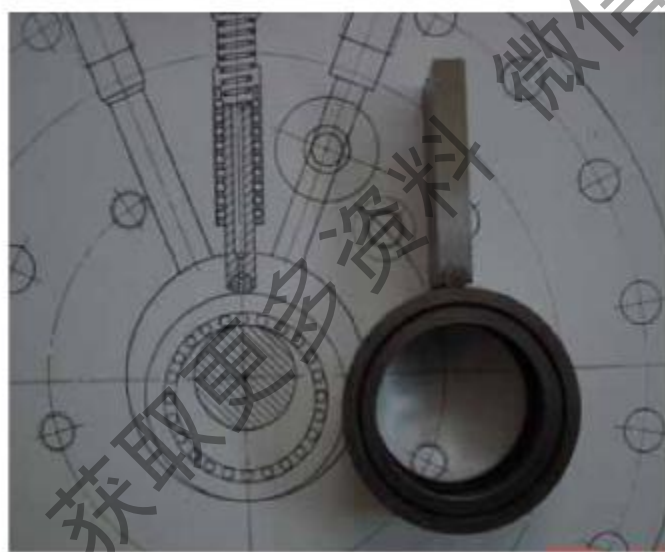


图 3-13 新型滑板的外观图

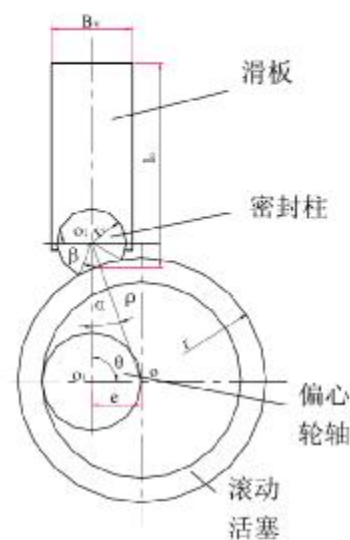


图 3-14 滑板的几何关系

### 3.2.1 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机的受力分析

#### 3.2.1.1 密封柱的受力分析

图 3-14 为密封柱、滑板与滚动活塞的几何关系图。密封柱与滑板一起沿滑板槽做往复运动，则密封柱在气缸内运动产生的位移为  $x_m$

$$x_m = R \rho \quad (3-9)$$

式中  $\rho$  ——为气缸圆心到密封柱圆心的距离 (m)。

由几何关系得

$$\rho = e \cos \theta + (r_0^2 - e^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (3-10)$$

$$r_0 \left( r^2 - r_c^2 \sin^2 \left( \frac{\alpha_0}{2} \right) \right)^{1/2} + r_c \cos \left( \frac{\alpha_0}{2} \right) \quad (3-11)$$

则密封柱的位移为

$$x_m = R \left( e \cos \theta + (r_0^2 - e^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right) \quad (3-12)$$

由此可推导出滑板的位移

$$x - x_m + r_c \cos \beta = R \left( e \cos \theta + (r_0^2 - e^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right) + r_c \cos \beta \quad (3-13)$$

对上式求导可得出滑板和密封柱运动的速度和加速度

$$v_v = e\omega \left( \sin \theta + \frac{e \sin 2\theta}{2\sqrt{r_0^2 - e^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (3-14)$$

$$a_v = e\omega^2 \left[ \cos \theta + \frac{e \cos 2\theta}{\sqrt{r_0^2 - e^2 \sin^2 \theta}} + \frac{e^3 \sin^2 2\theta}{4\sqrt{(r_0^2 - e^2 \sin^2 \theta)^3}} \right] \quad (3-15)$$

式中  $\omega$  ——偏心轮轴的转动角速度 (rad/s)。

密封柱的受力分析如图 3-15, 由于密封柱只进行转动, 没有左右移动, 因此  $x$  方向上的合力为零, 密封柱与滑板在滑板槽内进行相同的移动, 因此在  $y$  方向上的滑板和密封柱的速度和加速度是相同的。由于滑板和密封柱之间的作用力比较复杂, 因此将两者之间的作用力简化为两方向的力即  $F_y$  和  $F_x$ 。滑板与密封柱之间产生的摩擦力矩  $M_g$ ,  $F_{lm}$  为密封柱  $y$  方向上的惯性力,  $F_d$ 、 $F_s$  为腔内气压产生的压力,  $F_t$ 、 $F_n$  为密封柱与滚动活塞的接触力。 $m_0$  为密封柱质量(Kg)。则密封柱在  $x$ 、 $y$  方向的受力分别为

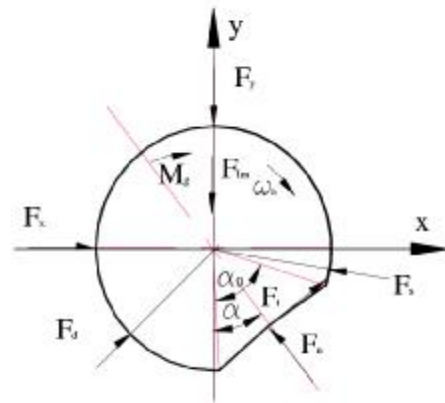


图 3-15 密封柱的受力图

$$\sum X = 0$$

$$F_x + F_d \sin \left( \frac{\beta - \alpha}{2} + \frac{\alpha_0}{4} \right) + F_t \cos \alpha - F_n \sin \alpha - F_s \sin \left( \frac{\beta + \alpha}{2} + \frac{\alpha_0}{4} \right) = 0 \quad (3-16)$$



$$\sum Y = 0$$

$$F_n \cos \alpha + F_f \sin \alpha - F_{\text{ln}} - F_n + F_d \cos \left( \frac{\beta - \alpha}{2} + \frac{\alpha_0}{4} \right) + F_f \cos \left( \frac{\beta + \alpha}{2} + \frac{\alpha_0}{4} \right) = 0 \quad (3-17)$$

$$F_f = \mu_s F_n \quad (3-18)$$

密封柱的运动微分方程

$$I_{m0} \dot{\omega}_m - M_g - (r_0 - r) F_f \quad (3-19)$$

密封柱转角与滑板中线之间夹角为  $\alpha$ ，可由滑板的几何关系求得：

$$\alpha = \arcsin \left[ \frac{e \sin \theta}{\sqrt{r^2 - r_v^2 \sin^2 \left( \frac{\alpha_0}{2} \right) + r_v \cos \left( \frac{\alpha_0}{2} \right)}} \right] \quad (3-20)$$

密封柱的角速度

$$\omega_m \frac{d\alpha}{dt} = \frac{1}{r_0 \sqrt{1 - \left( \frac{e \sin \theta}{r_0} \right)^2}} e \cos \theta \omega \quad (3-21)$$

密封柱的角加速度

$$\dot{\omega}_m \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{e\omega}{r_0} \left[ \frac{\sin \theta}{\sqrt{1 - \left( \frac{e \sin \theta}{r_0} \right)^2}} + \frac{e^3 \sin \theta \cos^3 \theta \omega}{r_0^2 \left( 1 - \left( \frac{e \sin \theta}{r_0} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \right] \quad (3-22)$$

式中  $I_{m0}$  密封柱绕轴心的转动惯量， $\alpha_0$  是密封柱小弧面与中心的夹角。由于  $\alpha_0$  很小，把柱子近似当作整体，则

$$I_{m0} = \frac{1}{2} m_0 r_0^2 \quad (3-23)$$

$$F_d = 2r HP_d \sin \left( \frac{\beta + \alpha - \frac{\alpha_0}{2}}{2} \right) \quad (3-24)$$



式中  $F_{g0}$  为滚动活塞的惯性力 (N),  $m_g$  为滚动活塞的质量 (kg)

$$F_{g0} = 2rH(P_s - P_d) \sin \left( \frac{\theta + \alpha - \frac{\alpha_1}{2}}{2} \right) \quad (3-31)$$

$$F_{g1} = 2rHP_d \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right) \quad (3-32)$$

$$\alpha_1 = 2 \arcsin \left( \frac{r_1}{r} \sin \frac{\alpha_0}{2} \right) \quad (3-33)$$

$$\beta_1 = \theta - \alpha - \frac{\alpha}{2} \quad (3-34)$$

$$F_t = -F_{g0} \cos \frac{\beta_1}{2} - F_{g1} + F_a \cos(180^\circ - \theta - \alpha) - F_s \sin(180^\circ + \theta - \alpha) - F_{s1} \cos \left( 180^\circ - \beta_1 - \frac{\alpha_1}{2} \right) \quad (3-35)$$

$$F_b = F_{g0} \sin \frac{\beta_1}{2} - F_a \sin(180^\circ - \theta - \alpha) - F_s \cos(180^\circ - \theta - \alpha) - F_{s1} \sin \left( 180^\circ - \beta_1 - \frac{\alpha_1}{2} \right) \quad (3-36)$$

$F_{g0}$  和  $F_{g1}$  为滚动活塞上的气体力, 则滚动活塞合力  $F$  的大小与方向为

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_b^2} \quad (3-37)$$

$$\theta_f = \theta - \arctg \left( \frac{F_b}{F_t} \right) \quad (3-38)$$

偏心轮轴受偏心轮本身的旋转惯性力  $F_b$ , 还受通过滚动活塞传递的气体力及滑板作用在滚动活塞上的法向力。

一般分析计算时, 都认为偏心轮轴以加速度  $\omega$  作匀速转动, 于是旋转惯性力

$$F_b = m_e \omega^2 \quad (3-39)$$

式中  $m_e$  为偏心轮的质量 (kg),

滚动活塞与气缸间的摩擦力矩  $M_a$ , 滚动活塞与气缸端盖间的摩擦力矩  $M_b$ , 滚动活塞与偏心轮之间的摩擦力矩  $M_c$ , 偏心轮与两端轴承的力矩  $M_d$  的计算可参见文献[76]。

膨胀机的气体力矩:

$$M_g = F_{g2}e \sin \frac{\beta_1}{2} + F_{g1}e \sin(180^\circ - \alpha - \theta) \quad (3-40)$$

阻力矩:

$$M_z = M_c + M_j + F_z e \sin(180^\circ - \alpha - \theta) \quad (3-41)$$

总力矩:

$$M_d = M_g - M_z \quad (3-42)$$

### 3.2.2 D3ER2.1 新型滑板膨胀机与 D3ER2.0 原有型滑板膨胀机的比较

#### 3.2.2.1 参数的设置

为确定新型滑板的效果,对 D3ER2.1 新型滚动活塞膨胀机与 D3ER2.0 原有型滚动活塞膨胀机进行理论比较。两个膨胀机的运行工况设置于表 3-1。

##### 1) 工况参数

表 3-1 膨胀机运行工况参数

参数	取值
膨胀初始温度(℃)	35
膨胀初始压力(MPa)	9
膨胀终止压力(MPa)	3.97
膨胀终止温度(℃)	5
理论回收功(W)	749.2
转速(rpm)	1500

#### 3.2.2.2 受力的比较

D3ER2.1 型膨胀机比 D3ER2.0 型膨胀机增加了密封柱的受力规律。图 3-17 为密

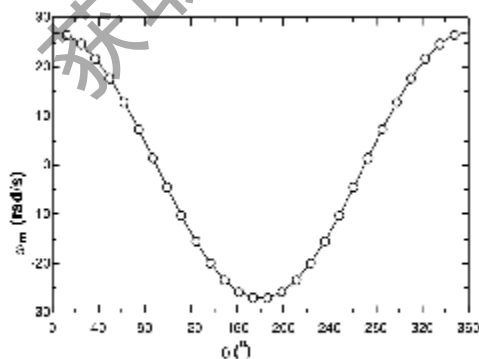


图 3-17 密封柱转动角速度随滚动活塞转角的变化规律

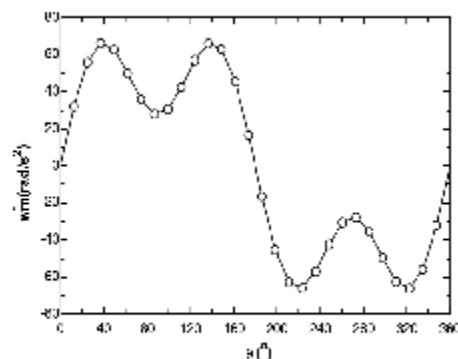


图 3-18 密封柱转动角加速度随滚动活塞转角的变化规律

封柱的转动角速度随滚动活塞转动角度的变化规律，呈余弦规律变化。图 3-18 密封柱的转动角加速度随滚动活塞转动角度的变化规律，图 3-19 为密封柱的阻力矩随滚动活塞转动角度的变化规律，可以看出阻力矩并不大。

从图 3-20 和图 3-21 中可以看出 D3ER2.1 型滑板与滑板槽之间的正接触力减小，则滑板与滑板槽间的摩擦力也相应减小。

图 3-22 表示两个膨胀机滚动活塞总合力的情况，虽然两者的滑板形式有所不同，但作用于滚动活塞上的总合力基本相同。

图 3-23 到图 3-24 是 D3ER2.0 型膨胀机与 D3ER2.1 型膨胀机力矩比较情况。D3ER2.1 型膨胀机的滚动活塞与气缸内壁间的摩擦力矩和滚动活塞与气缸端盖间的摩擦力矩皆小于 D3ER2.0 型，这将有助于减小摩擦损失，但滚动活塞与偏心轮之间的摩擦力矩却大于 D3ER2.0 型的，这可能会导致摩擦损失增大，从图中也可以看出，

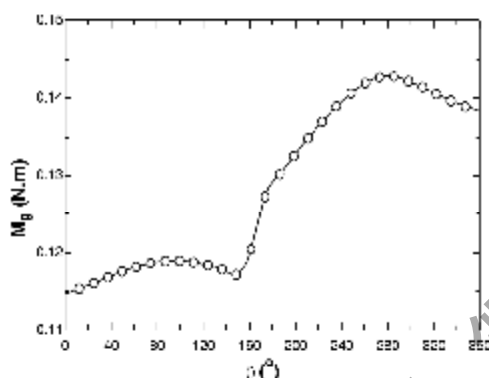


图 3-19 密封柱转动阻力矩随滚动活塞转角的变化规律

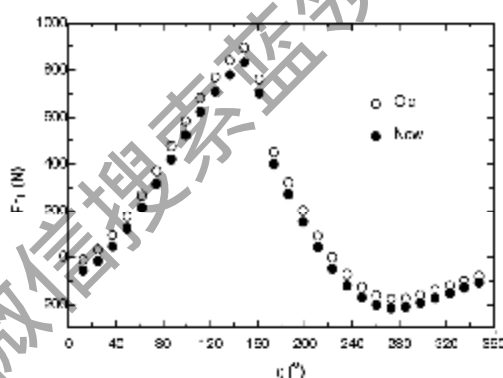


图 3-20 滑板与滑板槽间的接触力  $F_{R1}$  随滚动活塞转角的变化规律

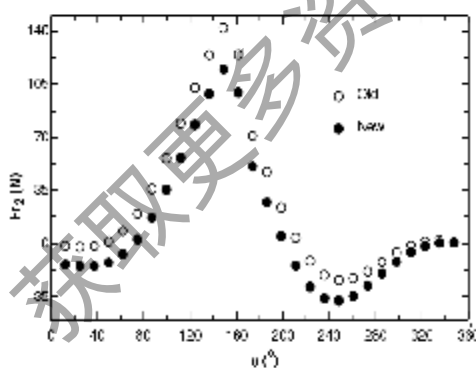


图 3-21 滑板与滑板槽间的接触力  $F_{R2}$  随滚动活塞转角的变化规律

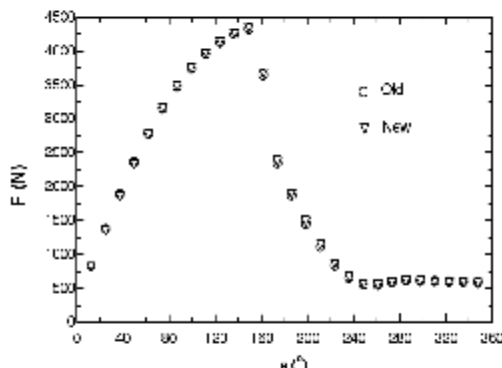


图 3-22 滚动活塞总合力  $F$  随滚动活塞转角的变化规律

两个膨胀机的各力矩随滚动活塞转动角度的变化趋势基本相同。

从图 3-25 中可以看到，虽然滑板形式不同，但对两者的气体力矩影响较小，两者的差别不大。但总的力矩有所不同，D3ER2.1 型膨胀机的总力矩比 D3ER2.0 型总力矩随滚动活塞角度的改变而变化较平缓，如图 3-26 所示，更有利于滚动活塞的平

稳运行。

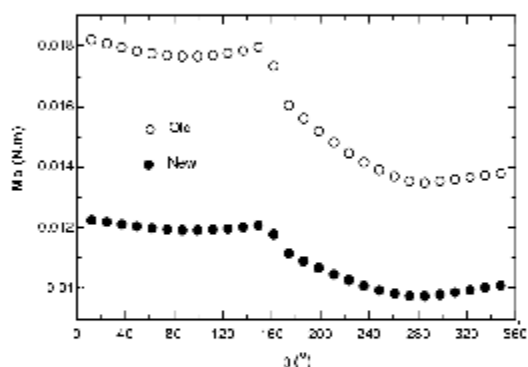


图 3-23 滚动活塞与气缸内壁的摩擦力矩随滚动活塞转角的变化规律

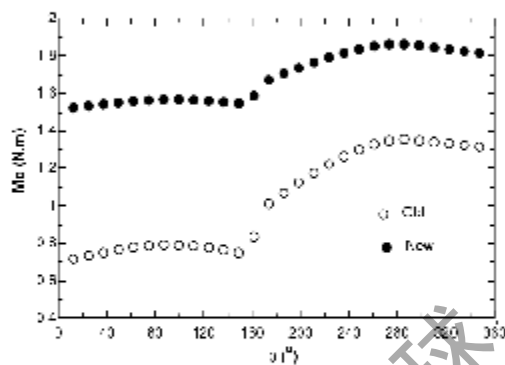


图 3-24 滚动活塞与偏心轮的摩擦力矩随滚动活塞转角的变化规律

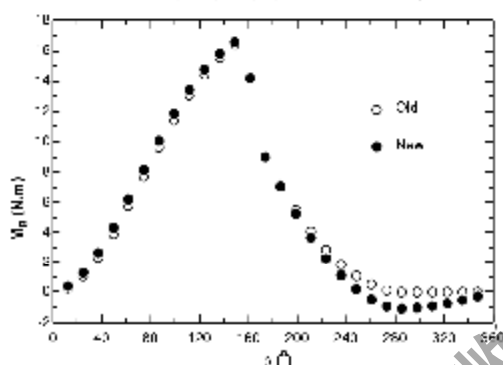


图 3-25 膨胀机气体力矩随滚动活塞转角的变化规律

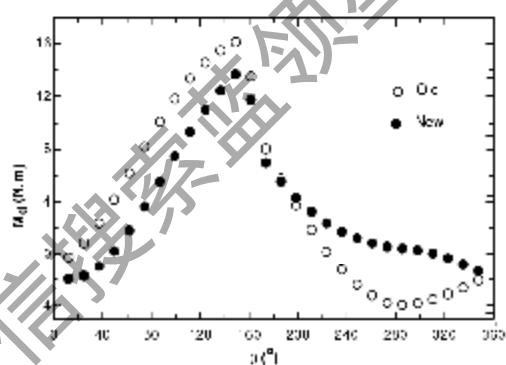


图 3-26 膨胀机总力矩随滚动活塞转角的变化规律

### 3.2.2.3 不可逆损失的比较

#### 1) 泄漏损失

D3ER2.0 型膨胀机有五个泄漏通道造成泄漏损失，即 a) 滑板槽与滑板间的间隙；b) 滚动活塞与气缸之间的间隙；c) 滚动活塞与气缸端面之间的间隙；d) 吸气滑阀与滑阀槽之间的间隙；e) 滑板与滚动活塞之间的间隙。

D3ER2.1 型膨胀机主要有六个泄漏通道造成泄漏损失，由于密封柱的增加，增加了密封柱与滚动活塞间的间隙和密封柱与滑板间的间隙造成的泄漏损失，减少了滑板与滚动活塞之间的泄漏损失。

膨胀机的泄漏损失计算为

$$I_{\text{le}} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sum_{i=1}^n I_i d\theta \quad (3-43)$$

从表 3-2 中的计算结果可以看出，在原有膨胀机的泄漏损失中，通过滑板与滚动活塞之间的间隙的泄漏损失最大，导致总泄漏增大。通过滑板处的重新设计，将

密封线改为密封面，使 D3ER2.1 型膨胀机中滑板与滚动活塞之间的泄漏大大减小，总的泄漏降低了近 50%，因此可以说采用滑板端部增加密封柱的措施在理论上降低泄漏损失是非常有效的措施。

表 3-2 膨胀机各部分泄漏损失的比较

序号	泄漏损失类型	D3ER2.0 型膨胀机		D3ER2.1 型膨胀机	
		损失值 (W)	占泄漏损失的比例 (%)	损失值 (W)	占泄漏损失的比例 (%)
1	滑板槽与滑板间的泄漏损失	2.865	1.55	2.865	3.08
2	滚动活塞与气缸之间的泄漏损失	29.73	16.15	30.2	32.47
3	滚动活塞与气缸端面之间的泄漏损失	9.87	5.36	9.87	10.61
4	吸气滑阀与滑阀槽之间的泄漏损失	2.059	1.11	2.059	1.12
5	滑板与滚动活塞间的泄漏损失	139.6	75.83	—	—
6	密封柱与滚动活塞间的泄漏损失	—	—	46.57	50.07
7	密封柱与滑板间的泄漏损失	—	—	1.438	1.55
8	总泄漏	184.1	100	93.0	100

注：表中——表示无值。

表 3-3 列出了两种膨胀机在不同入口压力情况下的泄漏情况，总的趋势是随着压力的降低泄漏损失减小。而且压力越低，D3ER2.1 型膨胀机减小泄漏损失的百分比升高，说明效果越好。

表 3-3 变膨胀机入口压力情况下的泄漏损失情况

序号	压力 (kPa)	D3ER2.0 型膨胀机总泄漏损失 (W)	D3ER2.1 型膨胀机总泄漏损失 (W)	减小百分比 (%)
1	10000	240.3	121.6	49.40
2	9500	210.9	106.6	49.45
3	9000	184.1	93.0	49.48
4	8500	160.1	80.73	49.57

## 2) 摩擦损失

D3ER2.0 型膨胀机的摩擦损失由九部分组成 a) 主轴与主轴承之间的摩擦损失；b) 主轴承与辅助轴承间的摩擦损失；c) 偏心轮与气缸端盖平面的摩擦损失；d) 滚

动活塞与气缸上、下端盖的摩擦损失；e) 滚动活塞与气缸内壁的摩擦损失；f) 滑板与滑板槽间的摩擦损失 g) 滑板端部与滚动活塞外表面间的摩擦损失；h) 滑阀与滑阀槽间的摩擦损失；i) 凸轮与滑阀间的摩擦损失。

D3ER2.1 型膨胀机的摩擦损失由上部分组成，在 D3ER2.0 型膨胀机的摩擦损失基础上减少了滑板端部与滚动活塞外表面间的摩擦损失，增加了密封柱与滚动活塞外表面间的摩擦损失和密封柱与滑板端部之间的摩擦损失。

膨胀机的摩擦损失计算为

$$I_f = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sum_1^n f_i d\theta \quad (3-44)$$

表 3-4 各部分摩擦损失的比较

序号	摩擦损失类型	D3ER2.0 型膨胀机		D3ER2.1 型膨胀机	
		损失值 (W)	占摩擦损失的比例 (%)	损失值 (W)	占摩擦损失的比例 (%)
1	主轴与轴承间的摩擦损失	57.16	29.37	57.16	23.14
2	偏心轮与气缸端盖平面的摩擦损失	54.27	27.89	54.27	21.96
3	滚动活塞与偏心轮间的摩擦损失	24.33	12.50	61.84	25.03
4	滚动活塞与气缸上端盖摩擦损失	0.51	0.26	1.32	0.53
5	滚动活塞与气缸下端盖摩擦损失	0.12	0.06	0.35	0.14
6	滚动活塞与气缸内壁摩擦损失	0.08	0.04	0.18	0.07
7	滑板与滑板槽间的摩擦损失	0.22	0.11	0.15	0.06
8	滑板端部与滚动活塞外表面间的摩擦损失	39.02	20.05	—	—
9	滑阀与滑阀槽间的摩擦损失	0.07	0.03	0.07	0.03
10	凸轮与滑阀间的摩擦损失	18.83	9.68	18.83	7.62
11	密封柱与滚动活塞外表面间的摩擦损失	—	—	52.78	21.36
12	密封柱与滑板端部之间的摩擦损失	—	—	0.12	0.05
13	总摩擦	194.61	100	247.07	100

注：表中——表示无值。



表 3-4 是两种膨胀机各部分的摩擦损失情况的比较, D3ER2.1 型膨胀机的总摩擦损失大于 D3ER2.0 型的膨胀机, 增加的比例为 27%。从计算结果上看, D3ER2.1 型膨胀机的密封柱与滚动活塞的摩擦损失比滑板与滚动活塞间的摩擦损失增长了 35%。D3ER2.1 型膨胀机摩擦损失主要集中在三个部分 a) 主轴和轴承间的摩擦损失, 虽然采取了滚动轴承, 但由于只是部分部位采用, 仍有一部分密封段会产生滑动摩擦损失。b) 偏心轮与气缸端盖平面间的摩擦损失。c) 密封柱与滚动活塞间的摩擦损失。

表 3-5 改变膨胀机入口压力情况下的摩擦损失情况

序号	高压 (kPa)	D3ER2.0 型膨胀机总摩擦损失 (W)	D3ER2.1 型膨胀机总摩擦损失 (W)	增加的百分比 (%)
1	10000	203.2	310.3	52.7
2	9500	196.0	276.7	41.2
3	9000	194.61	247.07	26.96
4	8500	189.1	225.1	19.03

表 3-5 是膨胀机在变入口压力情况下, 摩擦损失的情况。从表中可以看出, 随着入口压力升高, 摩擦损失增大, 而且 D3ER2.1 型膨胀机的摩擦损失对入口压力比 D3ER2.0 型膨胀机要敏感, 随着压力的升高, 摩擦损失的增幅大于 D3ER2.0 型膨胀机。因此 D3ER2.1 型膨胀机在高入口压力下比 D3ER2.0 型膨胀机摩擦损失增加的比例也增大。比较表 3-3 和表 3-5 可以发现, 当膨胀机入口压力升高, D3ER2.0 型膨胀机的泄漏损失将超过摩擦损失成为主要损失。

### 3) 总损失与膨胀机效率

膨胀机的总损失包括泄漏损失、摩擦损失、余隙容积损失和流动损失, 因此膨胀机总损失为

$$L_t = L_l + L_f + L_c + L_p \quad (3-43)$$

膨胀机的效率绝热效率  $\eta$  为

$$\eta = \frac{W_c - L_l - L_f - L_c - L_p}{W_c} \quad (3-44)$$

式中  $W_c$  为理想回收功 (W),  $L_c$  为余隙容积损失 (W),  $L_p$  为流动阻力损失 (W)。

从表 3-6 可以看出, D3ER2.0 型膨胀机的泄漏损失与摩擦损失基本相当, 而 D3ER2.1 型膨胀机中摩擦损失则上升为最主要损失, 泄漏损失已大大的降低了。经计算 D3ER2.1 型膨胀机的理论绝热效率可达 46.8%, 比 D3ER2.0 型膨胀机效率提高了 12.2%。当膨胀机的入口压力变化时, 如果膨胀机入口温度不变, 在计算范围内

压力越高，膨胀机的效率越低，如表 3-7 所示。虽然 D3ER2.1 型膨胀机的摩擦损失对压力很敏感，但膨胀机的效率始终高于 D3ER2.0 型膨胀机，而且在入口压力较低时，效果明显，因此可以说采取新型的滑板是比较有效的措施，在理论上可提高膨胀机的效率。

表 3-6 膨胀机效率情况

序号	项目	D3ER2.0 型膨胀机	D3ER2.1 型膨胀机
1	总损失 $L_T$ (W)	436.9	398.3
2	摩擦损失 $L_f$ (W)	194.6	247.1
3	泄漏损失 $L_l$ (W)	184.1	93.0
4	余隙容积损失 $L_c$ (W)	55.4	55.4
5	流动损失 $L_p$ (W)	2.8	2.8
6	摩擦损失占总损失的比例 (%)	44.54	62.04
7	泄漏损失占总损失的比例 (%)	42.14	23.35
8	余隙容积损失占总损失的比例 (%)	12.68	13.91
9	流动损失占总损失的比例 (%)	0.64	0.70
10	理想回收功 $W_i$ (W)	749.2	749.2
11	实际回收功 $W_e - L_T$ (W)	312.3	350.9
12	膨胀机效率 $\eta$ (%)	41.7	46.8

表 3-7 变膨胀机入口压力情况下的膨胀机效率情况

项目		高压 (kPa)			
		10000	9500	9000	8500
理想回收功 (W)		835.7	791.7	749.2	708.8
D3ER2.0 型膨胀 机	总损失 (W)	516.7	472.6	436.9	399.9
	实际回收功 (W)	319.0	319.1	312.3	308.9
	效率 (%)	38.2	40.3	41.7	43.6
D3ER2.1 型膨胀 机	总损失 (W)	505.1	417.8	398.3	356.5
	实际回收功 (W)	330.6	343.9	350.9	352.3
	效率 (%)	39.5	43.4	46.8	49.7

### 3.2.2.4 摩擦系数对膨胀机摩擦损失的影响

上一节的理论计算结果是取密封柱与滚动活塞处的摩擦系数与滑板与滚动活塞处的摩擦系数相同而得到的，其它摩擦系数都根据文献[83]和文献[87]的实验值取定

的。如果假设密封柱与滚动活塞处的摩擦系数和原有滑板与滚动活塞的摩擦系数不相同,则计算结果如图 3-27 所示,摩擦损失随摩擦系数的增大呈 2 次幂增长。图 3-28 中膨胀机的效率会随着摩擦系数的增大迅速减小,当摩擦系数达到 0.15 时,膨胀机的输出功已经很小了。分析表明摩擦损失对密封柱与滚动活塞处的摩擦系数变化很敏感,在实际加工时,应严格控制密封柱的光滑度,而且应合理选配密封柱与滚动活塞的材料。

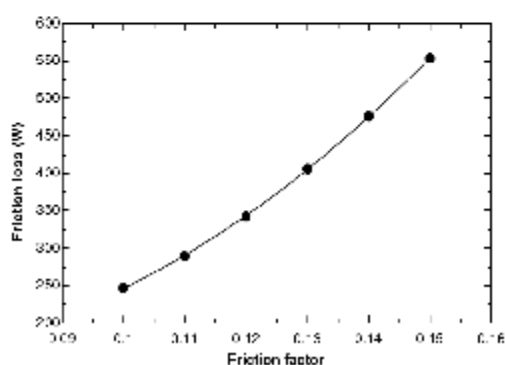


图 3-27 摩擦损失随摩擦系数变化

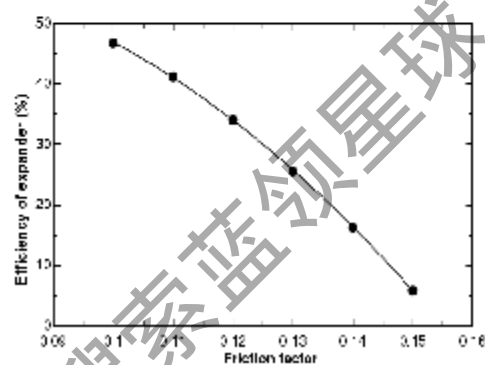


图 3-28 膨胀机效率随摩擦系数变化

### 3.3 本章小节

本章根据膨胀机的理论模型,研究了运行参数对滚动活塞膨胀机的运行特性的影响。在 D3ER2.0 型滚动膨胀机的设计基础上,对滑板进行了重新设计,开发了 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机,并对其进行了动力学和不可逆损失分析,与 D3ER2.0 型膨胀机进行对比,本章的主要结论如下:

- 1) 通过对增加不可逆因素的膨胀机理论分析和理想情况下对比,发现在实际情况膨胀机运行随流量、入口压力、温度的运行规律与理想情况有所不同,膨胀机的运行情况随入口参数不同而变化,并存在最佳点使膨胀机的输出效率达到最大。
- 2) 理论分析表明, D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机由于滑板设计的变化,其泄漏损失小于 D3ER2.0 型膨胀机,说明新的设计在减少泄漏方面是有效的。
- 3) 理论计算表明, D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机摩擦损失将比 D3ER2.0 型膨胀机增大,特别是在高压情况下。而且密封柱与滚动活塞间的摩擦系数大小对摩擦损失的影响很大,因此应特别关注此处的加工精细度和材料的选择。
- 4) 从理论计算结果看, D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机效率比 D3ER2.0 型膨胀机的效率有所提高。

[注]: D3ER2.0 型膨胀机型号定义: D-二氧化碳, 3-配 3kW 压缩机, E-膨胀机, R-滚动活塞, 2-第二代, 0-第 0 次改进型。

## 第四章 CO<sub>2</sub>摆动转子膨胀机的研究与开发

### 4.1 摆动转子膨胀机的理论分析

#### 4.1.1 设计思路与任务

从滚动活塞膨胀机的理论分析来看<sup>[76]</sup>,由于滑板两侧的压差很大,会产生变形。在 Masaya Tadano 等人<sup>[46]</sup>关于 CO<sub>2</sub> 滚动活塞压缩机的变形分析中,压差为 9.332 MPa 时,滑板最大变形为 3.26  $\mu\text{m}$ 。滑板与滚动活塞之间的泄漏损失和摩擦损失都很大,从新型滚动活塞膨胀机的理论分析来看,虽然新型的滑板有效地降低了泄漏,但不能杜绝泄漏,同时摩擦损失有所增加,由于增加了运动部件密封性,其寿命和可靠性还有待研究。因此仍需进一步开发新型高效、可靠的转子式膨胀机。通过对各种形式膨胀机的比较,摆动转子膨胀机具有独特的优点。滚动活塞膨胀机和摆动转子膨胀机适用于相同的制冷量范围。在结构上摆动转子膨胀机与滚动活塞膨胀机的主要区别是:在滚动活塞膨胀机中,滚动活塞与滑板是两个独立的零件,如图 4-1 所示,滑板靠背部的作用力压在滚动活塞上;而在摆动转子压缩机中,滚动活塞与滑板做成整体,是一个零件——摆动转子。图 4-2 中摆动转子膨胀机滚环和摆杆是一体,成为摆动转子,二者之间不存在密封和润滑问题,也不需要设滑板弹簧。摆杆为两侧支撑,可以承受较大的压力差;同时导轨又能转动,可减小摆杆的侧向力,并消除了滚环和摆杆间的摩擦,使效率提高。摆杆式的转子膨胀机由于零件少,减少了润滑部件,提高了设备的可靠性。基于以上分析,CO<sub>2</sub> 摆动转子式膨胀机将成为进一步开发的口标。

根据 CO<sub>2</sub> 跨临界循环的特点,膨胀机的工作压差很大,因此在进行摆动转子膨胀机设计时应主要解决以下问题。

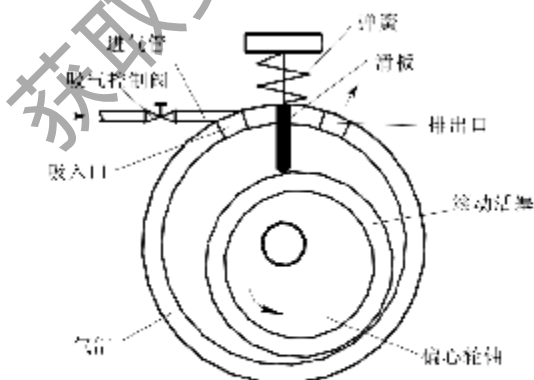


图 4-1 滚动活塞膨胀机

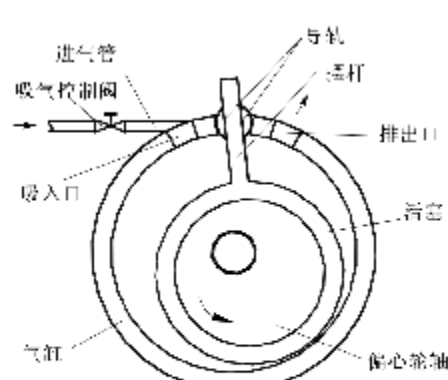


图 4-2 摆动转子膨胀机

- 1) 采用的摆动转子膨胀机形式不能对进气进行控制，还需设计进气控制系统。
- 2) 解决泄漏问题，特别通过各种耦合面的泄漏，以及由于大压差导致的零部件弯曲变形造成更大的空隙引起的泄漏。为降低膨胀过程的泄漏，减小耦合面的间隙。
- 3) 解决摩擦问题，由于工作压力大和大压差，使接触面之间的摩擦很大，摩擦损失会影响效率。
- 4) 确定在工作环境下，摆动转子的受力和变形情况。

#### 4.1.2 摆动转子膨胀机的结构理论计算

图 4-3 表示摆动转子膨胀机的尺寸几何关系，则膨胀机的气缸容积表示为

$$V_s = \pi(R^2 - r^2)H = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)H \quad (4-1)$$

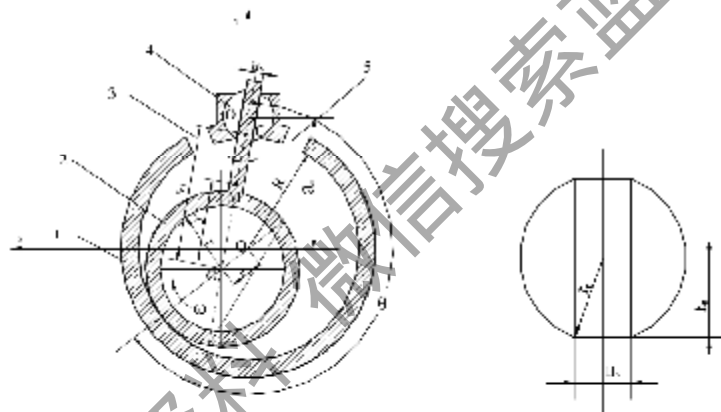


图 4-3 摆动转子膨胀机的几何关系

1—气缸 2—摆动转子 3—排气口 4—导轨 5—进气口

式中  $R$ 、 $D$ ——气缸的内半径和直径； $r$ 、 $d$ ——滚环的外半径和直径； $H$ ——气缸的高度。

任意转角，滚环中心  $O_1$  与导轨中心  $O_2$  的距离  $\rho_c$  为

$$\rho_c = \sqrt{e^2 + a_0^2 - 2ea_c \cos\theta} \quad (4-2)$$

式中  $e$ ——偏心距 (m)， $e=R-r$

$a_0$ ——气缸与导轨的中心距 (m)

$\theta$ ——连心线  $O_1O_2$  偏离气缸与导轨的连心线  $OO_2$  的角度

导轨的一半高度

$$h_y = \sqrt{r_y^2 - (B_y/2)^2} \quad (4-3)$$

式中  $r_y$ ——导轨的半径 (m)； $B_y$ ——摆杆的厚度 (m)；

吸气腔容积为

$$V_s(\theta) = \frac{1}{2}H[R^2 f(\theta) - (\rho_0 - r)^2 \sigma - (\rho_0 - r - h_s)B_s] \quad (4-4)$$

$$f(\theta) = (1-a^2)\theta - \frac{(1-a)^2}{2}\sin 2\theta - a^2 \arcsin \left[ \left( \frac{1}{a} - 1 \right) \sin \theta \right] - a(1-a)\sin \theta \sqrt{1 - \left( \frac{1}{a} - 1 \right)^2 \sin^2 \theta} \quad (4-5)$$

排气腔容积为

$$V_r(\theta) = V_s - (\rho_0 - r - h_s)B_s - V_s(\theta) \quad (4-6)$$

### 4.1.3 摆动转子膨胀机的动力学分析

#### 4.1.3.1 摆动转子膨胀机运动分析

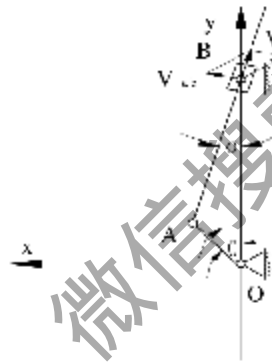


图 4-4 摆动转子的运动分析

图 4-4 是摆动转子的运动分析图。偏心轮转动角速度  $\omega = n\pi/30$ ，导轨的摆动角速度  $\dot{\sigma}$  (rad/s)

$$\dot{\sigma} = \frac{d\sigma}{dt} = \dot{\sigma} = e\omega \frac{a_0 \cos \theta - e}{e^2 - a_0^2 - 2ea_0 \cos \theta} \quad (4-7)$$

导轨的摆动角加速度

$$\ddot{\sigma} = \frac{d^2\sigma}{dt^2} = \ddot{\sigma} = e\omega^2 \frac{a_0(a_0^2 - e^2)\sin \theta}{(e^2 - a_0^2 - 2ea_0 \cos \theta)^2} \quad (4-8)$$

#### 1) 摆动转子的质心位置

摆杆的质心距滚环的质心  $O_1$  的距离为  $y_1$ ，摆动转子的质心距  $O_1$  的距离  $y$ ，则

$$y = \frac{m_g y_1}{m_g + m_h} \quad (4-9)$$

式中  $m_g$  —— 摆杆的质量(kg);

$m_h$  —— 滚环的质量(kg);

## 2) 摆动转子的角速度

摆动转子的角速度 A 点绕 O 点作匀速运转, 速度的大小为

$$V_a = e\omega \quad (4-10)$$

摆动转子 B 点的速度为

$$V_b = V_a + V_{ba} \quad (4-11)$$

$V_b$  的方向沿着 AB,  $V_{ba}$  的方向垂直 AB, 则 B 点的速度合成方向如图 4-4 所示。

$$V_b = e\omega \sin(\theta + \sigma) \quad (4-12)$$

$$V_{ba} = e\omega \cos(\theta - \sigma) \quad (4-13)$$

摆动转子的角速度为

$$\omega_b = V_{ba} / \rho_b = e\omega \cos(\theta + \sigma) / \rho_b \quad (4-14)$$

## 3) 摆动转子的速度和加速度

摆动转子的质心 M 处的速度在 x、y 方向上的分量为

$$V_{mx} = e\omega \cos\theta - y_1 \dot{\sigma} \cos\sigma = e\omega \cos\theta - y_1 e\omega \frac{a_0 \cos\theta - e}{e^2 + a_0^2 - 2ea_0 \cos\theta} \cos\sigma \quad (4-15)$$

$$V_{my} = e\omega \sin\theta + y_1 \dot{\sigma} \sin\sigma = e\omega \sin\theta + y_1 e\omega \frac{a_0 \cos\theta - e}{e^2 + a_0^2 - 2ea_0 \cos\theta} \sin\sigma \quad (4-16)$$

其中

$$\sin\sigma = e \sin\theta / (e^2 + a_0^2 - 2ea_0 \cos\theta)^{1/2} \quad (4-17)$$

$$\cos\sigma = (a_0 - e \cos\theta) / (e^2 + a_0^2 - 2ea_0 \cos\theta)^{1/2} \quad (4-18)$$

摆动转子的质心 M 处的加速度在 x、y 方向上的分量为

$$a_{mx} = -e\omega^2 \sin\theta + y_1 \dot{\sigma}^2 \sin\sigma - y_1 \ddot{\sigma} \cos\sigma \quad (4-19)$$

$$a_{my} = -e\omega^2 \cos\theta - y_1 \dot{\sigma}^2 \cos\sigma - y_1 \ddot{\sigma} \sin\sigma \quad (4-20)$$

### 4.1.3.2 摆动转子的受力分析

#### 1) 摆动转子膨胀机导轨上的受力

导轨和气缸之间存在作用力, 但分析起来比较复杂, 因此将两者之间的作用力简化为两方向的力即  $F_y$  和  $F_x$ 。由于导轨只绕其圆心进行摆动, 因此其受力分别在 x、y 方向上合力为零。同时导轨和气缸之间存在摩擦力矩  $M_f$ 。

导轨的摩擦力矩为

$$M_f = \frac{a_f r'' \mu H}{\delta_4} r_s \omega_s \quad (4-21)$$

根据图 4-5 导轨的受力图，建立平衡方程为

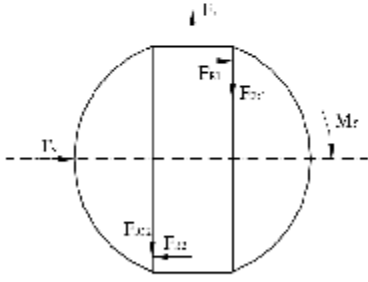


图 4-5 导轨的受力图

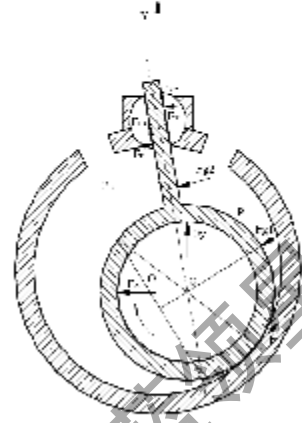


图 4-6 摆动转子的受力图

x 方向

$$F_{R11} \cos \sigma + F_{R12} \cos \sigma - F_{R1} \sin \sigma - F_{R2} \sin \sigma + F_A = 0 \quad (4-22)$$

y 方向

$$F_{R11} \sin \sigma - F_{R12} \sin \sigma - F_{R2} \cos \sigma - F_{R1} \cos \sigma + F_s = 0 \quad (4-23)$$

$$F_{R11} h_y + F_{R12} h_y - F_{R2} \frac{B_c}{2} - F_{R1} \frac{B_c}{2} - M_e - \frac{1}{2} m \omega_s r_s \quad (4-24)$$

$$F_{R11} - \mu_s F_{R1} \quad (4-25)$$

$$F_{R12} - \mu_s F_{R2} \quad (4-26)$$

## 2) 摆动转子的受力

作用于摆动转子的力如图 4-6 所示。由图中关系得

$$F_{g1} = 2rH(\rho_s - \rho_r) \sin \frac{\theta + \sigma}{2} \quad (4-27)$$

作用于摆杆上的气体力形成的合力  $F_{g2}$  作用于中间位置，并垂直于摆杆平面。

$$F_{g2} = H(\rho_s - \rho_r)(p_s - p_r) \quad (4-28)$$

作用于摆动转子上的摩擦力包括摆杆与导轨产生的摩擦力  $F_{R1}$  和  $F_{R2}$  及  $F_{R11}$  和  $F_{R12}$ ，摆动转子与气缸之间的摩擦力  $F_s$ 。

以摆动转子的质心为基准，建立平衡方程式

x 方向



$$F_{R1} \sin \frac{\theta - \sigma}{2} + F_{R2} \cos \sigma + F_{R1} \sin \sigma - F_{R2} \sin \sigma - F_{R1} \cos \sigma - F_{R2} \cos \sigma + F_{m1} - ma_{m1} = 0 \quad (4-29)$$

y 方向

$$F_{R1} \cos \frac{\theta - \sigma}{2} + F_{R2} \sin \sigma - F_{R1} \cos \sigma - F_{R2} \cos \sigma - F_{R1} \sin \sigma + F_{R2} \sin \sigma - F_{m1} - ma_{m1} = 0 \quad (4-30)$$

以摆动转子的摆杆方向为纵坐标，以垂直摆杆方向为横坐标，建立平衡方程式

$$F_{R1} + F_{R2} - F_{g1} \cos \left( \frac{\theta - \sigma}{2} \right) - F_{m1} \sin \sigma - F_{m1} \cos \sigma - me\omega \cos(\theta + \sigma)(\omega - \omega_g) = 0 \quad (4-31)$$

为减小摆动转子滚环与气缸之间的摩擦损失，将摆动转子与气缸间留有一定的间隙，因此摆动转子滚环与气缸之间的摩擦力  $F_f$  是由间隙内油的剪切摩擦所引起的，因此摩擦力可由如下方程表示。

$$F_f = \tau A_f = \tau bH \quad (4-32)$$

$$\tau = \mu \frac{du}{dr} \approx \mu \frac{r\omega_g + R\omega}{\delta} \quad (4-33)$$

式中  $\tau$  为由于相对运动而产生的剪切摩擦 ( $\text{N/m}^2$ )， $b$  为滚环与气缸在间隙内相邻的长度 (m)， $\mu$  为油的粘度 (Pa.s)。

### 3) 力矩计算

滚环与气缸内壁间的摩擦力矩  $M_f$  为

$$M_f = F_f \cdot r \quad (4-34)$$

作用在滚环上的气体力形成的动力矩

$$M_{g1} = eF_{g1} \sin \frac{\theta - \sigma}{2} \quad (4-35)$$

作用在摆杆上的气体力形成的动力矩

$$M_{g2} = F_{g2} \cos \sigma \frac{1}{2} (\rho_v r h_g) \cos \sigma - e \cos \theta \quad (4-36)$$

滚环与偏心轮之间的摩擦力矩  $M_c$ 、滚环与汽缸端盖间的粘性摩擦力矩  $M_b$ 、主轴两端轴承的摩擦力矩  $M_j$  可参考文献[76]滚动活塞膨胀机的各种摩擦力矩公式。

则膨胀机的总力矩

$$M_d = M_{g1} + M_{g2} - M_c - M_j \quad (4-37)$$

## 4.1.4 摆动转子膨胀机工作过程不可逆因素分析

#### 4.1.4.1 摆动转子膨胀机机械摩擦损失

膨胀机中摩擦损失主要是由有相对运动的接触面之间的正接触力产生的摩擦力以及两个面之间润滑油的剪切摩擦力造成的，而且摩擦损失与膨胀机的转速有关。

在摆动转子膨胀机中产生的摩擦损失如下：

##### 1) 主轴承与主轴承间的摩擦损失

假设轴与轴承同心转动，此处的摩擦损失为

$$L_1 = \frac{2\pi\mu\omega^2 R_s^2 l_m}{\delta_m} \quad (4-38)$$

式中  $\mu$ ——润滑油粘度 (Pa.S);  $l_m$ ——主轴承长度 (m);  $\delta_m$ ——轴承径向间隙 (m);

##### 2) 主轴与轴轴承间的摩擦损失

$$L_2 = \frac{2\pi\mu\omega^2 R_s^3 l_m}{\delta_m^2} \quad (4-39)$$

式中  $l_m$ ——轴轴承长度 (m);  $\delta_m$ ——轴轴承径向间隙 (m);

##### 3) 偏心轮与气缸端盖平面的摩擦损失

假设此轴承处于边界润滑状态，则此处的摩擦损失为

$$L_3 = \frac{2fW_r(R_{s2}^3 - R_{s1}^3)\omega}{3(R_{s2}^3 - R_{s1}^3)} \quad (4-40)$$

式中  $f$ ——摩擦系数;

$W_r$ ——机器转动部分的重量 (N);

$R_{s1}$ 、 $R_{s2}$ ——止推摩擦面的内、外半径 (m);

##### 4) 滚环与偏心轮间的摩擦损失

假设滚环转动过程与偏心轮保持同心，此处的摩擦损失为

$$L_4 = M_c(\omega - \omega_p) \quad (4-41)$$

##### 5) 滚环上端面与气缸端盖的摩擦损失

$$L_5 = \frac{\pi\mu(r^2 - r_1^2)e^2\omega^2}{\delta_2} - M_s\omega_p/2 \quad (4-42)$$

##### 6) 滚环下端面与气缸下端盖的摩擦损失

$$L_6 = fW_p e\omega - \frac{2fW_p(r^2 - r_1^2)}{3(r^2 - r_1^2)}\omega_p \quad (4-43)$$

##### 7) 滚环与气缸内壁的摩擦损失

$$I_7 = F_f(r_v \omega - r \omega_p) \quad (4-44)$$

8) 摆杆与导轨之间的摩擦损失

$$L_8 = (F_{N1} + F_{N2})V_b \quad (4-45)$$

9) 导轨与气缸之间的摩擦损失

$$I_9 = M_f \omega_g \quad (4-46)$$

10) 滑阀与滑阀槽之间的摩擦损失

滑阀的运行速度为 
$$V_h = \frac{s\omega}{\theta_v} \left( 1 - \cos\left(\frac{2\pi}{\theta_v}\theta\right) \right) \quad (4-47)$$

$$L_{10} = \frac{2\pi\mu V_h^2 r_h l}{\delta} \quad (4-48)$$

式中  $s$  为滑阀运行的长度 (m);  $\theta_v$  为开启的角度 (rad);  $r_h$  为滑阀的半径 (m);  $l$  为滑阀的高度 (m);  $\delta$  为滑阀与滑阀槽之间的间隙 (m)。

11) 滑阀与凸轮之间的摩擦损失

$$L_{11} = fF_s r_c \omega \quad (4-49)$$

式中  $F_s$  为滑阀与凸轮之间的作用力 (N);  $r_c$  为凸轮的半径 (m)。

#### 4.1.4.2 摆动转子膨胀机的泄漏损失

摆动转子膨胀机的泄漏损失主要由四部分组成: 1) 摆杆与导轨间隙造成的泄漏损失; 2) 滚环与气缸之间的泄漏损失; 3) 滚环与气缸端盖之间的泄漏损失; 4) 滑阀与滑阀槽之间的泄漏损失。

#### 4.1.4.3 流动阻力损失

CO<sub>2</sub> 转子膨胀机的流体阻力损失包括由管路中流体的剪切应力和摩擦造成的损失以及吸入和排出口局部阻力造成的损失。在 CO<sub>2</sub> 流体的两相区膨胀过程中, 液相逐渐向气相转变, 液相处于紊流流动状态。为简化模型, 可以假设气液两相间无滑移, 并假设此气液两相流为均相模型且流速相同。

对于紊流流动, 流体的壁面剪切应力和平均流速的关联式如下<sup>[79]</sup>。

$$\begin{aligned} \tau &= f\rho_f \bar{u}^2 / 2 \\ f &= C \cdot \text{Re}^{-0.2} \end{aligned} \quad (4-50)$$

流体的流动阻力损失为

$$L_{pf} = \tau \cdot \bar{u} \cdot \Delta \quad (\text{W}) \quad (4-51)$$

式中,  $\tau$ -壁面剪切应力, (N/m<sup>2</sup>);  $f$ -摩擦系数;  $\rho_f$ -流体密度, (kg/m<sup>3</sup>);  $\bar{u}$ -流体

平均流速, (m/s); Re-雷诺数; A-流体流过通道面积, (m<sup>2</sup>)。

由于转子膨胀机必须设有入口控制装置, 所以进口通道较长, 因此存在沿程阻力损失。膨胀机进口的流动阻力会产生进口通道与工作腔之间的压力差, 使得工作腔压力低于膨胀机进口通道的压力。根据流体力学原理,

$$\Delta p = \left( \bar{\lambda} \frac{l_p}{D_p} + \sum f_i \right) \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \quad (4-52)$$

$$\bar{\lambda} = 0.3164 / \text{Re}^{0.25} \quad (4-53)$$

假设进口吸入过程为等焓过程, 那么膨胀机进口的流动阻力损失应为

$$L_{sp} = m(\Delta h_i - \Delta h) \quad (4-54)$$

式中,  $\bar{\lambda}$  - 平均沿程阻力系数;  $\Delta p$  - 进口压力与膨胀腔压力差, (Pa);  $l_p$  - 进口通道长度, (m);  $f_i$  - 进口通道局部阻力系数;  $\bar{u}$  - 进口通道平均速度, (m/s);  $D_p$  - 入口通道等效直径, (m);  $m$  - 质量流量, (kg/s);  $\Delta h_i$  - 没有入口压降时的膨胀焓差, (kJ/kg);  $\Delta h$  - 有入口压降时的膨胀焓差, (kJ/kg)。

#### 4.1.4.4 余隙容积损失

由于设计的吸气控制系统的吸气管路与膨胀腔有一段距离, 如图 4-2 中进气管段, 管路中会存在一些工质, 在膨胀后, 无法最终排除, 而且膨胀机从排气结束到吸气开始之间存在一过渡性空冲, 如图 4-2 中的排出口与摆杆之间的部分, 形成余隙容积。余隙容积中会残留一小部分的流体, 无法排走, 这部分工质进入吸气腔, 占用一定的空间, 减少了吸气量, 减少了做功的能力。膨胀机活塞在到达进气口位置之前也会存在一个空当, 如图 4-2 中的吸入口与摆杆之间的部分, 将导致在吸气过程初始时, 工质发生完全自由膨胀, 造成压力降, 产生不可逆损失, 导致做功能力的减少。则余隙容积损失由三部分组成。

$$L_{r1} = m_{r1} \cdot \Delta h \quad (4-55)$$

$$L_{r2} = m_{r2} \cdot \Delta h \quad (4-56)$$

$$L_{r3} = m \cdot (\Delta h - \Delta h_{r3}) \quad (4-57)$$

$$L_c = L_{r1} + L_{r2} + L_{r3} \quad (4-58)$$

式中  $L_{r1}$  是吸气管路产生的余隙容积损失(W);  $L_{r2}$  是排气角产生的余隙容积损失(W);  $L_{r3}$  是吸气产生的不可逆损失(W);  $m_{r1}$  是吸气管路中残留的工质流量(kg/s);

$m_{r2}$  是排气余隙容积中残留的工质流量(kg/s);  $m$  是膨胀机工质流量(kg/s);  $\Delta h$  是膨胀机入口与膨胀机出口焓差(kJ/kg);  $\Delta h_{r3}$  是入口压降后, 膨胀机初始膨胀与膨胀终止时的焓差(kJ/kg)。

#### 4.1.5 摆动转子膨胀机理论计算结果分析

##### 4.1.5.1 摆动转子膨胀机的计算参数

为了保持和 D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机的可比性, 工况参数与表 3-1 设置相同, 同时一些结构参数如何隙的设置也与新型滑板滚动活塞膨胀机的参数相同。摆动转子膨胀机的型号为 D3ESW1.0<sup>[4]</sup>。

##### 4.1.5.2 运动参数分析

图 4-7 为滚环中心与导轨中心连线偏离气缸与导轨的连心线的角度  $\sigma$  随转动角度  $\theta$  变化的趋势, 从图中可以看出, 角度  $\sigma$  呈正弦曲线变化趋势, 表明摆杆左右摆动的角度相同。在图 4-8 中为摆杆的速度  $V_b$  的变化趋势与角度  $\sigma$  的变化趋势相同也呈正弦曲线变化。图 4-9 和图 4-10 分别为摆动转子质心在  $x$ 、 $y$  方向上加速度  $a_{mx}$ 、

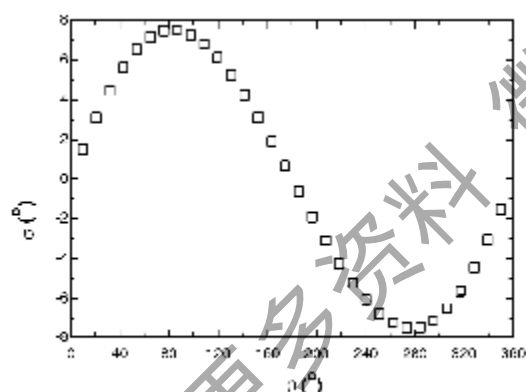


图 4-7 滚环与导轨连心线偏离气缸与导轨连心线夹角随角度  $\theta$  变化规律

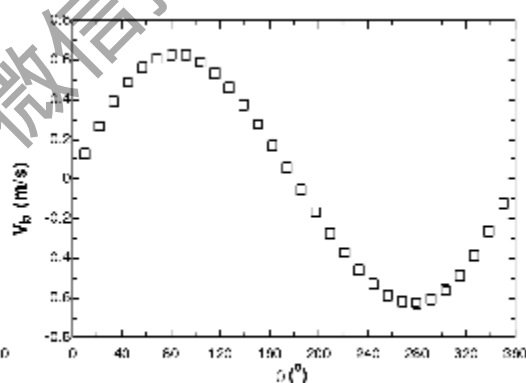


图 4-8 摆杆速度随角度  $\theta$  的变化规律

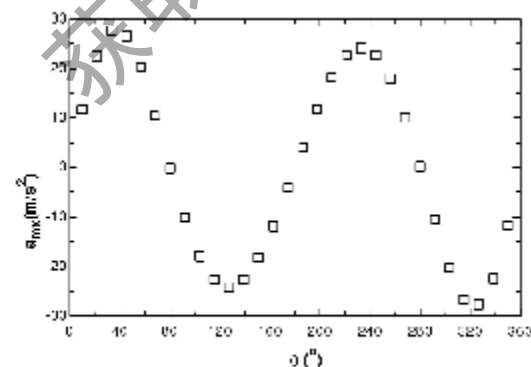


图 4-9 摆动转子质心  $x$  方向加速度随角度  $\theta$  的变化规律

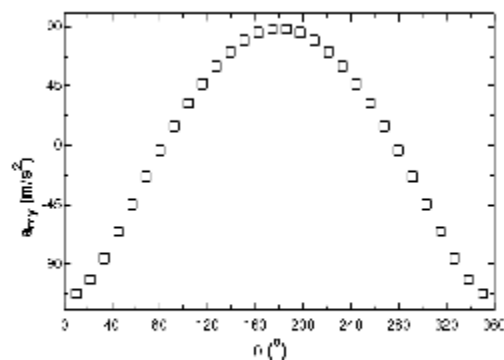


图 4-10 摆动转子质心  $y$  方向加速度随角度  $\theta$  的变化规律

$a_{my}$ , 而其在  $x$ 、 $y$  方向上的速度分别为  $V_{mx}$ 、 $V_{my}$ , 趋势分别为余弦曲线和正弦曲线如图 4-11 和图 4-12,  $a_{mx}$  呈现为正弦曲线, 在角度为  $90^\circ$ 、 $180^\circ$  和  $270^\circ$  时加速度  $a_{mx}$  为 0, 而此时的  $V_{mx}$  达到最大,  $a_{my}$  为余弦曲线, 在角度  $180^\circ$  时达到最大, 而此时的  $V_{my}$  为 0,  $90^\circ$  和  $270^\circ$  时  $V_{my}$  达到最大。

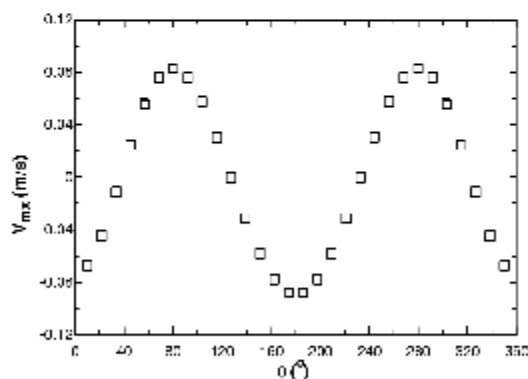


图 4-11 摆动转子质心  $x$  方向速度随角度  $\theta$  的变化规律

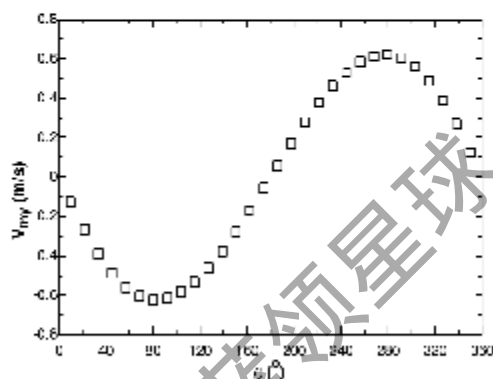


图 4-12 摆动转子质心  $y$  方向速度随角度  $\theta$  的变化规律

#### 4.1.5.3 受力分析

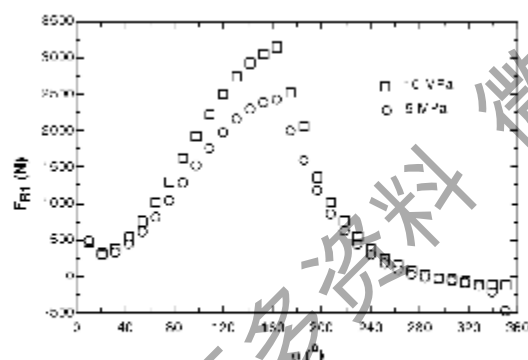


图 4-13 物料与导轨间的接触力  $F_{R1}$  随转动角度  $\theta$  的变化规律

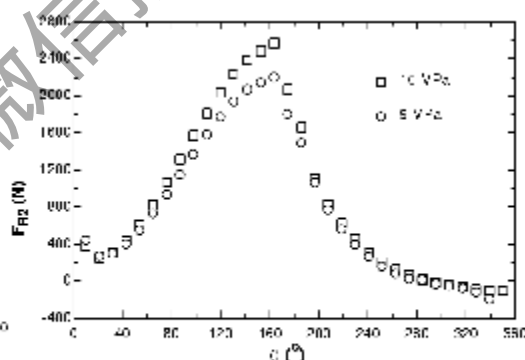


图 4-14 摆杆与导轨间的接触力  $F_{R2}$  随转动角度  $\theta$  的变化规律

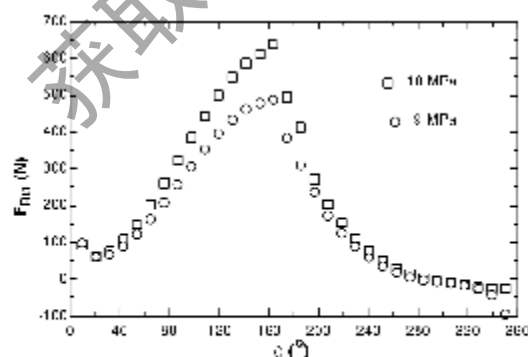


图 4-15 摆杆与导轨间的摩擦力  $F_{f1}$  随转动角度  $\theta$  的变化规律

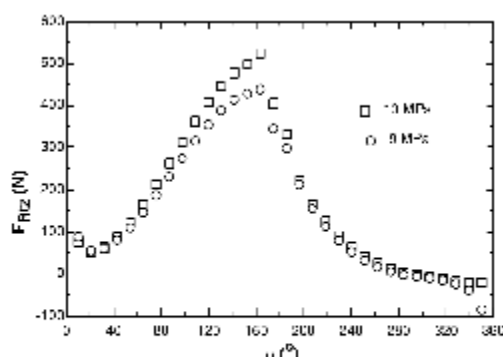


图 4-16 摆杆与导轨间的摩擦力  $F_{f2}$  随转动角度  $\theta$  的变化规律

图 4-13 至图 4-16 为摆杆和导轨之间的接触力  $F_{R1}$ 、 $F_{R2}$  以及由此产生的摩擦力  $F_{R1}$ 、 $F_{R2}$  随转动角度  $\theta$  变化规律。从这几个图可以发现，此处的受力比图 3-20 和图 3-21 中滚动活塞弯板处的受力要大得多，特别是  $F_{R2}$ ，并由此导致摩擦力  $F_{R1}$ 、 $F_{R2}$  随之增大，可能会引起摩擦损失的增大。而且压力越高，接触力越大，特别是在吸气过程，受力大小差别很明显。

在图 4-17 和图 4-18 中，两部分气体力的变化基本相同，同时在吸入终止角度时，有一个较大的突峰，这个规律与滚动活塞的气体力变化规律相同。压力高，气体力也相应升高。图 4-19 中导轨的摩擦力矩较小，并与其转速的变化相关。通过

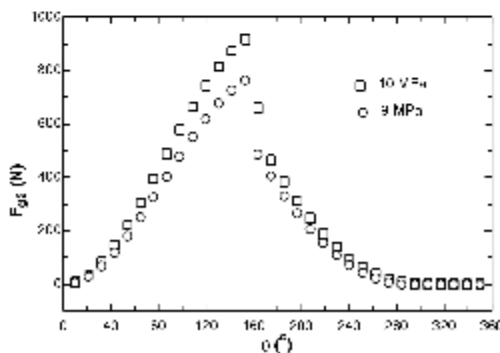


图 4-17 作用于摆杆平面的气体合力  $F_{g1}$  随转动角  $\theta$  的变化规律

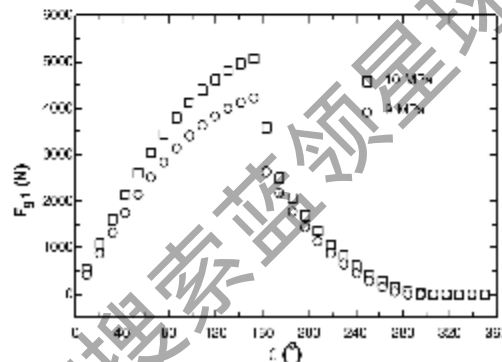


图 4-18 作用于滚环的气体合力  $F_{g2}$  随转动角  $\theta$  的变化规律

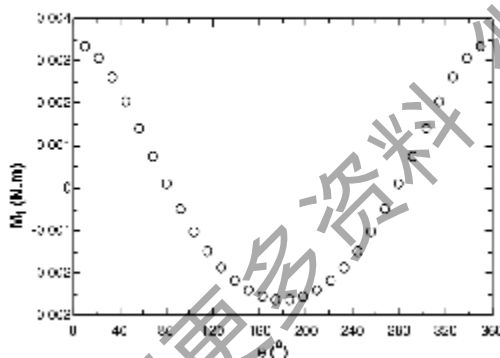


图 4-19 导轨与气缸之间的摩擦力矩随转动角的变化规律

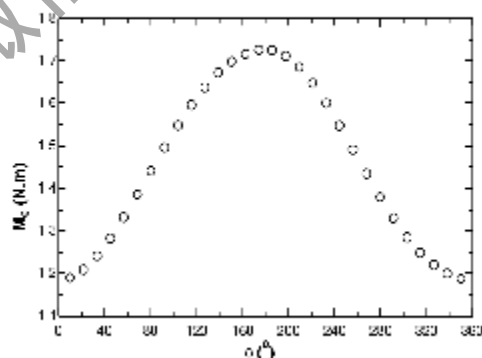


图 4-20 滚环与气缸内壁的摩擦力矩随转动角的变化规律

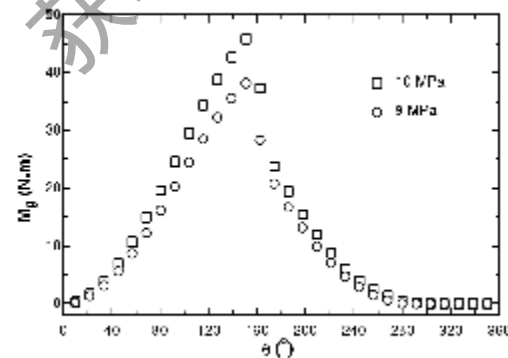


图 4-21 摆动转子膨胀机总气体力力矩随转动角变化规律

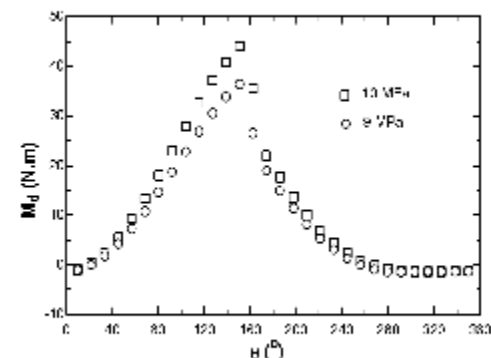


图 4-22 摆动转子膨胀机总力矩随转动角变化规律

图 4-20 与图 3-24 的比较，滚环与气缸的摩擦力矩变化不同于滚动活塞与气缸的摩擦力矩，原因可能是滚环与滚动活塞自转速度不同造成的，同时前者的力矩值要大于后者。图 4-21 和图 4-22 发现，摆动转子膨胀机总气体力力矩和总力矩要比滚动活塞膨胀机总气体力力矩和总力矩大得多，这是因为作用于摆杆的这部分气体力也产生了力矩，而在滚动活塞膨胀机中作用于滑板的气体力全部产生了应力。

#### 4.1.5.4 不可逆损失分析

在表 4-1 中 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的摩擦损失与 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机基本相同，虽然摆杆与导轨处的摩擦力增大，但两者的相对运动速度比较小，因此摩擦损失没有很大的增长。同时由于滚环与气缸内表面的摩擦力矩增加，导致滚环与气缸内表面的摩擦损失增大，其它主要的摩擦损失部位则与滚动活塞膨胀机基本相同。从表 4-2 可以看出，由于摆杆和滚环成为一体，则 D3ESW1.0 型膨胀机的最大泄漏损失处为滚环与气缸之间的间隙泄漏，总的泄漏损失大大降低，比 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机降低了 61%。由于摩擦损失增加的并不多，而且泄漏损失大幅度的下降，则总的不可逆损失比 D3ER2.1 新型滑板膨胀机减小，如表 4-3 所示，则摆动转子膨胀机的理论效率也大大提高。

表 4-1 各部分摩擦损失的比较

序号	摩擦损失类型	D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机	
		损失值 (W)	占摩擦损失的比列 (%)
1	主轴与轴承间的摩擦损失	57.16	26.85
2	偏心轮与气缸端盖平面的摩擦损失	54.27	25.49
3	滚环与偏心轮的摩擦损失	46.67	21.92
4	滚环与气缸上端盖摩擦损失	1.567	0.73
5	滚环与气缸下端盖摩擦损失	1.117	0.52
6	滚环与气缸内壁摩擦损失	26.90	12.64
7	摆杆与导轨之间的摩擦损失	6.315	2.97
8	导轨与气缸之间的摩擦损失	0.01	0.01
9	滑阀与滑阀槽间的摩擦损失	0.061	0.03
10	凸轮与滑阀间的摩擦损失	18.83	8.84
11	总摩擦	212.9	100



表 4-2 各部分泄漏损失的比较

序号	泄漏损失类型	D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机	
		损失值 (W)	占泄漏损失的比例 (%)
1	摆杆与导轨间隙泄漏损失	1.8	5.07
2	滚环与气缸之间的泄漏损失	29.81	84.02
3	滚环与气缸端盖之间的泄漏损失	1.815	5.11
4	吸气滑阀与滑阀槽之间的泄漏损失	2.058	5.80
5	总泄漏	35.48	100

表 4-3 膨胀机效率情况

序号	项目	D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机
1	总损失 $L_t$ (W)	306.3
2	摩擦损失 $L_f$ (W)	212.6
3	泄漏损失 $L_l$ (W)	35.5
4	余隙容积损失 $L_c$ (W)	55.4
5	流动损失 $L_m$ (W)	2.80
6	摩擦损失占总损失的比例 (%)	69.41
7	泄漏损失占总损失的比例 (%)	11.59
8	余隙容积损失占总损失的比例 (%)	18.09
9	流动损失占总损失的比例 (%)	0.91
10	理想回收功 $W_i$ (W)	750.4
11	实际回收功 $W_i - L_t$ (W)	444.1
12	膨胀机效率 $\eta$ (%)	59.2

通过理论计算，可以发现摆动转子膨胀机的主要损失存在于以下五部分：

- 主轴与轴承间的摩擦损失；
- 偏心轮与气缸端盖平面的摩擦损失；
- 滚环与偏心轮间的摩擦损失；
- 吸入口的余隙容积损失；

e) 滚环与气缸之间的泄漏损失。

应从以上五部分着手降低损失，从结构设计上进行改进，可进一步提高膨胀机效率，因此提出以下改进方案：

- a) 将主轴处的滚针轴承长度增加，适当减小密封面的长度，滚针直径适当增加；
- b) 优化滚环与气缸间的间隙，使此处摩擦与泄漏损失之和达到最小；
- c) 导轨与摆杆表面光滑处理；
- d) 改进入口控制系统，降低余隙容积损失；
- e) 合理选择匹配材料，降低两个摩擦面之间的摩擦损失。

## 4.2 摆动转子膨胀机入口控制的重新设计

摆动转子膨胀机利用的入口控制系统原理与文献[75] 相同，结构经过改造<sup>[76]</sup>。但从摆动转子膨胀机的不可逆损失计算可以发现，现有膨胀机的入口控制系统的余隙容积损失比较大，而且在吸气管路中存留的高压流体造成的损失占余隙容积总损失的 50% 以上，如果入口控制系统不重新设计，这部分损失无法消除。同时入口控制系统的运动部件凸轮与滑阀之间的摩擦损失较大，滑阀上的滚动轴承的寿命也是一个需要考虑的问题，因此需对吸气控制进行重新设计。

### 4.2.1 设计思路

根据摆动转子的运动规律，考虑到偏心轮与摆动转子之间会有相对运动，摆动转子的运动是平动，摆动转子上的点保持同一相位，而偏心轮的运动是转动，偏心轮上的点相位角总在变化，则可以依靠两个运动部件速度和位置的不同来控制吸气。

### 4.2.2 设计内容

图 4-23 是摆动转子膨胀机的流体吸入口控制系统示意图，序号明细见表 4-4。流体入口在主轴 (1) 的端部 A 点，主轴朝气缸方向沿轴中心线开出直径为  $R_s$  的通孔，当此通孔到达偏心轮 (2) 的中部 B 点时，从偏心轮的中部 B 点沿偏心轮的径向开通孔到 C 点，在偏心轮外圆周开有环型凹槽与 C 点相通，而且外圆周上的凹槽沿圆周跨度角  $\alpha$  范围为  $150^\circ$  到  $180^\circ$ ，在摆动转子 (3) 上有一个膨胀腔 (4) 的吸入口，即 D 点，当偏心轮上的环形凹槽与 D 点位置重合，则 C 点就与 D 点相通。

吸入口控制系统是如下工作的，流体沿主轴的轴向通孔到达偏心轮的中部，然后变向，沿偏心轮的径向通孔到达偏心轮外圆周上的凹槽，当凹槽的位置与摆动转子的吸入口重合时，流体通过吸入口进入膨胀腔，当凹槽转过摆动转子的吸入口时，流体停止进入膨胀腔。因此主轴每转动一周，膨胀腔进行一次吸气，从而达到了吸

气控制的目的。

此新型的吸入口控制系统优点在于：

- a) 吸入控制口离膨胀腔很近，避免存留高压流体，降低余隙容积损失；
- b) 主轴转动过程中自动控制流体流入膨胀腔；
- c) 取消了阀类的机械控制，避免了机械运动部件带来的摩擦损失、运动冲击、振动以及噪声等；
- d) 有利于膨胀机内部零件的润滑；
- e) 加工简单和造价更低。

新型吸入口控制系统待解决的问题是：

- a) 由于主轴中心和偏心轮都有通孔则对主轴和偏心轮的强度产生影响；
- b) 吸气通道产生的泄漏损失；
- c) 凹槽跨度角 $\alpha$ 具体的取值等；
- d) 解决轴向推力对偏心轮与气缸端盖之间摩擦力的影响。

表 4-4 图 4-23 序号明细

序号	名称	序号	名称
1	主轴	7	导轨
2	偏心轮	8	气缸
3	摆动转子	A	流体入口
4	膨胀腔	B	偏心轮中部点
5	排气腔	C	偏心轮径向外圆端点
6	轴承端盖	D	摆动转子吸入口

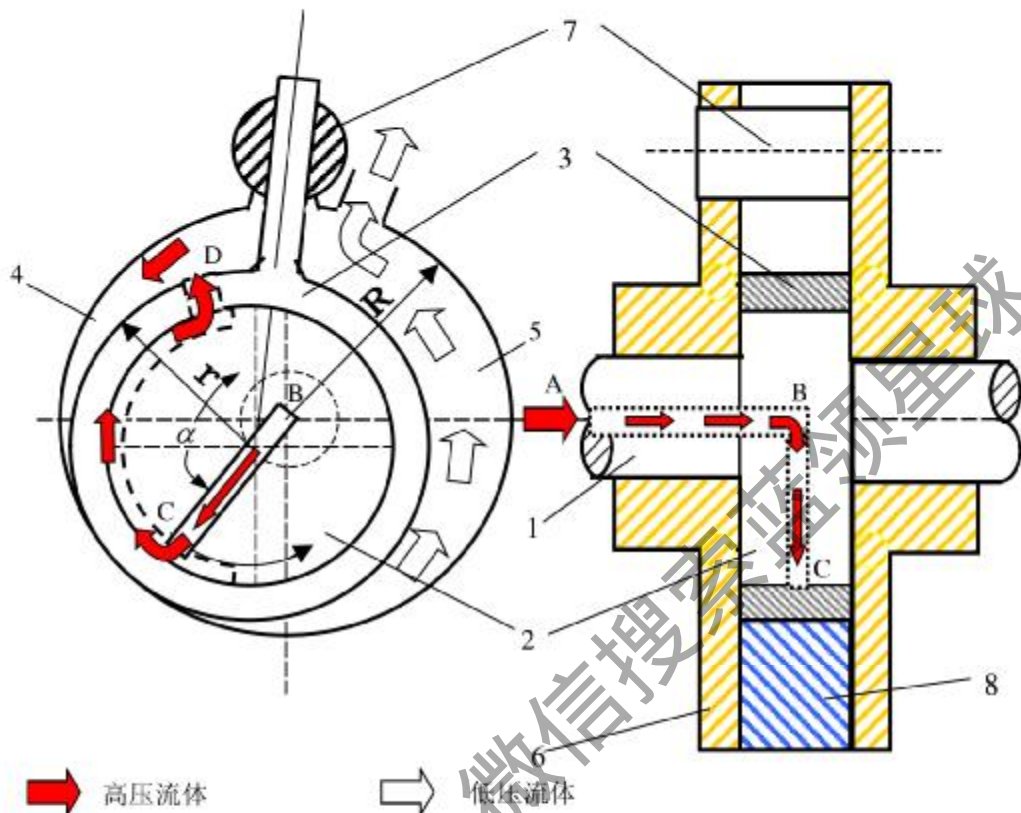


图 4-23 摆动转子膨胀机吸入口控制系统的结构示意图

### 4.3 摆动转子受力的有限元分析

在摆动转子膨胀机中，主要运动部件摆动转子在高压，大压差下工作，必然存在变形，而且局部会存在应力集中，影响转子运行的可靠性和安全性，因此有必要对转子进行应力与变形分析，以便对加工材料进行选择。

#### 4.3.1 有限元动力弹性方程组的建立<sup>[89][90]</sup>

##### 4.3.1.1 连续区域的离散化

假设将整个结构划分为  $ne$  个单元，每个单元有  $n$  个节点，每个节点有  $m$  个自由度。结构的质量密度为  $\rho$ ，体力为  $f$ ，结构在边界上  $S_0$  作用有已知力  $\bar{F}$ ， $\bar{F}$  可以

是时间的函数，在边界上  $S_p$  位移已知，对于每个单元，其位移、应变、应力列阵  $\{\delta\}$ 、 $\{\sigma\}$ 、 $\{\varepsilon\}$  可表示为：

$$\begin{aligned} \{\delta\} &= [u \quad v \quad w \cdots]_{(6 \times m)}^T \\ \{\varepsilon\} &= [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_z \quad \varepsilon_{xy} \quad \varepsilon_{yz} \quad \varepsilon_{zx}]^T \\ \{\sigma\} &= [\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \sigma_{xy} \quad \sigma_{yz} \quad \sigma_{zx}]^T \end{aligned} \quad (4-59)$$

单元各节点的位移列阵表示为

$$\{\delta\}^e = [u_1 v_1 \cdots u_2 v_2 \cdots \cdots u_n v_n \cdots]_{(6 \times mn)}^T \quad (4-60)$$

#### 4.3.1.2 构造插值函数

由于只对空间域进行离散，所以单元内位移  $u$ 、 $v$ 、 $w$  的插值表示为

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) u_i \\ v(x, y, z) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) v_i \\ w(x, y, z) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) w_i \end{aligned} \quad (4-61)$$

$$\text{即 } \{\delta\} = [N] \{\delta\}^e$$

其中  $[N]$  为  $m \times mn$  阶的矩阵，称为位移插值函数矩阵。

这个母单元的位移函数  $u$  可取如下形式（位移函数  $v$  和  $w$  的形式类似）

$$\begin{aligned} u &= a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 z + a_5 x^2 + a_6 y^2 + a_7 z^2 + a_8 xy + a_9 yz + a_{10} xz + a_{11} x^2 y \\ &+ a_{12} x^2 z + a_{13} y^2 z + a_{14} z^2 x + a_{15} z^2 y + a_{16} xyz + a_{17} x^2 yz + a_{18} y^2 xz + a_{19} z^2 xy \end{aligned} \quad (4-62)$$

相应的位移插值函数矩阵可写为

$$\begin{aligned} N_i(x, y, z) &= \frac{1}{8} (1 - x_i x) (1 + y_i y) (1 + z_i z) (x_i x - y_i y + z_i z - 2) x_i^2 y_i^2 z_i^2 \\ &+ \frac{1}{4} (1 - x_i^2) (1 - y_i y) (1 + z_i z) (1 - x_i^2) y_i^2 z_i^2 \\ &+ \frac{1}{4} (1 - y_i^2) (1 - z_i z) (1 - x_i x) (1 - y_i^2) x_i^2 z_i^2 \\ &+ \frac{1}{4} (1 - z_i^2) (1 + x_i x) (1 + y_i y) (1 - x_i^2) x_i^2 y_i^2 \end{aligned} \quad (4-63)$$

#### 4.3.1.3 建立各单元方程组

根据有限元内的基本位移插值模式、几何方程和物理方程，单元的位移、应变和应力均可表示为节点位移的函数。

$$\begin{aligned} \{\delta\} &= [N]\{\delta\}^e \\ \{\varepsilon\} &= [B]\{\delta\}^e \\ \{\sigma\} &= [S]\{\delta\}^e + \{\sigma_0\} \end{aligned} \quad (4-64)$$

其[B]、[S]分别为单元应变、应力矩阵，均为  $6 \times nm$  阶。根据弹性力学理论，[B]、[S]间存在关系

$$[S] = [D][B]$$

[D]为弹性矩阵。在每个单元上作用有体力，单元与边界  $S_n$  重合的部分还作用有面力，另外还有惯性力和阻尼力，它们以体力的形式作用于单元，所有这些力以等效的形式作用在单元节点上。

每个单元上作用的各种力，气体压力被认为均匀分布在各自的作用面上，单位面积上的表面力记为  $\{q\} = [q_x \quad q_y \quad q_z]^T$ ；移置到各结点上，其等效结点载荷按式计算：

$$\{Q_i\}_e^r = \begin{Bmatrix} Q_{ix} \\ Q_{iy} \\ Q_{iz} \end{Bmatrix} = \iint_{S_n} N_i^T \begin{Bmatrix} q_x \\ q_y \\ q_z \end{Bmatrix} dS \quad (4-65)$$

式中  $S$ ——表面力作用面的面积。

如果单元的某个面上只作用着沿外法线方向  $n$  的法向载荷  $q$ ，则有

$$q_x dS = q \cos(n, x) dS = q dy dz \quad (4-66)$$

等效结点载荷可写成  $Q_{i,x} = \iint N_i q dy dz$

等效单元体积力列阵记为  $\{F\}^e$

$$\{F\}^e = \int_V [N]^T [f] dv \quad (4-67)$$

等效单元集中力列阵记为  $\{Q\}_e^r$

$$\{Q\}_e^r = [N]^T \{G\} \quad (4-68)$$

等效单元阻尼力列阵记为  $\{R\}_e^c$

$$\{R\}_e^c = - \left( \int_V c [N]^T [N] dv \right) \{d\}^e = -[C]^e \{d\}^e \quad (4-69)$$

等效单元惯性力列阵记为  $\{R\}_e^i$

$$\{R\}_e^c = -[M]^c \{\ddot{d}\}^c = -\left(\int_V \rho [N]^T [N] dV\right) \{\ddot{d}\}^c \quad (4-70)$$

单元初应力等效力矩阵记为  $\{R\}_0^c$

$$\{R\}_0^c = \int_V [B]^T \{\sigma_0\} dV \quad (4-71)$$

如果单元的某个面上只作用着沿外法线方向  $n$  的法向载荷  $q$ ，则有

$$q_x dS = q \cos(n, x) dS = q dy dz \quad (4-72)$$

等效结点载荷可写成  $Q_{i,c} = \iint N_i q dy dz$

摆动转子膨胀机在工作时，其上的外力以及各点的位移  $\{\delta\}$ 、速度  $\{\dot{\delta}\}$ 、加速度  $\{\ddot{\delta}\}$

都是时间  $t$  的函数，假设转速恒定，则变化为转角  $\theta$  的函数。用有限元法研究它的运动规律，要建立有限元形式的运动微分方程。假想该单元在某一瞬时产生一个虚位移场  $\{\delta^*\}$ ，它的结点产生的虚位移用列阵  $\{\delta^*\}^c$  表示。根据虚功原理及单元的刚度方程，单元的内力所做虚功为

$$\delta U^* = (\{\delta^*\}^c)^T [K]^c \{\delta\}^c \quad (4-73)$$

考虑单元上的外力所做的虚功。单元上的外力包括气体力、接触力、自重、惯性力、阻尼力等。将前三种力向单元的结点移置，其等效结点力的总和用  $\{Q\}^c$  表示，记等效力列阵为

$$\{Q\}^c = \{F\}^c - \{Q\}_f^c + \{Q\}_p^c + \{R\}_0^c \quad (4-74)$$

则虚功可表示为

$$(\delta W^*)_1 = (\{\delta^*\}^c)^T \{Q\}^c \quad (4-75)$$

惯性力所做的虚功为

$$(\delta W^*)_2 = -\iiint \{\delta^*\}^T \rho \{\ddot{\delta}\} dV \quad (4-76)$$

阻尼力所做的虚功为

$$(\delta W^*)_3 = -\iiint \{\delta^*\}^T c \{\dot{\delta}\} dV \quad (4-77)$$

惯性力虚功公式中的负号表示惯性力方向恒与加速度方向相反， $\rho$  表示材料密度。阻尼力虚功公式中负号表示阻尼力方向恒与速度方向相反，负号  $c$  代表阻尼系数，

其值由实验确定。将关系式  $\{\delta^*\} = [N]\{\delta\}^e$ 、 $\{\dot{\delta}\} = [N]\{\dot{\delta}\}^e$ 、 $\{\ddot{\delta}\} = [N]\{\ddot{\delta}\}^e$  分别代入惯性力、阻尼力虚功位移公式

$$\begin{aligned} (\delta W^*)_2 &= \iiint ([N]\{\delta^*\})^T \rho [N]\{\delta^*\} dV \\ &= \{\delta^*\}^T \left( \iiint [N]^T \rho [N] dV \right) \{\delta\}^e \\ &= \{\delta^*\}^T [M]^e \{\delta\}^e \end{aligned} \quad (4-78)$$

$$\begin{aligned} (\delta W^*)_3 &= -\iiint ([N]\{\delta^*\})^T c [N]\{\dot{\delta}\}^e dV \\ &= -\{\delta^*\}^T \left( \iiint [N]^T c [N] dV \right) \{\dot{\delta}\}^e \\ &= -\{\delta^*\}^T [C]^e \{\dot{\delta}\}^e \end{aligned} \quad (4-79)$$

式中  $[M]^e = \iiint [N]^T \rho [N] dV$

$[C]^e = \iiint [N]^T c [N] dV$

$[M]^e$  为单元质量矩阵； $[C]^e$  为单元阻尼矩阵。

根据虚功方程，有

$$\delta U^* = (\delta W^*)_1 - (\delta W^*)_2 + (\delta W^*)_3 \quad (4-80)$$

得  $\{\delta^*\}^T [K]^e \{\delta\}^e - \{\delta^*\}^T ([Q]^e - [M]^e \{\ddot{\delta}\}^e - [C]^e \{\dot{\delta}\}^e)$

因为虚位移是任意的，所以应有

$$[K]^e \{\delta\}^e - [Q]^e - [M]^e \{\ddot{\delta}\}^e - [C]^e \{\dot{\delta}\}^e = 0 \quad (4-81)$$

或写为

$$[M]^e \{\ddot{\delta}\}^e + [C]^e \{\dot{\delta}\}^e - [K]^e \{\delta\}^e = [Q]^e \quad (4-82)$$

即单元的有限元形式的运动微分方程，其中  $[K]^e$  为单元刚度矩阵，且有

$$[K]^e = \int_V [B]^T [D] [B] dV$$

#### 4.3.1.4 建立整个结构的方程组



把  $\{\delta\}^e$ 、 $\{\dot{\delta}\}^e$ 、 $\{\ddot{\delta}\}^e$  和  $\{Q\}^e$  按对应节点号的顺序写为  $N_m \times 1$  阶列阵，将  $\{M\}^e$ 、 $\{C\}^e$ 、 $\{K\}^e$  也按对应节点顺序写为  $N_m \times N_m$  阶矩阵，完成扩阶。

将各单元扩阶后的  $\{\delta\}^e$ 、 $\{\dot{\delta}\}^e$  和  $\{\ddot{\delta}\}^e$  分别合并，把离散化模型所有的单元刚度矩阵组装成整体刚度矩阵  $[K]$ ，把所有的单元质量矩阵组装成整体质量矩阵  $[M]$ ，把所有的单元阻尼矩阵组装成整体阻尼矩阵  $[C]$ ，并排列出整体结点位移列阵  $\{\delta\}$ 、整体结点载荷列阵  $\{Q\}$ ，则得到膨胀机整体的有限元形式的运动微分方程

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{Q\} \quad (4-83)$$

这一过程称为组装。其中：

$$[M] = \sum_{e=1}^{n_e} [M]^e = \sum_{e=1}^{n_e} \int_{V_e} \rho [N]^T [N] dv \quad (4-84)$$

$$[C] = \sum_{e=1}^{n_e} [C]^e = \sum_{e=1}^{n_e} c [N]^T [N] dv \quad (4-85)$$

$$[K] = \sum_{e=1}^{n_e} [K]^e = \sum_{e=1}^{n_e} \int_{V_e} [B]^T [D] [B] dv \quad (4-86)$$

$$\{Q\} = \sum_{e=1}^{n_e} \{Q\}^e = (\{F\}^e + \{Q\}_p^e, \{Q\}_s^e, \{R\}_0^e) \quad (4-87)$$

$$\{\delta\} = \sum_{e=1}^{n_e} \{\delta\}^e = \{u_1, v_1, w_1, \dots, u_2, v_2, w_2, \dots, u_N, v_N, w_N, \dots\}^T \quad (4-88)$$

分别为结构整体的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵、载荷矩阵和位移矩阵。

#### 4.3.2 计算结果分析

根据摆动转子的受力情况对其进行有限元分析，由于摆动转子受力主要在径向，轴向受力很小，则不进行轴向的分析，利用二维有限元研究摆动转子在载荷下的应力情况。由于摆动转子与偏心轮之间的受力和运动情况比较复杂，则将两者作为整体考虑，进行简化近似计算。计算压力条件是高压与低压的比为 10.0/3.97MPa，选择摆动转子在 150° 时的受力情况，此时两个腔的压差最大，而且摆杆深入气缸的内部。

#### 4.3.2.1 过渡圆角情况的比较

摆动转子摆杆基部与滚环的连接处会存在过渡圆角，过渡圆角不同，应力的分布情况则不同。采用普通钢材进行计算，取弹性模量为 206GPa，泊松比为 0.3。图 4-24 是过渡圆角直径为 0.2mm 情况时，摆杆的受力图。发现摆杆大部分部位应力都比较小，应力主要集中在摆杆和滚环的连接处，可达到 163.7 MPa，因此此处很容易疲劳，在交变负荷作用下，容易发生断裂。图 4-25 是摆动转子摆杆基部过渡圆角的直径为 1mm 情况时，摆杆的受力图。从图中发现，较大过渡圆角情况时，集中应力分散在比较大的范围内，而且应力值降低，最大为 102.5 MPa。直径为 1mm 的过渡圆角对吸气余隙容积影响很小。图 4-26 表示摆动转子的整体变形位移图，图 4-27 为摆动转子摆杆细部变形位移图。发现在摆杆基部的变形最大，达到 2.29  $\mu\text{m}$ 。摆杆将向压力小的方向倾斜，滚环的上部位移量最大，而滚环的底部位移量最小。与 Masaya Tadano 等人<sup>[46]</sup>分析的滚动活塞压缩机滑板变形相比较，压缩机的排气量为 2.63cc，高、低压比为 9.2/3.2MPa，在 180°相位时，滑板变形量为 3.26  $\mu\text{m}$ 。因此从计算上来看，摆动转子的变形位移小于滑板的变形。通过受力分析也说明，摆动转子结构比较适合于在 CO<sub>2</sub> 循环高压差下工作。

#### 4.3.2.2 改变弹性模量情况

采用弹性模量更大的材料进行计算，取弹性模量为 300GPa 与弹性模量为 206 GPa 的计算结果进行比较。通过比较图 4-27 和图 4-28 发现，当弹性模量增大后，摆动转子的变形位移减小了 18%，而摆动转子的应力大小与分布情况基本不变，如图 4-29。说明采用弹性模量较大的材料，会使摆动转子的变形量减小，从而有利于减小摆动转子与气缸内壁间的泄漏和摆动转子的正常运行。

#### 4.3.2.3 高压差情况

膨胀机在变工况条件下运行时，进出口压力会发生变化，导致摆动转子的应力和变形也随之改变，从而对材料的强度极限提出要求。假设膨胀机的极限工作压力为 12MPa，则大弹性模量的摆动转子的应力分布和变形位移图分别为图 4-30 和 4-31，小弹性模量的摆动转子的变形位移图为图 4-32。从图中可以发现，随压力的升高，摆动转子应力增大，变形也增加，而小弹性模量时，变形位移已达到了 3  $\mu\text{m}$ 。因此选择大弹性模量的材料是合理的。

#### 4.3.3 选材的分析

摆动转子是膨胀机中的重要部件，工作条件恶劣。其可能的损坏形式主要是疲劳断裂，特别是摆杆的基部高应力区，摆动转子的受力及失效状况决定了它必须具

有良好的综合力学能力，不但要求有足够的强度和疲劳抗力，而且还要有良好的耐磨性。工作时摆动转子要承受周期性的交变应力作用，因此还应具有一定的韧性。

从应力的计算结果看，最大应力强度应至少大于 150 MPa，取安全系数为 2.0，则应力极限  $\sigma_s \geq 300$  MPa，硬度应达到 200HBS 以上。根据其它发动机以及压缩机材料的选择，选用滚动轴承钢 GCr15 进行合适的热处理，能达到各项技术指标要求，是制作摆动转子比较理想的材料。

#### 4.4 本章小节

本章对 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机进行了受力和不可逆损失的计算，并与 D3ER2.0 型原有滑板膨胀机进行了对比，找出损失最大的部位。同时对 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机进行了受力分析和不可逆损失的计算，并对其核心部件摆动转子进行了有限元的受力分析，根据受力情况选择加工材料。主要结论如下：

- 1) 摆动转子膨胀机的受力与滚动活塞不同，导轨与摆杆间的摩擦力比滑板与滑板槽间的摩擦力大，滚环与气缸间的摩擦力也比滚动活塞与气缸间的摩擦力大，因此摆动转子膨胀机的摩擦损失增大。
- 2) 由于滚环和摆杆成为一体，使泄漏损失明显降低，经理论计算，比 D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机降低了 61%。滚环和气缸间的间隙造成的泄漏损失成为主要的泄漏损失。
- 3) 通过理论计算，D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的效率要高于 D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机的效率。
- 4) 通过对摆动转子的有限元受力分析，发现摆动转子在高压差下工作时，最大集中应力发生在摆杆的基部。当摆动转子在最不利条件下时，采用大弹性模量材料，发生的最大应力值并不很大，最大变形量在  $2\mu\text{m}$  左右，因此通过合理选择材料，完全可以适应在高压力、大压差环境中正常运行。
- 5) 为进一步降低不可逆损失，应设计新型的吸气控制系统，取消原有的机械运动部件，从而降低余隙容积损失和摩擦损失。

[注1]：D3ESW1.0 型膨胀机型号定义：D-二氧化碳，3-配 3kW 压缩机，E-膨胀机，SW-摆动转子，1-第一代，0-0 次改进型。

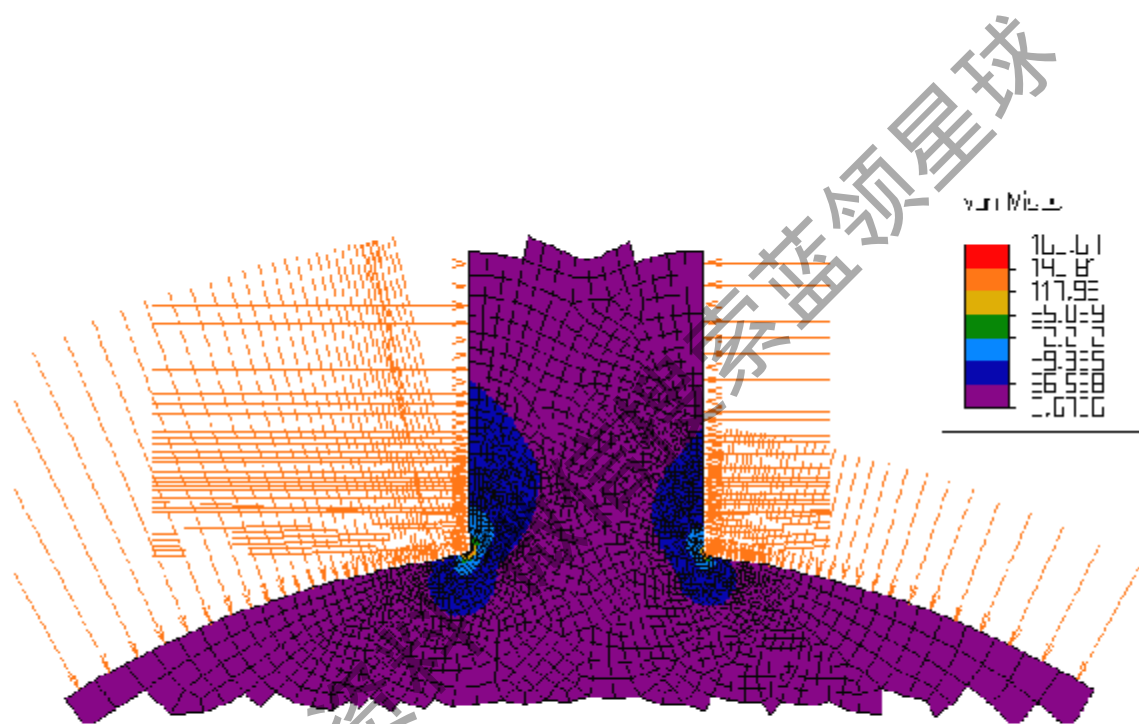


图 4-24 沿过流方向时，叶轮转子的局部应力图

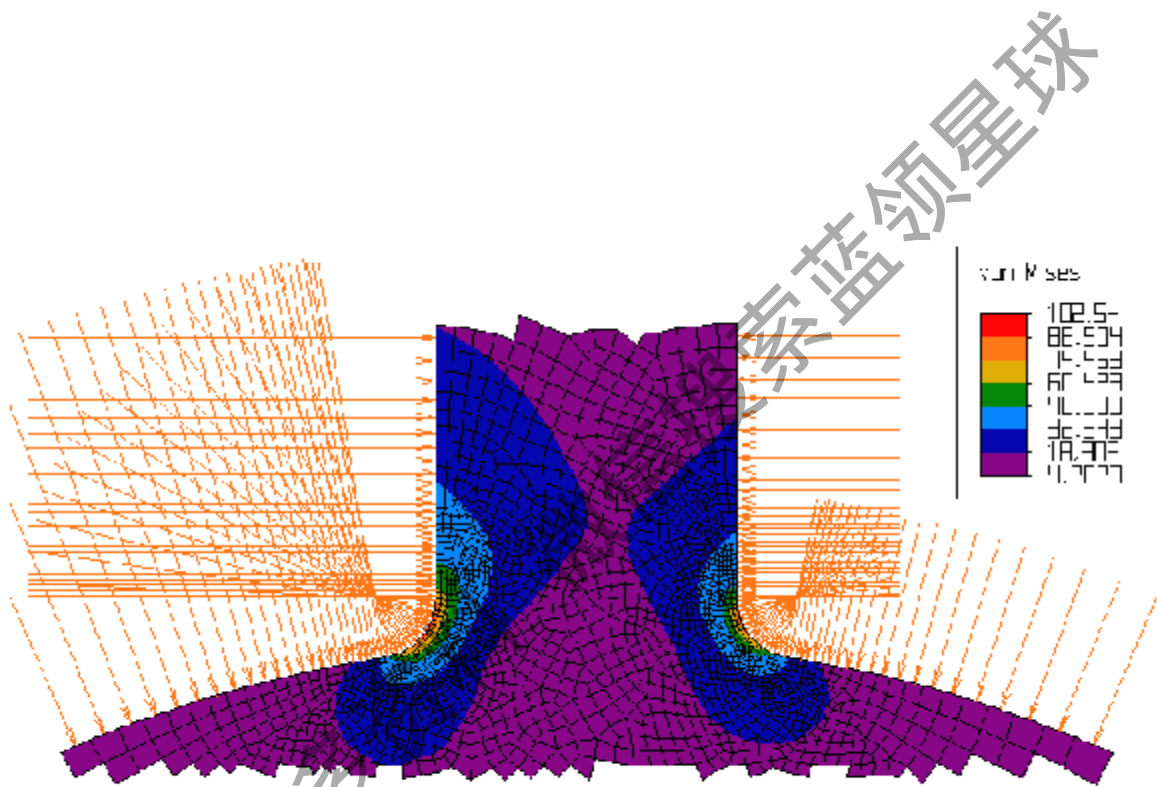


图 4-25 大扭矩工况下，滚动轴承的局部应力图

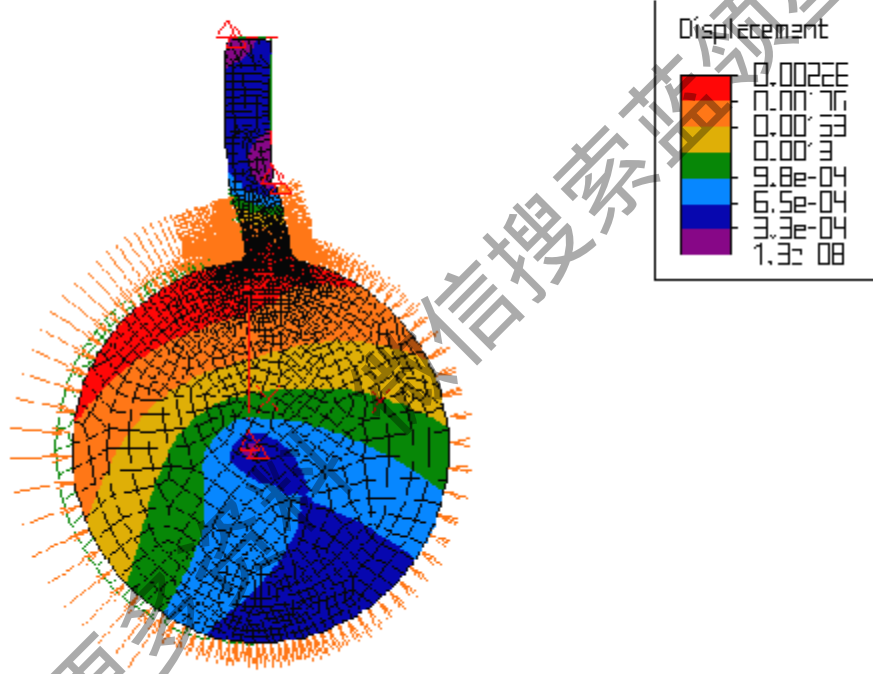


图 4-26 转动轴杆的整体变形位移图

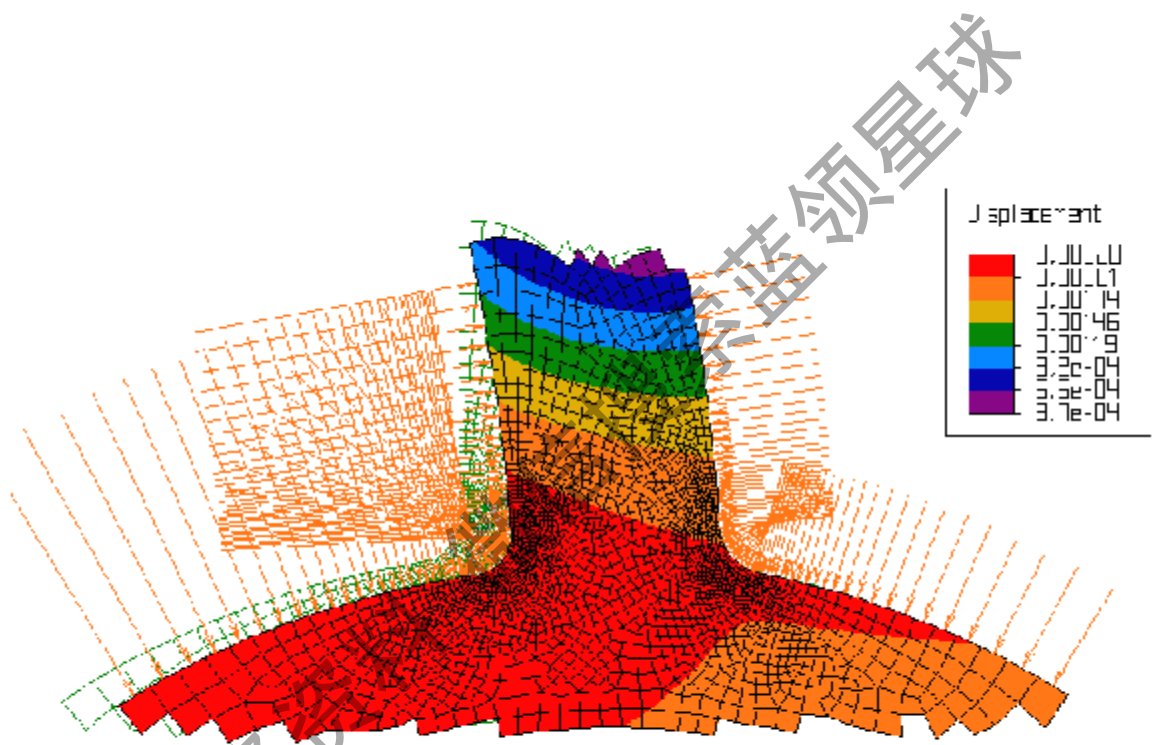


图 4-27 移动转子的位移变形图

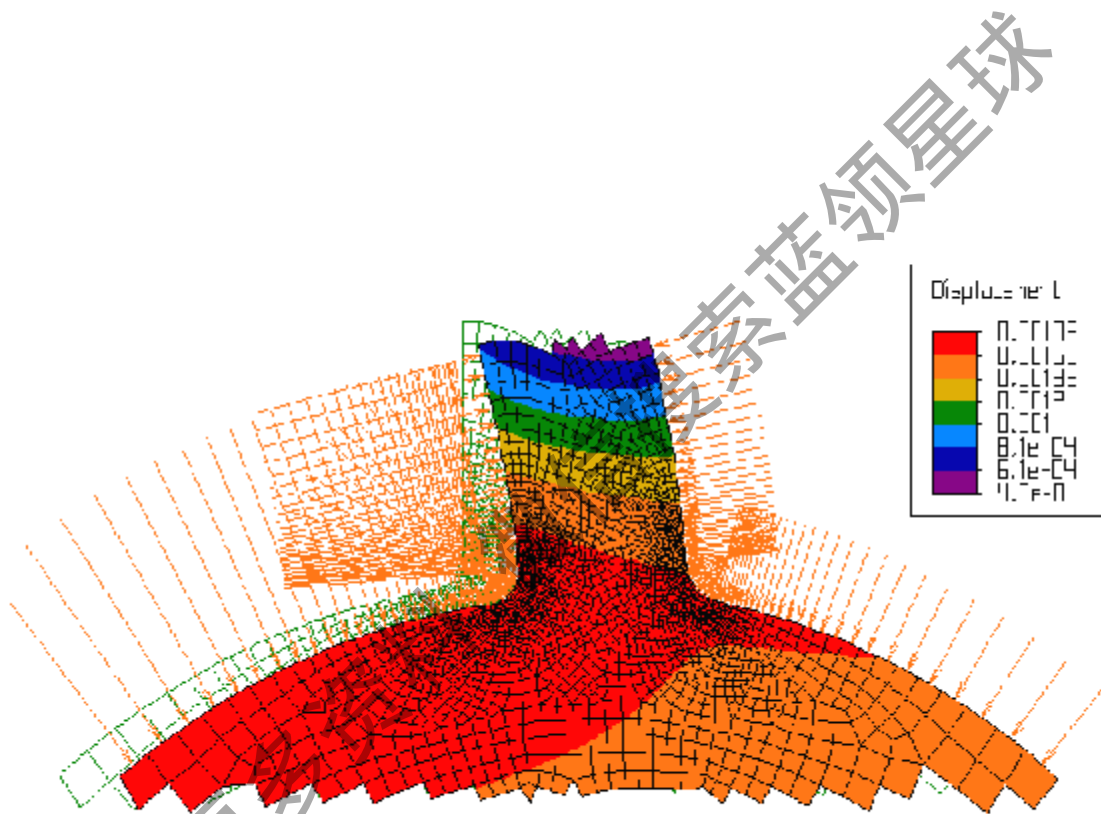


图 4-28 大弹性模量时，结构节点的位移变形图



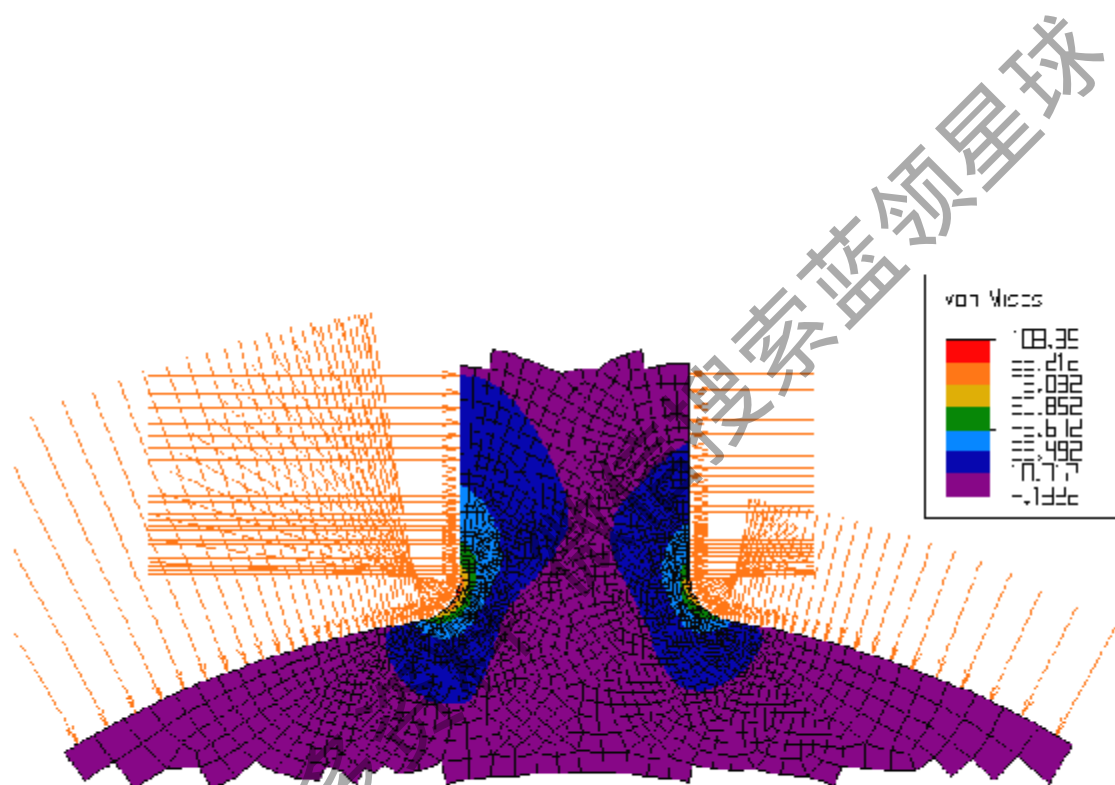


图 4-29 大位移结果时，驱动转子的 von Mises 应力图

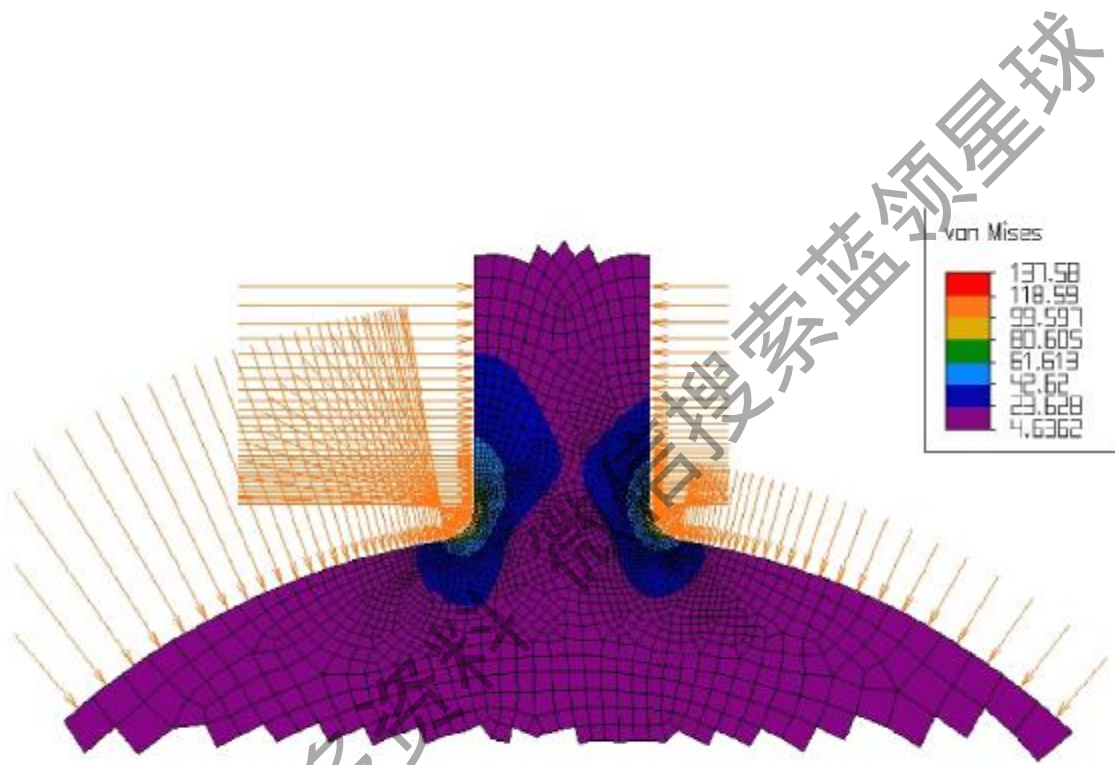


图 4-30 大压差大弹性模量时，摆动转子的细部应力图

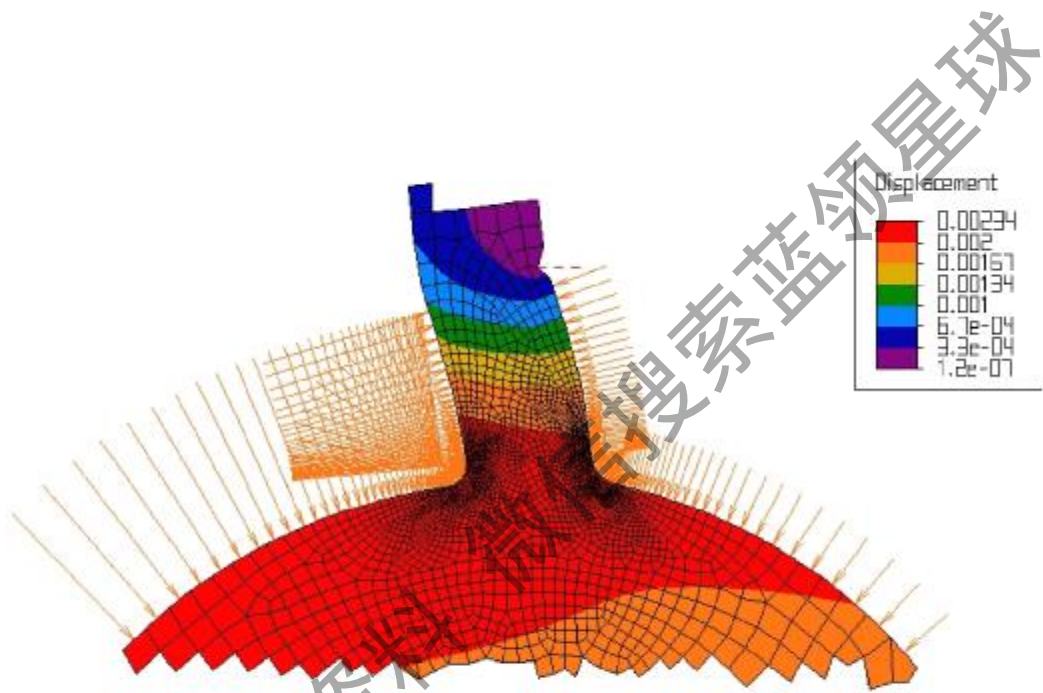


图 4-31 大压差大弹性模量时，摆动转子的细部变形图

获取更多资料  
搜索蓝领星球

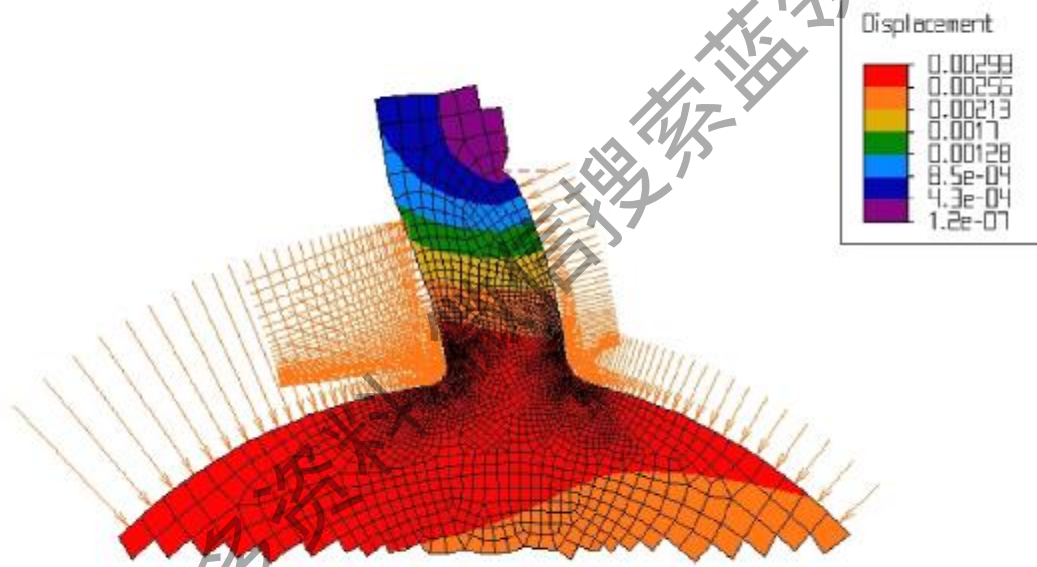


图 4-32 大压差小弹性模量时，摆动转子的细部变形图

## 第五章 CO<sub>2</sub> 压缩膨胀机的设计

### 5.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统膨胀功回收方式的比较

虽然开发 CO<sub>2</sub> 膨胀机的研究已取得初步进展,关键问题是如何提高膨胀机效率,获得较高的回收功。在开发膨胀机的同时,应解决膨胀功的利用方式,只有将膨胀机的输出功利用到系统中,才能起到节能的作用,而且合理的膨胀功回收方式不仅可保证膨胀机输出特性而且对原有系统可不做大的改动。

#### 5.1.1 膨胀功的回收方式

膨胀机的膨胀功回收利用方式主要为三种:

- 1) 膨胀机与辅助压缩机同轴,此压缩机所需的输入功率全部由膨胀机提供,而且膨胀机输出机械功直接驱动压缩机,不经过其它能量的转换。
- 2) 膨胀机与主压缩机同轴,压缩机的一部分输入功率由膨胀机提供,不足的部分仍由电机提供。
- 3) 膨胀机带动发电机,输出电能驱动其它机械设备。

国外学者在有关膨胀机的研究中,也考虑了膨胀功的回收利用的方式,如伦敦的 CITY 大学的 POSITIVE DISPLACEMENT COMPRESSOR TECHNOLOGY RESEARCH CENTER 对两相流双螺杆膨胀机在大型热泵中的应用进行了实验研究<sup>[82]</sup>,以 R113 和 R134a 作为工质,并提出 EXPRESSOR(EXPANDER-COMPRESSOR) 的概念。1998 年,美国 CARRIER 公司已进行 R134a 带膨胀机的离心式制冷机组的实验研究,总制冷量为 8720kW,膨胀机的输出功 54kW,用于发电驱动系统的水泵。

DERPSENDEN 大学<sup>[80]</sup>根据空气分离系统中应用的自由活塞膨胀压缩机,利用自由活塞膨胀压缩机中的压缩部分同时解决了膨胀部分回收功的利用问题,使系统的能效比也提高。英国 MIEB DRIVER 公司<sup>[31]</sup>开发的铰链式的膨胀压缩机,在同一机壳中一半容积进行压缩而另一半容积则进行膨胀,回收膨胀功输出的机械功直接对压缩腔的气体进行压缩。日本 DENSO 公司<sup>[33]</sup>设计的往复式膨胀机也为自由活塞膨胀压缩机形式,涡旋膨胀机输出功的方式可分别为与发电机同轴,与压缩机同轴。传动方式为同轴传动和皮带传动。

#### 5.1.2 三种回收方式的比较

##### 5.1.2.1 发电方式

若采用发电机与开启式膨胀机联接,在膨胀机的设计上必须解决轴封的问题。

为利用发电机发出的电能，必须有与输出相匹配的负载，才能使输出功达到最大。图 5-1 给出发电方式系统图。通过对膨胀机运行特性的测试，可以发现，在不同负载的情况下，膨胀机的转速不同，必然导致系统流量变化，系统的输出冷量发生改变。当工况发生变化时，膨胀机的转速也会随之改变。膨胀机的转速变化直接导致发电机的转速变化，而且发电机的功率与效率皆与转速有关。在变负荷情况下，由于系统的调整会引起电机输出的波动，从而影响到负载的运行，所以必须是稳定工况下工作的制冷系统才可考虑发电机的回收方式。

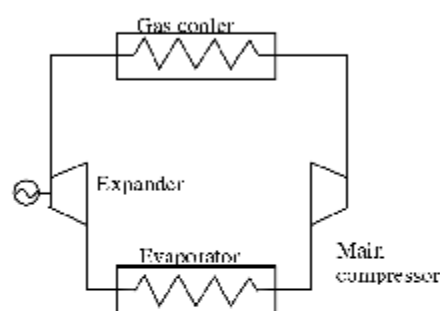


图 5-1 发电方式系统图

### 5.1.2.2 与压缩机同轴方式

膨胀机与压缩机同轴有两种方式，一种是膨胀机与辅助压缩机同轴，另一种是与主压缩机同轴。

#### 5.1.2.2.1 与辅助压缩机同轴

当辅助压缩机的输入功完全由膨胀机的膨胀功提供时，由于膨胀功仅占总压缩功的 25%~30%，并要考虑膨胀机的效率可能在 50%左右，因此辅助压缩机的功率远小于主压缩机。膨胀机与压缩机做成封闭式的，形成压缩膨胀机 (EXPRESSOR, expander-compressor)。压缩膨胀机的位置可以有两种形式，一种是 CO<sub>2</sub> 流体顺序地流过两个压缩机，故称为压缩膨胀机与主压缩机串联，即串联方式。另一种布置方式是 CO<sub>2</sub> 流体分别经过两个压缩机后，在气体冷却器入口汇合，故称为压缩膨胀机与主压缩机并联，即并联方式。

##### 1) 串联方式

串联方式有两种，一种如图 5-2，主压缩机为一级压缩，CO<sub>2</sub> 流体经过主压缩机进入中间气体冷却器，然后进入辅助压缩机进行压缩完成压缩过程，辅助压缩机完全由膨胀机进行驱动，此方式循环的 T-S 图为图 5-3，成为串联方式 1 (S cycle1) 系统。串联方式 1 系统性能系数的理论计算：

$$w = w_1 + w_2 = w_{ex} = (h_3 - h_1) - (h_2 - h_4) - (h_5 - h_6) \quad (5-1)$$

$$w_{ex} = w_2 = h_5 - h_6 = h_4 - h_3 \quad (5-2)$$

$$COP = q_0 / w = (h_6 - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (5-3)$$

另一种是辅助压缩机为一级压缩，CO<sub>2</sub> 流体经过辅助压缩机的压缩进入主压缩机进行二级压缩。此种布置方式如图 5-4，其 T-S 图为图 5-5，称为串联方式 2 (S cycle 2) 系统。串联方式 2 系统性能系数的理论计算为

$$w = w_1 + w_2 = w_{ex} = (h_2 - h_1) + (h_3 - h_2) - (h_4 - h_5) \quad (5-4)$$

$$w_{ex} = w_2 = h_1 - h_5 = h_2 - h_1 \quad (5-5)$$

$$COP = q_0 / w = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1) \quad (5-6)$$

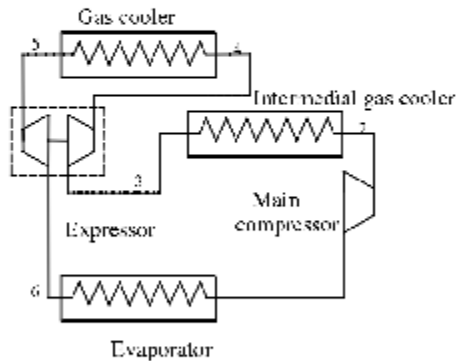


图 5-2 EXPRESSOR 与系统压缩机串联方式 1 的系统图

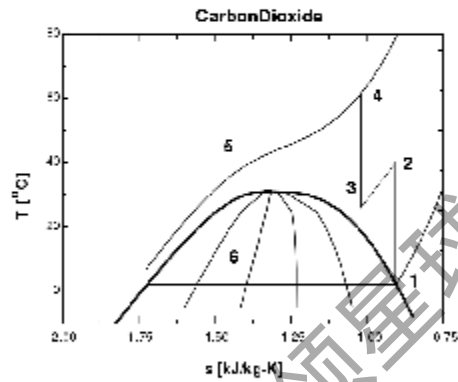


图 5-3 串联方式 1 的 T-S 图

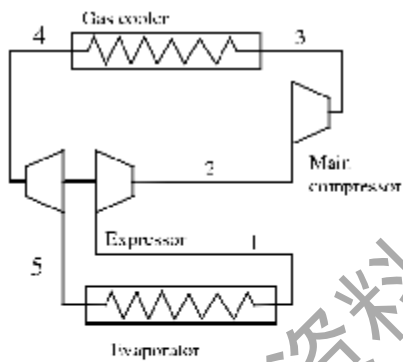


图 5-4 EXPRESSOR 与系统压缩机串联方式 2 的系统图

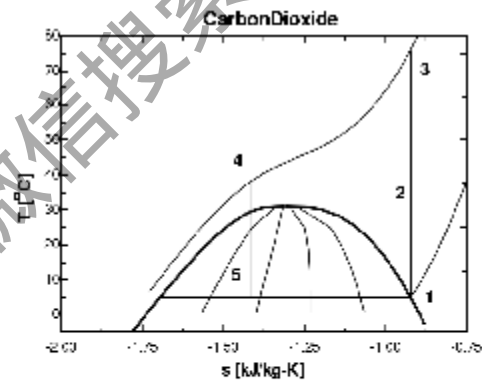


图 5-5 串联方式 2 的 T-S 图

如果在第一级压缩后增加中间气体冷却器，取中间气体冷却器出口温度与气体冷却器温度相同时，此处假设为 40℃，膨胀机的输出功必须满足第一级压缩到至少超过 40℃所需要的输入功率。图 5-6 表明膨胀机输出功无法提供达到最低中间气体冷却器压力所需要的压缩功。图 5-7 也说明，当中间气体冷却器出口温度与气体冷却器温度相同时，利用膨胀机驱动压缩机进行第一级压缩时，辅助压缩机的排气压力不能达到进行中间换热的最小中间压力，因此在串联方式 2 的设计时，根据所设的气体冷却器出口工作温度，不能增加中间气体冷却器，CO<sub>2</sub> 流体经第一级压缩后直接进入第二级压缩机进行压缩。

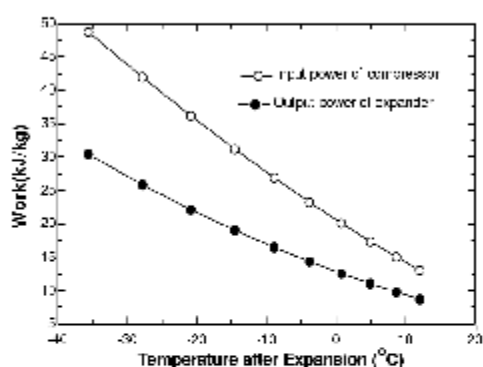


图 5-6 压缩机所需输入功率与膨胀机能提供输出功的比较

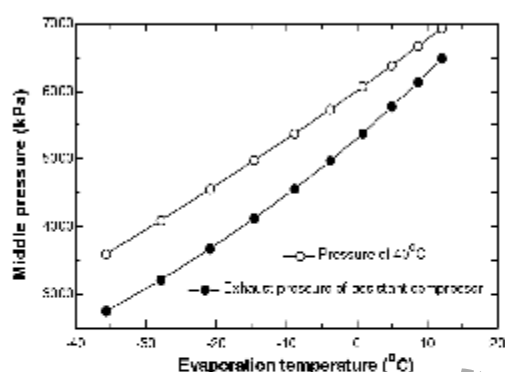


图 5-7 辅助压缩机排气压力与 40°C 时蒸发压力的比较

## 2) 并联方式

并联方式也有两种布置方式。一种是将膨胀机出口流体全部进入蒸发器，换热后的气体分两路，一路进入辅助压缩机，而另一路进入主压缩机，两个压缩机的排气在气体冷却器入口汇合。此方式成为并联方式 1 (P cycle 1) 系统，如图 5-8。

另一种方式是将膨胀机出口流体气相气体进入辅助压缩机，而另一部分液相流体进入蒸发器，换热后的气体进入主压缩机，两个压缩机的排气在气体冷却器入口汇合。此布置方式为并联方式 2 (P cycle 2) 系统，如图 5-9。两种布置方式的 T-S 图相同，如图 5-10。

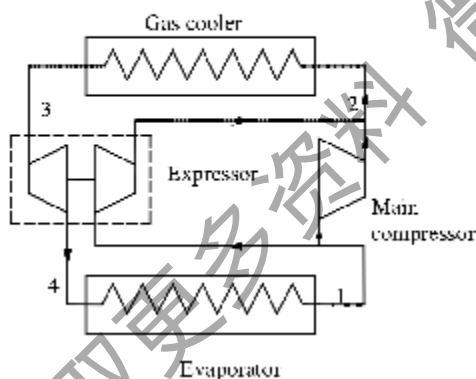


图 5-8 EXPRESSOR 与系统压缩机并联方式 1 的系统图

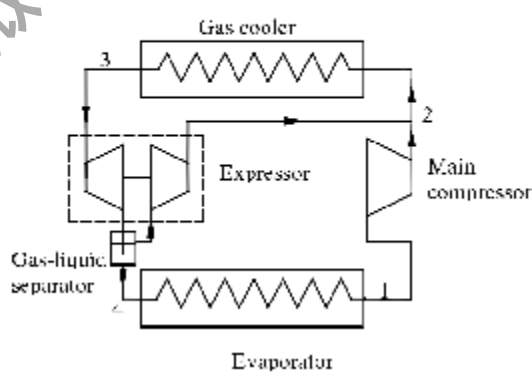


图 5-9 EXPRESSOR 与系统压缩机并联方式 2 的系统图

两种并联方式能效的理论计算如下：

$$w = w_1 + w_2 \quad w_{ex} = i(h_2 - h_1) + (1 - i)(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) \quad (5-7)$$

$$w_{ex} = w_2 = (1 - i)(h_2 - h_1) = h_3 - h_4 \quad (5-8)$$

$$COP = q_0 / w = (h_1 - h_4) / [i(h_2 - h_1)] \quad (5-9)$$

从公式(5-8)和 (5-9)可以看出，并联方式 1 和并联方式 2 膨胀机的输出功和系统性能系数相同。由图 5-11 表明，在并联方式 2 中，膨胀机提供的功率不能提供辅



助压缩机压缩膨胀后全部的气相流体所需的功率，因此，只有部分气相流体进入辅助压缩机，另一部分与液体形成两相流进入蒸发器换热。如图 5-12，辅助压缩机流量与总流量的比率小于膨胀后流体干度。因此并联方式 2 的蒸发器入口流体流量、干度皆小于并联方式 1 的蒸发器入口流体流量和干度。因气相组份对制冷已无贡献，只能增加流动阻力，因此并联方式 2 可以减小蒸发器管道尺寸。同时根据文献[70,71,72]对 CO<sub>2</sub> 流体蒸发换热的研究，流体干度影响换热效果，可以得出并联方式 2 蒸发器的换热效果好于并联方式 1。

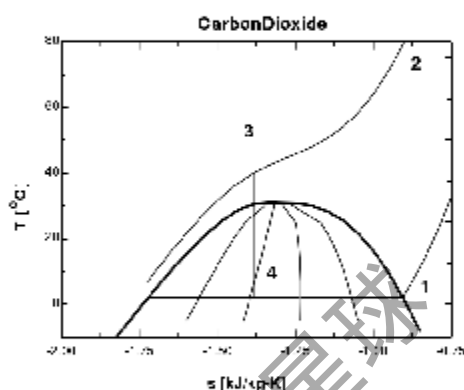


图 5-10 并联方式的 T-S 图

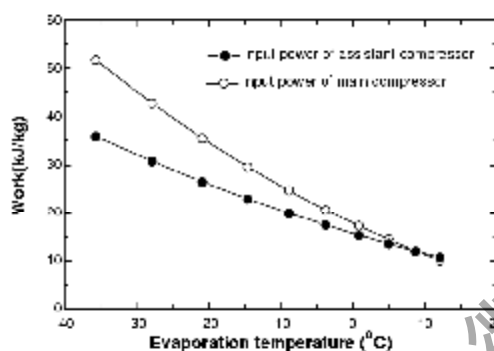


图 5-11 辅助压缩机的输入功率与主压缩机输入功率的比较

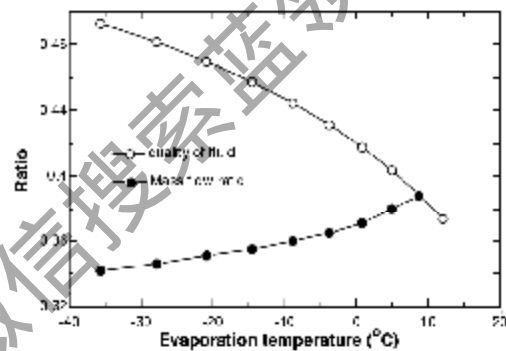


图 5-12 辅助压缩机流量与总流量的比率与膨胀后流体干度的比较

### 3) 串联方式与并联方式的比较

分别进行理想情况即等熵情况下的比较和存在效率情况下的比较。分析中做如下假设：

- 系统为理想循环，稳流情况；
- 在理想情况时，压缩过程和膨胀过程皆为等熵过程。在实际情况时，压缩机效率按照实验关联式<sup>[88]</sup>进行计算，假设膨胀机也遵循此规律。

$$\eta_c = 0.7874 - 0.04196 \left( \frac{P_s}{P_i} \right) \quad (5-10)$$

- 膨胀机入口参数为温度 40℃，压力为 10MPa；
- 压缩机入口气体没有过热；
- 系统设计制冷量为 10kW。

从图 5-13 可以看出，在理想情况下，串联方式 1 的效率最高，而其它三种形式效率基本相同。而当考虑压缩机与膨胀机的实际效率时，如图 5-14 所示，串联方式

1 仍为最高，其次是串联方式 2，两个并联方式的效率相同并最低。

从压缩机的尺寸来看，图 5-15 所示，串联方式 1 的主压缩机尺寸最大，两个并联方式的相同，且在温度为  $-10 \sim 10^\circ\text{C}$  之间，主压缩机尺寸最小。在图 5-16 中，串联方式 2 的辅助压缩机尺寸最大，同样，并联方式的辅助压缩机的尺寸最小。分析表明并联方式可减小主压缩机和辅助压缩机的尺寸。

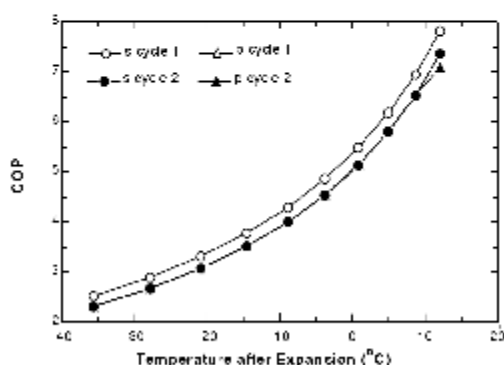


图 5-13 理想情况下，串联方式与并联方式的系统性能系数

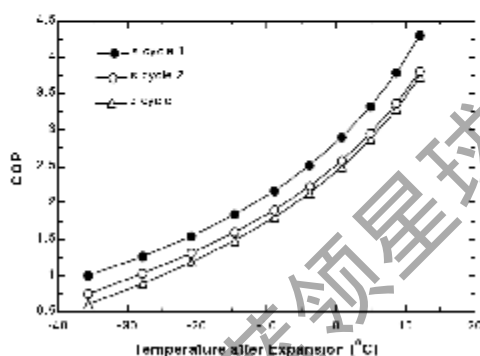


图 5-14 考虑压缩机和膨胀机效率时串联方式与并联方式的系统性能系数

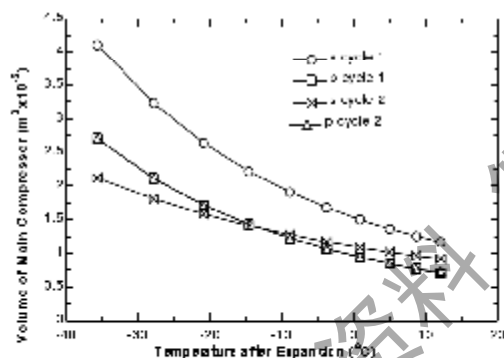


图 5-15 主压缩机吸气容积的比较

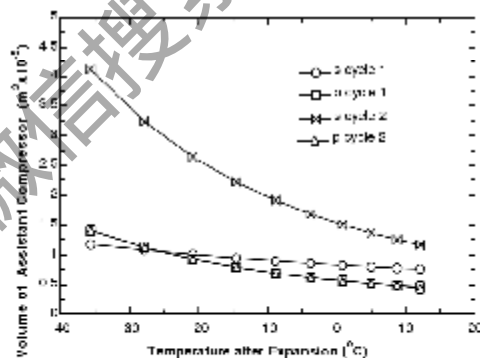


图 5-16 辅助压缩机吸气容积的比较

### 5.1.2.2.2 与主压缩机同轴方式

膨胀机可与主压缩机同轴，为压缩机提供一部分能量，不足部分由电动机提供。为便于比较，系统也设计成双级压缩(DCE cycle—Double-stage compression cycle with the expander)，第二级压缩机也称为辅助压缩机，系统图如 5-17，系统 T-S 图与图 5-3 相同。膨胀机与主压缩机同轴，为压缩机提供一部分动力，此时，系统不仅可使中间压力取最优值，同时膨胀机的膨胀功全部被回收。与主压缩机同轴方式的理论计算：

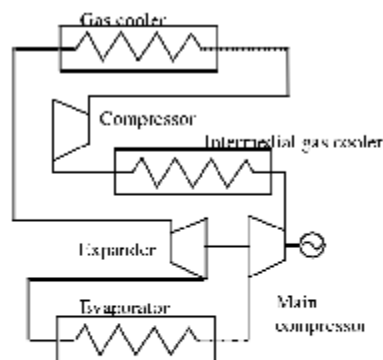


图 5-17 膨胀机与主压缩机同轴

$$W = w_1 + w_2 + w_{ex} = (h_2 - h_1) + (h_3 - h_2) - (h_3 - h_2) \quad (5-11)$$

$$COP = q_c / w = (h_1 - h_6) / [(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) + (h_5 - h_6)] \quad (5-12)$$

与串联方式 1、并联方式 2 循环比较的同时，增加与双级压缩带回热器 CO<sub>2</sub> 循环 (DCE cycle – Double-stage compression cycle with the throttle valve) 的比较，双级压缩带回热器 CO<sub>2</sub> 循环降压装置为节流阀，中间压力也设为最优值，同时回热器的进出口温差设为 10℃。在分析中，采用的假设条件与第 97 页的假设相同。

通过计算，图 5-18 表明，在理想情况下，无论哪种方式，增加膨胀机都能提高系统的性能系数。膨胀机与主压缩机同轴方式双级压缩循环的中间压力能达到最优值，所以性能系数最高。膨胀机与辅助压缩机同轴情况的串联方式由于增加了中间气体冷却器，所以性能系数皆高于并联方式。DCE cycle 与 S cycle 都是双级压缩循环，图 5-19 表示了两个循环的中间压力和第二级压缩机输入功率的比较。膨胀机与辅助压缩机同轴情况的串联方式由于膨胀功决定了系统第二级压缩机的输入功率，

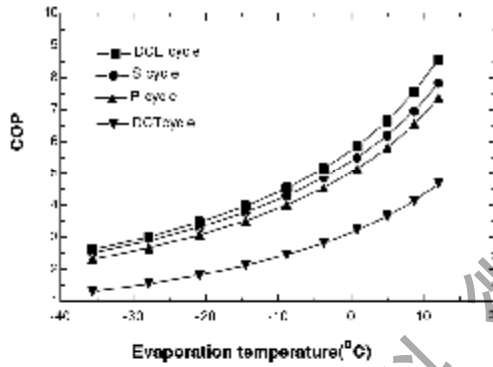


图 5-18 理想循环 COP

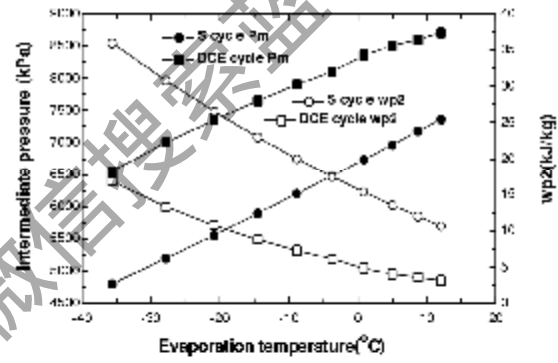


图 5-19 中间压力和第二级压缩机输入

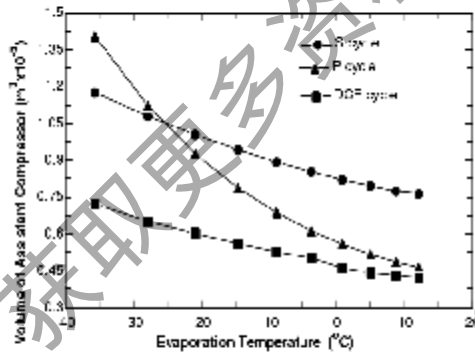


图 5-20 理想循环时,辅助压缩机的气缸容积

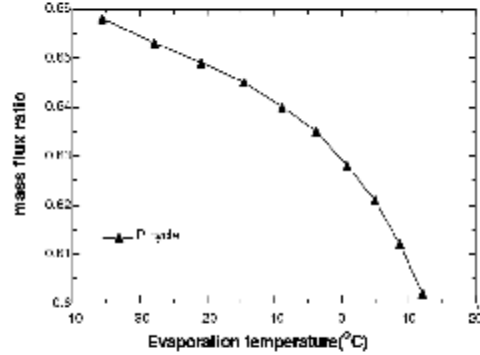


图 5-21 并联循环主压缩机流量与系统总流量的比值随蒸发温度变化

因此第二级压缩机的压比确定，从图中可以看出 S cycle 的第二级压缩功，其值大于在最优中间压力下运行的 DCE cycle 第二级压缩机所需的输入功率，因此 S cycle 的中间运行压力总是小于 DCE cycle 的中间压力，无法达到最优中间压力，所以性能系数低于膨胀机与主压缩机同轴双级压缩方式。图 5-20 表示了三个循环对应的辅

助压缩机的容积，其决定了压缩机的几何尺寸。其中膨胀机与主压缩机同轴方式双级压缩循环的辅助压缩机尺寸最小，而随蒸发温度的不同，串联方式和并联方式呈不同的变化趋势，在低温时，串联方式小于并联方式，随蒸发温度升高，并联方式的辅助压缩机容积迅速减小，温度达到 10℃，已接近膨胀机与主压缩机同轴方式双级压缩循环的工作容积。由于进行了分流，P cycle 的主压缩机流量总小于系统总流量。图 5-21 表示了两者比值随蒸发温度变化的情况，并由此比值可知，并联系统的主压缩机尺寸要小于串联系统和 DCE cycle 的主压缩机尺寸，而且蒸发温度越高，尺寸越小。

当考虑压缩机和膨胀机的不可逆损失，存在效率时，情况则有所不同。根据压缩机的经验公式，压缩机的效率与压比有关，如图 5-22 所示，由于膨胀功的限制，串联方式（S cycle）的第二级的压比很小，而并联方式（P cycle）的压比最大，在压缩机的效率图 5-23 中，蒸发温度较高时与主压缩机同轴方式（DCE cycle）的第一级和第二级压缩机效率与 S cycle 几乎相等，当蒸发温度很低时，P cycle 中的压缩机效率随蒸发温度的降低而迅速降低，只有 40%。从图 5-24 可以看出，在蒸发温

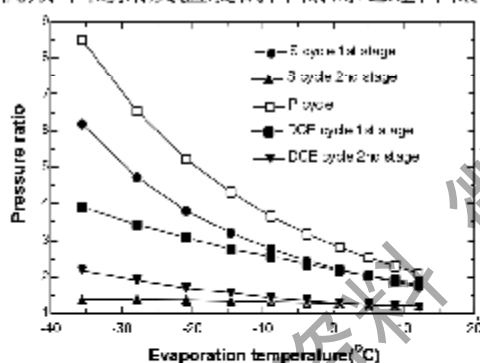


图 5-22 各压缩机的压比

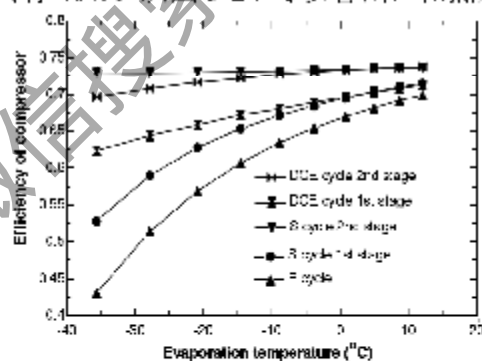


图 5-23 各压缩机的效率

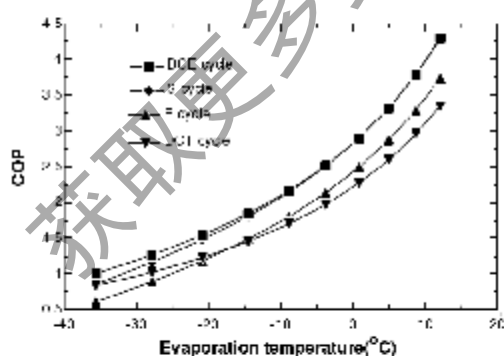


图 5-24 实际循环的 COP

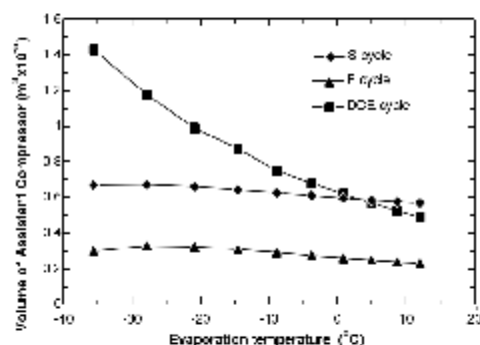


图 5-25 实际循环时辅助压缩机的气缸容积

度较高时，S cycle 的 COP 几乎与 DCE cycle 相等，而带节流阀系统（DCT cycle）在蒸发温度较低时，COP 超过 P cycle，而且接近 S cycle，这是由于在低蒸发温度时，DCT cycle 是两级压缩，其压缩机的效率高于 P cycle，而且在中间冷却器压力

取最优情况和在回热器的作用下，能效比达到了节流阀循环的最大值。

图 5-25 表示在考虑压缩机效率时辅助压缩机的容积随蒸发温度变化的情况，结果与理想循环情况不同。辅助压缩机的容积与理想循环情况不同，DCE cycle 的辅助压缩机容积最大，而 P cycle 的辅助压缩机容积最小。因此在实际设计时，应考虑压缩机的效率，按照理想的计算会导致一定的偏差。图 5-26 表示考虑压缩机效率的影响时 DCE Cycle 和 S Cycle 的中间压力和第二级压缩机输入功的比较，结果也与理想情况不同。膨胀机的回收功随蒸发温度的变化不大，而 DCE cycle 的第二级压缩机的输入功率变化很大。当蒸发温度较高时，S cycle 的中间压力几乎与 DCE cycle 的中间压力相等，两者的输入功率也接近，这就是造成在较高蒸发温度时两个循环 COP 接近的原因。在图 5-27 中 P cycle 的主压缩机流量比理想情况要大得多，虽然 P cycle 的主压缩机流量随蒸发温度升高而减小，但由于受到膨胀机效率的影响，减小的幅度变小，特别是在低蒸发温度的情况下，因此当系统容量很小时，辅助压缩机的流量很小，其尺寸非常小，会增加加工的难度，需考虑其经济性。

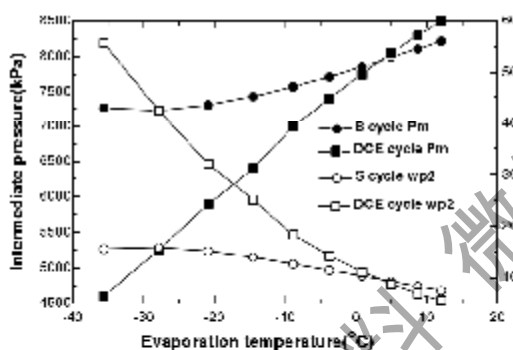


图 5-26 中间压力和第二级压缩机输入功率

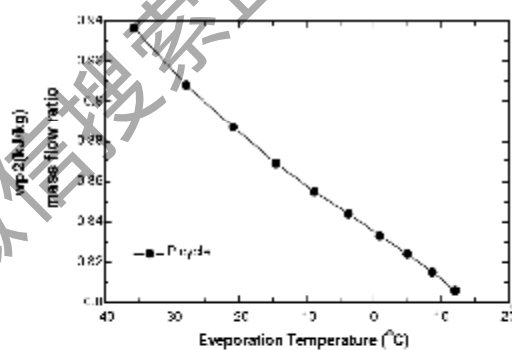


图 5-27 实际循环，P cycle 主压缩机流量

从理想情况和实际情况的比较来看，系统 COP 和运行参数对膨胀机和压缩机的效率很敏感，实际情况结果比理想情况相差较多，为促进压缩膨胀机 (EXPRESSOR) 的应用还应尽量提高膨胀机和压缩机的效率。

### 5.1.2.3 三种回收方案的优缺点

发电方式要求有输入设备与之匹配，才能将输出的电能有效利用。输出的电流会随运行工况的变化产生波动，对设备有一定的影响。由于发电机和设备都有机械损失，输出功的损失较大。但此形式结构相对简单，不需考虑与压缩机的耦合问题。如果是开式联接则会存在轴封问题。而做成全封闭、半封闭的形式，则要考虑 CO<sub>2</sub> 气液两相流体和润滑油对发电机线圈的影响。

膨胀机与辅助压缩机同轴方式在系统中有两种布置方式，而串联布置方式的能效比更大，更有利于系统，但同时增加了一个气体冷却器，需要控制主压缩机的出口压力，因此系统的运行管理较复杂。而并联布置方式就简单的多，很适合在小空

间使用。在进行设计时非常方便，特别是在原有系统的基础上进行改造，利用膨胀机代替节流阀时，可直接应用到系统中，不需更换更多的设备。由于是机械能与机械能之间的转换，没有其它的能呈形式的转换，膨胀机与辅助压缩机同轴方式能量损失小。

膨胀机与主压缩机同轴双级压缩方式可使系统的能效比达到最大，但膨胀机的转速是与系统运行的参数有关，会发生与压缩机的转速不同的情况。此外，此方式还存在与串联布置方式相同的三压缩机排气压力控制问题。

## 5.2 CO<sub>2</sub>压缩膨胀机的设计

### 5.2.1 设计思路和特点

采用膨胀机直接带动压缩机的开发方式，主要考虑如下：

- 1) 此压缩机—膨胀机可以设计为全封闭式，解决了泄漏问题，而且可避免因采用发电机而产生的问题。
- 2) 在结构上将压缩气缸和膨胀气缸串联在同一个轴上。该轴有两个偏心轮，因此可以通过调整两个偏心轮的相位，可以减小力矩的变化，从而保持轴的平稳运行。
- 3) 由于压缩排气的温度较高，而膨胀排气的温度较低。则压缩气缸的温度高于膨胀气缸的温度，因此会造成漏热损失。为避免传热造成的损失，在两个气缸之间应有绝热材料。

### 5.2.2 设计结构

本设计的结构原理如图 5-28、图 5-29 所示。图 5-28 为 CO<sub>2</sub> 跨临界制冷循环滚动活塞式压缩膨胀机的结构示意图。图 5-29 为图 5-28 中的 P-P 剖面图。二氧化碳跨临界制冷循环滚动活塞式压缩膨胀机的机壳 (1) 与底座 (2) 之间密封，组成一个总内腔，由主、副轴承 (6、8) 和中间隔板 (7) 将总内腔隔开，形成两个高压腔和两个低压腔。机壳 (1) 与主轴承 (6) 之间为低压腔 A，主轴承 (6) 与中间隔板 (7) 之间为高压腔 B，中间隔板 (7) 与副轴承 (8) 之间为高压腔 C，副轴承 (8) 与底座 (2) 之间为低压腔 D，两个高压腔 (B、C) 同轴，因此膨胀气缸与压缩气缸合为一体。由膨胀气缸进气管 (11) 吸入高压高温的流体进行膨胀，带动压缩气缸中的滚动活塞 (9) 转动，对压缩气缸吸入的低温低压的气体进行压缩。偏心轮轴 (3) 设计为空心，当膨胀机旋转时，由于离心力的作用，油会沿轴中心上升，上升到轴上部的导油孔流出，进入低压腔 (A)，从而实现轴上部的润滑。全封闭设计解决了外泄漏问题。为避免两个气缸间进行传热，在中间隔板 (7) 之间增加绝热层 (15)，



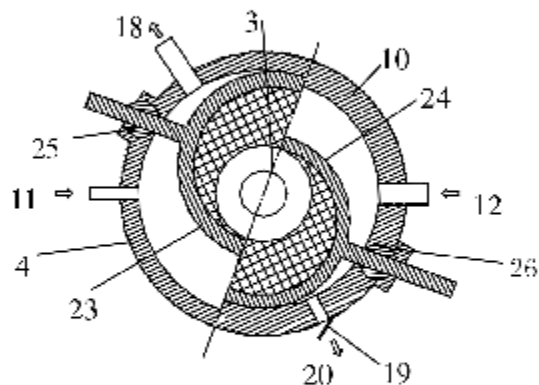


图 5-30 摆动转子压缩膨胀机的气缸横剖面

表 5-1 图 5-28~图 5-30 中序号明细表

序号	名称	序号	名称
1	机壳	16	膨胀腔滑板
2	底座	17	压缩腔滑板
3	偏心轮轴	18	膨胀腔排气口
4	膨胀气缸	19	压缩腔排气阀
5	膨胀腔滚动活塞	20	压缩腔排气口
6	主轴承	21	膨胀腔弹簧
7	中间隔板	22	压缩腔弹簧
8	副轴承	23	膨胀腔摆动转子
9	压缩腔滚动活塞	24	压缩腔摆动转子
10	压缩气缸	25	膨胀腔导轨
11	膨胀气缸进气管	26	压缩腔导轨
12	压缩气缸进气管	A	机壳(1)与主轴承(6)之间为低压腔
13	中磁阀	B	主轴承(6)与中间隔板(7)之间为高压腔
14	气液分离器	C	中间隔板(7)和副轴承(8)之间为高压腔
15	绝热层	D	副轴承(8)与底座(2)之间为低压腔



### 5.2.3 膨胀机驱动的压缩机结构参数的确定

由于滚动活塞压缩机的输入功率全部由膨胀机提供，因此压缩机的结构参数是由压缩机工作的设计工况和膨胀机提供的动力所决定的。此膨胀机和压缩机将应用于并联系统中，即图 5-9 所示。膨胀机的设计工况为膨胀机入口温度为 35℃，膨胀机入口压力为 9MPa，膨胀机出口温度为 5℃，带膨胀机的 CO<sub>2</sub> 跨临界理论循环 T-S 图如图 5-10 所示。

膨胀机输出功等于压缩机的输入功

$$W_{ex} = W_2 \quad (5-13)$$

$$m_e(h_3 - h_1)\eta_1 \cdot \eta_2 = m_{c2}(h_2 - h_1)/\eta_3 \quad (5-14)$$

压缩机的吸气量和所需的吸气容积

$$m_{c2} = \frac{m_e(h_3 - h_2)\eta_1 \cdot \eta_2}{(h_2 - h_1)/\eta_3} \quad (5-15)$$

$$V_2 = \frac{30m_{c2} \cdot v_1}{\pi \cdot n} \quad (5-16)$$

压缩机的气缸工作容积

$$V_s = \pi(R^2 - r^2)H \quad (5-17)$$

压缩机的气缸工作容积等于压缩机的所需吸气容积

$$V_s = V_2 \quad (5-18)$$

$$(R^2 - r^2)H = \frac{30m_{c2} \cdot v_1}{\pi^2 \cdot n} \quad (5-19)$$

## 5.3 压缩膨胀机的受力特性

根据前一章对膨胀机的分析，可以了解膨胀机中流体参数随滚动活塞转动角度改变不断变化，同时压缩机中的流体参数也会随之而改变，则轴的总力矩并非为常量，也是不断变化的。为了掌握压缩膨胀机的特性，对偏心轮轴的受力情况进行研究。

### 5.3.1 膨胀机和压缩机轴受力分析

作用在滚动活塞的气体力  $F_g$  及滑板作用在滚动活塞上法向力  $F_n$ ，通过滚动活塞传递到偏心轮上，另外还有偏心轮本身的旋转惯性力。膨胀气缸和压缩气缸内的偏

心轮轴上的受力基本相同，只是气体力的方向相反。

$$F_{ic} = m_{ec} e_c \omega^2 \quad (5-20)$$

式中  $m_{ec}$ ——偏心轮的质量(kg);  $\omega$ ——偏心轮的转速(rad/s);  $e_c$ ——偏心距(m)。

$$F_{zc} = 2r_c H_c (pb - pc) \sin \frac{\theta_{ic} + \alpha_{ic}}{2} \quad (5-21)$$

式中  $r_c$ ——滚动活塞半径(m);  $H_c$ ——滚动活塞的长(m);  $pb$ ——压缩腔内的压力(Pa);  $pc$ ——吸气腔内的压力(Pa)。

压缩机滚动活塞上法向力  $F$  必须通过滑板的受力分析得到，可参见文献[83]。

### 5.3.2 力矩计算

膨胀腔和压缩腔同轴，两个腔内流体的作用过程相反，则作用于轴的力矩是不同的。

#### 1) 膨胀机的模型

膨胀机的力矩包括气体力产生动力矩  $M_{gc}$ ，阻力矩包括滑板作用在滚动活塞上的正接触力形成的阻力矩  $M_{nc}$ 、偏心轮轴两端轴承的汇力矩  $M_{jc}$  和滚动活塞与偏心轮之间的摩擦力矩  $M_{ic}$ ，各计算公式可参见文献[76]。则膨胀机的总力矩

$$M_{pc} = M_{gc} + (M_{nc} - M_{ic} + M_{jc}) \quad (5-22)$$

#### 2) 压缩机的模型

压缩机的模型与膨胀机的模型相同，只是膨胀机的气体力为动力矩，而压缩机的所有力矩为阻力矩。公式可参见文献[83]。则压缩机的总力矩

$$M_{zc} = M_{gc} - M_{nc} - M_{ic} + M_{jc} \quad (5-23)$$

轴的总力矩为

$$M_{total} = M_{pc} - M_{zc} \quad (5-24)$$

膨胀机滚动活塞的运动微分方程为

$$I_{pcc} \dot{\omega}_{pc} = -r_c F_{zc} - M_{nc} + M_{ic} - M_{jc} \quad (5-25)$$

迭代的格式为

$$\omega_{pc}(t_{a+1})^k = \omega_{pc}(t_a) + \frac{1}{2} \Delta t [\dot{\omega}_{pc}(t_a) + \dot{\omega}_{pc}(t_{a+1})^k] \quad (5-26)$$

式中  $\Delta t$ ——迭代步长， $\Delta t = t_{a+1} - t_a$ ;  $k$ ——迭代次数， $k = 1, 2, \dots, n$ 。

压缩机滚动活塞的运动方程为

$$I_{pzc} \dot{\omega}_{pc} = r_c F_{ic} - M_{nc} - M_{ic} + M_{jc} \quad (5-27)$$

建立压缩机-膨胀机偏心轮轴的运动微分方程

$$I_{\omega} \ddot{\omega} = M_{\omega total} \quad (5-28)$$

### 5.3.3 计算和程序结构

计算膨胀机和压缩机的运行特性时，需大量的数组和矩阵运算，因此利用 MATLAB 编制程序，同时流体物性参数调用 NIST-REPROP。计算程序主要有五部分组成：膨胀机—压缩机运行特性主程序 `expressor`；膨胀机内部流体参数计算程序 `expander1`；压缩机内部流体参数计算程序 `compressor1`；膨胀机受力计算程序 `expander2`；压缩机受力计算程序 `compressor2`。计算程序的主要结构如下：

- 1) 输入膨胀机的主要结构参数；
- 2) 输入压缩机的主要结构参数；
- 3) 输入压缩机机和膨胀机吸排气的控制条件；
- 4) 假定膨胀机的偏心轮和压缩机的偏心轮的相位差；
- 5) 开始计算膨胀机逐个角度时的运行情况，判断是否到达吸气角和排气角，设定吸、排气压力，调用程序计算膨胀机和压缩机内部流体在膨胀和压缩过程的参数；
- 6) 调用程序计算逐个角度时，膨胀机和压缩机的受力情况，从而得到各个力矩的情况，根据运动微分方程，得到角加速度的值，最终得到迭代后的转速值；
- 7) 将作用于膨胀机偏心轮轴和压缩机偏心轮轴上的力矩叠加，可以得到不同相位角情况下，逐个运行角度的总力矩，寻找使总力矩波动最小的相位角。

整个计算的程序框图见图 5-34。

### 5.3.4 计算结果

由图 5-32 和图 5-33 所示，膨胀机的总力矩和压缩机的总阻力矩变化基本相同，但最大值所在的角度不同。如果膨胀机的偏心轮和压缩机的偏心轮没有相位差，则在运转过程中膨胀功与压缩功不匹配，导致前半程膨胀功大于压缩功，而后半程压缩功大于膨胀功，则轴在转动过程中，总力矩波动很大。为使总力矩的变化幅度减小，使轴运行平稳，则膨胀气缸和压缩气缸的偏心轮必然存在相位差。

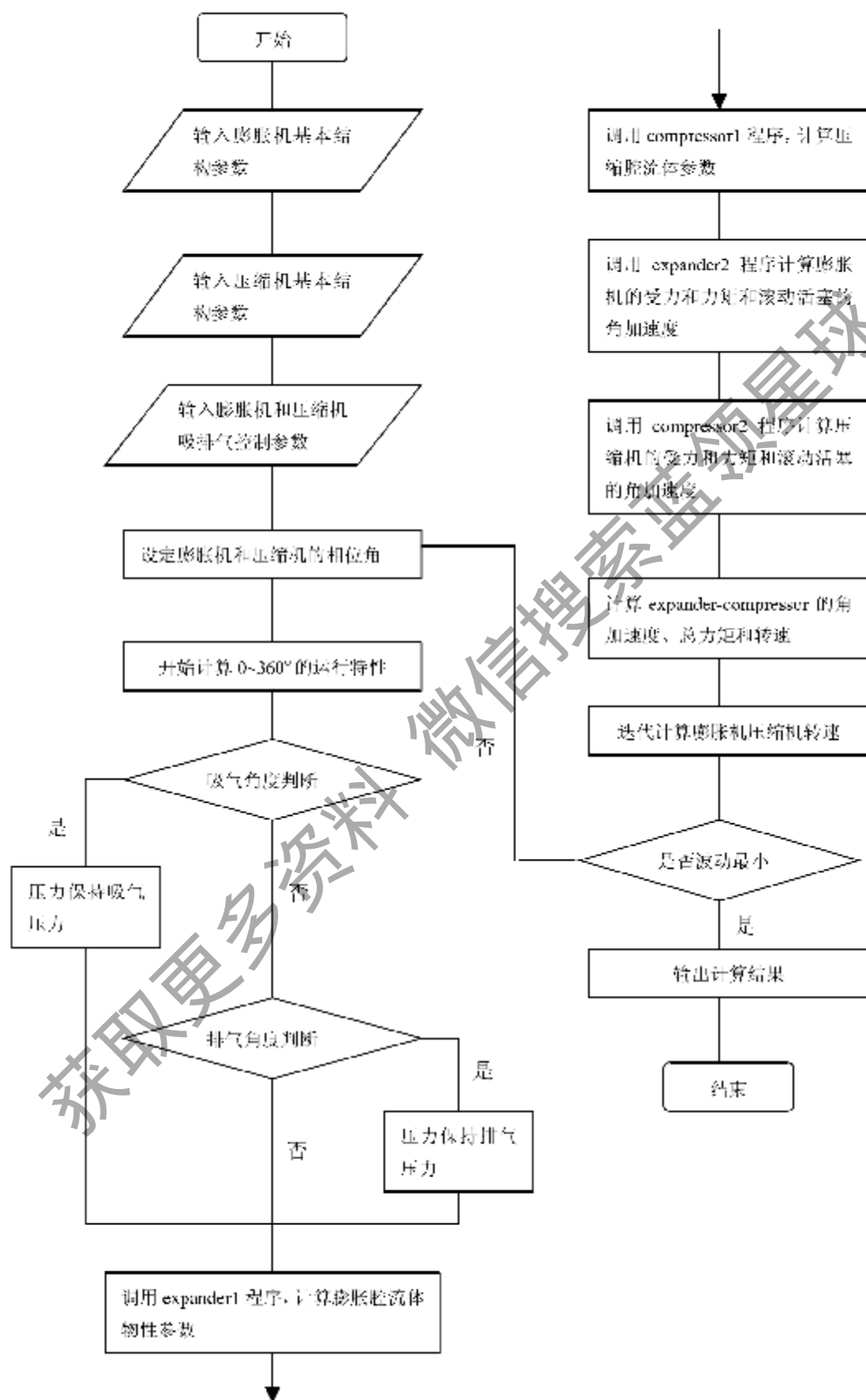


图 5-31 程序框图

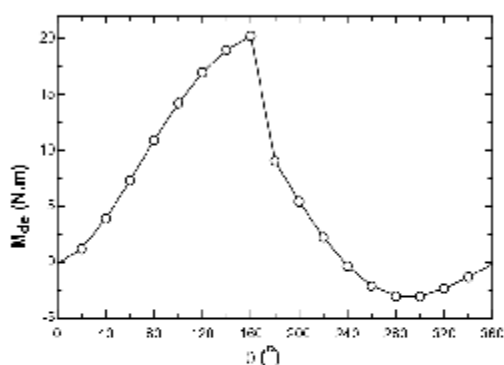


图 5-32 压缩腔的阻力矩

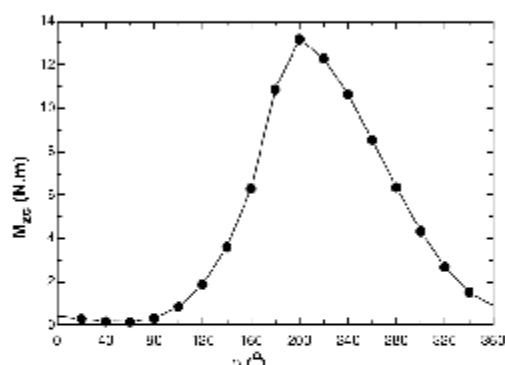


图 5-33 膨胀腔的动力矩

取两个偏心轮轴不同的相位从  $0\sim 360^\circ$ ，共 19 个角度，将膨胀动力矩和压缩阻力矩在不同相位差下依次叠加，计算结果分别列于图 5-34、图 5-35、图 5-36 和图 5-37，从图中转矩的变化趋势可以看出，在图 5-34 中  $60^\circ$  和  $80^\circ$  以及图 5-35 中  $100^\circ$  三个角度时，轴的总力矩变化平稳，而在其它情况时则总力矩波动剧烈，不利于轴的平稳运动。所以在设计膨胀机和压缩机同轴时，两个偏心轮的相位角应选在此范围内。

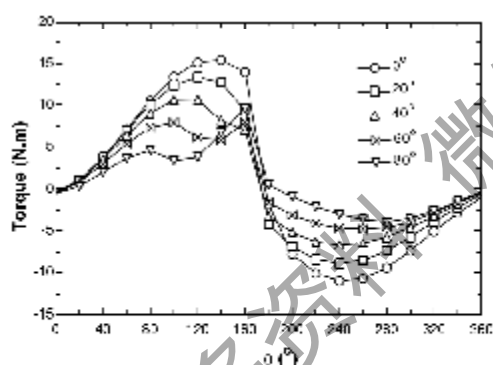


图 5-34  $0\sim 80^\circ$  的轴总力矩

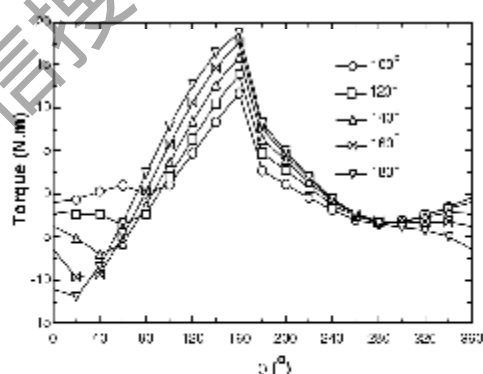


图 5-35  $100^\circ\sim 180^\circ$  的轴总力矩

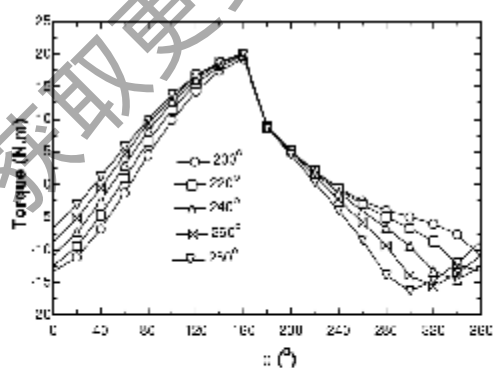


图 5-36  $200^\circ\sim 280^\circ$  的轴总力矩

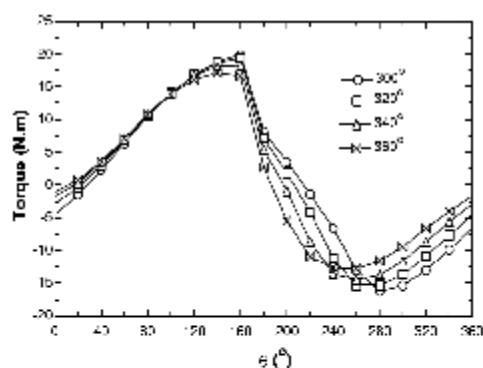


图 5-37  $300^\circ\sim 360^\circ$  的轴总力矩

图 5-38 为两个偏心轮的相位差在  $70^\circ$  时的受力情况，从图中可以看出，在角度  $100\sim 180^\circ$  之间膨胀腔和压缩腔的偏心轮同时受力都很大，作用方向相反，图 5-39

中表示了两个偏心轮的转矩情况，也是在此角度范围膨胀腔与压缩腔偏心轮转矩同时都很大，方向相反，会在两个偏心轮之间造成很大的剪切力，应以此时的应力设计偏心轴，避免产生断裂。

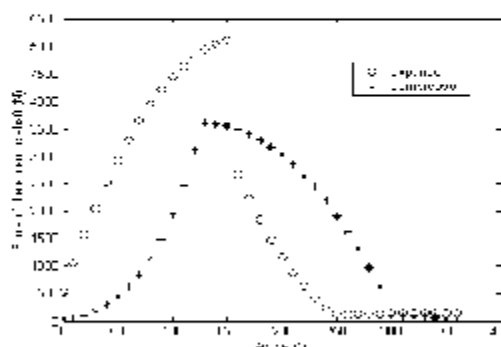


图 5-38 两个偏心轮的受力随滚动活塞转动角度的变化

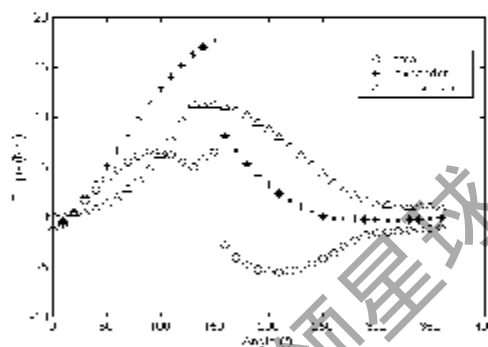


图 5-39 偏心轮轴的力矩随滚动活塞转动角度的变化

#### 5.4 本章小结

本章首先对膨胀机膨胀功的不同回收方式进行了分析，并对压缩机膨胀机同轴在系统中的多种布置形式进行了理论分析与比较，给出了便于开发的形式和实际应用的系统布置方案。提出了压缩膨胀机的设计思路，给出了设备的具体设计结构，实现了机械能与机械能的转换，从而达到能量回收的目的，避免了不同能量形式之间转换导致的能量损失。在设计方案的基础上，对压缩机—膨胀机进行轴的受力计算，编制程序，确定压缩腔偏心轮与膨胀腔偏心轮的相位差，为实际设计和应用提供理论指导。本章主要结论如下：

- 1) 发电方式可用于大型的系统，输出的电量可以驱动小型的设备，此种方式可用于膨胀机的实验研究，以确定膨胀机的输出功率和效率。
- 2) 膨胀机与辅助压缩机同轴在机械设计上易于实现，而且串联方式的循环性能系数接近最优值，但整个循环系统需增加一个气体冷却器。并联方式比较简单，不需对现有系统进行大改造，就可以直接应用于系统中。与主压缩机同轴双级压缩循环方式可以最大限度的提高系统的能效。

3) 在结构上，压缩膨胀机应设计为全封闭式或半封闭式，以避免泄漏问题。同时为避免两个气缸之间传热造成的损失，在两个气缸之间应设有绝热材料。

4) 由于偏心轮轴有两个偏心轮，因此可以通过调整两个偏心轮的相位，减小力矩的变化，从而保证偏心轮轴的平稳运行。

5) 在一定的运行角度范围内作用于两个偏心轮的力和转矩同时都很大，则膨胀腔和

压缩腔两个偏心轮之间的轴是最薄弱的部位，需进行强度校核，同时应选择合适的材料和进行合理的结构设计，以避免断裂的发生。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

## 第六章 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的实验研究

### 6.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的实验系统与装置

CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的实验装置主要由 CO<sub>2</sub> 跨临界循环带膨胀机热泵系统以及数据采集和控制三部分构成。这三部分的关系如图 6-1。

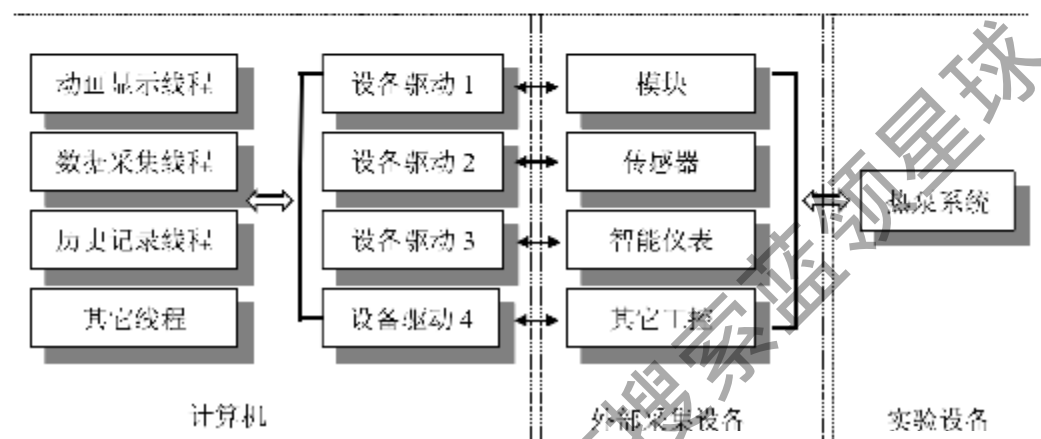


图 6-1 实验部分组成图

#### 6.1.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环带膨胀机热泵系统

CO<sub>2</sub> 跨临界循环带膨胀机热泵实验装置是由 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵循环系统、膨胀机、冷冻水系统和冷却水系统组成。

##### 6.1.1.1 CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵实验系统

CO<sub>2</sub> 热泵循环系统主要由压缩机、气体冷却器、回热器、节流阀、蒸发器和气液分离器组成。图 6-2 为 CO<sub>2</sub> 跨临界制冷循环膨胀机实验台流程原理图。其工作流程如下：从压缩机 (1) 排出的高压高温气体进入气体冷却器 (2)，经过冷却水的冷却后进入回热器 (17)，然后经过节流阀 (5) 成为气液两相流体进入蒸发器 (7)，经过与冷冻水换热，进入回热器和从气体冷却器出来的流体进行热交换，再进入气液分离器 (8)，最后回到压缩机，完成一个循环。

##### 6.1.1.2 CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵膨胀机实验系统

CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的实验装置是在 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵循环实验系统基础上改造的。根据理论计算带膨胀机系统可不必使用回热器，因此在系统设计时减少了回热器部分。为保持系统流量的稳定性，增加了储液罐。为测定膨胀机的运转特性，增加了膨胀机测试系统。膨胀机与节流阀并联布置，同时在膨胀机与蒸发器出口管



路之间有一个旁通阀，控制泄漏到膨胀机外壳中的气态工质返回系统进入压缩机。其工作流程如下：从压缩机（1）排出的高压高温气体进入气体冷却器（2），经过冷却水的冷却后经储液罐（3）进入膨胀机（6），经过膨胀机膨胀后成为气液两相流体进入蒸发器（7），经过与冷冻水的换热，进入气液分离器（8）最后回到压缩机，完成一个循环。由于此时回热器中没有气体冷却器流出的高压流体经过，因此回热器不再起作用。

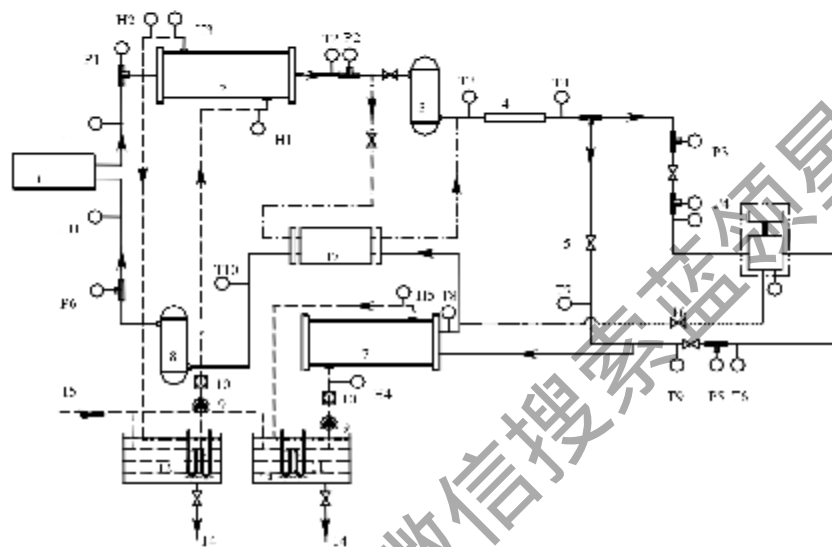


图 6-2 CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机热泵实验台流程原理图

图中的符号代表 1—压缩机、2—气体冷却器、3—高压储液器、4—质量流量计、5—节流阀、6—膨胀机、7—蒸发器、8—低压气液分离器、9—水泵、10—水流吊计、11—冷冻水水箱、12—冷却水水箱、13—电加热器、14—污水阀、15—补水、16—旁通阀、17—回热器、T—温度传感器、P—压力传感器、II—热阻仪

### 6.1.1.3 热泵循环系统主要部件

图 6-3 实验系统外形图。系统中各主要部件结构和技术参数如下：

#### 1) 压缩机

本实验台采用意大利 Dorin 公司生产的 CO<sub>2</sub> 专用活塞式压缩机，理论体积排量为 2.7m<sup>3</sup>/h，额定输入功率为 3.0 kW。

#### 2) 气体冷却器

本实验台气体冷却器为自行设计，采用不锈钢壳管式水—水换热器，该换热器的设计、制造及试验验收均按 GB151-89《钢制管壳式换热器》及 GB150-89《钢制

压力容器》中的 III 级压力容器的要求进行。流程的布置：单管程单壳程型，流动方式为逆流式，CO<sub>2</sub> 在管内流动，冷却水在壳侧流动。

### 3) 蒸发器

蒸发器也采用壳管式不锈钢换热器（带折流板），其设计、制造及试验验收均按 GB151-89《钢制管壳式换热器》及 GB150-89《钢制压力容器》中的 III 级压力容器进行。流程的布置：双管程单壳程，制冷剂在管内流动，同侧进出，冷却水在壳侧流动。

### 4) 节流阀、截止阀、安全阀与压力调节阀

本实验台选用节流阀为一针型手动调节阀。为了保证系统的安全，在压缩机的出口还设置了安全阀。为了设备拆卸和维修的方便，一般在每个主要部件（包括测点）的前后都设置截止阀。本实验系统的安全阀和截止阀的主要技术参数可见[10]。

压力调节阀是在针型手动调节阀基础上设计改造而成的，它可以根据压力传感器输入的反馈信号，计算出所需旋转角度，自动调节压力和流量，起到降压节流的作用，也可根据需要进行手动调节。

### 5) 气液分离器 and 高压储液器

本实验台选用自制的气液分离器 and 高压储液器，材料为不锈钢，其设计、制造及试验验收均按 GB151-89《钢制管壳式换热器》及 GB150-89《钢制压力容器》中的 III 级进行。气液分离器为了回油方便在内插管的底部开了一个小孔，依靠气流的高速运动携带润滑油。



图 6-3 实验台外形图

#### 6.1.1.4 水系统

水系统包括冷冻水系统和冷却水系统，它的作用是为热泵系统提供稳定的外界热源。冷冻水系统主要由水泵、冷冻水箱、电加热器、涡轮流量计和蒸发器组成，冷却水系统由水泵、冷却水箱、电加热器、流量计和气体冷却器组成。为减少水的使用量，同时减少加热量，并尽快满足所需要的水温，将水箱设计为三个水箱，一个冷冻水水箱，一个冷却水水箱，一个中间回水辅助水箱，并将气体冷却器的回水或蒸发器的回水混合后提供给两个主水箱，不足的部分由上水提供。为维持能量的平衡，当中间辅助水箱温度过高，则进入散热器进行散热。这样，在电加热器的自动控制下，两个水箱的水温都可在 $0\sim 60^{\circ}\text{C}$ 范围内任意调节。

#### 6.1.1.5 膨胀机测试系统

为了测量膨胀机的输出功率， $\text{CO}_2$  滚动活塞膨胀机和摆动转子膨胀机都与发电机-电动机组通过联轴器进行同轴联接，图 6-4 膨胀机外观图，膨胀机测试系统设计如图 6-5。发电-电动机由发电机和电动机两部分组成，发电机与电动机同轴，电动机与常开触点开关、继电器及电源串行连接，发电机与继电器的常闭触点、负载串行连接。当按下常开触点开关时，继电器得电，继电器的常闭触点打开，电动机与电源接通，带动膨胀机克服启动死点开始工作，发电机不输出功。当抬起常开开关时，继电器断电，继电器的常闭触点闭合，电动机与电源断开，停止工作，此时流体输出膨胀功推动膨胀机旋转，从而带动发电机，发电机将膨胀机输出的机械功转为电能，并输出给负载。



图 6-4 膨胀机外观图

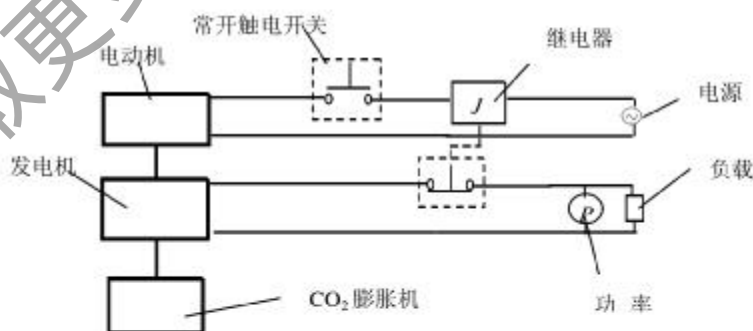


图 6-5 膨胀机测试系统示意图

#### 6.1.2 数据测量系统

数据测量系统主要由压力测量、流量测量、温度测量、功率测量和转速测量几

部分组成。通过各种仪表对系统的运行参数进行测量，并进行传送，以便进行数据信号的采集。

### 6.1.2.1 压力测量系统

压力测量采用 JYB-KO-PAG 型扩散硅压力变送器，主要技术参数如表 6-1 所示。为了能够直观地监视系统的高压侧压力变化配有 XS21A-14 型智能数字显示仪表，其基本功能如表 6-2 所示。

表 6-1 JYB-KO-PAG 型扩散硅压力变送器主要技术参数

电源	24VDC
量程	0~10Mpa; 0~16MPa
精度	测量精度: $\leq \pm 0.25\%$ ; 零位温漂: $\leq \pm 0.25\%T.S/10^\circ C$ 灵敏度温漂: $\leq \pm 0.25\%F.S/10^\circ C$ ; 重复、迟滞: $\pm 0.1\% F.S$
输出形式	电流输出: 4~20mA
环境指标	工作温度: $0\sim 50^\circ C$ ; 储存温度: $-55\sim 100^\circ C$

表 6-2 XS21A-14 型智能数字显示仪表的基本功能

输入	热中阻、热中偶、标准直流信号、毫伏信号等
精度	$\pm 0.3\% F.S$ , 分辨率 1/16000
测量控制周期	0.2s
显示范围	-1999~9999
功能	自动对温度漂移、时间漂移景象补偿和修正, 具有输入信号零点和满度校正功能

### 6.1.2.2 流量测量系统

表 6-3 MASS2100/3000 型质量流量计的主要技术参数

传感器		信号转换器	
型号	MASS2100	型号	MASS3000
规格 (mm)	DN15	输出	3 路电流输出; 2 路频率/脉冲输出; 2 路中继输出
测量范围 (kg/h)	1~52000	精度	$\pm 0.15\%$
类型	单管系统	显示内容	测量值、设置值、错误代码、报警等
材料	不锈钢	测量内容	质量流量、容积流量、密度、温度等
温度范围 ( $^\circ C$ )	-50~180		
压力极限 (bar)	500		

超临界 CO<sub>2</sub> 流量的测定选用科里奥利质量流量计测量，传感器型号为 MASS2100，信号转换器型号为 MASS3000，误差范围±0.15%，其主要技术数据如表 6-3 所示。

水系统流量采用 2 个转子流量计分别测定冷冻水和冷却水的流量。此流量计的误差范围为±1.0%。

### 6.1.2.3 温度测量系统

#### 6.1.2.3.1 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵循环系统温度测量

本实验台高压制冷剂侧各点的温度测量采用管壁式 WZP—ZWB 铂电阻，精度达到±0.1℃，其结构见文献[75]。测点位置参考图 6-2。

#### 6.1.2.3.2 水系统温度测量

水系统温度采用 φ 1.0mm 的 K 型（镍铬-镍硅）铠装热电阻，经标定后精度可达到±0.1℃。

#### 6.1.2.4 功率测量

压缩机功率、膨胀机功率全部采用 0.2 级标准功率表进行测量。

#### 6.1.2.5 膨胀机的转速测量

利用 SC 7201 测试仪，可测定发电机的输出频率，通过频率与膨胀机的转速的固定关系，可得到膨胀机的转速值。由测量表输出的信号可进行计算机采集转换。

### 6.1.3 数据采集和控制系统

#### 6.1.3.1 工程机测控系统的硬件设计

数据采集系统的硬件采用研华工控机测控系统，接口电路选用研华 ADAM5000/485 系列产品。系统控制包括系统压缩机开停控制、压缩机过载保护、冷冻水泵和加热器控制，冷却水水泵和加热器开停控制，这些控制都通过实验室自行设计的控制柜来实现。本工控机测控系统的硬件配置参见文献[10]。

#### 6.1.3.2 工程机测控系统的软件设计

与传统的一次传感组件和二次动圈仪表组成的检测控制系统相比，工控机测控系统具有优越的实时性、精确性和形象性。通常现场信号的检测是经过多级变换得到的，而每一次转换都存在转换误差，这些误差有较大的离散性，用转换公式逐级代入很难保证系统的测量精度。因此，本系统采用计算机终端和现场信号直接标定的方式，所获得的拟合实验曲线可修正全部测试环节产生的误差，这对于高精度的

数据采集十分必要和关键的。

测控软件部分采用组态王 6.0 工控软件，是运行于 Microsoft Windows 98/2000/NT 中文平台的全中文界面，采用多线程、COM 组件等新技术，实现了实时多任务功能。软件包括工程浏览器 (TouchExplorer)、工程管理器 (ProjectManager) 和画面运行系统 (Touchview) 三部分。

系统软件是根据实验要求用组态软件编写的应用软件，软件要完成的基本任务有三个方面的：一是数据检测，要掌握信号传感器在实验系统中的位置、信号的量程及标定误差，以便准确、直观地反应实验测量数据。二是过程控制，要能完成对实验设备的启停控制，同时还要反映设备运行状态。三是安全保护，要能实现当压缩机机壳超温、系统超温、超压时，及时报警显示并根据报警级别有效执行切断控制。软件还要满足实验系统的两个特殊要求：一是可随时记录某一时刻工况的完整实验数据，这对于分析变工况调节时，实验运行工况的变化特性非常有用。二是保留整个实验期间的运行数据，这对于实验后期，实验数据分析与处理非常重要。系统软件结构上采用运行监测系统、报警控制系统、设备控制系统、实验数据采集系统、实时数据报表和历史数据报表。

#### 6.1.3.2.1 运行监测系统

运行监测系统是系统软件的核心画面，此系统的设计力求反映如下内容：

- (1) 实验系统结构示意图。将实验台结构、设备形状、管路阀门和管路流程真实再现在画面中，如图 6-6-a 所示。
- (2) 实验系统运行状态。将采样的每一个数据显示在相应的传感器实际位置上，系统运行时，可清晰地看到各部件的实时运行参数，及时监控系统的运行状态，并能直观显示实验系统是否达到稳定，对于实验过程中的工况选择和调节是非常有用的。
- (3) 实验操作控制平台。实验装置的控制部分主要包括压缩机、水泵等的开关控制和水箱加热器的连续电量调节控制。驱动控制方式主要是开关量、脉冲量和标准连续电流信号 (4~20mA)。各种控制方式可以灵活组合，随意调整。本系统的电源控制画面见图 6-6-b。
- (4) 报警系统控制平台。本实验装置的报警保护主要有：压缩机压力报警、温度报警、水箱温度报警、泄压阀压力报警等。当报警时，其灯会不停地闪烁，这样就可以不断提醒实验者，以便调整实验的工况，采取必要的保护措施。当和硬件相连时，就可以驱动保护，实现自动调节或停机。压力、温度报警面板如图 6-7 所示。

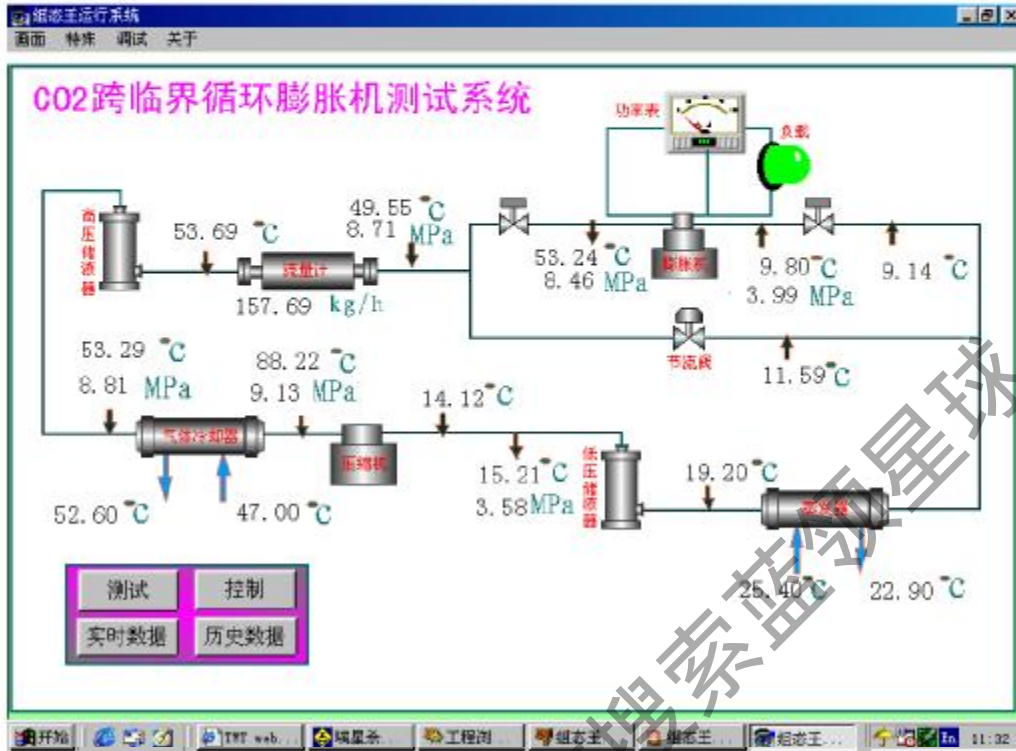


图 6-6-a 运行监测系统画面及控制系统



图 6-6-b 控制面板



图 6-7 压力、温度报警控制

### 6.1.3.2.2 实时数据报表

实时数据报表是对数据记录的一种重要形式，既能反映实验过程中的数据、状态等，又能将这些数据记录下来，以便进行分析和处理，是实验过程必不可少的一个部分。实时报表可实现各种运算、数据转换、统计分析、报表打印等。通过编写程序，可将实验数据按照规定的格式打印出来。

### 6.1.3.2.3 历史数据报表

组态王软件对于整个实验过程进行记录，并生成记录文件。本系统将采集时间定为 1 秒，即只要实验系统在运行，每一秒的实验数据都存储在计算机内。这样，

## 6.2 实验研究内容与方法

### 6.2.1 实验研究内容

本实验旨在对 CO<sub>2</sub> 跨临界循环中的 D3ER2.0 型滚动活塞膨胀机的运行特性、D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机和 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的运行效果进行探索和研究。

#### 6.2.1.1 D3ER2.0 型滚动活塞膨胀机的实验

- (1) 对比节流阀系统和膨胀机系统的运行特性，考察两个系统的调节能力，得到对 COP 和 COP<sub>h</sub> 影响的主要参数；
- (2) 观察膨胀机运行情况，并与第一代膨胀机的运行情况进行对比，总结改进措施的可行性；
- (3) 考察膨胀机的运行规律，转速流量以及膨胀机输出功的关系；
- (4) 检验所开发的 CO<sub>2</sub> 滚动活塞膨胀机在外部参数变化条件下的运行规律，得出膨胀机流体流量和转速的变化规律。

#### 6.2.1.2 D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机的实验

- (1) 验证所开发的 D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机的实际工作的情况，采取的改进措施是否能提高膨胀机的效率，找出存在的问题，以便今后改进；
- (2) 考察滑板背压对膨胀机运行的影响，新型滑板是否可以在利用低背压条件下工作，以及对膨胀机效率的影响，从而为选择理想背压给出实际测量结果。

#### 6.2.1.3 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的实验

考察所开发的 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的实际工作的情况，与滚动活塞膨胀机进行比较，同时找出运行中存在的问题，以便今后改进。

### 6.2.2 实验方法

为了达到上述研究目的，采用的主要方法和实验工作如下：

- 1) 节流阀系统循环时，在冷冻水温度和流量一定的条件下，维持冷却水进口温度和流量不变，调节节流阀改变系统流量，使系统高压压力变化。
- 2) 在测试膨胀机系统循环时，首先将系统在节流阀的情况下调节到稳定工况，然后关闭节流阀，打开膨胀机前后阀门，改变负载，测试 D3ER2.0 型膨胀机在不同转速情况下，膨胀机运行情况。
- 3) 调节系统工况，分别在不同运行工况，负载相同的情况下，测试膨胀机和发电机



的运行情况。

- 4) 保持冷却水和冷冻水温度和冷冻水流量不变, 改变冷却水流量, 测定膨胀机和系统的运行参数。
- 5) 保持冷却水和冷冻水温度和冷却水流量不变, 改变冷冻水流量, 测定膨胀机和系统的运行参数。
- 6) 保持冷却水和冷冻水流量和冷冻水温度不变, 改变冷却水温度, 测定膨胀机和系统的运行参数。
- 7) 保持冷却水和冷冻水流量和冷却水温度不变, 改变冷冻水温度, 测定膨胀机和系统的运行参数。
- 8) 关闭膨胀机通路, 打开节流阀通路, 调节节流阀开度, 调节水轮水温和流量, 打开膨胀机通路, 采集系统各温度、压力、流量数据, 并测定发电电动机组的输出功率, 改变膨胀机的转速大小, 测定 D3ER2.1 型滚动活塞膨胀机的输出功率。
- 9) 将与膨胀机滑板相通的管分别与膨胀机入口管道和膨胀机出口管道相接, 在两种情况下, 测定 D3ER2.1 型膨胀机的运行参数, 比较两种情况下的膨胀机系统的参数变化。
- 10) 调节工况, 测定 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的输出功率。

## 6.3 实验结果和分析

### 6.3.1 D3ER2.0 型滚动活塞膨胀机实验结果分析

#### 6.3.1.1 膨胀机及系统的运行状况

在测试过程中, 整个系统的压力稳定性很好, 说明膨胀机的外泄漏很小, 如果将膨胀机与压缩机入口间的旁通阀关闭, 观察膨胀机上的压力表, 表压基本保持在低压压力状态, 变化很小。膨胀机运行时的噪声较小。在测试结束后, 将机套拆开, 发现滑板端部有部分磨损, 带有滚针轴承的部分, 零件表面的磨损情况较好。另外, 虽然没有设计特殊的润滑系统, 但气缸内壁有油膜, 说明润滑情况良好。

在膨胀机的运转过程中发现配重材料存在一些问题, 影响了运行, 原因可能是由于超临界  $\text{CO}_2$  的特殊工作环境引起的。因此在今后的开发中应采用金属材料进行配重。

#### 6.3.1.2 与节流阀系统的实验比较

图 6-8 给出了在节流阀系统通过调节节流阀的开度, 高压压力和低压压力变化情况, 同时也给出了膨胀机系统通过改变负载, 高压低压变化的情况, 发现膨胀机系统可通过改变负载而改变运行的参数, 实现系统调节, 但调节的范围相对节流阀来说就比较小了。

通过图 6-9 和图 6-10 的对比发现膨胀机系统的制冷性能系数和制热性能系数都比节流阀系统有所提高。制冷性能系数最大提高了 6.9%，制热系数提高了 19.5%。从实验结果看对制热系数的改善更好一些。在图 6-11 中膨胀机系统制冷量在一部分压力下大于节流阀系统，而另一部分则小于节流阀系统，这与膨胀系统的负载有关。在图 6-12 中可以看出在相同的压力条件下，制热量都高于节流阀系统，制热量几乎达到节流阀系统的 1.4 倍。从这两个图仍可看出，节流阀系统的制冷量和制热量的调节范围要远大于膨胀机系统，因此膨胀机系统的运行调节是实际运行中的一个问题。

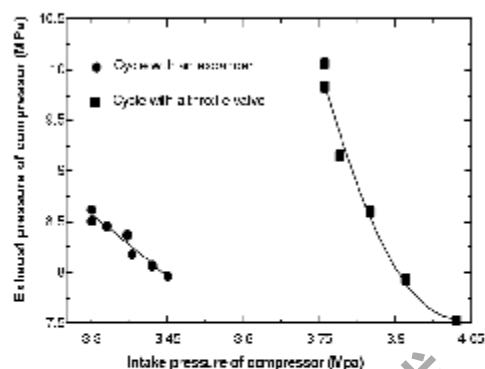


图 6-8 膨胀机系统与节流阀系统运行压力的比较

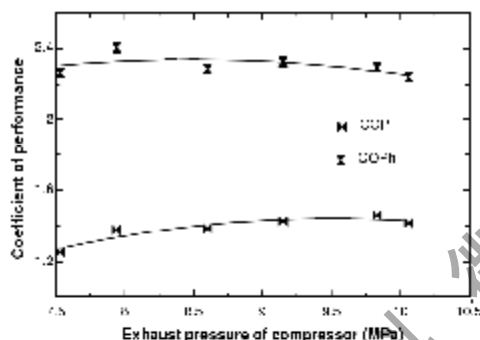


图 6-9 节流阀系统的 COP 和 COPh

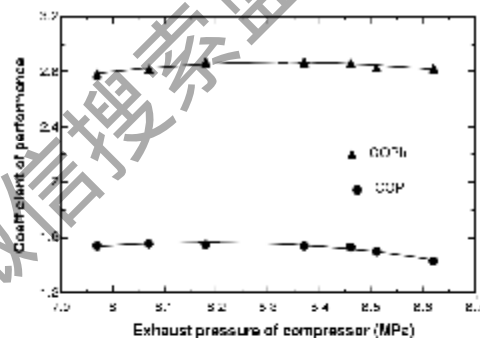


图 6-10 膨胀机系统的 COP 和 COPh

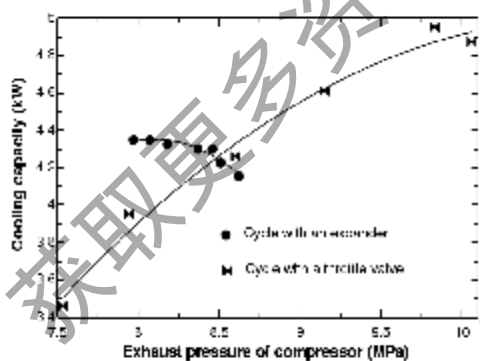


图 6-11 节流阀系统和膨胀机系统的制冷量

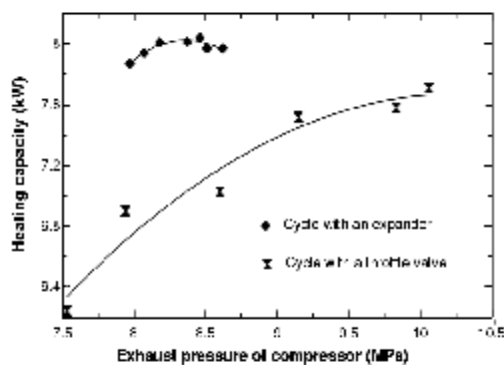


图 6-12 节流阀系统和膨胀机系统的制热量

### 6.3.1.3 膨胀机系统的运行特性

#### 1) 膨胀机转速对系统参数的影响

膨胀机的运行特性将影响整个系统的运行，因此有必要对膨胀机的运行进行实验研究。在实验过程中共进行了两组实验，分别为测试组 1 (Test1) 和测试组 2 (Test2)。

图和表中负载的瓦特数是负载在额定电流和电压下的耗能名义值。

从图 6-13 中的测试结果可以看出,发电机所带的负载变化会影响膨胀机的转速,负载越大,膨胀机的转速越低。主要原因是负载影响发电机的转动力矩从而影响膨

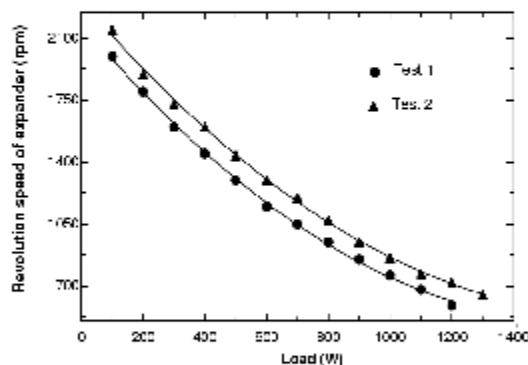


图 6-13 膨胀机转速与负载的关系

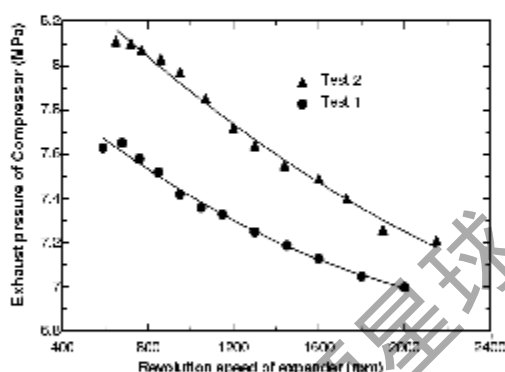


图 6-14 压缩机排气压力与膨胀机转速的关系

胀机的阻力矩。在图 6-14 和图 6-15 中发现系统的压缩机吸、排气压力与膨胀机的转速有关,压缩机排气压力随转速的升高不断降低,而压缩机吸气压力随转速的增加渐渐升高,因此在膨胀机系统中可以通过膨胀机的转速变化改变系统的压力从而达到系统控制的目的,但从范围来看则发现,变化的范围基本在 1MPa,比较小。由

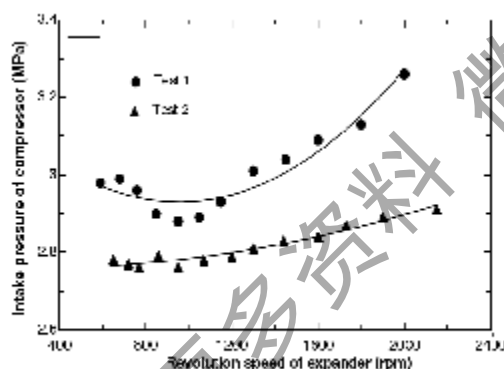


图 6-15 压缩机吸气压力与膨胀机转速的关系

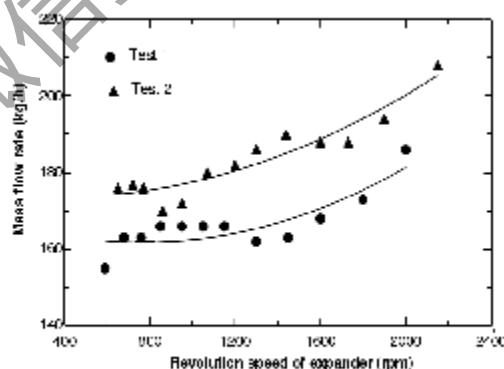


图 6-16 工质流量与膨胀机转速的关系

于膨胀机转速发生变化,系统的工质流量也必然随之改变,如图 6-16,随转速的升高而增大。系统的制热量随转速的增加并不是单调的关系,而是存在最大值,即存在最佳转速,如图 6-17。

## 2) 转速对膨胀机输出的影响

图 6-18 表示膨胀机的输出功与膨胀机转速的变化关系。从图中可以看出,膨胀机的输出功随着转速的不同而变化,在膨胀机转速变化的过程中存在一个最佳值,使膨胀机的输出功达到最大。原因可能是随着膨胀机的转速改变,在某一转速时,由泄漏、摩擦等因素引起的能量损失达到综合最小,此时膨胀机的输出功达到最大。在两个测试组的测试条件下,膨胀机的最大输出功可以达到 330W。而且在两组测

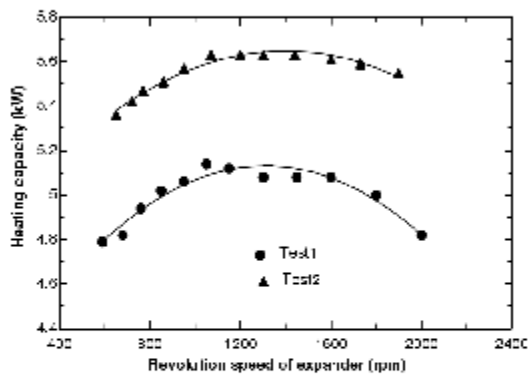


图 6-17 系统制热量与膨胀机转速的关系

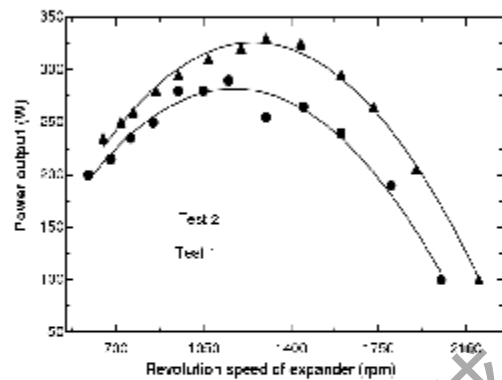


图 6-18 膨胀机输出功与膨胀机转速的关系

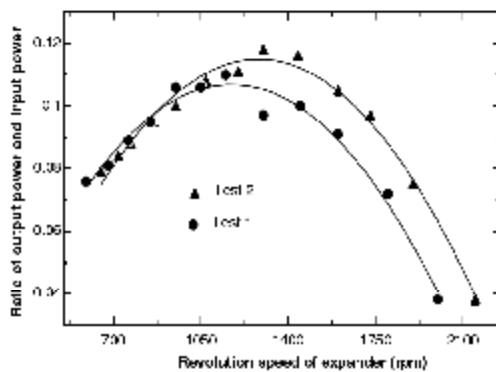


图 6-19 输出、输入功率比率随膨胀机转速变化

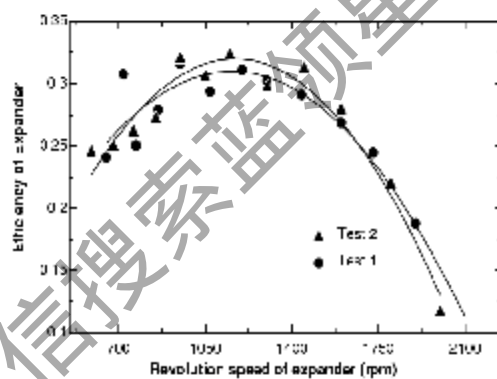


图 6-20 膨胀机效率与膨胀机转速的关系

试中，都是在转速 1300rpm，输出功出现最大值，

图 6-19 为膨胀机输出功率占压缩机所需的输入功的比率，膨胀机的回收功也随着负载的变化存在最佳值，回收功的比率可达到 12%，距理想值 25%~30%还比较远。图 6-20 是膨胀机效率与膨胀机转速的关系，测试组 2 在低转速时高于测试组 1，在较高转速情况下，情况则有所不同，原因可能是测试组 1 的运行高压压力低于测试组 2，入口参数发生变化，导致理想回收功不同。根据测试结果，所得到的膨胀机输出功效率，在此测试条件下可达到 32%。

### 3) 膨胀机对系统的影响

在图 6-21 中表示了由于膨胀机的影响，两个测试工况下，系统 COPh 的变化。从图可以发现，系统 COPh 也存在最大值，但系统最大 COPh 所对应的膨胀机转速最佳值与膨胀机最大输出功所对应的值不同。另外，虽然测试组 2 时的膨胀机的输出功率总大于测试组 1 时膨胀机的输出功率，然而测试组 1 的系统性能系数在低转速时却高于测试组

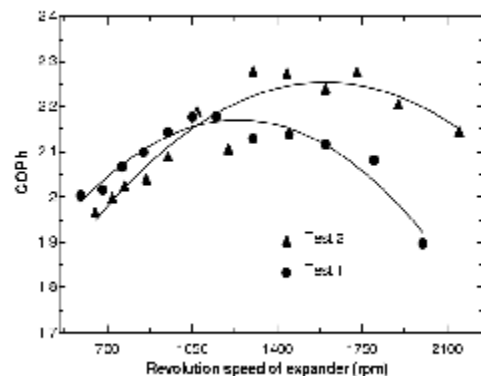


图 6-21 系统 COPh 的变化

2, 这是因为在不同的测试条件下, 压缩机的输入功率变化, 从而影响了系统性能系数。

#### 4) 相同负载, 不同工况

表 6-4 中为在相同负载情况下, CO<sub>2</sub> 膨胀机测试系统在四个运行工况的运行数据。从表中可以看出, 工质流量增加, 压力变化, 膨胀机的转速发生变化。

表 6-4 CO<sub>2</sub> 膨胀机测试系统运行工况的数据

序号	压缩机排气压力 (MPa)	排气压力 (MPa)	膨胀机入口压力 (MPa)	膨胀机入口温度 (°C)	制冷剂流量 (kg/h)	膨胀机转速 (rpm)	输入功率 (W)	回收功 (W)	负载名义值 (W)
1	6.49	2.40	6.17	26.8	130	835	1.0	165	600
2	6.74	2.39	6.33	24.3	140	850	1.05	190	600
3	7.33	2.67	7.17	31.56	166	1150	1.1	290	600
4	7.64	2.81	7.34	33.47	186	1300	1.15	330	600

#### 6.3.1.4 与 D3ER1.0 型滚动活塞膨胀机的试验结果比较

与 D3ER1.0 型膨胀机比较, D3ER2.0 型膨胀机回收功明显高于第一代, 从图 6-22 可以看出, D3ER1.0 型膨胀机回收功与 D3ER1.0 型膨胀机最大回收功比较, 最大比值可达 3.9。而且两个系统 COP<sub>h</sub> 的比值由图 6-23 显示, 采用 D3ER2.0 型膨胀机能明显提高系统的 COP<sub>h</sub>。

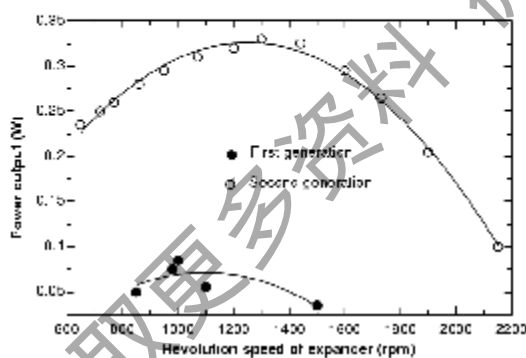


图 6-22 不同膨胀机转速下, 两代膨胀机回收功比较

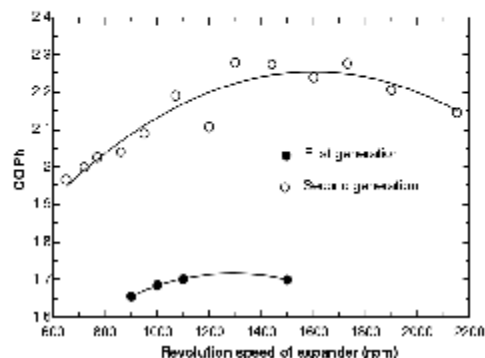


图 6-23 不同膨胀机转速下, 两代膨胀机系统 COP<sub>h</sub> 的比较

#### 6.3.1.5 外部参数的影响

##### 6.3.1.5.1 冷却水流量对带膨胀机循环性能的影响

图 6-24 和图 6-25 表示冷却水流量对系统压缩机吸、排气压力的影响, 随着流量的升高, 吸、排气的压力逐渐降低, 则膨胀机入口压力也必然降低, 必然影响到膨胀机的运行。图 6-26 表示了随着流量的增加, 膨胀机的转速下降。图 6-27 中, 受冷却水流量影响, 当膨胀机的转速降低, 膨胀机的输出功率降低。虽然膨胀机的

输出功率随冷却水流量的增加减小,但系统 COPh 却存在不同的规律。如图 6-28 中,存在最佳流量使 COPh 达到最大值,图 6-29 的系统制热量也存在相同的规律。通过对冷冻水流量的调节,可使带膨胀机系统处于运行最佳状态。

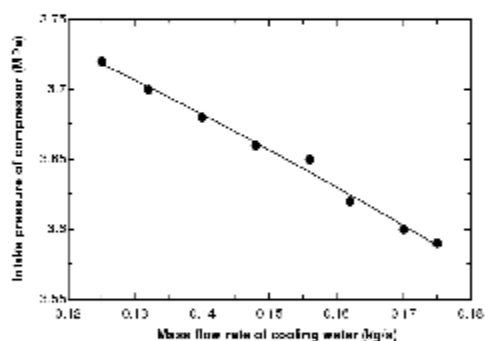


图 6-24 冷却水流量对压缩机吸气压力的影响

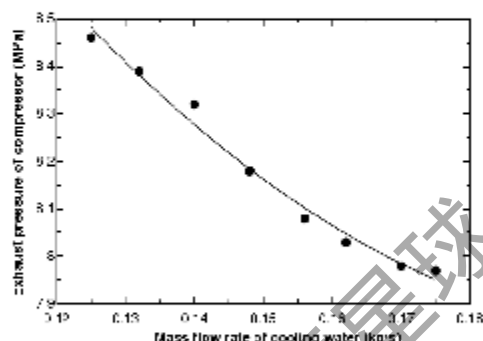


图 6-25 冷却水流量对压缩机排气压力的影响

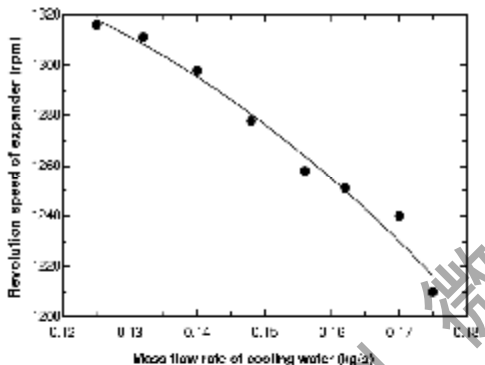


图 6-26 冷却水流量对膨胀机转速的影响

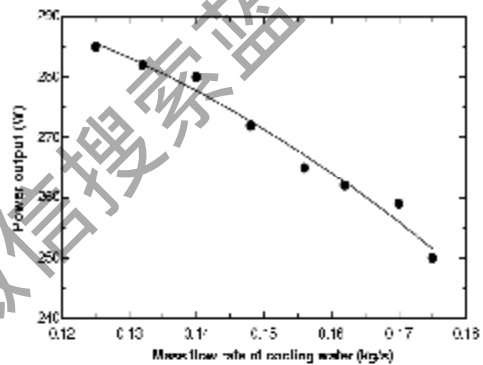


图 6-27 冷却水流量对膨胀机输出功率的影响

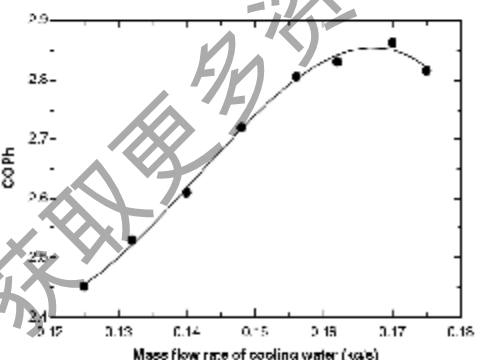


图 6-28 冷却水流量对系统 COPh 的影响

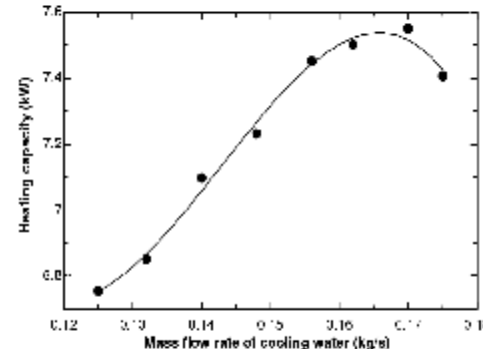


图 6-29 冷却水流量对系统制热量的影响

### 6.3.1.5.2 冷冻水流量对带膨胀机循环性能的影响

图 6-30 和图 6-31 表示冷冻水流量对压缩机吸气压力和排气压力的影响。随着冷冻水流量的增大,压缩机的吸气压力和排气压力都上升。冷冻水流量增大导致蒸

发温度下降，从而影响了压缩机入口温度和压力，并影响了膨胀机的入口压力和温度，图 6-32 和图 6-33 显示，膨胀机的转速和回收功随着冷冻水流量的增大而降低。由于冷冻水的流量对压缩机以及膨胀机的运行参数皆发生影响，则系统的制热量也发生变化，而且并非水流流量越大，制热量或制热系数就越高。在图 6-34 中，制热量与冷冻水流量存在最佳匹配关系，在某一流流量下，制热量达到最大。并由此影响制热系数也存在此趋势，如图 6-35。

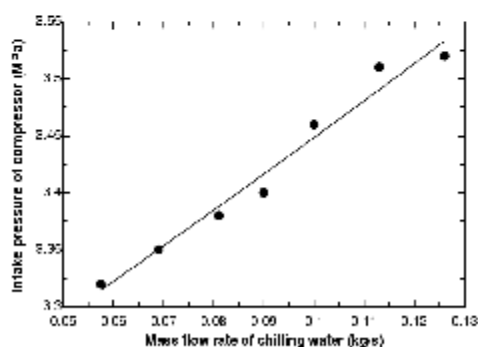


图 6-30 冷冻水流量对压缩机吸气压力的影响

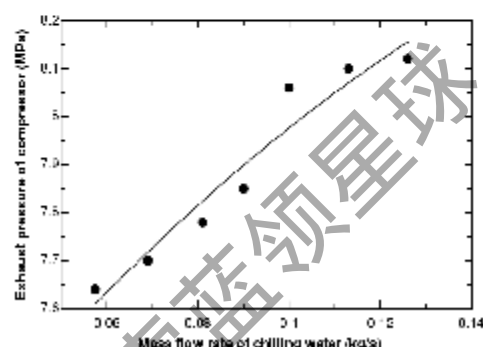


图 6-31 冷冻水流量对压缩机排气压力的影响

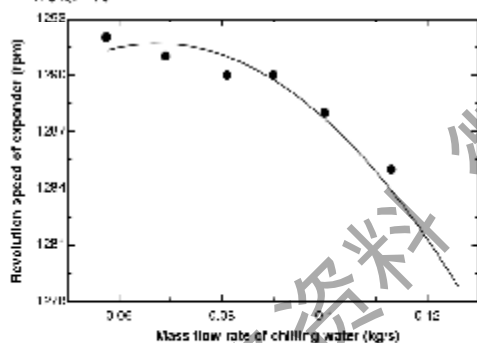


图 6-32 冷冻水流量对膨胀机转速的影响

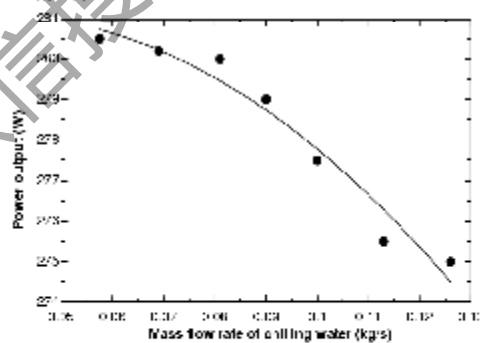


图 6-33 冷冻水流量对膨胀机输出功率的影响

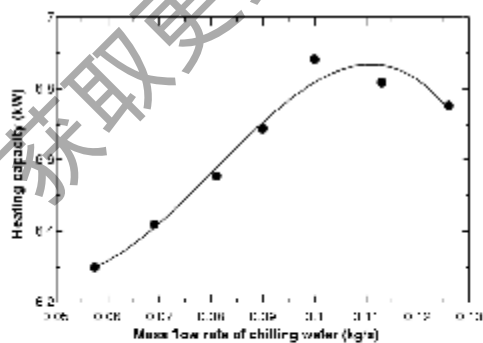


图 6-34 冷冻水流量对制热量的影响

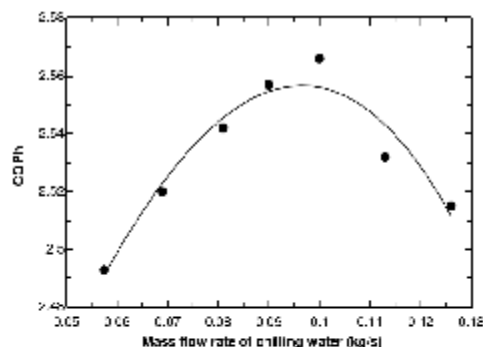


图 6-35 冷冻水流量对系统 COPh 的影响

### 6.3.1.5.3 冷却水温度对带膨胀机循环性能的影响

图 6-36 表示冷却水水温对压缩机排气压力的影响，随着冷却水水温的升高，压缩机的排气压力升高。气体冷却器的出口温度也随之升高，见图 6-37。压缩机排气压力升高使得膨胀机入口压力升高，而且温度也升高，膨胀机的理论回收功增大，则膨胀机的转速随着冷却水的温度的升高而升高，同时膨胀机的回收功也随之增加，如图 6-38 和图 6-39 所示。而系统的制热量和制热系数的趋势则是相反的，如图 6-40 和图 6-41，图中制热量和制热系数都随冷却水温度的升高而下降，这是由于气体冷却器的出口温度升高，表明水与二质之间的换热温差变小，在流量不变的情况下，制热量减小，而且存在另一个不利因素是压缩机的输入功率也随冷却水温度升高而

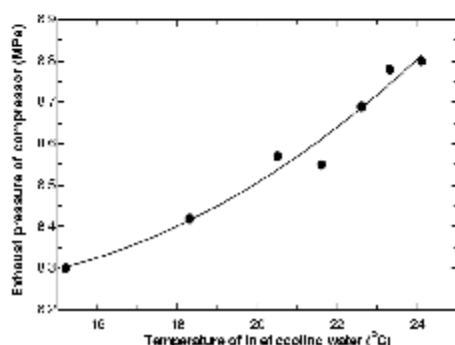


图 6-36 冷却水水温对压缩机排气压力的影响

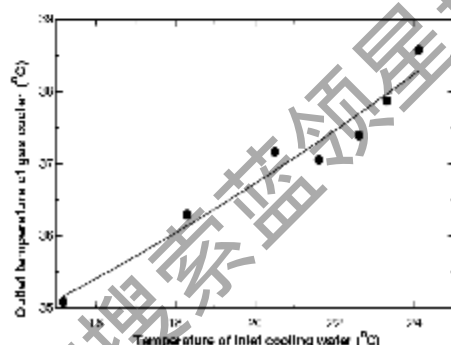


图 6-37 冷却水水温对气体冷却器出口温度的影响

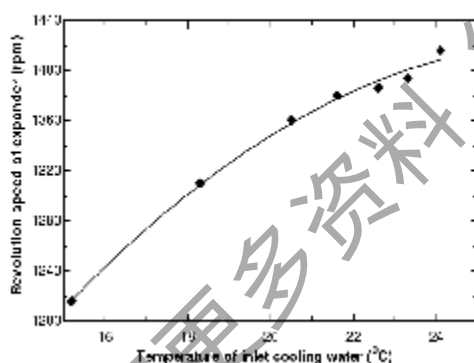


图 6-38 冷却水水温对膨胀机转速的影响

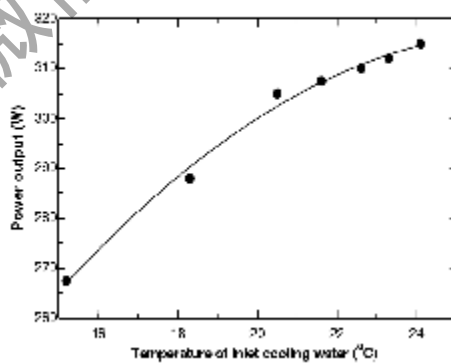


图 6-39 冷却水水温对膨胀机回收功的影响

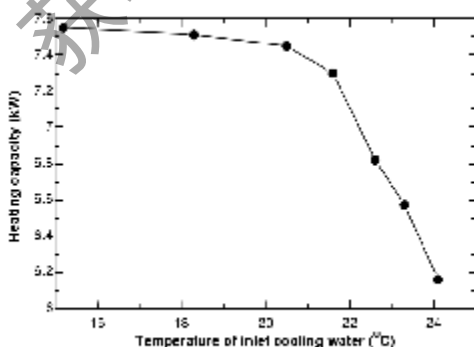


图 6-40 冷却水温度对系统制热量的影响

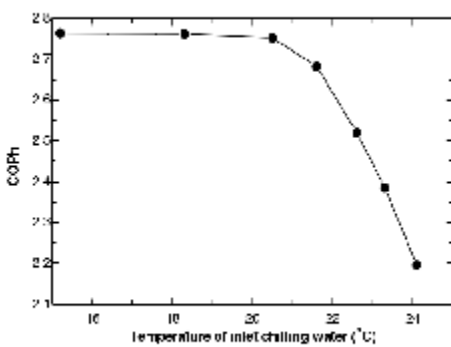


图 6-41 冷却水温度对系统制热系数的影响



增大。虽然系统制热系数降低，但可获得较高温度的出水。也说明冷却水温度越低，气体冷却器出口温度越低，系统性能系数越高。

#### 6.3.1.5.4 冷冻水温度对带膨胀机循环性能的影响

图 6-12 表示冷冻水温度对压缩机入口温度的影响，由于冷冻水温度直接影响系统的蒸发温度，因此随着冷冻水温度的升高，蒸发温度必然升高，导致压缩机入口温度和压力也随之升高。则压缩机排气压力也升高，如图 6-43 所示。系统高压的变化必然导致膨胀机的入口参数也发生改变，图 6-44 和图 6-45 表示冷冻水温度对膨胀机转速和膨胀机回收功的影响。随着冷冻水温度的升高膨胀机转速下降，而且回

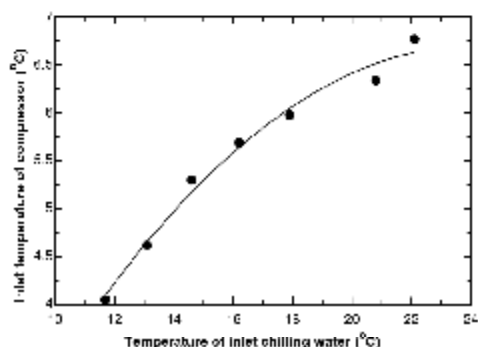


图 6-42 冷冻水温度对压缩机入口温度的影响

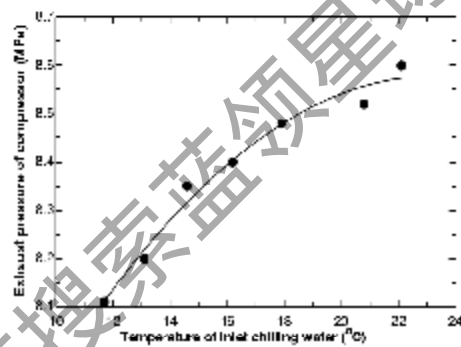


图 6-43 冷冻水温度对压缩机排气压力的影响

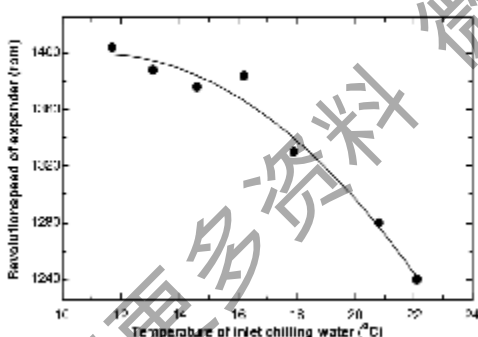


图 6-44 冷冻水温度对膨胀机转速的影响

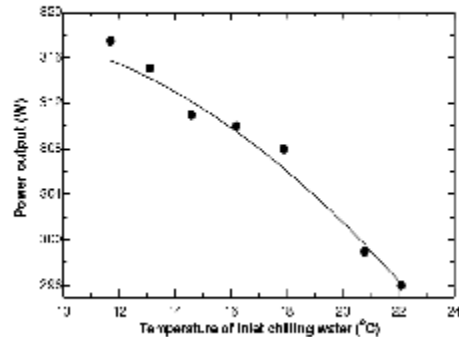


图 6-45 冷冻水温度对膨胀机回收功的影响

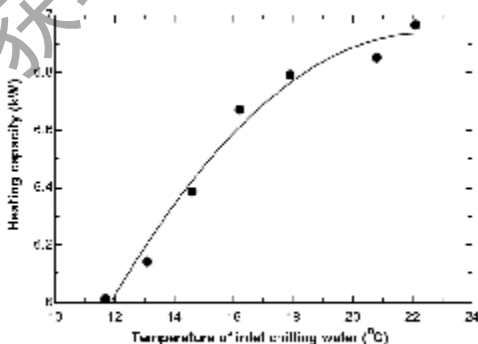


图 6-46 冷冻水温度对系统制热量的影响

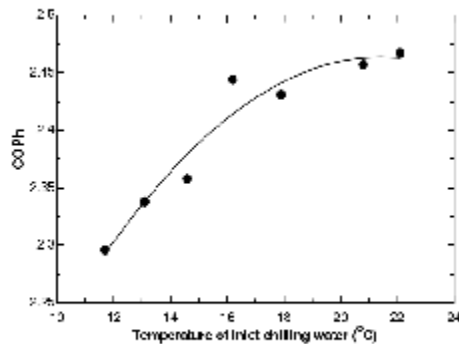


图 6-47 冷冻水温度对系统制热系数的影响

收的膨胀功也减小，这是由于随着冷冻水温度的升高，系统理论膨胀功减小。冷冻水的温度影响了气体冷却器出口温度，随着冷冻水温度不断的升高，气体冷却器出口温度也上升，则与水换热温差增大，因此制热量增加，图 6-46 表示了这样的趋势。图 6-47 系统的制热系数也有相同的趋势，因此在热泵的实际应用中，在满足使用条件的情况下，应减小蒸发器侧的换热温差，提高蒸发温度，以提高系统制热系数。

在冷冻水和冷却水变流量的过程中和在冷冻水和冷却水升温过程中，系统制热系数和膨胀机的输出功的趋势是相反的，说明虽然膨胀机能够减少节流损失，但对整个系统来说并不是决定性的，系统性能系数不仅仅随膨胀机的回收功和变化规律而变化，而是一个综合作用的结果，根据实验结果，在实际应用中，应将冷冻水和冷却水流量设计为系统最佳匹配流量，而且在满足实际需要的情况下，应尽量降低冷却水的进水温度和升高冷冻水的进水温度，以使系统的运行系数达到最大。

### 6.3.2 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机的实验结果分析

图 6-48 是滚动活塞膨胀机样机的滑板实物图，第一个是原有普通滑板，第二个是经改进的滑板，端部是一个密封柱。图 6-49 是滑板、滚动活塞、气缸和偏心轮轴的装配实物图。



图 6-48 滚动活塞膨胀机滑板实物图



图 6-49 滚动活塞膨胀机气缸部分实物图

#### 6.3.2.1 运行的基本情况

分别对背压为低压和高压两种情况进行试验。当采用滑板背压管与膨胀机出口管路连通时，即背压为低压情况，膨胀机不能自行运转，而当采用与膨胀机入口管路连通时，即背压在高压时，膨胀机能自行运行。结果说明，此种新型滑板仍需采用高压背压。在进行首次实验时，回收功很小，改变密封柱的材料，再次进行实验，取得很好的效果。在实验过程中系统压力很稳定，而且噪声明显减小。

#### 6.3.2.2 实验结果分析

在实验过程中，系统气体冷却器的温度发生变化，膨胀机的入口压力、温度和出口压力、温度也随之变化，如图 6-50，随着系统气体冷却器温度的升高，膨胀机

的入口压力和出口压力也升高。图 6-51 中，是新型滑板滚动活塞膨胀机的效率，当膨胀机的入口压力升高时，膨胀机的效率上升。在实验条件下，测定的 D3ER2.1 新型滑板膨胀机的效率高于 D3ER2.0 原有滑板膨胀机的效率。测定的 D3ER2.1 型膨胀机在工质入口温度较高时效率在 47% 左右，而在温度较低时为 35% 左右，因此仍需进一步对膨胀机结构进行改进，以提高在低工质入口温度和高初始膨胀压力时膨胀机的效率。

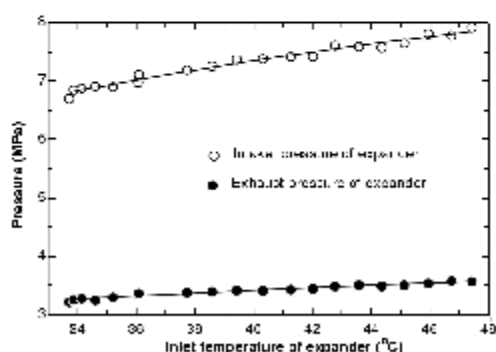


图 6-50 膨胀机的入口、出口压力变化的情况规律

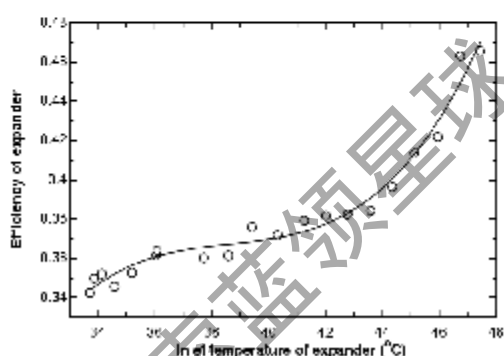


图 6-51 膨胀机效率的变化规律

### 6.3.3 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机的实验结果分析

图 6-52 是 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机样机的摆动活塞和导轨的实物图。图 6-53 是摆动转子膨胀机气缸的实物图。



图 6-52 摆动转子膨胀机摆动转子与导轨实物图



图 6-53 摆动转子膨胀机气缸实物图

#### 6.3.3.1 运行的基本情况

在首次实验结束后，将设备拆开，发现摆动转子摆杆两侧的磨损比较大，导轨内侧也被磨损得发亮，而且导轨外侧也有磨损，说明此处的摩擦损失较大。而滚环基本没有被磨损的迹象，说明滚环与气缸间的间隙可能较大，会使泄漏损失增加，

运行效率最大达到 34%。因此将滚环外圆用镀铬，减小与气缸的配合间隙，实验发现经改进后，膨胀机的运行效果很好。在不同的工质入口温度情况下，对摆动转子膨胀机实验系统进行了测试。在系统运行过程中，膨胀机运行平稳，膨胀机外壳内压力保持低压状态，噪声很小。

### 6.3.3.2 实验结果分析

当气体冷却器的出口温度不断升高，则膨胀机的入口压力和出口压力也随之而升高，如图 6-54 所示，膨胀机的输出功不断增大，效率提高，图 6-55 表示了在不同气体冷却器出口温度下的膨胀机效率情况。虽然膨胀机的输出功增大，但同时压缩机的输入功率也增大，而且增大的幅度要大于膨胀机的输出功的增长幅度，会导致系统的性能系数下降。此次 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机实验结果出现了与 D3ER2.1 型膨胀机相同的趋势，在高工质入口温度时，膨胀机效率为 44%。

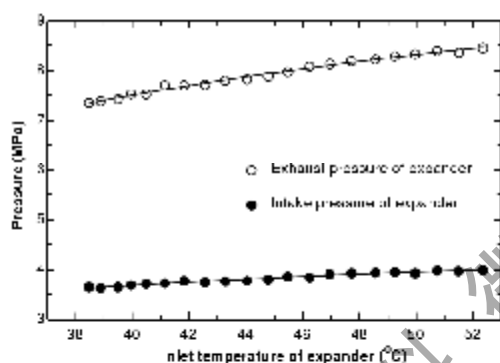


图 6-54 摆动转子膨胀机入口、出口压力随入口温度变化情况

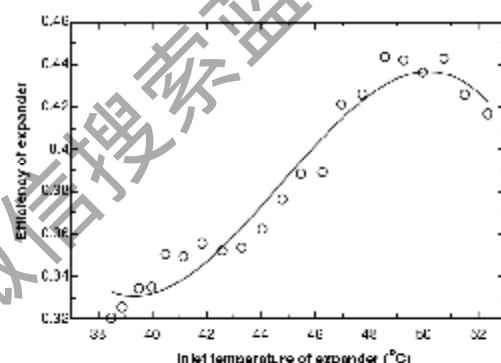


图 6-55 摆动转子膨胀机效率随入口温度变化情况

### 6.3.3.3 三个膨胀机运行情况比较

图 6-56 表示了三种膨胀机测试的入口出口压力和入口温度的情况。通过三个膨胀机的运行实验，发现 D3ER2.1 新型滑板膨胀机的测试压力皆低于其它两种膨胀机的测试条件。但膨胀机进出口压力比较大。实验表明，D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机在低压力下的运行效果并不好，而在高压力下，运行效果较好。从图 6-57 可以看出，D3ER2.1 型和 D3ESW1.0 型膨胀机的运行效果都好与 D3ER2.0 型膨胀机。三个膨胀机的效率都随工质入口温度升高而升高，因此仍需对三种膨胀机结构做进一步改进，改善在低工质入口温度和高初始膨胀压力时的运行效果，并进一步提高它们的运行效率，达到一个较高的水平。

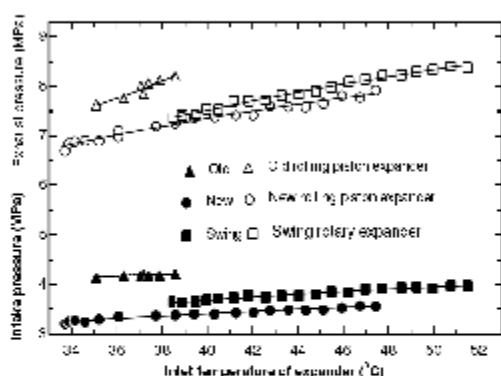


图 6-56 三种膨胀机的运行情况比较

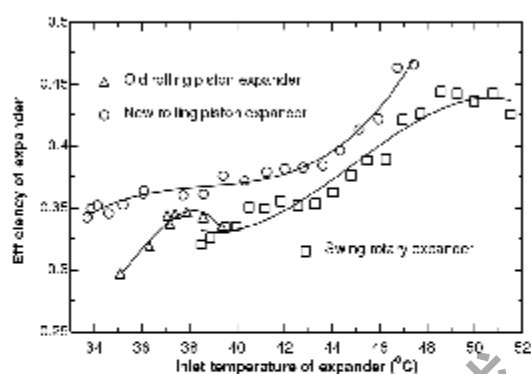


图 6-57 三种膨胀机的运行效率比较

## 6.4 本章小节

本章在研制的二氧化碳跨临界水水热泵带膨胀机实验系统的基础上，对二氧化碳跨临界水水热泵带膨胀机循环系统进行实验研究，并与二氧化碳跨临界水水热泵带回热器节流循环系统进行对比，并通过在不同工况下的实验，得到 D3ER2.0 型膨胀机的运行规律。通过改变外部参数的实验，确定系统对外界参数变化的敏感度，以及运行的实际变化规律，为系统的优化和系统运行的智能控制提供有价值的参考依据。对开发的 D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机和 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机进行了实验研究。验证了所开发的 CO<sub>2</sub> 摆动转子膨胀机在超临界区和两相区运行的可行性，得出在实际运行情况下的运行效率，并通过实验研究发现一些问题，为今后的进一步改进提供实际经验。本章主要得到以下结论：

- 5) 实验证明膨胀机系统的循环性能系数明显大于带回热器的节流系统，制热系数可提高 19.5%。
- 6) D3ER2.0 型滚动活塞膨胀机的运行效果明显好于 D3ER1.0 型膨胀机。说明为减小泄漏和摩擦而采取的措施是有效的。
- 7) 膨胀机存在最佳转速使膨胀机的输出功率达到最大，但此时并非系统性能系数的最优点，还应考虑压缩机的输入功率，因此应对系统参数进行综合优化。
- 8) 实验证明，负载对发电机的影响会导致膨胀机转速变化，而引起系统的能量输出的变化，但变化范围比较小，调节系统的作用不大。
- 9) 在实际系统中，所开发的 CO<sub>2</sub> 跨临界循环中的 D3ESW1.0 型摆动活塞膨胀机运行平稳，特别是在高压下运行情况良好，运行效率高于 D3ER2.0 型膨胀机，测试效率在 33%~44% 之间。但仍存在一些问题，而且效率比理论值相差较大，因此仍需改进。
- 10) D3ER2.1 新型滑板滚动活塞膨胀机的运行也相当平稳，同时运行的噪声降低。此新型滑板滚动活塞膨胀机的运行效率比 D3ER2.0 型膨胀机有很大提高，

测试效率在 35%~47%之间，说明滑板的新设计对提高膨胀机效率是有效的。膨胀机设计仍需进一步改进，改善在低气体冷却器出口温度和高初始膨胀压力时的运行效果。

- 11) 在系统运行中，冷冻水流量和冷却水流量的大小都会影响到系统和膨胀机的运行参数，而且并非冷冻水流量和冷却水流量越大越好，而是都存在一个与系统运行参数最佳匹配的水流量，使系统制热量和性能系数达到最大。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 第七章 结论、创新点及今后的研究方向

CO<sub>2</sub> 跨临界循环是用于替代常规工质循环的很有发展潜力的一项技术，而开发高效率 CO<sub>2</sub> 膨胀机是提高跨临界循环运行效率，促进其实际应用的關鍵性的课题。本文对 CO<sub>2</sub> 膨胀过程和膨胀机进行了深入的分析，在理论和实验上进行了全面研究。在完成本课题的过程中，进行了多方面的创新性探索，并为今后的进一步研究与开发打下坚实的基础。

### 7.1 主要结论

1. 通过对采用回热器、提高压缩机效率、提高换热系数、利用膨胀机和优化循环等方法的比较发现，利用膨胀机可大幅度地提高 CO<sub>2</sub> 跨临界系统性能系数。
2. CO<sub>2</sub> 跨临界循环中膨胀过程会根据初始参数不同发生变化，主要分为两种，一是由单相液态工质膨胀到两相区，膨胀过程发生蒸发现象，另一个是由单相气态工质膨胀到两相区，膨胀过程发生凝结现象。对膨胀过程进行不可逆热力学分析，根据膨胀过程的变化建立了不同的流体流动的物理模型和泄漏模型，以及压力波的传播速度模型。
3. 通过对增加不可逆因素的膨胀机理论分析和理想情况下对比，发现膨胀机的运行参数存在最佳点使膨胀机的输出功效率达到最大。同时实验也证明膨胀机系统存在最佳匹配问题。
4. 在第一代 D3ER1.0 型滚动活塞膨胀机基础上，开发的第二代 D3ER2.0 型膨胀机经实验证明，运行平稳，并具有较高效率，运行效果明显好于第一代膨胀机，说明为减小泄漏和摩擦而采取的措施是有效的，可在此基础上进一步改进完善。
5. 经理论分析表明，通过对 D3ER2.0 型滚动活塞膨胀机的滑板的重新设计，D3ER2.1 型膨胀机的泄漏损失比 D3ER2.0 型膨胀机明显降低，摩擦损失已上升为第一损失。通过对 D3ER2.1 型新型滑板滚动活塞膨胀机的试验，新型滑板膨胀机的测试运行效率在 34%~47% 之间，比 D3ER2.0 型膨胀机明显提高。
6. 开发了 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机，并进行动力学和不可逆损失的分析，泄漏损失很小，摆动转子膨胀机的理论效率较高。而且得到的实验效率在 34%~44% 之间。对摆动转子进行有限元受力分析，发现通过改变摆杆和滚环之间的过渡圆角可以有效降低集中应力，而且摆动转子的最大应力和变形发

生在摆杆基部，数值并不很大，通过选取适宜的材料，摆动转子很适合在高压差下工作。实验结果与理论分析一致，说明这一形式的膨胀机有开发前景。

7. 本文对膨胀机的回收方式进行了较全面的分析，比较了各种形式的优缺点和可行性。在小型系统中，压缩膨胀机较为有利。而且对压缩膨胀机在系统的布置方式进行了理论研究，发现压缩膨胀机提供双级压缩的第二级压缩形式的系统循环性能系数接近最优值，与主压缩机同轴双级压缩循环方式可以最大限度的提高系统的能效。
8. 对压缩膨胀机进行了分析，分析表明通过调整两个偏心轮的相位，可减小力矩的变化，从而保持偏心轮轴的平稳运行。两个偏心轮之间的轴是最薄弱部位，应对轴进行合理的结构设计并选择合适的材料，以确保轴的强度。

## 7.2 论文的创新之处

本文的创新点在于：

1. 对膨胀过程进行了不可逆热力学分析，根据膨胀过程的特点建立了不同膨胀过程的理论模型，给出膨胀机的理论运行特性分析。通过对滚动活塞膨胀机的实验研究，得到了膨胀机的运行特性规律。
2. 开发了 D3ER2.1 新型滚动活塞膨胀机，在动力学和不可逆损失分析的基础上，理论验证了新型滑板膨胀机可减小不可逆损失，提高膨胀机的运行效率。并对 D3ER2.1 新型滚动活塞膨胀机进行实验研究，得到较高的效率。
3. 开发了 D3ESW1.0 型摆动转子膨胀机，并进行了理论分析，分析表明摆动转子膨胀机可进一步提高膨胀机的效率。同时对摆动转子进行有限元受力分析，认为通过合理选择材料和参数设计，摆动转子非常适合在 CO<sub>2</sub> 跨临界循环高压差环境下工作。实验验证了摆动转子膨胀机在 CO<sub>2</sub> 跨临界循环中运行的可行性，而且得到的效率高于 D3ER2.0 型原有滑板滚动活塞膨胀机。并提出了提高膨胀机效率的有效措施。
4. 分析了膨胀机膨胀功的不同回收功方式。在压缩膨胀机的系统布置上，发现由压缩膨胀机的压缩机提供双级压缩的第二级压缩形式易于实现且效率高。设计了压缩膨胀机的结构形式，并申报了专利。

## 7.3 今后的研究方向

CO<sub>2</sub> 跨临界循环拥有非常好的应用前景，而开发高效率的跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机则有着环保和节能的双重意义，因此进一步开发新型高效膨胀机，加快 CO<sub>2</sub> 跨



临界循环系统推广应用则是今后研究的主要方向。在总结本课题研究成果和研究过程中的经验基础上，跨临界 CO<sub>2</sub> 膨胀机今后的研究工作重点应在以下几个方面：

1. 对滚动活塞膨胀机和摆动转子膨胀机实验样机的内部参数进行优化，以达到最优设计，提高膨胀机的效率。
2. 对 CO<sub>2</sub> 跨临界流体膨胀过程进行实验观察，进行膨胀机系统动态模拟，并与试验进行对比。
3. 进一步研究压缩膨胀机的内部结构，对压缩膨胀机的轴进行有限元受力分析，合理设计轴的结构，研究 CO<sub>2</sub> 压缩膨胀机的特性，开发加工 CO<sub>2</sub> 压缩机，为膨胀机和压缩机同轴联接做准备。
4. 开发压缩膨胀机实验样机，改造 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统，实现压缩膨胀机在系统中的运行。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 参考文献

- [1] Perkins, J. Apparatus for Producing Ice and Cooling Fluids, Patent 6662. United Kingdom. 1834
- [2] G. Lorentzen, The use of natural refrigerants; a complete solution to the CFC/HCFC predicament, *Int. J. Refrig.*, 1995, 18(3): 190-197.
- [3] Lorentzen, G. and Pettersen, J. A New Efficient and Environmentally Benign System for Car Air-Conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 1993, 16(1): 4-21
- [4] Lorentzen, G. , Application of "Natural " Refrigerants - a rational solution to a pressing problem, *IIR International conference: Energy efficiency in refrigeration and global warming impact*, Chent Belgium, 1993.
- [5] <http://birger.maskin.nunu.no/kkt/annex22>
- [6] <http://www.egi.kth.se/users/thermo/samer/www/annex27>
- [7] <http://www.arti-21er.Org>
- [8] Friedrich Kauf. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub>—refrigeration cycles. *Int. J. Therm. sci.*, 1999, 38: 325-330.
- [9] 马一太, 杨昭, 吕灿仁. CO<sub>2</sub> 跨临界(逆)循环的热力学分析. *工程热物理学报*, 1998, 19(6): 665-668.
- [10] 王侃宏. CO<sub>2</sub> 跨临界循环的理论分析与实验研究: [博士论文]. 天津: 天津大学, 2000
- [11] Petter Neksa, etc. CO<sub>2</sub>-heat pump water heater, characteristics, system design and experimental results, *Int. J. Refrig.*, 1998, 21(3): 172-179.
- [12] Robinson, D.M., Groll, F.A. Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine, *Int. J. Refrig.*, 1998, 21(7): 577-589.
- [13] 马一太, 王侃宏, 杨昭, 吕灿仁. 带膨胀机的 CO<sub>2</sub> 跨(超)临界逆循环的热力学分析. *工程热物理学报*, 1999, 20(6): 661-665.
- [14] J.Kohler, M.Sonnekalb, H.Kaise, W.Kocher. Carbon Dioxide as a Refrigerant for Vehicle Air-Conditioning with Application to Bus Air-Conditioning, *Proceedings of International CFC and Halon Alternatives Conference*. Washington 1995: 376-385.
- [15] Compressor world trends, JARN, *Refrigeration & Air conditioning compressor*, 2003.5. 25.No.409-S.
- [16] J.Host. Test Rig For CO<sub>2</sub> Automotive Air Conditioning Compressor, *International Conference CFCs. Meeting of IIR Commission B1, B2, E1, E2*. Arhus, Denmark 1996.
- [17] Marcus Preissner, Brett Cutler, Srinivas Singanamalla, Comparison of automotive air-conditioning systems operating with CO<sub>2</sub> and R134a, *Preliminary Proceeding of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Purdue University,

W.Lafayrtte, IN USA, July: 279-284.

[18] Yin, J., Park, Y.C., Boewe D, et al., Experimental and model comparison of transcritical CO<sub>2</sub> versus R134a and R410A system performance. Joint Meeting of the IIR, section B and E, 1998:331-340.

[19] Boewe D, Ying, J., Park, Y.C., Bullard, C.W., et al., The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C system. SAE Technical Paper Series, 1999: 1-8.

[20] Werner Stadtmüller, Jürgen Kunesch A1-Extrusions for Automotive CO<sub>2</sub> Refrigerant Systems -Special Material and Design Requirements <http://vda.cysell.com/abstracts.htm>.

[21] Dr. Carlo Burkhardt Flexible metal hoses for the guidance of CO<sub>2</sub> in air-conditioning systems of passenger cars - Systems requirements and design parameters <http://vda.cysell.com/abstracts.htm>.

[22] 丁国良, 黄冬平, 张春路, 跨临界二氧化碳汽车空调稳态仿真, 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议论文集, 2000, 南京.

[23] P.Neksa, J.Pettersen. CO<sub>2</sub>-Heat Pump Water Heater, Characteristics, System Design and Experimental Results. Int.J.Refriger. 1998, 21(3): 172-179.

[24] Neksa P. CO<sub>2</sub> Heat pump systems. Int. J. Refrig., 2002, 25: 421-427

[25] Brandes, B., Kruse, H., Hochtemperatur Hauswärmepumpen mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel (High Temperature Residential Heat pumps with CO<sub>2</sub> as refrigerant). KI Luft-og Kältetechnik 7/2000: 311-315.

[26] Jorn Stene, Investigation of a residential brine to water CO<sub>2</sub> heat pump for combined low-temperature space heating and hot water preparation. In: 5<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen conference on natural working fluids, Guangzhou, China. 2002: 268-275.

[27] E.hihara. R&D on heat pumps with natural working fluids in Japan, The proceedings of the 7th International Energy agency heat pump conference, Beijing, 2002 : 272-279

[28] E.L.Schmidt, K.Klockner, N.Flacke and F.Steimle, Applying the transcritical CO<sub>2</sub> process to a drying heat pump Int.J.Refriger, 1998 , Vol.21: 202-211.

[29] K.Klockner, E.L.Schmidt, F.Steimle, Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pump, Int.J.Refriger, 2001, Vol.24 :100-107.

[30] 王侃宏, 马一太, 魏东, 洪芳军, 王景刚. CO<sub>2</sub> 跨临界水-水热泵循环系统的实验研究. 见: 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议论文集. 南京, 2000: 431-436.

[31] Gustav Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HFC predicament Proceeding of the New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning at Hannover Germany ,1994 : 23-35

[32] H.J.Huff Yunho Hwang R. Redermacher, Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural

working fluids at GuangZhou China, 2002: 143-149

[33] Heyl, P. Germany free piston expander-compressor for CO<sub>2</sub> ?design, applications and results. <http://www.tu-dresden.de/mw/iem/kkt/mitarbeiter/lib/Peter/sydney.html>

[34] Zhaolin Gu, Hongjuan Liu, Yun Li, CO<sub>2</sub> Two stage refrigeration system with low evaporating temperature, -56.6 °C, The proceedings of the 5<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002: 226-330

[35] J.S.Baek, E.A.Groll, P.B.Lawless, Effect of pressure ratios across compressors on the performance of the transcritical carbon dioxide cycle with two stage compression and intercooling, Purdue University, 2002, U.S.A

[36] J. Pettersen, A. Jakobsen. A dry ice slurry system for low temperature refrigeration. International Symposium on Refrigeration in Sea Transport Today and in the Future. Gdansk, Poland, Sep/Oct. 1994

[37] 胡姆.格贝哈尔特. Nestec公司采用NH<sub>3</sub>和CO<sub>2</sub> 制冷剂—采用天然制冷剂替代R13B1的一个大型冷库. 制冷与空调技术. 2002, 1: 46-52.

[38] J.Jang, P.S.Hrnjak, Condensation of carbon dioxide at low temperature, proceedings of the 5<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids, Guangzhou, 2002

[39] Dieter Mosemann, CO<sub>2</sub> - Ammonia Cascade Refrigeration Plant, A Solution for Industrial Refrigeration?

[http://www.grasso-global.com/english/nbsp/menu/news\\_events/latest\\_news/co2\\_ammonia\\_cascade\\_refrigeration\\_plant\\_a\\_solution\\_for\\_industrial\\_refrigeration\\_october\\_2001/](http://www.grasso-global.com/english/nbsp/menu/news_events/latest_news/co2_ammonia_cascade_refrigeration_plant_a_solution_for_industrial_refrigeration_october_2001/).

[40] Fagerli B., CO<sub>2</sub> compressor development, Presentation on the CO<sub>2</sub> workshop, Trondheim, 1997.

[41] Jurgen Sub, Horst Kruse. Efficiency of the indicated process of CO<sub>2</sub>-compressor, Int J.Refrig. Vol.21, No.3. pp194-201, 1998

[42] Mr.Casini, CO<sub>2</sub> compressors and equipment use and availability, <http://www.eurocooling.com/articledorin.doc>

[43] Steve Sakamoto, Peter Giese, SANDEN / LuK cooperation on CO<sub>2</sub> – compressors <http://vda.cysell.com/abstracts.htm>.

[44] Tadashi Yanagisawa, Mitsuhiro Fukuta et al, Basic operating characteristics of reciprocating compressor for CO<sub>2</sub> cycle, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000: 331-338

[45] P.Nekså, F.Dorin, H.Rekstad et al, Development of two-stage semi-hermetic CO<sub>2</sub>-compressors, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000 :355-362

[46] Masaya Tadano Toshiyuki Ebara et al, Development of the CO<sub>2</sub> hermetic compressor, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000 : 323-330.

- [47] 梶皮武史, 大川剛義 熊倉英二 等, CO<sub>2</sub>冷媒スイング壓縮機のパフォーマンス評価, 平成12年度日本冷凍空調學術講演論文集, 札幌.
- [48] <http://www.jsme.or.jp/English/awardsn26.html>.
- [49] Hiroshi Hasegawa, Mitsuhiro Ikoma, et al, Experimental and theoretical study of hermetic CO<sub>2</sub> scroll compressor, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000 : 347-353.
- [50] Tomoyasu ADACHI, Takayuki HAGITA, Automobile air conditioner using CO<sub>2</sub>, 冷凍2003, Vol.77.No.893: 8-13.
- [51] Mitsuhiro Fukuta, R.Radermacher, Performance of vane compressor for CO<sub>2</sub> cycle, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000: 339-346.
- [52] <http://www.mycomj.co.jp>
- [53] C.Secton, Jorg Fahl, D.Henderson, Solubility, viscosity, boundary, lubrication and miscibility of CO<sub>2</sub> and synthetic lubricants, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000, P417-424.
- [54] Hsinheng.Li, T.E.Rajewski, Experimental study of lubricant candidates for the CO<sub>2</sub>refrigeration system, The proceedings of the 4<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000: 409-416.
- [55]Baumann H., Small oil free CO<sub>2</sub>-compressor. Final report. <http://www.waermepumpe.ch/fe/>
- [56] J.Nickl, G.Will,W.E.Kraus,H.Quack Design considerations for a second generation CO<sub>2</sub>-expander The proceedings of the 5<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002: 189-195
- [57] Ronald W. Applications for the hinge-vane positive displacement compressor-expander. [http://www.egi.kth.se/users/thermo/samer/www/annex27/Projects\\_Uk.html](http://www.egi.kth.se/users/thermo/samer/www/annex27/Projects_Uk.html)
- [58] Denso Corp, JP., patent .DE 100 10864 A1
- [59] Bjorn E. Feasibility study of using centrifugal compressor and expander in a car conditioner working with carbon dioxide as refrigerant , ACRC CR-23. <http://acr.me.uiuc.edu/publications.asp?type=contract&page=2>
- [60] Reihard R. CO<sub>2</sub> compressor-expander analysis. ARTI 21-CR Research Project 611-10060. <http://www.arti-21cr.org/research/ongoing/611-10060.pdf>
- [61] J.S.Baek, E.A.Groll, P.B.Lawless, Development of a piston-cylinder Expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle, Purdue University, 2002.
- [62] N.stosic,I.K.Smith,A.Kovacevic,Twin screw combined compressors and expanders for CO<sub>2</sub> refrigeration systems. The proceeding of the sixteenth international compressor engineering conference at Purdue, 2002.

- [63] Pettersen,J., Hafner,A., Skaugen,G., and Rekstad,H., Development of compact heat exchangers for CO<sub>2</sub>air-conditioning systems.Int.J.,1998, Vol.21.No.3,:180-193.
- [64] 丁国良,黄冬平,张春平等,跨临界循环二氧化碳汽车空调研究进展, 制冷学报, 2000 (2): 7-27.
- [65] Seonfeld,H. and Kraus W.E., Calculation and simulation of a heat exchanger: supercritical carbon dioxide-water. International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants, University of Maryland, 36-43, 1997.
- [66] Chaobin Dang, Tiji Hihara, Heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002: 100-107
- [67] Hihara,E., Tanaka,s., Boiling heat transfer of carbon dioxide in Horizontal tubes, Preliminary Proceeding of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue University, W.Lafayette, IN USA, July: 279-284.
- [68] J.Pettersen, Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes Part 1: experimental method and two-phase flow pattern, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002:76-83.
- [69] J.Pettersen, Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes Part 2: Heat transfer pressure drop,and correlation, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002:84-91.
- [70] Z.sun, E.A. Groll, CO<sub>2</sub> flow boiling heat transfer in horizontal tubes, Part 1: flow regime and prediction of dryout, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002:116-125.
- [71] Z.sun, E.A. Groll, CO<sub>2</sub> flow boiling heat transfer in horizontal tubes, Part 2: Experimental results, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002:126-132.
- [72] Rin Yun, Changsun Choi, Yongchan Kim, Convection boiling heat transfer of carbon dioxide in Horizontal small Diameter Tubes, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002:298-308.
- [73] J.B.Choi, S.H.Yoon, Y.J.Kim, M.S.Kim, Investigation of the characteristics of evaporation heat transfer for carbon dioxide in a vertical tube, The proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at GuangZhou 2002:61-67.
- [74] 1998 自然冷媒会议简介 <http://refrigerant.itri.org.tw/paper.htm>
- [75] 魏东.CO<sub>2</sub>跨临界循环换热与膨胀机理的研究: [博士论文], 天津: 天津大学, 2002.
- [76] 查世彤.CO<sub>2</sub>跨临界循环膨胀机的研究与开发: [博士论文], 天津: 天津大学, 2002.
- [77] 低温传热学 (美)弗罗斯特(W. Frost)编 陈叔平, 陈玉平译, 北京: 科学出版社 1982

- [78] 张远君 王慧玉 张振鹏, 两相流体动力学—基础理论及工程应用, 北京: 北京航空学院出版社, 1987.
- [79] 汤焱孙, 沸腾传热和两相流动, 北京:机械工业出版社, 1980.
- [80] 鲁钟琪, 两相流与沸腾传热, 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [81] 计光华, 透平膨胀机, 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [82] I.K.Simith, Review of the development of two-phase screw expanders, <http://www.city.ac.uk/engineering/mead/research/posdispcom.htm>
- [83] 马国远, 李红旗, 旋转压缩机, 北京: 机械工业出版社, 2001
- [84] 曾丹苓, 工程非平衡态热力学, 北京: 科学出版社, 1991.
- [85] Taniguchi,H., Kudo,K, Giedt,W.H, Park,I., Analytical and experimental investigation of two-phase flow screw expanders for power generation. Trans ASME,J.Engng for Gas Turbines and Power, 1998,110.
- [86] 胡亮光, 庞凤彪, 中低温全流发电螺杆膨胀机的性能及实验研究, 工程热物理学报, 1989, 4: 353-356.
- [87] 洛阳轴承研究所编, 滚动轴承产品样本, 北京: 中国石化出版社, 机械工业出版社, 2002.
- [88] 王景刚.自然工质热泵循环和地源热泵运行特性研究: [博士论文], 天津: 天津大学, 2002.
- [89] 徐步青, 冲击载荷下齿轮动态响应的有限元分析和光弹实验, [硕士论文],天津: 天津大学, 2000.
- [90] 熊则男,乔宗亮编著,压缩机设计中的力学分析,北京:机械工业出版社, 1997.
- [91] Alberto Cavallini, Condensation heat transfer and energy efficiency of working fluids in mechanical refrigeration, 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Guangzhou, 16-20 September, 2002:1-13.
- [92] [http:// www.termo.unit.no/kkt/](http://www.termo.unit.no/kkt/)
- [93][http://www.achmnews.com/CDA/ArticleInformation/features/BNP\\_Features\\_Item/0,1338,7528,00.html](http://www.achmnews.com/CDA/ArticleInformation/features/BNP_Features_Item/0,1338,7528,00.html).
- [94] <http://www.news.uiuc.edu/scitips/01/08ammonia.html>.
- [95] <http://www.trane.com/commercial/issues/environmental/cfc6b.asp>.
- [96] <http://europa.eu.int/comm environment/ozone/alternatives.htm>
- [97] <http://www.heatpumpcentre.org>
- [98]<http://archive.greenpeace.org/~climate/climatecountdown/documents/COOL%20TECHs%202002%20SBSTA.doc>
- [99] [http://www.greenchill.org/images/greenpeace\\_99.doc](http://www.greenchill.org/images/greenpeace_99.doc)
- [100] 费人杰, 关于氨制冷装置的新动向, 制冷, 6(2), 1, 1998, :67-70.
- [101] 朱明善. CFCs 和 HCFCs 替代制冷剂的趋势与展望.制冷学报, 2000, (1): 2-9.

- [102] 朱明善, 21 世纪制冷空调行业绿色制冷空调行业的趋势与发展.暖通空调, 2000, 30 (2): 22-26.
- [103] 邢子文, 螺杆压缩机——理论、设计及应用, 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [104] 张华俊 俞炳丰, 制冷系统中采用两相膨胀机的理论分析, 低温工程 Vol.72.No.2, 1993
- [105] I.K.Smith, N.Stosic, C.A.Aldis, A.Kovacevic Twin screw two-phase expanders in large chiller units  
<http://www.city.ac.uk/engineering/mead/research/posdispcom.htm>
- [106] I.K.Smith, N.Stosic, The expessor: an efficiency boots to vapour compression systems by power recovery from the throttling process  
<http://www.city.ac.uk/engineering/mead/research/posdispcom.htm>
- [107] I.K.Smith, N.Stosic, Development of the trilateral flash cycle system Part3: the design of high-efficiency two-phase screw expanders  
<http://www.city.ac.uk/engineering/mead/research/posdispcom.htm>
- [108] 郑连生 供热蒸汽余压余热发电螺杆膨胀机机内过程及实验研究: [硕士学位论文] 天津: 天津大学, 1991.
- [109] 洪芳军, CO<sub>2</sub> 跨临界循环热泵热水供暖的理论和实验研究: [硕士学位论文] 天津: 天津大学, 2001.
- [110] 王景刚, 马一太, 魏东, 双级压缩带膨胀机制冷循环研究, 制冷学报, 2001, (2): 6-11.
- [111] 汪训昌, CFCs 的淘汰及有关 HCFCs, HFCs 的使用前景问题, 2002 年首届中国制冷空调行业信息大会, 中国空调工业协会, 2002.
- [112] 曾正明, 应用工程材料技术手册, 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [113] 张华, 马波, 制冷工质的安全、环境评价指标和数据, 节能技术, Vol.18 (104), 2000.11.



## 攻读博士期间发表的学术论文

1. 李敏霞 马一太 王景刚 康方, 供热空调系统多目标评价研究, 天津大学学报, 2002, 36 (3): 311-315
2. 马一太 李敏霞 王景刚 卢苇, CO<sub>2</sub> 跨临界循环双级供热系统的研究, 暖通空调, 2002, 6: 1-4 EI: 03047337108
3. 马一太 李敏霞 苏维诚 卢苇, CO<sub>2</sub> 跨临界热泵双级加热热水系统运行参数分析与比较, 天津大学学报, (已录用)
4. 马一太 李敏霞 王景刚 卢苇, CO<sub>2</sub> 超临界循环特性对热泵干燥的影响, 化学工程, (已录用)
5. 马一太 李敏霞 王景刚 查世彤, CO<sub>2</sub> 超临界循环水水热泵的应用探讨, 暖通空调, (已录用)
6. 李敏霞 马一太 李丽新 管海清, 氨在空调制冷领域的应用研究, 暖通空调, (已录用)
7. 李敏霞 马一太 李丽新 管海清, CO<sub>2</sub> 跨临界循环在较低温度制冷系统应用分析, 流体机械, (已录用)
8. 马一太 李敏霞 查世彤 卢苇 苏维诚, 空调制冷 CO<sub>2</sub> 膨胀机研究分析报告, 压缩机技术, (已录用)
9. 李敏霞 马一太 李丽新 苏维诚, CO<sub>2</sub> 跨临界循环制冷压缩机的研究进展, 压缩机技术, (已录用)
10. 李敏霞 马一太 查世彤 卢苇, CO<sub>2</sub> 跨临界双级压缩带膨胀机循环研究与能量分析, 工程热物理年会工程热力学与能源利用学术会论文集 2002, 11, 中山
11. 李敏霞 马一太 王景刚, 供热空调系统一次能源分析与综合评价, 暖通年会论文集 2002, 11, 珠海
12. Ma Yitai Li Minxia Lu Wei, Influence of characteristics of the CO<sub>2</sub> transcritical cycle on heat pump drying, Final Proceeding of 5th IIR Gustov Lorentzen of Natural working Fluid 2002,9 Guangzhou
13. Li Minxia Ma Yitai Zha Shitong Lu Wei Li Lixin Su Weicheng Feasibility Analysis of Screw Expander in CO<sub>2</sub> Refrigeration System 已被 ICCR'2003 (International Conference on Cryogenics & Refrigeration) at HangZhou 录用。
14. 李敏霞 马一太 杨俊芳 苏维诚, CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的开发, 空调制冷新技术, 2003, 上海
15. 李敏霞 马一太 卢苇 苏维诚, CO<sub>2</sub> 跨临界循环带 EXPRESSOR 系统热力学分析, 高校工程热物理年会, 2003, 安徽
16. Wang JingGang Ma Yitai Li Minxia, The study of CO<sub>2</sub> transcritical cycle water source heat pump and the analysis of the application. 7<sup>th</sup> IEA international energy agency conference on heat

pump, 2002.5 Beijing

17. 马一太 查世彤 李敏霞, 制冷与热泵循环节能技术的新认识, 流体机械, 2004, 31 (1): 48-53.
18. 马一太 王景刚 李敏霞 查世彤, CO<sub>2</sub>跨临界循环地源热泵的研究, 太阳能学报, 2003 (24) 1: 41-45.
19. 卢苇 马一太 李敏霞 查世彤, 低温级以 CO<sub>2</sub> 为工质的复叠式制冷循环热力学分析, 工程热物理年会工程热力学与能源利用学术会论文集 2002, 11, 中山
20. 魏东 马一太 查世彤 李敏霞, 二氧化碳膨胀机的热力计算与分析, 流体机械, 2002, 30 (10): 43-46.

### 攻读博士期间申请的专利

1. 二氧化碳跨临界制冷循环转子式膨胀节能器 (发明) 申请号为02153914.1
2. 二氧化碳跨临界制冷循环摆动转子式膨胀节能器 (发明) 申请号为02153915.4

### 攻读博士期间参加的科研项目

1. 国家自然科学基金 (No.59876028)
2. 高等学校博士一级学科专项科研基金 (No.D0200105)
3. 天津市自然科学基金 (No.983605811)
4. 与美国联合技术研究中心 UTC 合作项目 CO<sub>2</sub> Expander Technology
5. 天津大学“教育振兴行动计划”(985)

## 致 谢

本文是在导师马一太教授悉心指导和严格要求下完成的。在三年多的博士生学习生涯中，导师严谨的治学作风和在学科前沿的敏锐洞察力，给我留下了深刻的印象，在科学精神、科学方法和科研能力上的培育也将成为我终身受用的宝贵财富。导师给予的莫大帮助与鼓励是本文得以顺利完成的前提和保证。教诲之恩，终生难忘，在论文完成之际，谨向恩师致以衷心的感谢和崇高的敬意。

在课题研究和论文完成过程中，我国工程热物理界前辈吕坤仁先生、博士生导师杨昭教授，给予了许多宝贵的指导性意见和建议。在此，谨表诚挚的谢意。

在本课题的实验研究过程中，得到了苏维诚、李丽新等老师的支持和帮助。天津电机总厂厂长张云宪高工和涂铭海工程师，为实验样机的加工提供了有力的技术支持和保障。

在论文完成过程中始终得到了诸位同学的热情帮助和大力的支持。魏宏博士、王景刚博士、查世彤博士的研究为本文的研究打下了良好的基础。在实验研究以及论文的完成阶段，博士研究生卢莹、管海清、杨俊兰、刘圣春，硕士研究生邢英丽、梁兆惠、马利蓉同学给予了积极的帮助。先期毕业高校的刘万福博士和谢英柏博士对论文的完成都给予了热情的鼓励。韩庆华副教授和艾君硕士研究生在有限元计算方面给予了积极的帮助。加拿大 Waterloo 大学的李献国教授和张嘉辉博士都对本文的研究工作给予了有益的指导，日本东京大学的 Dang Chaobin 博士为本文的研究工作提供了部分最新的资料。在此，向各位老师同学一并表示深深的谢意。

感谢教育部高等学校博士学科点专项科研基金(D0200105)和天津大学“教育振兴行动计划”(985)的资助和支持。

最后，特别要感谢我的丈夫王楠和我们的父母，正是由于他们在精神上的关怀、生活上的照顾，才使我的博士论文得以顺利完成。

谨以此文献给所有关心、支持、帮助我的老师、同学和亲友。

李敏霞

2003年7月于天津大学