

摘 要

涡旋压缩机是一种新型、高效的容积式压缩机，在相同的输气量的情况下有较小的整体结构尺寸，故而具有体积小、重量轻、结构紧凑的优点；高转速时动、静涡盘之间相对滑动速度也保持着较低值，从而可减少摩擦功率，振动小、噪声低；此外，结构简单、无易损件，转矩均匀、运转平稳，在诸多压缩机种类中，其独特的优点备受关注。因此对其工作特性进行深入剖析以及结构推陈出新显得尤其必要。

涡旋压缩机的热力特性是其工作的基础，是影响结构构造的重要因素。文中建立了涡旋压缩机的热力学模型，包括传热模型、泄漏模型等并分析了数学模型的合理性与正确性。

比较了单涡旋齿与双涡旋齿在结构特点和工作方式上的异同，以单涡旋齿为基础，得出了双涡旋齿的热力学模型，分析了泄漏线长度，给出了泄漏质量计算公式。

阐述了一种新型结构的涡旋压缩机——液体制冷剂注入式涡旋压缩机的工作原理、结构特点，建立了热力模型，描述了液体制冷剂注入情况下能量、质量守恒方程、热量流动方程，通过实验描述了注入率与排气温度、压缩功率、质量流动率的关系，从而证实了注入液体制冷剂能有效降低排气温度、提高制冷循环的效率。

运用一种源于鸟群和鱼群群体运动行为的、新的群体智能计算技术，即粒子群算法，对涡旋压缩机涡旋齿的结构特征参数进行优化。文中阐述了粒子群算法的基本思想，描绘了粒子运动原理图，给出粒子群算法流程图。并结合实例对节距、涡旋齿厚、涡旋圈数、涡旋齿高四个变量进行了优化。优化过程显示了使用粒子群算法能够高效、迅速地求得最优解，是一种快速收敛地、实用地、全局性的随机搜索算法。此外，本文的研究将促进该算法的深入研究和推广使用。

关键词：涡旋压缩机；液体制冷剂注入；粒子群算法；优化设计

Abstract

Scroll compressor as a new and high-efficiency displacement compressor, possessing characteristics of small size, small bulk, light weight, compact structure, high efficiency, balanceable torque, small vibrancy, low noise, working smoothly etc, is widely used in refrigeration and air-conditioning units. Therefore, it is quite important to investigate inherent structure, working process and the whole performance of scroll compressor.

The thermodynamic behavior of the scroll compressor plays a dominant role on the internal structure as well as the base of working. The thermodynamic models are built. These models include the heat exchange and leakage of lubricating-oil and gas.

By compared the structure characteristics of single-scroll compressor with twin-scroll compressor and based on the thermodynamic theory of single-scroll compressor, thermodynamic models of the twin-scroll compressor and formula of leaking mass are built.

A new type of scroll compressor — a scroll compressor under liquid refrigerant injection has been investigated. The working principle and structure characteristics have been analyzed and thermodynamic models as well as energy conservation equation, mass conservation equation and heat-flowing equation are built. The relationship between injection ratio and discharge temperature, compression power, mass-flowing ratio are described according to the result of experiment.

In the paper, Particle swarm optimization (PSO) as a new intelligent calculating technology is used to optimize the structural parameter of scroll compressor. The basic principle of PSO has been interpreted. The flow chart of PSO and particle moving chart has initially been given. The results of optimization prove that PSO is an efficient method with rapid convergence and simple process. The research can accelerate the further study about PSO and generalize the use.

Key word: Scroll compressor; liquid refrigerant injection; Particle swarm optimization; Optimization design

兰州理工大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：余莉芳

日期：07年6月8日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权兰州理工大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

1、保密口，在_____年解密后适用本授权书。

2、不保密口。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：余莉芳

日期：07年6月8日

导师签名：

刘红2

日期：07年6月8日

第 1 章 绪 论

1.1 涡旋压缩机的发展历程

涡旋理论的提出要追溯到 19 世纪末与 20 世纪初,意大利人早在 1880 年就建立了涡旋的概念,法国人 Leon Creux 以可逆转的涡旋膨胀机为题在 1905 年申请了美国专利^[1];之后 L. Nordi 在 1925 年申请了涡旋液体泵的专利^[2];随后有关涡旋机械技术并没有取得多大的发展,其主要原因是加工手段、工艺设备等条件的制约,直到 20 世纪 70 年代以来,涡旋压缩机以其高效、低噪、结构简单和运转平稳等特点满足了人们对节能和环保的要求,使其得到了很大的发展。1975 年美国 ADL 公司首次采用双伸轴两级压缩的结构,成功开发了排气压力为 17MPa 的氮气涡旋压缩机,展现了其独特的优点;1973~1976 年间美国和瑞士先后开发了空气、氮气及氟利昂等介质的涡旋压缩机;80 年代日本成功的开发了空调用涡旋压缩机,并应用于汽车空调。

20 世纪 80 年代后期,在我国涡旋压缩机逐渐成为研究热点,先后有西安交通大学、兰州理工大学、机械部通用机械研究所及一些其它的院、所和工厂对涡旋压缩机进行了研究,并在理论研究和工程实践上取得了相当的成果,成功的研制了多种涡旋压缩机的产品样机。但是由于加工手段、工艺设备等各方面条件的制约,目前我国商业空调涡旋压缩机生产仍以引进为主,广州万宝压缩机股份公司引进了日立公司年产 18 万台单元空调用全封闭涡旋压缩机的生产线;西安大金庆安压缩机有限公司同日本大金工业株式会社合作,年产 20 万台柜式空调涡旋压缩机;谷轮公司在苏州投资建设了年产 100 万台 5HP 涡旋压缩机的生产线;日本三洋公司与大连冰山集团合作,年产 60 万台涡旋压缩机。

1.2 发展现状

目前涡旋压缩机的研究制造主要集中在美国、日本、中国和韩国等国。日本从事涡旋压缩机商业开发的主要生产厂家有:日立、大金、三菱电气、三菱重工、松下、三洋、东芝、三电等十几家公司,其生产规模分别在年产 20 万至 90 万台。1982 年日本三电公司开始批量生产汽车空调涡旋压缩机,年产量达 50 万台;日立公司于 1983 年首先推出柜式空调涡旋压缩机,产品覆盖了从 3HP 到 5HP 等几个型号;松下电器于 1990 年开始大规模生产小型立式空调涡旋压缩机,又于 1992 年成功的研究开发了分体式空调卧式涡旋压缩机;丰田公司大批量生产涡旋式汽车空调压缩机用以装备本公司生产的轿车;东芝公司把涡旋压缩机作为新干线高速火车的空调压缩机,成为新干线高技术组合的一部分。美国从事涡旋压缩机生

产的主要厂家有：谷轮、开瑞、泰康、特龙等公司。谷轮公司于 1987 年开始生产涡旋压缩机，现在年产量达 250 万台以上，近年来又推出了一种新的数码涡旋压缩机，使空调器不必使用昂贵的变频控制器就能实现制冷量在 10%~100%范围内的无级调节；开瑞公司和特龙公司在 1992 年开始生产涡旋压缩机；泰康公司于 1995 年也开始了涡旋压缩机的生产；此外韩国的 LG 电子公司和三星公司也批量生产涡旋式空调压缩机。

1.3 应用前景

涡旋机械的应用范围较为广泛，作为压缩机主要应用于制冷和空调领域；涡旋压缩机的适用范围逐渐扩大，从单级压缩发展到多级压缩的涡旋机组，从柜式空调器全封闭制冷压缩机发展到窗式空调器的小功率涡旋压缩机，以及汽车和列车空调系统中的压缩机。除此之外涡旋机械的其它应用有：涡旋空压机、涡旋增压器、涡旋泵、涡旋内燃机、涡旋发动机和涡旋膨胀机等。

作为增压器，比较典型的是汽车发动机用增压器，德国大众公司在这方面进行了大量的探索，开发成功了著名的 G 增压器，使得发动机的功率提高了 35%。涡旋增压装置在 90 年代以后又被谷轮公司制造成医用空气动力源，效果也比较理想，这类装置的共同特点是气体流量大，但压力比低，一般不超过 2；近年来涡旋压缩机还被应用于天然气增压系统中。

作为涡旋泵，1987 年日本三菱电机公司首次开发成功回转型涡旋真空泵^[3]，在这种装置中，动静涡旋盘同时绕自身轴线回转，这使得径向间隙的位置不随涡旋的运动而改变，更容易实现密封；1990 年以后，日立、岩田涂装等公司也相继推出了涡旋真空泵。目前涡旋真空泵的真空度可达 10^{-2}Pa ，这比滑片式真空泵所能达到的真空度提高了近 10 倍。除作为真空泵外，还可用于涡旋液体泵和涡旋输油泵等。

作为空压机，因为涡旋压缩机的压缩过程无法实施外部冷却，且空气的绝热指数较大，一般需进行喷油内部冷却，这样一方面可以降低温度、润滑表面，另一方面也可以减小泄漏、提高效率。涡旋空压机的品种规格较多，排气量主要集中在 $0.6\text{m}^3\sim 3\text{m}^3/\text{min}$ 之间，主要是动力用涡旋空压机；近几年来国内也进行了车用燃料电池发动机用无油润滑涡旋空压机的研发。

1.4 涡旋压缩机的工作原理

涡旋压缩机是一种借助于容积的变化来实现气体压缩的流体机械，它由动涡旋盘、静涡旋盘、防自传机构、曲轴和支架体等部件组成^[4]。其主要部件是两个涡旋型线参数相同、相位差 180° 、基圆中心相距 r 的渐开线涡旋盘，静涡盘固

定在支架体上，曲轴带动动涡旋盘基圆中心绕着静涡旋盘基圆中心做半径为 r 的圆周轨道运动^[5]。实现这一运动，需要在动涡旋盘和支架体之间设置防自转机构。基圆渐开线构成的涡旋压缩机的工作原理如图 1.1 所示。

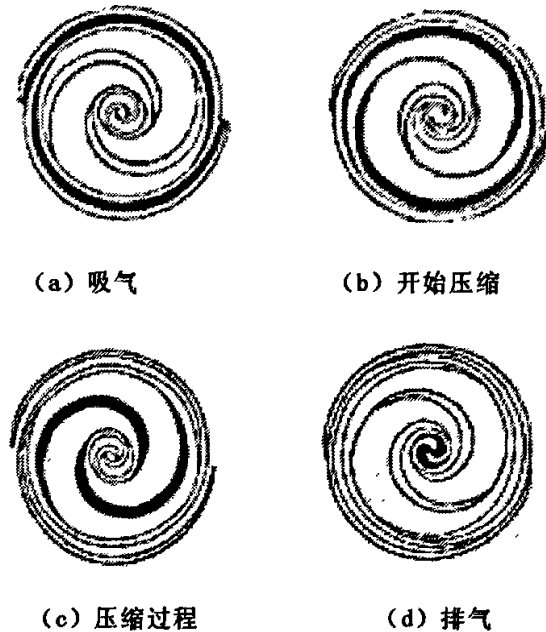


图 1.1 涡旋压缩机的工作原理

两个涡旋盘之间形成了数对月牙形的封闭腔，随着曲轴的转动推动动涡盘运动，最外圈一对工作腔逐渐张开，气体随之进入腔内，进入的气体量随曲轴转角的增大而增加，进而达到最大值；随着曲轴的继续转动和开口的逐渐关闭，工作腔的容积又有所减小，吸气腔闭合后形成一对封闭容积，完成一次吸气过程。当主轴继续转动时，动涡盘将吸入气体自外圈向中心推移，工作腔容积减小，与气体排气孔口相通时开始排气，并直至排气过程结束。这样，一对工作腔完成一次吸气-压缩-排气过程，当最外的吸气腔形成封闭容积开始向中心推进成为一内工作腔时，另一个新的吸气腔同时又开始形成，并开始重复进行上述过程。因此，涡旋压缩机压缩气体的过程是连续进行的，需要曲轴转动数圈，曲轴每转一周即可完成一次吸气，一次排气^[6]。制冷剂从涡旋盘的外缘被吸入容积腔，随着运动的进行，啮合点的发生从外向内，压缩腔的体积逐渐变小，制冷剂被逐步压缩，最后制冷剂从静盘中心附近的排气口排出，完成一个工作循环。

1.5 结构特点

涡旋压缩机是一种容积式压缩机，主要由两涡旋盘、防自转机构和支架体等零部件组成，其中两涡旋盘相对旋转一定角度，并相对错开一定距离后，对插在

一起,这样两涡旋盘上的涡旋齿实现啮合,产生了多个啮合点,形成了多组月牙形密闭的工作腔;随着主轴的旋转,所形成的多个啮合点沿着涡旋齿齿壁由外向内连续移动,这样所形成的多组月牙形工作腔逐渐由大变小,进而实现了气体的压缩。

涡旋压缩机是继往复活塞压缩机和螺杆压缩机之后的又一种新型高效的流体机械,被公认为是技术最先进的第三代压缩机,与同等容量的往复式压缩机相比,主要零部件仅为往复式的 $1/10$,体积减小 40%左右,噪声下降 5~8dB,效率提高 10%,重量减轻 15%,驱动力矩的波动幅度仅为往复式的 $1/10$ 。由于涡旋压缩机的独特结构使其具有优良的热力性能和力学性能,其主要优点如下:

- (1) 零件数少、无气阀等易损件;结构简单紧凑、体积小、重量轻、可靠性高;
- (2) 无吸排气阀;气体流动损失小、吸排气损失小、无气阀的敲击噪声和由此引起的振动;
- (3) 吸气过程是主动的包容运动且持续时间长;无吸气余隙、容积效率高;
- (4) 工作腔变化过程持续时间长;压缩平稳、排气接近连续,气流脉动小;
- (5) 回转半径小且旋转零件可完全平衡;旋转惯性力小、平衡性能好、振动小、运转平稳、相对滑动速度小、磨损小、转速高;
- (6) 可实现径向和轴向随变;可实现径向和轴向的磨损补偿、对系统杂质和液体具有较高的容许量,寿命长;
- (7) 定压缩比压缩;启动性能好、转速可在较大范围内调节且效率变化不大,变转速特性好;
- (8) 多个压缩腔同时工作;转矩和驱动力矩变化幅度小;
- (9) 相邻压缩腔的压差小;工作腔间的密封性好,气体泄漏小。

同样,涡旋压缩机也存在如下缺点:

- (1) 涡旋盘等重要零件的加工精度要求高,涡旋齿型线的加工难度大;整机摩擦副数量多;
- (2) 难以实施压缩气体的外部冷却,工作过程中的热量不易导出,因而压缩比不能过大、适用于压缩指数较小的气体、或需对压缩腔进行喷液以进行内部冷却;
- (3) 变工况性能不佳;难以适应大排气量和高压比的应用场合。

1.6 国内外研究现状及存在问题

涡旋压缩机在追求高效率、高可靠性、高转速、低振动和低噪音的发展过程中,在制冷、空调等领域内得到了迅速的发展,许多理论上的研究成果及发明专利被不断的应用于生产实践,使得涡旋压缩机技术不断进步。纵观近二十余年涡

旋机械的研究文献, 可以看到有关涡旋理论的研究主要集中在以下几个方面。

1.6.1 单涡旋齿型线修正

单涡旋齿型线主要有: 圆渐开线、正多边形渐开线、平行四边形渐开线、半圆偏心线、线段渐开线、阿基米德螺旋线、代数螺旋线、变根基圆渐开线、包络型线以及通用型线等。目前对不同的涡旋齿型线采用压缩过程模拟及实测等方法对其进行几何理论、力学特性、热力学特性及功耗影响等方面的研究, 其目的在于评判型线的优劣, 划定型线的适用范围。

由于单一基体型线构成的涡旋齿难以实现完全啮合, 不能兼顾压缩、排气和加工等多方面的要求, 故常在对压缩机性能造成较大影响的涡旋齿齿头实施型线修正。三菱公司提出一种称之为 PMP 型线修正方法^[7~10], 该型线中心部位采用了两个圆弧进行修正, PMP 型线能将残余气体排净, 有效地避免了重复压缩, 从而提高了压缩机效率, 采用 PMP 型线后, 其型线高压区部位增厚, 降低齿端的接触应力, 其刚度和强度得以提高, 延长了机器工作寿命。曾经有研究人员又在 PMP 型线上进一步作了改进, 采用两段圆弧和一段直线进行修正, 进一步增加了静涡旋盘中心部位的轴向排气孔口面积, 减少流动阻力损失, 与普通型线相比, 这种型线的涡旋压缩机其绝热效率可提高 4% 以上; 文献[11]分析了圆弧类型线修正问题, 包括对称圆弧修正、非对称圆弧修正、对称圆弧加直线修正和非对称圆弧加直线修正四种方法, 推导出不同修正条件下的排气角; 文献[12~15]提出具有普遍意义的单涡旋齿两大类八种无余隙齿形修正方法及两类有余隙齿形修正方法, 并提出一种基于圆弧和线段的双涡旋齿齿端修正方法, 同时对常用齿形的十几种常用排气孔的动态排气面积进行了计算, 总结出七种综合效果良好的齿端修正及相应的排气孔形状; 单涡旋齿的型线修正方法还有圆渐开线加直线修正^[16]、三角函数类修正^[17]及基于三基圆延伸形变修正^[18~19]等方法。

1.6.2 组合型线

组合型线是在同一涡旋齿上采用多段不同类型的型线连接成的光滑型线, 组合型线通常为变壁厚型线, 是以各种常用型线和通用型线为基础, 以发挥不同型线的优势, 它兼顾了吸气、压缩、排气全过程。以线段渐开线—高次曲线—圆渐开线三段组合型线为例, 内部高压区的圆渐开线使大部分气体切向力与基圆中心连线平行, 以降低防自转机构的载荷变动幅度, 减轻机器的振动; 外部的线段渐开线主要用来提高吸气容积; 中间部分由高次曲线将内外部的圆渐开线光滑连接以减小型线的泄漏线长度。组合型线的优点有: (1) 提高面积利用率、提高排气量和压缩比; (2) 缩短涡旋齿型线的长度和圈数, 减少涡旋齿加工量、减少泄漏线长度、缩短压缩过程和减少气体的停留时间; (3) 较宽的壁厚不但增大了气体径向泄漏的阻力, 有利于减小泄漏, 而且在较宽的齿厚处还可开设冷却腔以进行

内部冷却。同样组合型线也存在着不足：(1) 增加了工作腔之间的压差，气体的泄漏增加；(2) 少量的增加了气体力和转矩及其波动量；(3) 型线加工和测量较为困难。

常见的组合型线主要有：圆渐开线—圆弧—圆渐开线组合型线、圆渐开线—III类型线—圆渐开线组合型线、线段渐开线—高次曲线—圆渐开线、由大小圆弧和线段组成的涡旋组合型线等。

1.6.3 双涡旋齿型线修正

双涡旋齿涡旋压缩机具有排气量大、涡旋盘直径小及气体力变化幅度小等优点，成为涡旋压缩机向大排气量和大功率方向发展的首选。文献[20]推导出了圆渐开线双涡旋齿的内外侧型线的方程；文献[21~24]建立了采用圆渐开线的双涡旋齿涡旋盘的几何理论，并进一步推导了任意齿数地多涡旋齿的主轴偏心量、工作腔容积以及铣刀直径的计算公式，表明涡旋齿数、涡旋齿厚度对工作容积影响较大，同时比较了单涡旋齿和双涡旋齿涡旋盘的结构特点和受力特性等方面的区别，并从工程设计的角度把涡旋齿节距、厚度和高度作为三个独立的几何结构参数用于计算吸气容积。双涡旋齿结构同样具有压缩比小的缺点，因而对双涡旋齿进行型线修正以提高其压缩比较之单涡旋齿的型线修正更加具有重要意义。

1.6.4 涡旋齿的结构参数优化

在涡旋压缩机的设计过程中，结构参数的优化设计是提高压缩机性能的有效途径，在相同的使用目的下，涡旋齿型线参数不是唯一的，围绕如何提高压缩机容积效率、机械效率、稳定性及受力特性等多方面，在研究涡旋齿各个参数对压缩机性能影响的基础上，采用优化设计方法可获得最佳的涡旋齿几何参数组合。文献[25]把涡旋齿齿高、齿厚及排气瞬间的渐开线展角作为独立变量，从制造、设计限制条件和能量损失等方面研究了它们的影响，结论是最佳涡旋齿齿厚由热变形、刀具切削力和气体作用力的有限元分析辅以实验确定；最佳排气角由最大排气流速确定；涡旋齿齿高是唯一影响全局的参数，对几何特征、加工条件、设计限制条件、轴承比压、能量损失和磨损等多方面均有影响。文献[26]提出了基于多目标遗传算法的涡旋型线形状优化算法，拓宽了涡旋型线的设计思路。

1.6.5 压缩机工作过程的热力特性

为深入理解涡旋压缩机的工作特点，通过建立工作过程数学模型来分析压缩机的进排气容积变化、排气损失、泄漏损失、泄漏流态、润滑油量、背压选取及腔体结构等因素对性能的影响。对工作过程进行研究的另一种方法是直接测量控制容积内气体状态参数的变化情况，分析其规律，寻求原因。这方面的研究主要集中在工质泄漏、传热、流场研究及工作过程模拟等方面。

气体的泄漏量对压缩机性能起到决定性的影响, 泄漏间隙是决定气体泄漏量的重要因素, 合理的泄漏间隙既可减少气体泄漏, 又能保证两涡旋盘在运转中不发生干涉。但在实际工作中, 由于力变形和热变形的存在使得热态间隙值不等于设计值, 导致工作状态下的间隙值发生变化, 间隙过大会造成气体泄漏增加, 间隙过小又容易发生烧伤咬死等现象。文献[27]采用与滚动活塞式压缩机径向间隙相类似的泄漏研究方法, 用截面恒定管内绝热流动模型, 计算工作腔轴向和径向的间隙泄漏, 并考虑传热和对流换热, 计算了工质的泄漏量; 文献[28]模拟工作腔内轴向和径向泄漏的工作条件, 对腔内气体的泄漏状态进行实测, 结果表明工作腔内制冷剂的泄漏过程和不可压缩机粘性流体的完全紊流模型相吻合; 文献[29]采用可视化技术对滚动活塞式制冷压缩机的径向间隙泄漏进行了观察, 发现润滑油泄漏造成制冷剂从油中逸出的间接泄漏; 文献[30]对各泄漏通道内介质的流态进行了分析, 提出了确定泄漏间隙内介质的流态判别准则, 并对不同流态下的介质的泄漏量进行了计算。

气体在压缩过程的发热是无法避免的, 同时各摩擦副的摩擦损耗也将转变成热量传给气体, 温度过高不但增加压缩功耗, 而且也将导致主要工作零件发生热变形; 压缩过程的传热可分为工质与控制壁面的热交换和压缩机各零件间的热交换两部分。由于涡旋压缩机具有多个工作腔, 各工作腔内气体的温度、压力都不相同, 因而压缩过程中气体的传热是十分复杂的。文献[31]假定涡旋盘和周围工质之间的对流换热系数非常大, 工作腔壁面的温度等于工作介质温度, 在这种前提下进行了压缩过程的热交换研究; 文献[32]在传热模型中考虑了气体和金属、金属和金属、金属和外界以及气体和润滑油之间的热交换, 但是没有说明所采用的方法和具体计算公式, 同时采用可视化技术对工作腔内工质的流场进行实测, 发现流场中有大量的环流; 文献[33]对包括泄漏和摩擦损失在内的整个压缩过程中的两涡旋盘及润滑系统中的热传递和温度分布进行了计算机模拟; 文献[34~35]对涡旋压缩机的性能进行了模拟; 文献[36~38]采用 CFD 数值计算方法对不同形状的排气孔在排气时中心腔内的流场及压力场分布进行了数值计算和对比分析, 计算结果揭示出中心腔内不仅在轴向截面内存在环流, 而且沿着轴向也有环流存在, 在靠近排气孔处速度和压力变化较为剧烈, 排气孔不仅影响排气速度, 而且对排气过程的流动分布影响很大。

1.6.6 液体制冷剂注入技术的研究

液体制冷剂注入技术是将冷却后的液态制冷剂由注入通道流入压缩腔中, 而对压缩过程实施内部冷却, 一方面可降低压缩室内的温度, 另一方面吸收压缩热, 降低了排气温度, 提高了压缩机的运转可靠性。目前, 日本在制冷剂注入方面的研究较多^[39~41]。经试验研究, 液体制冷剂注入可有效降低排气温度, 提高循

环效率。液体制冷剂注入技术虽然处于研究阶段，但有广阔的应用前景，是涡旋压缩机发展的新方向。

1.6.7 其它方面

变容量调节是涡旋压缩机的一个重要的性能要求，随着变频器的逐渐成熟，单元空调压缩机中开始大量采用变转速调节容量，使用变频调速必须考虑压缩机的变频特性^[42]。一些公司还将双机共装于一个壳体内，其中一个为固定容量，另一个可变频调节，扩大容量的调节范围^[43]。在汽车空调用的涡旋压缩机中，容量调节均采用旁通法，由一定的气体通道或控制阀体产生一个介于吸排气之间的压力以控制旁通阀的开启程度达到容量调节的目的^[44]。容量调节的另一种方法是采用数码涡旋压缩机^[45, 46]。

涡旋压缩机的设计、加工和检测等是涡旋压缩机技术的关键。除此之外，对涡旋压缩机的研究还集中在工质替代技术^[47]、减小气体的脉动^[48]、降低噪声^[49~51]、提高 SEER^[52]、涡旋压缩机的系统研究^[53~55]、工作特性^[56]、性能比较^[57]、涡旋压缩机含油量^[58]和转速对涡旋压缩机性能的影响^[59]等方面。

1.7 课题的来源及主要研究内容

1.7.1 课题的来源和目的

本课题得到了教育部高等学校博士学科点专项科研基金项目《多条涡旋齿型线的啮合理论研究》资助，项目编号为 2005731002。

本文旨在总结国内外最新理论成果的基础上，针对现有研究中存在的不足，对制冷涡旋压缩机进行了仿真建模、优化、结构改进以及对液体制冷剂注入涡旋压缩机这一新型技术进行了创新性研究。此项研究不仅可为当今国际上前沿研究课题——制冷空调全系统性能协同优化研究积累有价值的经验，而且为循环应用液体制冷剂以达到节约能源提供了可靠途径，对提高人类生存居住质量具有重要意义，并且具有极为广阔的应用前景。

1.7.2 本文主要工作和创新点

本文在借鉴国内外最新研究成果的基础上，针对现有研究中存在的不足，着重做了以下几个方面的工作：

(1) 在合理简化的假设条件下，建立了反映实际制冷循环工作过程的质量控制方程、能量控制方程、传热模型、泄漏模型。旨在准确地描述涡旋压缩机的工作状况和对制冷空调系统性能的影响。通过对单涡旋齿和双涡旋齿结构特点的比较，分析了双涡旋齿独特的结构，解析了双涡旋齿压缩机的工作过程，建立了热力学模型、传热模型及泄漏模型。为双涡旋压缩机的研究提供了理论根据。

(2) 深入阐述了注入液体制冷剂对制冷涡旋压缩机行为的影响,建立了基于缸壁传热基础上的气液混合的压缩模型,并通过实验研究了液体制冷剂的注入对压缩机性能的影响。研究表明制冷剂的注入从根本上增加了压缩功率,降低了压缩效率。此外,还探讨了液体注入对油粘性和制冷剂在油中的溶解性的影响以及与机械损失和压缩机可靠性的关系。

(3) 分析了涡旋齿结构特征参数之间的关系,确定了影响制冷涡旋压缩机性能的关键因素,并在此基础上建立了优化数学模型;应用一种新的群体智能计算技术,一种并行的全局性的随机搜索算法——粒子群算法优化涡旋压缩机涡旋盘的结构参数,使制冷涡旋压缩机能效比 EER 达到最大值,解决了传统优化设计方法难以解决的离散且复杂的非线性问题。

第2章 涡旋压缩机的传热模型

涡旋压缩机的工作过程存在着换热现象,吸排气过程、各压缩腔之间、机壳内均存在着热量交换。但是,工程计算中常常认为压缩机的主轴转速很高,气体在压缩腔中停留时间很短,来不及与外界进行热交换。因此,压缩机的工作过程,特别是压缩过程,常被视为绝热过程,采用简单的热力学分析的方法进行分析。然而这种模型不能正确反映压缩机内部参数对压缩机性能的影响,不适合在本研究中使用,文献[61]介绍了一种详细的涡旋压缩机模型。但由于作者在传热计算中采用了详细的部件传热模型,使得计算过程相当复杂,要求很高的计算代价。另外一些模型^[62]则忽视了制冷剂出入压缩机壳体的传热过程,导致计算误差。

本文建立了一个适合在涡旋压缩机制冷系统模拟中使用的涡旋压缩机模型。一方面要求模型最大程度包含影响压缩机性能的各种因素,另一方面又要剔除对压缩过程影响较小而计算量大的因素,从而有效减少计算量,节约整个系统模拟的时间。该模型综合考虑了吸气过热、吸气预压缩、泄漏、排气过压缩等各个因素对压缩机工作过程的影响,基于质量守恒和能量守恒建立涡旋压缩机的数学模型。

2.1 控制方程

涡旋压缩机为多压缩室结构,在压缩过程中涡旋盘内同时存在多个不同状态的压缩腔。取其中一对对称压缩腔为对象,如图2.1所示,对于吸气、压缩到排气的整个过程,建立涡旋压缩机的数学模型。

影响压缩机性能的主要因素包括:吸气压降、吸气加热、吸气预压缩、压缩过程泄漏、压缩过程传热、压缩结束时的过欠压缩、排气压降和排气传热等。根据试验研究[60]显示:随着制冷剂流量的增大,吸气压降和排气压降均有所增大,但其值相对于吸、排气压力为微小量,可忽略不计。压缩过程传热是指压缩腔壁面与制冷剂之间的换热。由于压缩过程的快速性,制冷剂在压缩腔中换热很小,故模型中可忽略压缩过程的传热影响。

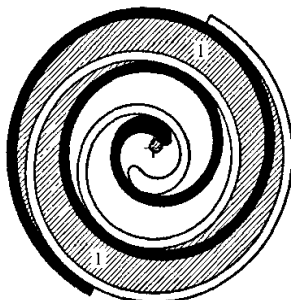


图 2.1 压缩腔示意图

由于涡旋压缩机中存在泄漏,所以涡旋压缩机的热力过程为开口系统的非稳定流动过程。

根据文献[63],不考虑压缩过程的热传递和吸、排气压降,压缩腔内气体的能量控制方程为:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mc_v} \left\{ -T \left[\frac{\partial p}{\partial T} \right]_v \left[\frac{dv}{d\theta} - \frac{1}{\rho} \left[\frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \right] \right] + \sum \frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) \right\} \quad (2.1)$$

其质量控制方程为:

$$dm = \sum dm_i - \sum dm_o \quad (2.2)$$

式中: θ —涡旋体旋转角; T —工作腔内气体的温度; p —工作腔内气体的压力; m —工作腔内气体的质量; c_v —气体的定容比热容; m_i —进入工作腔的气体质量; m_o —排出工作腔的气体质量; h —工作腔内气体的比焓; h_i —进入工作腔气体的比焓。

2.2 吸气过程传热模型

吸气过程中的热交换,影响着涡旋压缩机的实际吸气量和排气温度。吸气过程的热交换量由两部分组成:泄漏物传递的热量及通过吸气腔壁面的换热量。

2.2.1 泄漏物传热量

来自第 N (N 为压缩腔数) 个和第 $N-1$ 个压缩腔的泄漏物所带来的热量为:

$$\frac{dQ_{\alpha}}{d\theta} = \frac{dm_o}{d\theta} h_i(\theta) \quad (2.3)$$

式中: $\frac{dQ_{\alpha}}{d\theta}$ —外泄漏向吸气过程中传递的热量随主轴转角的变化率;

$\frac{dm_o}{d\theta}$ —外泄漏物的质量流率; $h_i(\theta)$ —外泄漏物的比焓;

2.2.2 通过吸气腔壁面的换热

涡旋压缩机的吸气过程是近乎连续的过程,在此过程中,吸入气体接受来自其周期的热量。吸气容积随主轴转角逐渐扩大,把吸气过程换热看成是管内对流换热,并满足迪特斯-波尔特 (Dittus-Boelter) 方程式:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{1/3} \quad (2.4)$$

式中: R_e —雷诺数, $R_e = \frac{d_e u \rho}{\mu}$; P_r —普朗特数, $P_r = \frac{\mu c_p}{\lambda}$; N_u —努塞尔数,

$N_u = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$; d_e —当量直径; α —对流换热系数; λ —热导率; μ —流体的动力粘

度； c_p —比定压热容； u —吸气口处气流速度； ρ —气体密度。

由于通过涡旋型线终端部分与涡旋体侧面、涡盘底平面构成的吸气孔口是非圆形的，故计算雷诺数 R_e 时要用当量直径。

$$d_e = \frac{4f}{U} = \frac{4hr[1 - \cos(\theta - \theta_s)]}{r[1 - \cos(\theta - \theta_s)] + h} \quad (2.5)$$

式中： f —吸气孔口的流通截面积； U —润湿周长，即通道壁面与流体接触的周长； r —主轴转动半径，即偏心量； h —涡旋体高度； θ_s —吸气结束角。

当 N_u 数确定后，可按下式求吸气过程的对流换热系数 α 。

$$\alpha = \frac{N_u \lambda}{d_e} \quad (2.6)$$

于是，吸气过程中通过壁面传递给气体的热量为

$$\frac{dQ_{bs}}{d\theta} = A_s \alpha \frac{dT}{d\theta} \quad (2.7)$$

式中： $dT/d\theta$ —壁面温度与主流体温度之间的平均温差随主轴转角的变化率；

A_s —吸气过程的壁面面积。

因此，吸气过程的热交换量时泄漏物传热和通过壁面的传热量之和。

$$\frac{dQ_s}{d\theta} = \frac{dm_0}{d\theta} h_i(\theta) + \frac{dQ_{bs}}{d\theta} \quad (2.8)$$

2.2.3 各压缩腔之间的换热

对于涡旋压缩机的 N 个压缩腔中的第 i 个压缩腔来说，它不仅接受从第 $i-1$ 个压缩腔中泄漏的气体带来的热量，而且通过向第 $i+1$ 个压缩腔泄漏气体而带走热量，同时，还与四周壁面进行换热。

由泄漏物传递的热量：

$$\frac{dQ_{ii}}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} h_{i-1}(\theta) - \frac{dm_{ie}}{d\theta} h_i(\theta) \quad (2.9)$$

式中： h_{i-1} —第 $i-1$ 个压缩腔中的流体比焓； h_i —第 i 个压缩腔中的流体比焓；

$dm_{in}/d\theta$ —由第 $i-1$ 个压缩腔泄漏至第 i 个压缩腔的气体质量随 θ 的变化率；

$dm_{ie}/d\theta$ —由第 i 个压缩腔泄漏至第 $i+1$ 个压缩腔的气体质量随 θ 的变化率。

通过压缩腔壁面的换热量：

第 i 个压缩腔的壁面面积为：

$$A_{bi} = 2\pi P^2 \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) + P(2i\pi - \theta)h \quad (2.10)$$

把涡旋压缩机各压缩腔之间的换热看作平板对流换热并满足 Johnson-Rebesine 方程式

$$N_u = 0.0296 R_s^{1/2} P_r^{2/3} \quad (2.11)$$

因此, 第 i 个压缩腔通过壁面的换热量为:

$$\frac{dQ_{bi}}{d\theta} = A_{bi} \frac{dT_i}{d\theta} \frac{\lambda N_u}{L_i} \quad (2.12)$$

式中: λ —流体的热导率; $\frac{dT_i}{d\theta}$ —第 i 个压缩腔通过壁面温度与主流体温度之间的平均温差随主轴转角的变化率。

分析第 i 个压缩腔的壁面, 可得

$$L_i = 3L_n = 3P(2i\pi - \theta) \quad (2.13)$$

式中: L_n —第 i 个压缩腔的轴向间隙泄漏线长度。

第 i 个压缩腔与周围的换热量为:

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = \frac{dQ_{hi}}{d\theta} + \frac{dQ_{bi}}{d\theta} \quad (2.14)$$

2.3 排气过程传热模型

高压气体通过排气孔口直接进入排气管道或进入机壳内, 向环境散热或与机壳内的零部件及流体交换热量后, 最终排出压缩机。高压腔涡旋压缩机的排气过程较为复杂。本研究采用能量守恒的方法计算, 即: 压缩机输入功率除用于压缩制冷剂以外全部转化为热量传递给排气, 排气向压缩机壳体和吸气管道散热。即

$$W_{in} (1 - \eta_{mot} \eta_{mec}) = Q_{dis} + Q_{suc} + Q_{amb} \quad (2.15)$$

式中: η_{mot} —电机效率; η_{mec} —机械效率; Q_{dis} —排气换热; Q_{amb} —环境散热; W_{in} —电机输入功率。

2.4 背压腔的换热

背压腔的换热也应包括两部分: 通过背压孔与中间压缩腔进行质量交换时传递的热量; 通过背压腔的壁面与外界交换的热量。

2.4.1 通过背压孔的换热量

设背压孔开在第 i 个压缩腔中, 则第 i 个压缩腔通过背压孔与背压腔的流体质量交换分为三种情况:

I. 当背压腔中气体压力大于中间压缩腔（第*i*个压缩腔）中的气体压力时，气体通过背压孔向第*i*个压缩腔迁移，其迁移量为：

$$\frac{dm_i(\theta)}{d\theta} = -\frac{\pi D_b^2 \rho_b(\theta)}{4\omega} \sqrt{2 \frac{P_b(\theta) - P_i(\theta)}{\rho_b(\theta)}} \quad (2.16)$$

式中： θ —主轴转角； D_b —背压孔直径； P_b —背压腔中气体压力； P_i —第*i*个压缩腔瞬时气体压力； ρ_b —背压腔内气体压力比。

II. 当背压腔中气体压力小于中间压缩腔（第*i*个压缩腔）中的气体压力时，气体通过背压孔，由第*i*个压缩腔泄漏至背压腔，气体的泄漏量为：

$$\frac{dm_i(\theta)}{d\theta} = \frac{\pi D_b^2 \rho_b(\theta)}{4\omega} \sqrt{2 \frac{P_i(\theta) - P_b(\theta)}{\rho_i(\theta)}} \quad (2.17)$$

III. 通过背压孔，由背压腔向中间压缩腔中泄漏的油或油气混合物的泄漏流率为：

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \frac{\pi r_b^4 \rho_b(\theta)}{12\mu B\omega} [P_b(\theta) - P_i(\theta)] + \frac{\pi}{3\omega} r_b^2 u_{\max} \rho_b(\theta) \quad (2.18)$$

式中： r_b —背压孔半径； B —背压孔的长度，即深度； u —排气孔口处气体流速； μ —油的动力粘度。

于是，由质量交换带来的热量交换量为：

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = -\frac{dQ_i}{d\theta} = \frac{dm_b}{d\theta} h_i(\theta) \quad \text{当 } p_i > p_b \text{ 时,} \quad (2.19)$$

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = -\frac{dQ_i}{d\theta} = -\frac{dm_b}{d\theta} h_b(\theta) \quad \text{当 } p_i < p_b \text{ 时.} \quad (2.20)$$

式中： $h_i(\theta)$ —第*i*个压缩腔中的气体在主轴转角为 θ 时的比焓； $h_b(\theta)$ —背压腔中的气体在主轴转角为 θ 时的比焓。

2.4.2 通过壁面的换热量

背压平衡腔中流体的流量与变化量以及速度变化，比压缩腔中的小得多。故将背压腔中的换热视为竖直平板表面自然对流，并满足 E.Pohlhausen 方程式：

$$N_u = 0.478 G_r^{1/4} \quad (2.21)$$

式中： G_r —格拉晓夫数， $G_r = \frac{g\beta l^3 \Delta t}{\nu^2}$ ； β —流体的体积膨胀系数（ $1/k$ ），对

理想气体 $\beta = 1/T$ ； Δt —壁面与流体的温差（℃）； l —特性尺度（m）； ν —流体的运

动粘度 (m^2/s); g —重力加速度 (m/s^2)。

所以, 背压腔通过壁面的换热量为:

$$\frac{dQ_{bb}}{d\theta} = A_{bb} \frac{\lambda N_u}{L_1} \frac{dT_b}{d\theta} \quad (2.22)$$

式中: A_{bb} —背压平衡腔的壁面积; L_1 —竖直平板的当量高度; $dT_b/d\theta$ —背压腔壁面温度与主流体温度之间的平均温差随主轴转角的变化率。

故, 背压平衡腔的换热量为:

$$\frac{dQ_b}{d\theta} = \frac{dQ_{bb}}{d\theta} + \frac{dQ_{bb}}{d\theta} \quad (2.23)$$

2.5 压缩腔内油吸热量

在制冷压缩机中, 压缩腔内的含油量比较多, 除通过供油孔向各摩擦面供油而其中相当一部分进入压缩腔外, 制冷剂与润滑油的互溶性也增加了压缩腔中气体的含油量。不论是强制冷却还是自然冷却, 润滑油总是在降低温度后, 重新由上油孔或上油管进入各摩擦面, 吸收十字环、密封环、涡旋体壁面、轴承等处的热量后, 随高压气体经排气孔排出。

假定储油槽中的油温为 T_{so} , 从压缩腔排出的油温与排气温度相同, 均为 T_d , 则油在压缩腔、十字环及轴承处的吸热量为:

$$\frac{dQ_{oil}}{d\theta} = \frac{G_o}{\omega} c_{po} (T_d - T_{so}) \quad (2.24)$$

式中: ω —主轴旋转角速度; G_o —油循环量; c_{po} —油的比定压热容。

2.6 机壳内气体的吸热量

对于低压壳体腔来说, 低压气体首先进入机壳内, 吸收机壳内的零部件散热及电动机散热后, 再由静涡盘与动涡盘之间的吸气通道进入吸气腔。尽管发生在机壳内的换热现象并不直接影响涡旋压缩机的压缩过程, 但由于机壳内的换热, 使得进入吸气腔中的气体温度升高, 从而间接地对压缩机的压缩过程产生影响。由于机壳内的零部件与吸入气体之间的换热量, 远小于电动机的散热量, 所以, 本文仅考虑电动机的散热对吸入气体温度升高的影响。

当涡旋压缩机工况稳定后, 电动机的散热量与气体的吸热量应相等。电动机的散热量由下式计算:

$$\frac{dQ_{mo}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} P_{in} (1 - \eta_{mo}) \quad (2.25)$$

式中： P_{in} —电动机输入功率； η_{mo} —电动机效率，一般情况下取 $\eta_{mo} = 0.8 \sim 0.9$ 。

由于电动机散热造成吸入气体的温升为：

$$\Delta T_s = \frac{P_{in}(1-\eta_{mo})}{c_{ps}q_m} \quad (2.26)$$

式中： c_{ps} —吸入气体的定压比热容； q_m —吸入气体的质量流量。

2.7 泄漏模型

假设压缩过程制冷剂的泄漏为绝热可压缩流体的节流过程，则通过泄漏口的质量流率为：

$$\begin{aligned} &\text{当 } \frac{p_d}{p_u} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ 时} \\ &\frac{dm}{dt} = C_d A p_u \left\{ \frac{2k}{R(k-1)T_u} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} &\text{当 } \frac{p_d}{p_u} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ 时} \\ &\frac{dm}{dt} = C_d A p_u \left[\frac{k}{RT_u} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.28)$$

式中： C_d —实际气体修正系数； A —泄漏面积； p_u —上游气体压力； T_u —上游气体温度； k —绝热指数； R —气体常数； p_d —下游气体压力。

2.8 本章小结

文中综合考虑了吸气过热、吸气预压缩、泄漏、排气过压缩等各个因素对压缩机工作过程的影响，建立了基于实际传热模型基础上的涡旋压缩机的数学模型。建立了吸热过程传热模型、排气过程传热模型、背压腔的换热模型、压缩腔内油吸热量、机壳内气体的吸热量以及泄漏模型。本模型主要用于研究涡旋压缩的内部压缩过程以及涡旋压缩机在不同工作条件下的性能表现。可以准确预测从吸气、压缩到排气的整个过程，计算压缩机的整体性能参数，如：质量流量、排气温度和功耗等。该模型可以用于研究传热、泄漏以及用于压缩机性能的优化设计和涡旋压缩机制冷系统的研究。

第3章 双涡旋压缩机传热特性分析

双涡旋齿涡旋压缩机的工作过程与单涡旋齿类似,因此有关单涡旋齿涡旋压缩机工作过程的研究方法也可用于双涡旋齿。本章通过双涡旋齿压缩机与单涡旋齿的比较,得出双涡旋齿涡旋压缩机工作过程特点,为进一步进行多涡旋齿涡旋压缩机的工作过程研究提供理论依据。

3.1 工作腔的形成特点

单涡旋齿涡旋压缩机在工作中同时形成2组工作腔,如图3.1所示,在a)图中2组工作腔同时吸气完成,设此时的曲轴转角为 θ_i ;在b)图中下一周期的2组工作腔吸气完成,此时的曲轴转角为 $\theta_i+2\pi$;在c)图中2组工作腔同时开始排气。

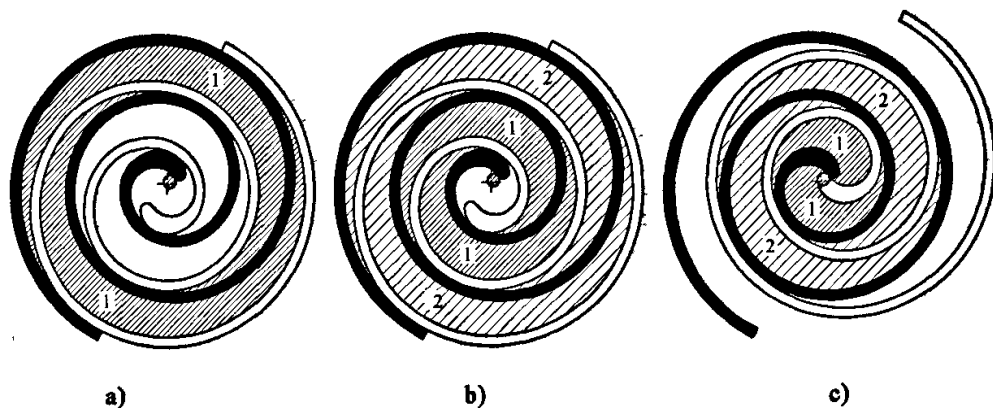


图 3.1 单涡旋齿涡旋压缩机的工作过程

a) 2组工作腔同时吸气完成 b) 下一周期2组工作腔同时吸气完成 c) 2组工作腔开始排气

双涡旋齿涡旋压缩机则不同,其工作过程如图3.2所示,在a)图中第1组工作腔吸气完成,设此时的曲轴转角为 θ_i ;经过 $\pi/2$ 角度后,在b)图中第2组工作腔吸气完成,则此时的曲轴转角为 $\theta_i+\pi/2$;在c)图中第3组工作腔吸气完成,此时的曲轴转角为 $\theta_i+\pi$;在d)图中第4组工作腔吸气完成,此时的曲轴转角为 $\theta_i+3\pi/2$;在e)图中的第1组工作腔的下一周期工作腔吸气完成,此时的曲轴转角为 $\theta_i+2\pi$,主轴旋转了一周;在f)图中第1组工作腔压缩过程结束,开始排气;接下来随着曲轴的旋转,其它工作腔也依次开始排气。可见双涡旋齿涡旋压缩机在工作中形成了4组工作腔,各工作腔依次实现吸气、压缩和排气,其相位间隔 90° 。

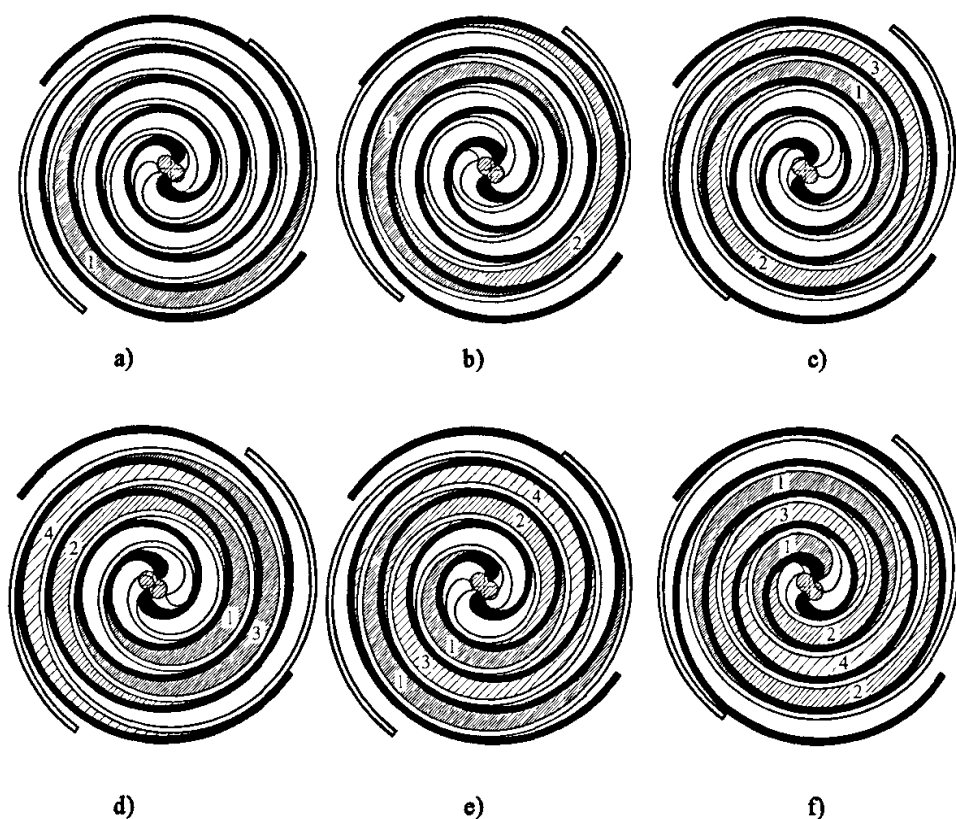


图 3.2 双涡旋齿涡旋压缩机的工作过程

- a) 第 1 组工作腔吸气完成 b) 第 2 组工作腔吸气完成 c) 第 3 组工作腔吸气完成
d) 第 4 组工作腔吸气完成 e) 第 1 组工作腔下一循环工作腔吸气完成 f) 第 1 组工作腔开始排气

此外单涡旋齿涡旋压缩机的工作腔与其它 3 个工作腔相邻，其中 1 个是其同组工作腔，工作腔内的气体状态参数相同，彼此之间不发生泄漏和热交换，因而单涡旋齿工作腔仅与 2 个相邻工作腔有泄漏和热交换，如图 3.1 所示；而双涡旋齿涡旋压缩机工作腔与其它 4 个工作腔相邻，如图 3.2 所示，各个工作腔内的气体状态参数都不同，因而双涡旋齿工作腔内的气体与 4 个相邻工作腔内的气体之间都有泄漏和热交换。

3.2 压缩过程热力学模型

由于双涡旋齿工作腔的形成特点和相邻关系与单涡旋齿显著不同，使得在压缩过程中其工作腔内气体之间的径向泄漏和传热有所不同。

根据热力学第一定律和质量守恒定律，考虑工作腔之间的泄漏和传热，依据变质量热力学理论，采用控制容积分析法，对压缩过程进行模拟。以任意工作腔

内的气体为控制容积，如图 3.3 所示。并假设：被压缩气体为理想气体，且比热恒定；控制容积内的气体状态参数相同；忽略气体的动能和势能变化，忽略流动损失；不考虑工作中动静涡旋的受力变形和受热变形。

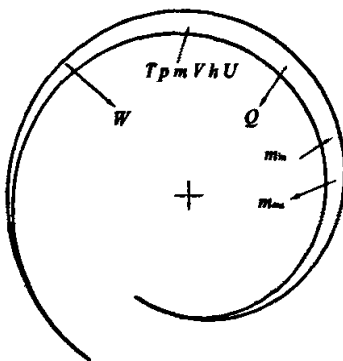


图 3.3 控制容积

根据能量方程，在压缩过程中，对控制容积内的气体有

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum h_{in} \frac{dm_{in}}{dt} - h \sum \frac{dm_{out}}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (3.1)$$

根据质量守恒有

$$\frac{dm}{dt} = \sum \frac{dm_{in}}{dt} - \sum \frac{dm_{out}}{dt} \quad (3.2)$$

以上公式中流入控制容积的气体质量取正号，流出控制容积的气体质量取负号；气体吸热取正号，气体放热取负号；气体对外做功取正号，外界对气体做功取负号。

由于控制体积为理想气体，有

$$pV = mRT, \quad U = mC_v T, \quad h = C_p T, \quad R = C_p - C_v, \\ K = C_p / C_v, \quad dW = p dV \quad (3.3)$$

将式 (3.3) 代入式 (3.1) 即可得到压缩过程中考虑气体泄漏的热力学第一定律表达式，为

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{mRT}{V} \frac{dV}{dt} + \sum C_p T_{in} \frac{dm_{in}}{dt} - C_p T \sum \frac{dm_{out}}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} + \\ C_v T \left(\sum \frac{dm_{in}}{dt} - \sum \frac{dm_{out}}{dt} \right) \quad (3.4)$$

若忽略泄漏的影响，则变为

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (3.5)$$

即得多变压缩过程

$$pV^n = C, \quad n = 1 - \frac{R}{C_v} \left(\frac{dQ}{dW} - 1 \right) \quad (3.6)$$

以上各式中： C_p —气体的定压比热； C_v —气体的定容比热； R —气体的气体常数； h —气体的比焓； n —多变压缩指数。

3.3 泄漏模型

泄漏是影响压缩机效率的关键因素之一，涡旋压缩机中的泄漏主要包括通过涡旋齿轴向啮合间隙的径向泄漏和通过涡旋齿径向啮合间隙的切向泄漏。由于双涡旋齿涡旋压缩机各工作腔之间的相邻关系与单涡旋齿不同，因而气体的径向泄漏和径向泄漏线长度与之不同。双涡旋齿工作腔内气体间的泄漏情况如下：

由前 2 组工作腔向本工作腔的径向漏入的质量 dm_{in1} 、 dm_{in2} ，其泄漏线长度分别为 L_{in1} 、 L_{in2} ，如图 3.5a) 中的 DC 段和 DB 段；

由本工作腔向后 2 组工作腔的径向漏出的质量 dm_{out1} 、 dm_{out2} ，其泄漏线长度分别为 L_{out1} 、 L_{out2} ，如图 3.5a) 中的 AC 段和 AB 段；

由前一周期的同组工作腔向本工作腔的切向漏入质量 dm_{in3} ；

由本工作腔向后一周期的同组工作腔的切向漏出质量 dm_{out3} 。

3.3.1 径向泄漏

假设通过轴向间隙的泄漏流动为不可压缩、粘性流动，如图 3.4 所示， P_1 为高压腔的压力， P_2 为低压腔之间的压力，则高压腔与低压腔之间的压力损失可用下式表示：

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{u_m^2}{2g} \quad (3.7)$$

式中： L —轴向间隙长度，即径向泄漏线长度； g —重力加速度； u_m —平均流速； ρ —气体密度；

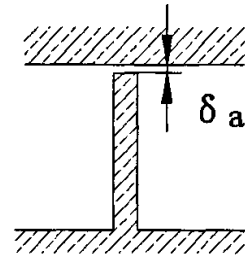


图 3.4 径向泄漏

D —当量直径，其值为 $D = \frac{2\delta_a W}{(\delta_a + W)}$ ； W —轴向间隙宽度； δ_a —轴向间隙高

度； λ —摩擦系数，根据文献[65]，紊流时其值为 $\lambda=0.3164\text{Re}^{-0.25}$ ； R_e —雷诺数，其值为 $R_e=\frac{Du_m}{\mu/\rho}$ ； μ —动力粘度。

质量泄漏量 Q_s 为

$$Q_s = \rho \delta_a L u_m \quad (3.8)$$

若给定压力 P_1, P_2 ，可求得质量泄漏量 Q_s ，将其转化为对转角的质量变化率，可得

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{\rho \delta_a L u_m}{\omega} \quad (3.9)$$

3.3.1.1 径向泄漏线

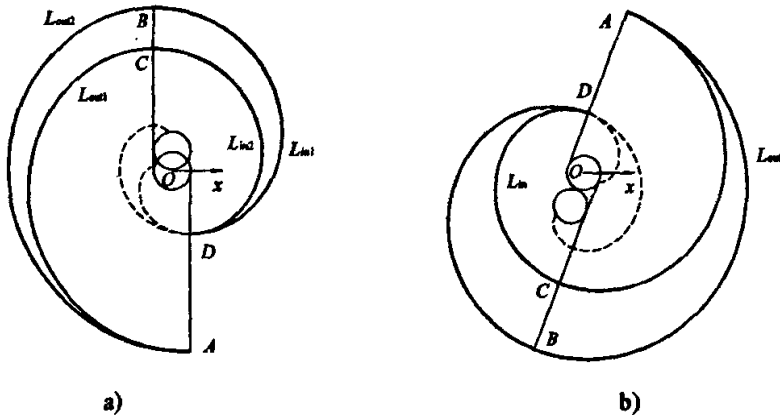


图 3.5 径向泄漏线长度

a) 双涡旋齿 b) 单涡旋齿

径向泄漏线长度是随曲轴转角的变化而变化的，如图 3.5 所示，设 a) 图中 A 点对应于静涡旋齿壁 ACD 的中线展角和发生角分别为 ϕ_1 和 α_1 ，则 A 点对应于动涡旋齿壁 ABD 的中线展角和发生角分别为 ϕ_1 和 α_2 ，各角度之间满足 $\alpha_2 = \alpha_1 - R_{or}/R_b$ ，该工作腔的泄漏线长度 L_{in1} 、 L_{in2} 、 L_{out1} 、 L_{out2} 分别为

$$L_{in1} = \frac{1}{2} R_b [(\phi_1 - \alpha_2 - \pi)^2 - (\phi_1 - \alpha_2 - 2\pi)] \quad (3.10)$$

$$L_{in2} = \frac{1}{2} R_b [(\phi_1 - \alpha_1 - \pi)^2 - (\phi_1 - \alpha_1 - 2\pi)] \quad (3.11)$$

$$L_{out1} = \frac{1}{2} R_b [(\phi_1 - \alpha_1)^2 - (\phi_1 - \alpha_1 - \pi)] \quad (3.12)$$

$$L_{out2} = \frac{1}{2} R_b [(\phi - \alpha_2)^2 - (\phi - \alpha_2 - \pi)] \quad (3.13)$$

径向泄漏的泄漏通道面积为轴向啮合间隙与径向泄漏线长度的乘积；

对于单涡旋齿，如图 3.5 b) 所示，由于 AC 和 DB 两段的两侧是同组工作腔没有泄漏，因而其径向泄漏线仅有 AB 段和 DC 段，因而双涡旋齿工作腔的径向泄漏线长度比单涡旋齿增加 1 倍。

3.3.2 切向泄漏

引起切向泄漏的因素主要有加工精度与装配精度等原因形成的静态间隙以及防自转机构不能理想地控制动盘的自转而造成的动态间隙。

根据泄漏间隙的形成特点，可将泄漏通道模拟为两个不同半径的圆柱和圆筒在一定条件下形成的间隙，将泄漏视为流体流过理想的收缩喷管模型，同时为了考虑实际流体与理想流体存在的区别，引入了流量系数 α ，其泄漏方程为

$$m = \alpha \frac{A}{v_1} \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (3.14)$$

式中： α —流量系数，通常取 0.9； A —泄漏面积， $A = \delta h$ ； ε —压力比。切向泄漏的通道面积 A 为径向啮合间隙 δ 与涡旋齿高度 h 的乘积；

3.4 工作腔之间的传热

涡旋压缩机的压缩过程较长，各工作腔内气体之间的换热主要考虑对流换热，传导和辐射部分的传热量很小可以忽略。由牛顿冷却公式并简化传热面积的位置函数对传热量的影响，采用取传热面积上的平均换热系数和平均温差来求解换热量，可得对流换热的传热量为

$$dQ_c(t, S) = \alpha(t, S) \Delta t(S) S dt \quad (3.15)$$

由于压缩机工作腔在随着主轴转角的变化过程中，其轴向剖面一直保持矩形截面，在此将工作腔几何形状视为变截面矩形管。考虑到腔内的环流影响，采用矩形截面螺旋管内紊流模拟气体和壁面之间传热，工作腔内的平均对流系数为

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{D_{ef}} R_v^{0.8} P_r^{0.4} \left(1 + 1.77 \frac{D_{ef}}{R_{ave}} \right) \quad (3.16)$$

式中： D_{ef} —矩形管的当量直径； R_{ave} —工作腔的平均弯曲半径； R_v —雷诺数；

P_r —普朗特数。

在单涡旋齿涡旋压缩机中, 工作腔内气体的传热量由四个部分组成, 即工作腔经静盘内壁向外界环境的传热 dQ_1 ; 其它工作腔向本工作腔的传热 dQ_2 ; 本工作腔向其它工作腔的传热 dQ_3 , 本工作腔经动盘底面向背压腔的传热 dQ_4 。而对于双涡旋齿涡旋压缩机, 由于各工作腔之间的相邻关系不同, 因而 dQ_2 则变为前 2 组工作腔向本工作腔的传热, dQ_3 则变为本工作腔向后 2 组工作腔的传热; 而 dQ_1 和 dQ_4 则与单涡旋齿完全相同。在稳态传热过程中, 热流体所放出的热量等于冷流体所吸收的热量^[64], 因此工作腔的换热量可按串联环节热阻分析获得。

前 2 组工作腔向本工作腔的传热量 dQ_2 为

$$\begin{aligned} \frac{dQ_2}{d\theta} = & \frac{1}{\omega} \frac{T(\theta + \pi/2) - T(\theta)}{\frac{1}{\alpha(\theta + \pi/2)S_i(\theta)} + \frac{t}{\lambda S_i(\theta)} + \frac{1}{\alpha(\theta)S_i(\theta)}} + \\ & \frac{1}{\omega} \frac{T(\theta + 3\pi/2) - T(\theta)}{\frac{1}{\alpha(\theta + 3\pi/2)S_i(\theta)} + \frac{t}{\lambda S_i(\theta)} + \frac{1}{\alpha(\theta)S_i(\theta)}} \end{aligned} \quad (3.17)$$

式中: $S_i(\theta)$ —两工作腔之间的平均换热面积; t —涡旋齿厚度; $T(\theta + \pi/2)$ 、 $T(\theta + 3\pi/2)$ —前 2 组工作腔的介质温度; $\alpha(\theta + \pi/2)$ 、 $\alpha(\theta + 3\pi/2)$ —前 2 组工作腔介质的对流传热系数。

由本工作腔向后 2 组工作腔的传热量 dQ_3 为

$$\begin{aligned} \frac{dQ_3}{d\theta} = & \frac{1}{\omega} \frac{T(\theta - \pi/2) - T(\theta)}{\frac{1}{\alpha(\theta - \pi/2)S_o(\theta)} + \frac{t}{\lambda S_o(\theta)} + \frac{1}{\alpha(\theta)S_o(\theta)}} + \\ & \frac{1}{\omega} \frac{T(\theta - 3\pi/2) - T(\theta)}{\frac{1}{\alpha(\theta - 3\pi/2)S_o(\theta)} + \frac{t}{\lambda S_o(\theta)} + \frac{1}{\alpha(\theta)S_o(\theta)}} \end{aligned} \quad (3.18)$$

式中: $S_o(\theta)$ —两工作腔之间的平均换热面积; $T(\theta - \pi/2)$ 、 $T(\theta - 3\pi/2)$ —后 2 组工作腔的介质温度; $\alpha(\theta - \pi/2)$ 、 $\alpha(\theta - 3\pi/2)$ —后 2 组工作腔介质的对流传热系数。

工作腔内介质总传热量为

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} + \frac{dQ_2}{d\theta} + \frac{dQ_3}{d\theta} + \frac{dQ_4}{d\theta} \quad (3.19)$$

3.5 本章小结

与单涡旋齿涡旋压缩机相比,双涡旋齿涡旋压缩机在工作过程具有以下特点:

(1) 在主轴旋转一周内,双涡旋齿形成 4 组工作腔,且 4 组工作腔依次吸气和排气,其相位相差 90° ,各组工作腔容积及腔内气体的状态参数各不相同;而单涡旋齿的 2 组工作腔同时形成,2 组工作腔容积和腔内气体状态参数都相同;

(2) 双涡旋齿工作腔的相邻工作腔有 4 个,相邻工作腔内气体之间有径向泄漏和传热;而单涡旋齿工作腔的相邻工作腔有 3 个,仅与其中 2 个产生径向泄漏和传热,另外 1 个为同组工作腔;

(3) 双涡旋齿各工作腔之间的径向泄漏线长度和传热面积比单涡旋齿工作腔增加 1 倍,因而双涡旋齿工作腔之间的径向泄漏严重、换热复杂;

(4) 双涡旋齿的 4 组工作腔依次完成吸气和排气,因而吸排气气体脉动小;

第4章 涡旋压缩机在液体制冷剂注入时的热力特性

液体制冷剂注入涡旋压缩机是近几年出现的一种新型技术,最初是由日本科技工作者提出的。目前,这种技术仅限于实验室研究阶段,还有待深入发展与完善。目前地研究成果表明,这项技术能够有效地降低压缩机的排气温度,提高制冷剂的循环效率和冷凝器的热传递效率。

液体制冷剂注入技术分为两种:蒸气制冷剂注入和液体制冷剂注入。前者用于同容量的压缩机为提高制冷能力而设的节约循环装置,后者经常用于降低较高的排气温度以确保压缩机的正常运转和防止制冷剂的减少。文中以液体制冷剂注入为研究对象,考虑诸多影响因素如:从涡旋壁到吸气阶段的热传递造成的影响、压缩腔内制冷剂压缩带来的影响以及制冷剂从注入通道流入所产生的影响等,建立了较为准确地数学模型。此外,还建立了制冷剂注入下的压缩机气缸分析模型来研究制冷剂在潮湿环境中的压缩特性。虽然前人对注入制冷剂的涡旋压缩机的行为也作了相应的研究,然而注入制冷剂对压缩机的行为地基本影响没有阐述清楚。而这正是本文要解决的问题。

通常,冷凝器上热载荷的释放分为三个阶段:蒸气阶段、气液两相阶段、液体阶段。液体制冷剂注入技术有效降低了压缩机排出的过热蒸气,促进了蒸气阶段向气液两相阶段地转变,显著改善了冷凝器的热传递行为,提高了冷凝器的热传递效率。

4.1 制冷剂注入的涡旋压缩机的热力学模型

传统的涡旋压缩机由吸气孔吸入制冷剂气体,然后在压缩腔中经过压缩最后经排气孔排出。液体制冷剂注入的压缩机除上述结构外,在静涡旋上开设一对注入孔,制冷剂液体由此注入,如图 4.1 所示。这样在压缩腔中,同时存在着制冷剂蒸气和制冷剂液体,注入的制冷剂液体根据此时压缩腔中压力,一部分可汽化形成蒸气,另一部分仍是液体状态。在控制容积中,吸入制冷剂气体、注入制冷剂液体、排出制冷剂以及在制冷剂与涡旋壁之间发生的热交换都是动态存在的,它们之间的热量交换关系将在下文阐述。

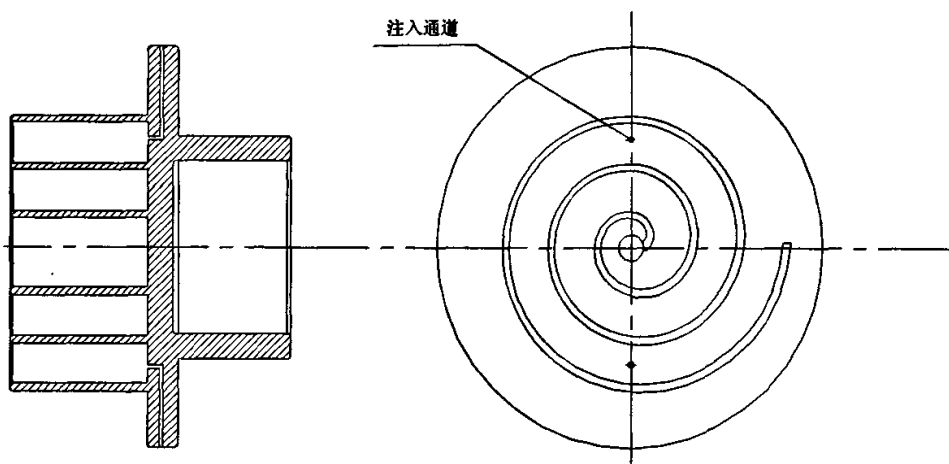


图 4.1 开设有注入通道的静涡旋

4.1.1 制冷剂注入的压缩机缸体的普遍模型

液体制冷剂注入的涡旋压缩机涡旋腔中制冷剂工况的分析模型见图 4.2 所示。

在控制容积中，发生着如下过程：吸入制冷剂、注入制冷剂、排出制冷剂、制冷剂与控制容积之间的热传递。由于液体制冷剂的注入，在控制容积中同时存在着液体状态和蒸气状态，并且这两种状态相互转变。

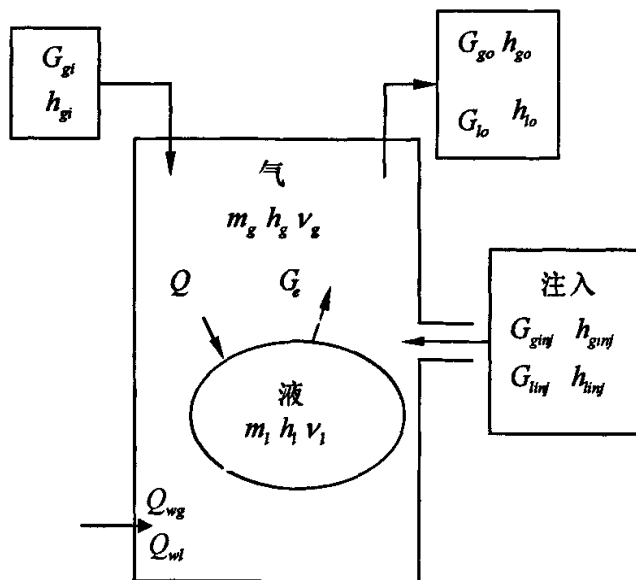


图 4.2 控制容积分析模型

以控制容积为研究对象，在控制容积中，制冷剂蒸气的质量 m_g 和制冷剂液体的质量 m_l 同时存在，从蒸气制冷剂到液体制冷剂传递的热量为 Q ，涡旋壁和液体制冷剂之间的传热为 Q_{wl} ，涡旋壁和气体制冷剂之间的传热为 Q_{wg} ，液体制冷剂的

蒸发量为 G_e 。其能量守恒方程和质量守恒方程^[76]为:

$$\frac{d(m_g u_g)}{dt} = G_{gi} h_{gi} + G_{gin} h_{gin} + G_e h_g - G_{go} h_{go} - Q + Q_{wg} - \frac{pd(m_g v_g)}{dt} \quad (4.1)$$

$$\frac{dm_g}{dt} = G_{gi} + G_{gin} - G_{go} + G_e \quad (4.2)$$

式中: u_g —蒸气的比内能; G_{gi} —流入蒸气的质量流动率; G_{go} —流出蒸气的质量流动率; h_{gi} —流入蒸气的比焓; h_{go} —流出蒸气的比焓; G_{gin} —注入蒸气的质量流动率; h_{gin} —注入蒸气的比焓; h_g —气体的比焓; v_g —气体的比容。

控制容积的体积改变方程为:

$$\frac{dV}{dt} = G_e (v_g - v_l) + v_g (G_{gi} + G_{gin} - G_{go}) + v_l (G_{lin} - G_{lo}) + m_g \frac{dv_g}{dt} \quad (4.3)$$

式中: V —体积; v_l —液体的比容; G_{lin} —注入液体的质量流动率; G_{lo} —流出液体的质量流动率。

4.1.2 热量流动的描述方程

在制冷剂气体吸入、制冷剂液体注入及涡旋壁与制冷剂之间的传热这些动态的过程中, 热量按下列几个公式计算。

4.1.2.1 吸气过程

从制冷剂吸气通道进入到压缩室之间的热量流量可表示为

$$Q_s = A_s \alpha_s (T_s - T_{mc}) \quad (4.4)$$

式中: A_s —从吸气孔到制冷剂吸入孔的热传递面积; T_{mc} —吸入制冷剂的温度; T_s —从吸气孔到制冷剂吸入孔的涡旋壁温度; α_s —热传递系数, 从 Dittus-Boelter 公式推导出:

$$\alpha_s = 0.023 \left(\frac{\lambda}{D_s} \right) \left(\frac{UD_s}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.5)$$

式中: U —制冷剂流动的速度; D_s —吸气通道的直径; λ —导热系数, ν —动粘度; Pr —制冷剂雷诺数。

4.1.2.2 压缩室阶段

在压缩过程中, 制冷剂从吸气过程, 压缩过程和排气过程中吸收热量, 在压缩室中, 从涡旋壁传给制冷剂的热量由下式表示:

$$Q_w = A_w \alpha_w (T_w - T) \quad (4.6)$$

式中: T —制冷剂温度; T_w —压缩室壁的温度; A_w —热传递面积, 即吸气腔

和压缩腔中, 涡旋壁外围面积和涡旋上下表面积的总和; α_w —热传递系数, 由 Dittus-Boelter 公式推导出:

$$\alpha_w = 0.023 \left(\frac{\lambda}{D_s} \right) \left(\frac{UD_s}{\nu} \right)^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (4.7)$$

与公式 (2) 不同的是: D_s —涡旋的基圆半径; $U=3\omega r$ ω —角速度。
制冷剂的性质根据吸气和排气过程的平均压力条件确定。

4.1.2.3 注入过程

液体制冷剂从注入通道到进入压缩室之前所吸收的热量可由下式表示:

$$Q_p = A_p \alpha_p (T_p - T_{inj}) \quad (4.8)$$

式中: T_p —注入通道的涡旋壁的温度; T_{inj} —在注入通道压力下的制冷剂饱和温度; A_p —注入通道的热传递面积; α_p —热传递系数, 可由下式表示

$$\alpha_p = 0.023 \left(\frac{\lambda}{D_s} \right) \left(\frac{UD_s}{\nu} \right)^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (4.9)$$

与公式 (2) 不同的是: D_s —通道直径; U —注入速度。

4.2 实验装置与实验方法

参考文献[76], 本文对有关实验和数据做如下讨论。实验时, 分别将单涡旋齿涡旋压缩机和双涡旋齿涡旋压缩机连接在制冷循环中, 如图 3.3 所示。液体制冷剂从冷凝器的出口流出, 通过流量计、控制阀经由注入通道流入压缩室。制冷剂蒸气则经过蒸发器经由吸气孔进入压缩室。实验用压缩机如图 3.4 所示。试验中, 油的循环由齿轮泵驱动, 油的粘性由粘度计测量。通过蒸发器的制冷剂流动率由 Coriolis 型流量计测量, 流入制冷剂注入通道的流量由椭圆形流量计测量。压缩机吸排气压力由 Bourdon-tube 压力计测量。循环中许多待测点的温度、箱体内部油的温度以及排气温度由 C-C 热电偶测量。压缩机的电量输入由数字电表测量。

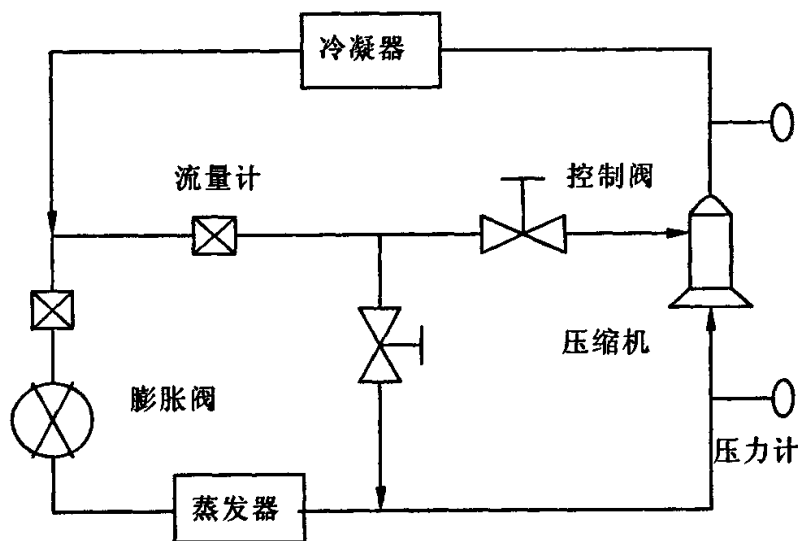
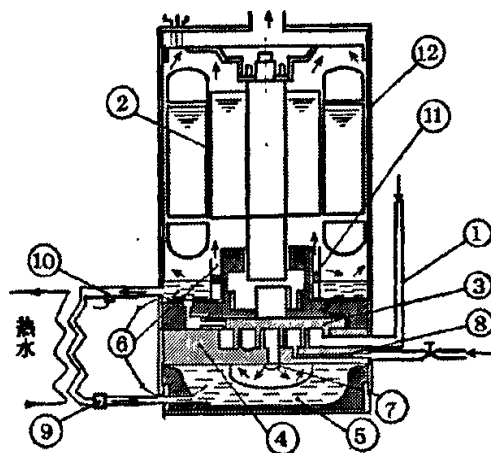


图 4.3 制冷循环实验装置



1. 吸气孔 2. 电机 3. 动涡旋 4. 静涡旋 5. 油 6. 热电偶
7. 排气孔 8. 注入通道 9. 泵 10. 粘度计 11. 分离器 12. 箱体

图 4.4 实验用涡旋压缩机

4.3 实验结果分析

4.3.1 单涡旋压缩机的制冷循环实验

在单涡旋齿涡旋压缩机的制冷循环实验中，实验分成两部分采集数据：一、保持油温 $T_{oil} = 80^{\circ}\text{C}$ 恒定状态时，排气温度、压缩效率、压缩功率以及制冷剂质量流动率与注入率 R （ R 为注入制冷剂的质量流动率与吸气通道吸入地制冷剂的质量流动率的比率）的关系；二、不保持油温恒定状态下，上述参数与注入率的关系。实验结果分析如下。

图 4.5 表示排气温度与注入率的关系。从图中可清晰看到，随着液体制冷剂注入率的增加，排气温度呈线性降低趋势。油温在非恒定状态下，排气温度下降速度较油温恒定时下降速度大，这说明了制冷剂注入阶段所发生的热传递对排气温度影响的很大，有效地降低了排气温度，这对于制冷循环是非常有利的。验证了上述理论模型中的热传递模型是正确的。

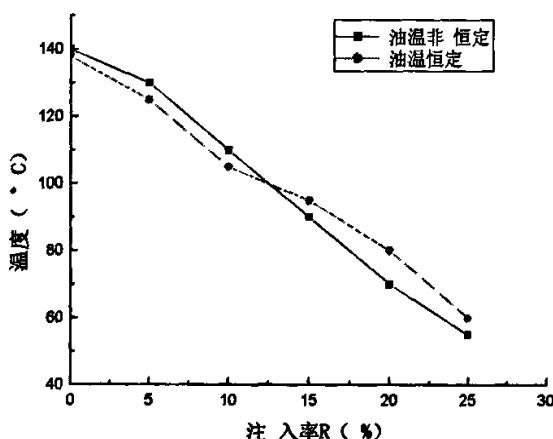


图 4.5 排气温度与注入率的关系

当注入率达到一定量时，液体制冷剂将不会全部汽化，这是由于当制冷剂气体的温度降低到吸气温度时，将不再降温放热，此时注入的液体制冷剂只有一部分汽化，另一部分仍是液体状态。以上述样机为例，讨论液体制冷剂注入率的最大值。

已知：制冷工质 R22，吸气温度 35°C ，排气温度 140°C ，排气量 $3.3\text{ m}^3/\text{min}$ ，平均排气压力为 $p = 0.118\text{ mPa}$ 。

由查表可得，R22 的定压比热 $C_p = 0.6029\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{k})$ ，标准状况下的密度为 $\rho_{\text{标}} = 3.860\text{ kg}/\text{m}^3$ ，潜热为 $Q_{\text{潜}} = 229.4\text{ kJ}/\text{kg}$ 。

压缩腔中，制冷剂气体放出的热量等于液体制冷剂汽化所吸收的热量。

(1) 计算压力为 0.118 mPa 时，制冷剂密度 ρ

$$p_{\text{标}}v = \frac{m}{M}RT_{\text{标}} \quad p_{\text{标}}M = \rho_{\text{标}}RT_{\text{标}}$$

$$\frac{\rho_{\text{标}}}{\rho} = \frac{p_{\text{标}}MT}{T_{\text{标}}pM} = \frac{1.013 \times 10^5 (273.5 + 35)}{(273.5 + 20) \times 1.18 \times 10^5}$$

$$\rho = 4.278\text{ kg}/\text{m}^3$$

(2) 计算注入率 R

质量流动率 $M = \rho v_{\text{排}} = 4.278 \times 3.3 = 14.117\text{ kg}/\text{min}$

制冷剂气体放出的热量：

$$Q_{\text{放}} = MC_p(T_2 - T_1) = 14.117 \times 0.6029 \times (140 - 35) = 893.670 \text{ kJ/min}$$

液体制冷剂汽化吸收的热量: $Q_{\text{吸}} = Q_{\text{放}}$

$$Q_{\text{吸}} = R \times M \times Q_{\text{潜}}$$

$$893.670 = R \times 14.117 \times 229.4$$

$$R = 27.6\%$$

由上述计算可知,当注入率达到 27.6% 以上时,液体制冷剂将不能完全汽化。

图 4.6 表示静涡旋从吸气孔吸入制冷剂的质量流动率与从静涡旋注入通道注入制冷剂的注入率之间的关系。从图中可看出,油温在恒定状态下,制冷剂质量流动率随着注入率的增加几乎没有变化,但是,在油温随外界改变的情况下,吸入的制冷剂气体质量流动率呈现略微增加的趋势。这主要是由于注入的液体制冷剂部分汽化,引起压缩室温度降低,从而使吸入的制冷剂的质量流动率增加。

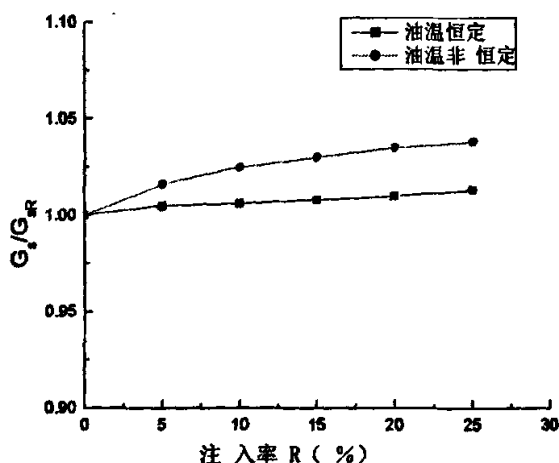


图 4.6 吸入质量流动率与注入率的关系

(注: G_s —吸入的质量流动率; G_R —注入率为 R% 时的质量流动率)

图 4.7 表示压缩功率与制冷剂注入率的关系。从图中总的趋势看,压缩功率随着液体制冷剂注入率增加而缓慢增加。通常,压缩功率的变化由压缩室内压力的变化决定的。当液体注入率增加时,由于液体制冷剂部分汽化形成蒸气,使压缩室内压力增加,从而致使压缩功率增大。但是,在油温非恒定状态下,功率的增加不如油温恒定时显著,这主要是由于热传递的影响减弱了压缩室内压力增加地趋势。当注入率达到 16% 以后,压缩功率显著上升,这是由于油粘性下降而导致压缩功率上升。

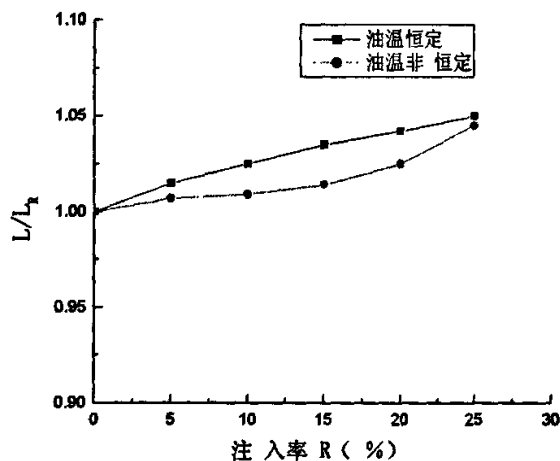


图 4.7 压缩功率与注入率的关系

(注: L ——压缩机功率; L_k ——注入率为 $R\%$ 时的压缩机功率)

图 4.8 表示压缩效率与注入率的关系。油温在恒定状态下,随着注入率增加,压缩效率降低主要是由于压缩功率增长而造成的。在油温非恒定状态下,注入率处于 $0\sim 16\%$ 范围时,压缩效率随注入率增加呈略微增加趋势,这是由于热传递的发生降低了压缩室温度,有助于提高压缩效率。当注入率超过 16% 以后,由于压缩功率急剧增加,致使压缩效率下降。

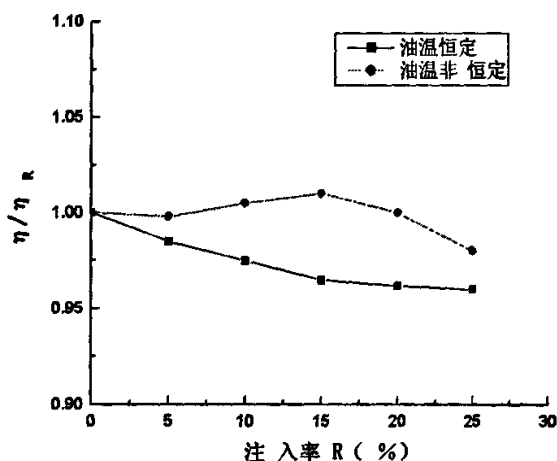


图 4.8 压缩效率与注入率的关系

(注: η ——压缩效率; η_k ——注入率为 $R\%$ 时的压缩效率)

图 4.9 表示油的粘度与注入率的关系。图 4.10 表示制冷剂在油中的溶解率与注入率的关系。图中表明,随着注入率的增加,由于油的温度逐渐降低,制冷剂的溶解性逐渐增加。在较高注入率范围内,制冷剂的大量溶解将引起油的粘性大大降低,这将引起压缩机的机械损失加大,这在一定程度上将增加压缩功率。

实验中还可观察到，油中出现泡沫并且油从密闭容器中渗出，这会降低压缩机的可靠性。

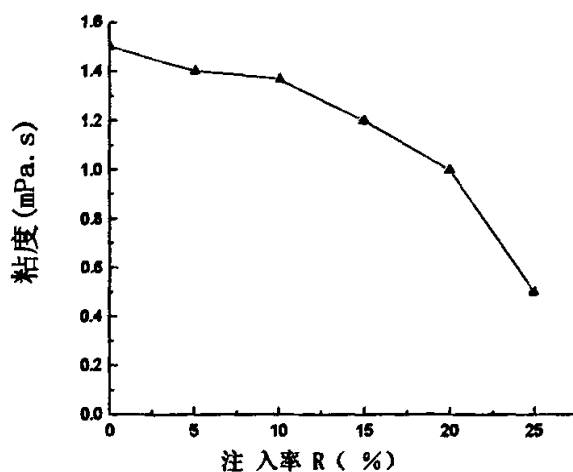


图 4.9 油的粘度与注入率的关系

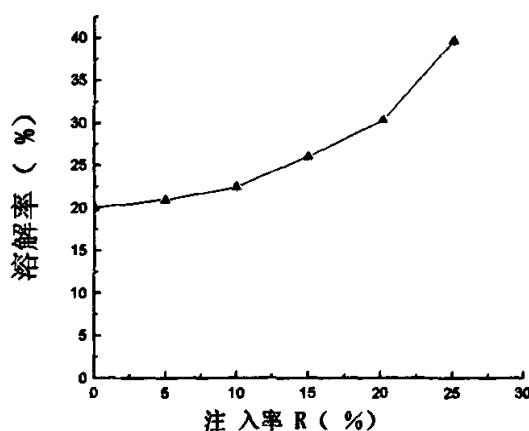


图 4.10 制冷剂的溶解性与注入率的关系

单涡旋齿涡旋压缩机制冷循环实验表明热传递对排气温度、压缩功率、压缩效率有着显著地影响，这与前面建立的理论模型比较符合。热传递对排气温度的影响较其余两项显著，有效地降低排气温度，同时有利于降低压缩功率由于注入率的增加而增加的趋势，从而改善压缩效率。

4.3.2 双涡旋压缩机的制冷循环实验

双涡旋压缩机的制冷循环实验装置与单涡旋压缩机的相同。实验中，测得了

在油温非恒定状态下, 排气温度、压缩功率、压缩效率与注入率的关系。并将实验结果与单涡旋压缩机实验结果做了分析对比, 其分析结果如下。

图 4.11 表示排气温度与注入率的关系。由图中可看出, 随着注入率的增加, 排气温度显著降低。但是, 双涡旋压缩机实验中排气温度降低趋势较单涡旋缓慢, 这主要是由于双涡旋传热面积比单涡旋增加近一倍, 因而热传递效率高, 更加有利于排气温度的降低。

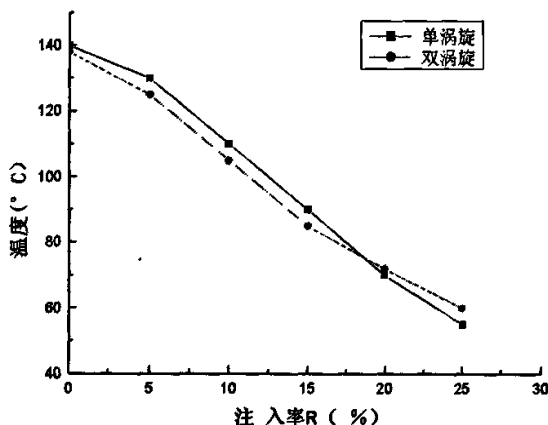


图 4.11 排气温度与注入率的关系

图 4.12 表示压缩功率与注入率的关系。从总的趋势看, 双涡旋的压缩功率较单涡旋压缩功率增加缓慢, 这也是由于双涡旋热传递效率较高, 有利地降低了压缩腔中压力增长的趋势, 从而缓解了压缩功率增加的趋势。

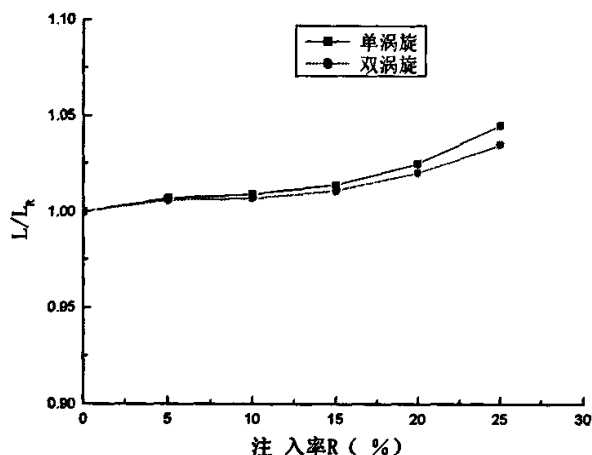


图 4.12 压缩功率与注入率的关系

图 4.13 表示压缩效率与注入率的关系。由图中可见, 双涡旋压缩机的压缩效率较单涡旋压缩机高。这是由于双涡旋吸气量大, 传热面积大, 从而热传递效

率高造成的。

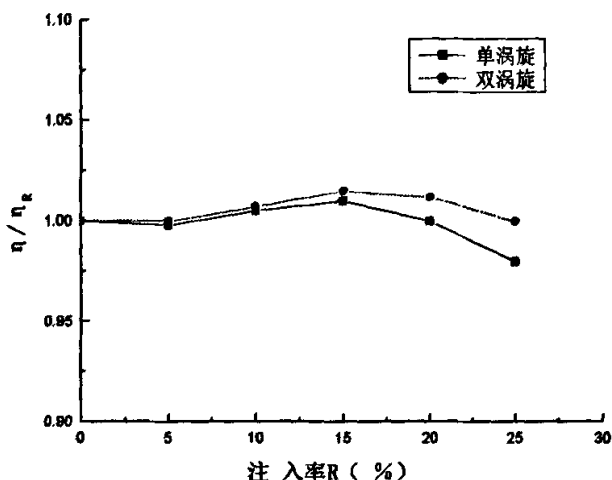


图 4.13 压缩效率与注入率的关系

由以上结果看出，双涡旋由于存在吸气量大、传热面积大、压缩效率高、压缩比小、涡旋盘的外径小等特点，在液体制冷剂注入的情况下，较单涡旋压缩机在降低排气温度、提高压缩效率等方面具有显著的优势。因而采用双涡旋压缩机的液体制冷剂注入循环更具有研究价值。

4.4 本章小结

文中研究了液体制冷剂注入的情况下涡旋压缩机的热力学特性。在液体制冷剂注入下，建立了压缩室有效容积内的能量守恒方程和质量守恒方程，以及吸气阶段、压缩室阶段、注入过程的热量流动方程。通过实验研究了排气温度、质量流动率、压缩效率、压缩功率与液体制冷剂注入率的关系，并给出了合理的解释。研究表明，注入制冷剂的压缩机的基本热力行为与本文的研究结果极为相近，而实际的压缩机行为会因为压缩机的型号、结构有轻微的改变。本文的研究结果总结如下：

- (1) 随着注入率增加，有效降低了排气温度。
- (2) 液体制冷剂的注入引起制冷剂的质量流率增加。
- (3) 液体制冷剂的注入引起压缩功率逐渐增加，但是这种增加趋势由于热传递的影响而受到抑制。
- (4) 总体上说，液体制冷剂注入引起压缩效率略微增加，但是由于压缩功率的增加，致使压缩效率有降低地趋势。
- (5) 液体制冷剂注入引起油温度降低和制冷剂在油中溶解性增大，致使油粘性降低，加大了机械损失；同时，油中出现泡沫以及发生油外溢，降低

了压缩机的可靠性。

- (6) 双涡旋齿压缩机较单涡旋齿压缩机在降低排气温度、提高压缩效率及制冷循环效率等方面有着显著的优势。

通过文中详细地分析和研究，在注入率低于 16% 范围内，液体制冷剂注入能够较好地实现高效率的制冷循环，并且制冷剂注入简单有效，是提高系统循环效率的最佳途径。因此，注入制冷剂的压缩机循环行为应值得详细研究与深入探讨。

第5章 涡旋压缩机的结构参数优化

5.1 涡旋压缩机的优化设计方法

5.1.1 传统的设计方法与优化设计方法

压缩机的传统设计方法是经验或半经验的设计方法,其设计方法一般是先进行调查分析,再根据已有的产品和经验来选定初始设计参数,然后按照初始设计参数进行排气量、排气温度、效率及零件的强度、刚度和稳定性等性能参数的校核设计,检查各项性能参数是否满足设计要求,如果不满足,则需要根据经验来重新修改方案。然后再进行计算检验、方案修改,直到满足设计要求为止。显而易见,这种设计方法费工费时,效率低下,而且最终的设计方案不是最终的设计方案,尚需进一步改进。

优化设计方法是随着计算机的发展而产生的,它以能够正确反映压缩机实际工作情况的数学模型为基础,得到其性能参数与各设计变量之间的关系,再运用合适的寻优方法,借助电子计算机计算求解,得出最优的设计方案。由于压缩机的数学模型深入到压缩机工作过程的微观物理本质,能够更细致、更准确的反映它的实际工作过程,所以优化设计是一种机理性的设计方法,这种设计方法不仅省工省时,缩短了设计周期,而且能够开发出的产品具有最佳的经济效益。涡旋压缩机在耐久性、成本、效率和噪声等方面都具有独特的优越性,未来的制冷和空调压缩机将被涡旋压缩机所取代。

设计涡旋压缩机,机械效率是主要应考虑的问题,提高其效率,将提高其能效比,从而节约大量能源。而涡旋压缩机的效率不仅取决于各元件的摩擦损耗,也取决于主要参数的优化组合,故对涡旋压缩机的主要结构参数进行优化设计是十分必要的。

5.1.2 优化设计方面已做过的工作

在涡旋压缩机的优化设计方面,国内外都有人进行了一些尝试或研究。文献[19]提出了一种涡旋压缩机的优化方法,文章根据大量的试验数据,建立了一个半经验的涡旋压缩机的数学模型,并对机器的主要结构参数进行了优化设计。这种方法的优点是不需要进行大量复杂的模拟计算,缺点是过多的依赖于试验数据,而且是针对具体的样机而言的,不具有较好的普遍性和通用性。文献[12]分析了涡旋压缩机的摩擦损失与涡旋参数如基圆半径、涡旋高度、涡旋厚度以及圈数之间的相互关系,并且在涡旋厚度及圈数不变时,计算了涡旋线直径和涡旋高度对机械效率的影响情况。文献[28]分析了涡旋压缩机排气阶段的流体阻力

和通过涡齿间隙的工质泄漏对压缩机性能的影响,由于过压损失的存在,涡旋压缩机的最佳工作压比要高于其固有压比,文章指出,在考虑了转速和泄漏的情况影响时,必须适当选取涡旋参数,才能使之在实际工况下获得最高的效率。

5.1.3 近代优化设计的发展方向

传统地优化设计方法对提高产品的设计水平和改进设备的设计方案做出了极大贡献。但是,传统的优化设计中约束优化方法的研究还不完善和深入,普遍存在被优化函数形式复杂、求解困难、收敛速度较慢等缺点,并且对于维数较高的优化问题或约束条件的数目较多时,往往得出伪优点。近代,出现了一种模仿生物进化的优化算法称为进化算法。进化算法包括遗传算法、遗传编程法、进化规划法、进化策略法、模拟退火法等。粒子群算法也属于进化算法的一种。粒子群算法(Particle Swarm Optimization, PSO)是90年代中期,Eberhan博士和Kennedy博士共同发明的一种新的群体智能计算技术,它是一种并行的全局性的随机搜索算法,它源于对鸟群和鱼群群体运动行为的研究,通过群体中个体之间的协作和信息共享寻求最优解。PSO具有计算过程简单、容易实现、对目标函数没有可微性、连续性要求,同时收敛快、不易陷入局部最优解。

遗传算法和PSO有许多相同点,具有同样的计算步骤:(1)种群随机初始化;(2)对种群内的每一个个体计算适应值;(3)种群根据适应值进行复制;(4)如果终止条件满足的话,就停止,否则转步骤(2)。我们可以看到PSO和GA有很多共同之处。两者都随机初始化种群,而且都使用适应值来评价系统,而且都根据适应值来进行一定的随机搜索。两个系统都不是保证一定找到最优解。但是遗传算法的实现步骤包括个体编码、选择、交叉、变异等计算过程,这些计算过程不但繁杂,而且其中选择、交叉、变异操作具有较大的随机性,优良个体很可能无法遗传到下一代,将导致优化效率降低、优化结果不准确。相比较而言,PSO没有遗传操作如交叉和变异,而是根据自己的速度来决定搜索。此外,粒子还有一个重要的特点,就是有记忆。这是遗传算法无法比拟的。另外,PSO的信息共享机制是很不同的。在遗传算法中,染色体互相共享信息,所以整个种群的移动是比较均匀的向最优区域移动。在PSO中,只有 g_{best} 给出信息给其他的粒子,这是单向的信息流动。整个搜索更新过程是跟随当前最优解的过程,因此与遗传算法比较,在大多数的情况下,所有的粒子可能更快的收敛于最优解。

本文基于粒子群算法优化涡旋盘能效比,不仅在较短时间可获得全局最优解,而且简单易行。

5.2 优化数学模型的建立

5.2.1 优化变量的选取

涡旋压缩机是近代研究开发的一种新型回转容积式压缩机。动静涡旋盘是整机的关键部件,其节距、齿厚、齿高、圈数等基本参数的取值直接影响压缩机工作性能。表示涡圈的几何参数较多,相互之间也存在一定的关系,作为设计计算应该选择相互独立的结构参数作为设计变量[16]。设计者或研究者往往将吸气量作为一个已知条件给定,再给出压力比,在此基础上结合热力计算,就可以确定吸气几何容积初值。在数学上,从函数角度讲,已知吸气几何容积初值,只需三个独立参数就可以完全确定涡圈的几何形状,一些文献中,常选取发生圆半径 a 、渐开线发生角 α 及涡圈 N 作为设计参数,这些参数是按照渐开线发生、涡圈形成和压缩腔组对等几何学概念选取的,这种选取方法的不足之处是:加工成品后,发生渐开线发生角不复存在,需要专门检测定位才能重现,而且选定这三个参数后,常使其它一些参数如涡圈壁厚 t 、节距 P 等不能归整,尤其是铣刀外径不能归整,增加了刀具工艺的复杂性。因此从工程实践角度选取参数应该形象直观、便于检测和设计计算。因而,从表示涡盘的动力特性或反映涡盘的基本结构特征这一原则出发,选取涡圈节距 P 、涡圈壁厚 t 、涡圈高度 h 三个基本结构参数比较适宜,因为这三个参数均为线性参数,检测简单,且直接反映涡盘几何形状,形象直观。

由设计经验可知,涡旋压缩机动涡盘的外径 D 与节距 p 直接相关;涡圈高度 h 也影响涡盘的轴向尺寸,对于一定排气量和容积比的涡旋压缩机,当涡圈壁厚 t 基本不变时有: h 增加时 p 减小;反过来, h 减小时 p 增加。节距 p 增大,势必引起动涡旋、静涡旋、机架、十字联轴节、壳体等尺寸变大,使总体结构尺寸不紧凑。因此,引进结构特征参数 $\lambda = \frac{h}{p}$, λ 值的大小不仅影响涡盘的外形尺寸,也显著影响着动涡盘的动力特性。

通过分析得出如下结论:节距 p 、涡旋体厚 t 、涡旋圈数 N 、涡旋体高 h 这四个变量直接影响涡旋压缩机的外形尺寸,加工难易程度,加工中涡旋体受力以及轴向泄漏等问题,因此将它们作为优化变量, $X=(p, t, N, h)^T=(x_1, x_2, x_3, x_4)^T$ 。

5.2.2 目标函数的选取

在优化设计中,评价设计方案好坏的函数,称为目标函数,也叫评价函数。由于涡旋压缩机在运转中消耗了大量电能,因此提高能效比、节约能源、提高压缩机运转效率具有重要意义。因而能效比就成为衡量其工作性能优劣的主要性能指标。涡旋压缩机的能效比 EER 是压缩机单位时间的制冷量与输入功率的比值。

$$EER = \frac{Q_e}{W_{in}} \quad (5.1)$$

式中：\$Q_e\$—涡旋压缩机的制冷量；\$W_{in}\$—涡旋压缩机的输入功率
适应度函数的确定

$$Q_e = \frac{nV_s\eta_v q_0}{v_1} \quad (5.2)$$

$$V_s = \pi p(p-2t)(2N-1)h \quad (5.3)$$

$$\text{则} \quad Q_e = \frac{n\eta_v q_0}{v_1} \pi p(p-2t)(2N-1)h \quad (5.4)$$

式中：\$n\$—主轴转速(r/s)；\$V_s\$—主轴旋转一圈的吸气容积(m³)；\$\eta_v\$—容积效率(%)；\$q_0\$—单位质量制冷量(kJ/kg)；\$v_1\$—比体积(m³/kg)；\$p\$—渐开线节距(mm)；\$t\$—涡旋体壁厚(mm)；\$N\$—涡旋的圈数；\$h\$—涡旋体高度(mm)；

5.2.3 设计约束的确定

约束条件是指优化设计中设计变量必须满足的一些等式和不等式的函数条件，它可以分为直接用设计变量的关系式来表达的显式约束和不能直接用设计变量的关系式来表达的隐式约束。

根据对涡旋压缩机工作性能的研究，以及实验结果的分析，给出具体边界约束和性能约束：

(1) 涡旋型线节距

涡旋盘所采用的型线是圆渐开线，渐开线节距过大将引起体积增大；过小又给加工带来困难，因此：

$$0.01 < p < 0.02$$

(2) 涡旋型线厚度

涡旋型线厚度 \$t\$ 太小，则强度、刚度低，加工中变形大，气体泄漏大，热力性能降低；若 \$t\$ 太大，则整体尺寸加大，因此：

$$0.0035 < t < 0.006$$

(3) 涡旋圈数

涡旋圈数过小使被压缩气体量减少，从而降低压缩效率；圈数过多不仅给加工带来困难，而且泄漏线加长，局部散热差，涡旋体变形大，因此：

$$2 < N < 3.5$$

(4) 涡旋型线高度

行程容积一定时，增加型线壁高 \$h\$ 有利于减少泄漏；但过大又导致运动稳定性差，且壁面刚度下降，加工困难，因此：

$$0.02 < h < 0.05$$

(5) 结构参数 λ 的限制

结构参数 $\lambda = h/p$ 过大, 则动涡旋盘倾覆力矩大, 动涡旋盘局部应力峰值大, 轴向力产生的平均应力减少。 λ 值减少时, 倾覆力矩小, 局部应力峰值较小, 但此时轴向力产生的平均应力增大。当 λ 值为一恰当的值时才能使局部总应力值最小, 动力特性好, 因此:

$$2 < \lambda = \frac{h}{p} < 4$$

经上述分析可知, 动静涡旋盘的优化设计是一个四维非线性不等式约束优化问题。其数学模型为:

$$f_{\min}(EER) = \frac{5.7458 \times 10^{-6}}{p(p-2t)(2N-1)h} \quad (5.5)$$

$$0.01 < p < 0.02$$

$$0.0035 < t < 0.006$$

$$2 < N < 3.5$$

$$0.02 < h < 0.05$$

$$2 < \frac{h}{p} < 4$$

5.3 优化的方法和程序框图

5.3.1 粒子群算法的基本原理

90年代中期, Eberhan 博士和 Kennedy 博士共同发明了一种新的群体智能计算技术——粒子群优化算法 (Particle Swarm Optimization, PSO), 粒子群优化算法 (PSO) 是一种进化计算技术, 其源于对鸟群和鱼群群体运动行为的研究。PSO 模拟鸟群的捕食行为, 设想这样一个场景: 一群鸟在随机搜索食物。在这个区域里只有一块食物, 所有的鸟都不知道食物在那里, 但是他们知道当前的位置离食物还有多远。那么找到食物的最优策略是什么呢? 最简单有效的就是搜寻目前离食物最近的鸟的周围区域。

PSO 中, 每个优化问题的解都是搜索空间中的一只鸟。鸟被抽象为没有质量和体积的微粒(点), 我们称之为“粒子”。所有的粒子都有一个由被优化的函数决定的适应值, 每个粒子还有一个速度决定他们飞翔的方向和距离。然后粒子们就追随当前的最优粒子在解空间中搜索。粒子群优化算法的基本思想是通过群体中个体之间的协作和信息共享来寻找最优解。

粒子 i 在 N 维空间里的位置表示为矢量 $X_i = (x_1, x_2, \dots, x_N)$, 飞行速度表示为矢量 $V_i = (v_1, v_2, \dots, v_N)$ 。每个粒子都有一个由目标函数决定的适应值,

并且知道自己到目前为止发现的最好位置(p_{best})和现在的位置 X_i 。这个可以看作是粒子自己的飞行经验。此外,每个粒子还知道到目前为止整个群体中所有粒子发现的最好位置(g_{best})(g_{best} 是 p_{best} 中的最好值)。这个可以看作是粒子同伴的经验。粒子就是通过自己的经验和同伴中最好的经验来决定下一步的运动。粒子的移动原理如图 1 所示。

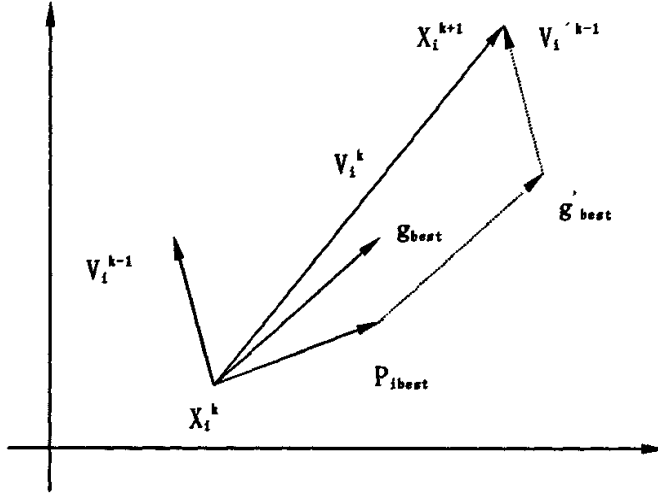


图 5.1 粒子移动原理图

其中 x_i^k 是粒子群中第 i 个粒子第 k 次迭代后的位置, v_i^k 是其将要飞行的速度, x_i^{k+1} 是第 i 个粒子第 k 次迭代后的新位置, 即第 $k+1$ 次迭代的起点。

对于第 k 次迭代, PSO 中的每一个粒子是按照下式进行变化的:

$$v_{id}^{k+1} = w \times v_{id}^k + c_1 \text{rand}() \times (p_{id} - x_{id}^k) + c_2 \times \text{rand}() \times (p_{gd} - x_{id}^k) \quad (5.6)$$

$$x_{id}^{k+1} = x_{id}^k + v_{id}^{k+1} \quad (5.7)$$

在式(1)、(2)中, $i=1, 2, \dots, M$, M 是该群体中粒子的总数; v_{id}^k : 第 k 次迭代粒子 i 飞行速度矢量的第 d 维分量; x_{id}^k : 第 k 次迭代粒子 i 位置矢量的第 d 维分量; p_{id} : 粒子 i 个体最好位置 p_{best} 的第 d 维分量; p_{gd} : 群体最好位置 g_{best} 的第 d 维分量; c_1, c_2 : 权重因子; $\text{rand}()$: 随机函数, 产生 $[0, 1]$ 的随机数; w : 惯性权重函数。

5.3.2 粒子群算法的优化步骤

- (1) 初始化参数，并赋予粒子初值；
- (2) 计算粒子的适应度；
- (3) 如果粒子的适应度 X_i 优于该粒子历史上最佳适应度 P_{ibest} ，则将 X_i 值赋予 P_{ibest} ；
- (4) 如果 P_{ibest} 优于目前为止种群所有粒子中的历史最佳值 g_{best} ，则将 P_{ibest} 值赋予 g_{best} ；
- (5) 按式 (1) 更新粒子的速度，按式 (2) 更新粒子的位置；
- (6) 判断是否达到最大迭代次数或最小误差，若无，继续迭代直至满足要求；

5.3.3 优化设计的程序框图

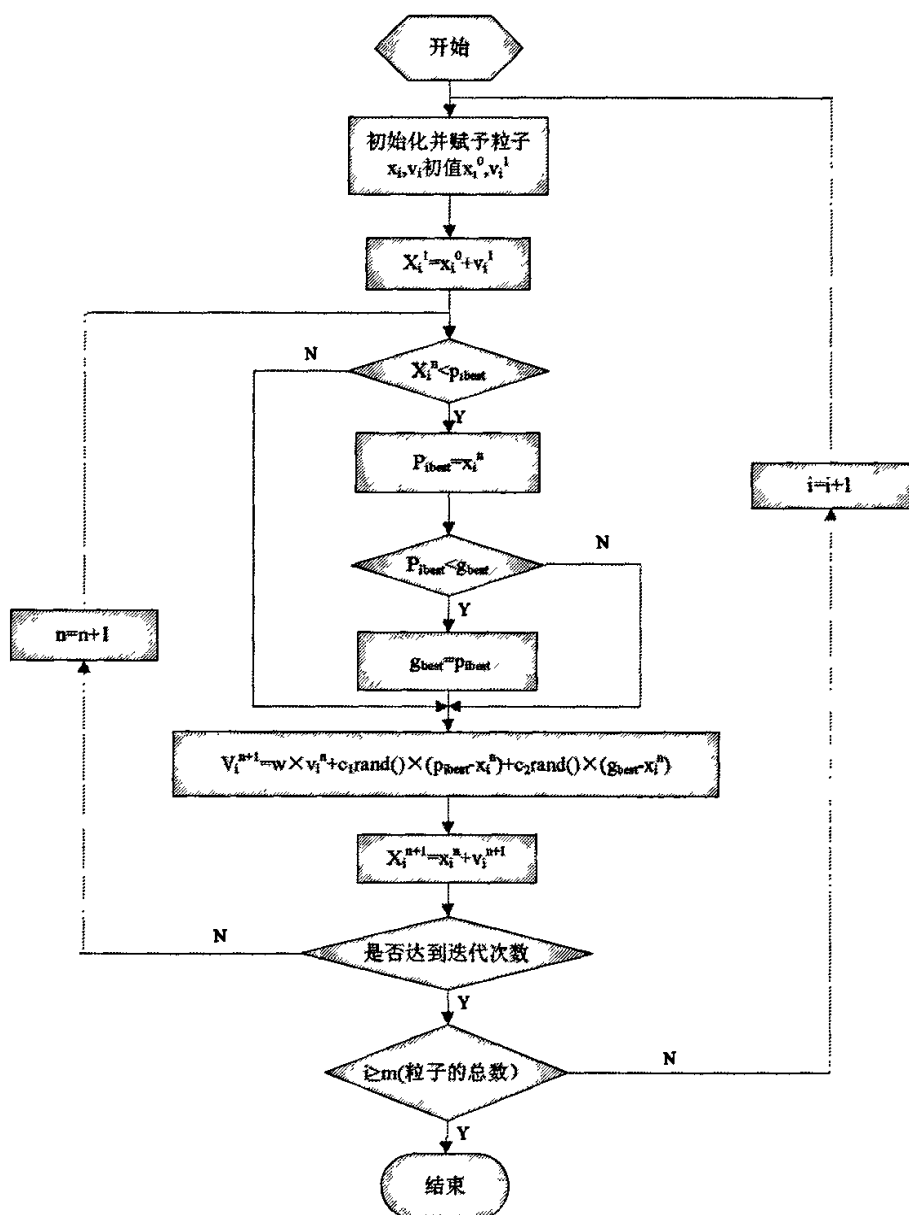


图 5.2 粒子群算法流程图

5.4 计算实例及结论

根据本文所建立的涡旋压缩机的数学模型，对样机的主要结构参数进行了设计优化。以兰州理工大学涡旋压缩机研究所自主研发开发的 WYK3.75-II 型涡旋压缩机为例：制冷工质 R22，蒸发温度 7.2℃，冷凝温度 54.4℃，冷凝器出口温度 46.1℃，吸气温度 35℃。压缩机电机功率 3.75KW，电机效率 84%。主轴转速

2860r/min.

该空调工况下，制冷循环各计算点的状态参数由 R22 热物理性质图表查取，详见表 1 所示，在 p-h 图上的制冷循环示于图 2。

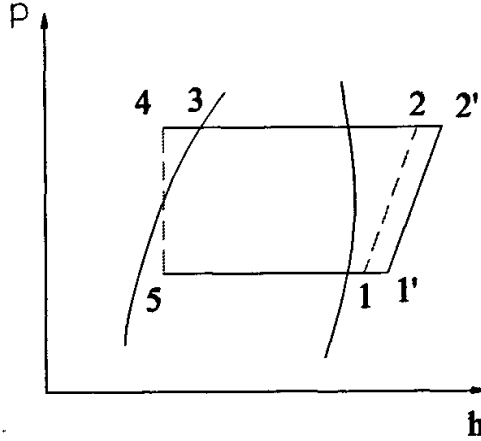


图 5.3 制冷循环在 p-h 图上的表示

5.4.1 目标函数的确定

已知： $n = 2860 \text{ r/min}$

$\eta_v = 0.95$

$q_0 = h_1' - h_4 = 417 - 259 = 158 \text{ kJ/kg}$

$v_1' = 0.041 \text{ m}^3/\text{kg}$

那么，

$$Q_s = \frac{2860 \times 0.95 \times 158}{60 \times 0.041} \times 3.14159 p(p - 2t)(2N - 1)h = 5.4823 \times 10^5 p(p - 2t)(2N - 1)h$$

$$EER = \frac{Q_s}{W_{in}} = \frac{5.4823 \times 10^5 p(p - 2t)(2N - 1)h}{3.75 \times 0.84} = 1.7404 \times 10^5 p(p - 2t)(2N - 1)h$$

将目标函数转化为适应度函数： $f(EER) = \frac{1}{EER}$

则优化目标是使适应度函数最小即： $f_{\min}(EER) = \frac{1}{EER} = \frac{5.7458 \times 10^{-6}}{p(p - 2t)(2N - 1)h}$

表 5.1 各点状态参数

$t_1=7.2^{\circ}\text{C}$	压 力 (MPa)	$P_1=0.625$
$t_1'=35^{\circ}\text{C}$	压 力 (MPa)	$P_1'=0.625$
	比体积 (m^3/kg)	$V_1'=0.041$
	比 焓 (kJ/kg)	$h_1'=417$
$t_3=54.4^{\circ}\text{C}$	压 力 (MPa)	$P_3=2.165$
$t_4=46.1^{\circ}\text{C}$	压 力 (MPa)	$P_4=2.165$
	比 焓 (kJ/kg)	$h_4=259$

5.4.2 计算结果分析

采用 FORTRAN 语言编制粒子群算法优化程序,其具体的流程图见图 5.2 所示。程序在计算机上运行,得到如下计算结果:

取变量维数=4,种群数=20,迭代次数=200。经过优化设计得到 $X=[P, t, N, h]=[0.015, 0.004, 3.25, 0.04]$, 则 $f(X)=f(\text{EER})=0.2487$, 即 $\text{EER}=4.0209$ 。为了研究 P 、 t 、 N 、 h 四个参数的取值分别对能效比的影响效果,从优化过程中的局部解中抽取了九组可对比性数据见表 5.2 所示。

表 5.2 性能参数优化的局部解

序 号	p	t	N	h	$f_{\min}(\text{EER})$	EER
1	0.0126	0.004	2.75	0.04	0.5507	1.8159
2	0.0126	0.005	2.75	0.04	0.9744	1.0263
3	0.015	0.005	2.75	0.04	0.4256	2.3496
4	0.0126	0.004	2.75	0.045	0.4896	2.0425
5	0.0126	0.004	2.75	0.03	0.7343	1.3618
6	0.015	0.004	2.75	0.04	0.3040	3.2895
7	0.0126	0.004	3.00	0.04	0.4957	2.0173
8	0.015	0.004	3.00	0.045	0.2487	4.0209
9	0.015	0.004	3.25	0.04	0.2487	4.0209

5.5 本章小结

文中建立了以 WYK3.75-II 型涡旋压缩机涡旋盘结构参数为优化参数的涡旋压缩机能效比的优化数学模型,应用新的群体智能计算技术——粒子群优化算法进行优化。在热力循环过程中,直观、准确地分析了由于节距、齿高、圈数、壁厚变化所引起的排气容积的变化,进而引起的能效比的变化。本文的研究结果

总结如下：

(1) 通过分析 p 、 t 、 N 、 h 四个参数的局部解，说明了节距 p 的大小对能效比的影响较其余三个参数显著，这对涡旋盘的结构设计有重要作用。当齿高、圈数、壁厚一定时，节距 p 增大使得能效比显著地增加，但是节距过大将引起体积增大；当节距、圈数、壁厚一定时，齿高 h 增加则能效比也增加，但是过大又导致运动稳定性差，壁面刚度下降，加工困难；当节距、齿高、圈数一定时，壁厚减小将增加能效比，但是壁厚太小，引起强度、刚度低，加工中变形大，气体泄漏大，热力性能降低；当节距、齿高、壁厚一定时，圈数增加也较明显地增加能效比，但是圈数过多不仅给加工带来困难，而且泄漏线加长，局部散热差，涡旋体变形大。因此，参数合理地选取对能效比的增加至关重要。文中应用了最新的智能优化方法——粒子群算法使得参数的选取既科学又合理。

(2) 通过具体实例，验证了粒子群算法具有概念简单、容易实现、搜索速度快、搜索范围大，且个体数目少、计算过程简单，求解过程中可以有效地避免陷入局部解等优点，尤其在多维连续空间优化问题上其优势更加突出。从而为粒子群算法的推广应用起到了有力地促进作用。

结 论

涡旋压缩机是一种新型、高效的容积式压缩机,具有体积小、重量轻、结构紧凑的优点;高转速时动、静涡盘之间相对滑动速度较低,可减少摩擦功率,振动小、噪声低;此外,结构简单、无易损件,转矩均匀、运转平稳,在诸多压缩机种类中,其独特的优点备受关注。因此,涡旋机械的应用范围较为广泛,作为压缩机主要应用于制冷和空调领域;近几年,涡旋压缩机的适用范围逐渐扩大,从单级压缩发展到多级压缩的涡旋机组,从柜式空调器全封闭制冷压缩机发展到窗式空调器的小功率涡旋压缩机,以及汽车和列车空调系统中的压缩机。除此之外涡旋机械的其它应用有:涡旋空压机、涡旋增压器、涡旋泵、涡旋内燃机、涡旋发动机和涡旋膨胀机等。

本文着重研究了涡旋压缩机的热力特性、结构优化,并初步探索了一种新型改良结构的压缩机,这种压缩机可较大幅度地提高制冷循环效率。

首先,文中分析了涡旋压缩机工作过程的热力学特性,综合考虑了吸气过热、吸气预压缩、泄漏、排气过压缩等各个因素对压缩机工作过程的影响,建立了基于实际传热模型基础上的涡旋压缩机的数学模型。最大程度地包含了影响压缩机性能的各种因素,剔除了对压缩过程影响较小而计算量大的因素,从而有效减少计算量,节约整个系统模拟的时间。可以准确预测从吸气、压缩到排气的整个过程,计算压缩机的整体性能参数,如:质量流量、排气温度和功耗等。该模型可以用于研究传热、泄漏以及用于压缩机性能的优化设计和涡旋压缩机制冷系统的研究。

比较了单涡旋齿与双涡旋齿在结构特点和工作方式上的异同,以单涡旋齿为基础,得出了双涡旋齿的热力学模型,分析了泄漏线长度,给出了泄漏质量计算公式。分析了双涡旋工作腔之间的传热模型,为下文的研究提供了理论基础。

随后,阐述了一种新型结构的涡旋压缩机——液体制冷剂注入式涡旋压缩机的工作原理、结构特点,建立了热力模型,描述了液体制冷剂注入情况下能量、质量守恒方程、热量流动方程,通过实验研究了排气温度、质量流动率、压缩效率、压缩功率与液体制冷剂注入率的关系,从而证实了注入液体制冷剂能有效降低排气温度、提高制冷循环的效率和冷凝器的热传递效率。

最后,文中运用一种源于鸟群和鱼群群体运动行为的、新的群体智能计算技术,即粒子群算法,对涡旋压缩机涡旋齿的结构特征参数进行优化。文中阐述了粒子群算法的基本思想,创造性地描绘了粒子运动原理图,给出粒子群算法流程图。并结合实例对节距、涡旋齿厚、涡旋圈数、涡旋齿高四个变量进行了优化。优化过程显示了使用粒子群算法能够高效、迅速地求得最优解,是一种快速收敛地、实用地全局性的随机搜索算法。此外,本文的研究将促进该算法的深入研究

和推广使用。

展 望

涡旋压缩机自产生至今已有 30 多年的历史，其理论已日趋完善，目前人们在翘首期盼着能够实现较高制冷效率与较大制冷量的新型结构型式出现。液体制冷剂注入技术作为一种结构改良措施，虽然没有从根本上改变涡旋机械的结构型式，但是它有效改善了排气温度过高所带来的一系列问题，如摩擦副磨损加重，涡旋壁受热变形，泄漏严重等，同时在制冷循环系统中应用这项技术，能够较好的提高系统制冷循环效率。当然，这项技术也有不尽人意之处，如提高了压缩功率，降低了压缩效率，使油稀释，漏油现象加重等。因此，还需要对其进行深入地实验及理论研究，完善注入结构，验证其使用价值。

关于优化的方法目前已很多了，但我认为一个新方法的诞生总有其优势所在，粒子群算法是继遗传算法之后产生的，它克服了后者的遗传和变异性，通过局部最优值的比较，更加简捷的达到全局最优解。因此，使用它进行优化将会更加便捷。

参 考 文 献

- [1] Creux. Rotary Engine[P]. U.S. Patent, 801, 182, 1905.
- [2] Nordi. Improvements in or Relating to Fluid Pumps and the Like[P].U.K.Patent Specification, 220, 296.January 8, 1925.
- [3] E. Morshita. Rotating Scroll Vacuum Pump. In: ICECP. Purdue, USA, 1988:198-205.
- [4] 刘振全,杜桂荣.涡旋压缩机理论机构模型[J].机械工程报,1999,35(2):38-41.
- [5] Caillit,J.L.A. Compressor Model for Scroll Compressors[A]. Proceedings Purdue Compressor conference[C],1988.
- [6] 李海生.无油润滑涡旋压缩机的研究[D].兰州理工大学硕士学位论文,2005.
- [7] 平野隆久,等. Development of High Efficiency Scroll Compressors for Air Conditioners, 三菱重工技报, 1989, 26(1): 66-71.
- [8] 平野隆久,等. Study on Scroll Profile for Scroll Fluid Machines,三菱重工技报, 1989, 26(3): 200-205.
- [9] 平野隆久,等. Marine Transport Refrigeration Unit Installed with Liquid Injected Scroll Compressor, 三菱重工技报, 1992, 29(6): 554-559.
- [10] 平野隆久,等. Development of New Model Scroll Compressor for Automotive Air Conditioner, 三菱重工技报. 1993, 30(5): 398-402.
- [11] 冯诗愚,顾兆林,李云. 涡旋机械的涡旋体始端型线研究[J]. 西安交通大学学报 1998, 32(1): 88-92.
- [12] 高秀峰,冯诗愚,顾兆林,等. 涡旋齿端不等角圆弧类型线修正研究[J]. 西安交通大学学报 1999, 33(12): 56-60.
- [13] 高秀峰,冯诗愚,顾兆林,等. 对称圆弧修正齿型涡旋压缩机排气孔的开设分析[J]. 西安交通大学学报 2000, 34(6): 89-92.
- [14] 高秀峰,刘卫华,冯诗愚,等. 涡旋齿端等角圆弧类型线修正理论的研究[J]. 西安交通大学学报 2001, 35(7): 750-754.
- [15] 高秀峰. 涡旋压缩机齿形修正及排气孔研究. 西安交通大学博士学位论文, 2000.
- [16] 王国梁,郭蓓,李连生,等. 采用对称圆渐开线加直线修正涡圈始端型线的研究[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(11): 1 139-1 142.
- [17] Liu tao, Liu zhenquan. Study on Geometry Theory of Trigonometric-curve Modification of Scroll Compressor. In: ICECP. Purdue, USA, 2004, CO43.
- [18] 王伟. 涡旋压缩机涡旋新型线及系统动力学研究. 重庆大学硕士论文.

2004.

- [19] 宋立权, 陈进, 王伟. 基于三基圆的涡旋压缩机型线研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(16): 1458-1461.
- [20] 姚伟, 李文林. 双头制冷涡旋压缩机的设计[J]. 流体机械, 1997, 25(10): 47-50.
- [21] 顾兆林, 郁永章, 蒋德明. 双涡圈及多涡圈涡旋机械几何特性的理论研究[J]. 西安交通大学学报 1998.12, 32(12): 90-93.
- [22] Zhaolin Gu, Shiyu Feng, Yongzhang Yu. Study on the characteristics of scroll compressor with multiply spirals. In: Proc. of the 97' International Compressor Technique Conference. Edited by Yongzhang Yu. Sponsored by Xi'an Jiaotong University. Chengdu, China. 1997: 205-208.
- [23] Zhaolin Gu, Yongzhang Yu. Investigation on a new mechanical supercharger-scroll supercharger. In: ICECP. Purdue, USA, 1996: 645-650.
- [24] 顾兆林. 双涡圈涡旋压缩机理论及应用研究. 西安交通大学博士论文. 1997.
- [25] S.Etemad, J.Nieter. Design Optimization of the Scroll Compressor. International Journal of Refrigeratio. 1989, 12: 146-150.
- [26] 陈进, 张永栋, 宋立权. 基于多目标遗传算法的涡旋型线形状优化[J]. 机械工程学报. 2005, 41(1): 172-175.
- [27] Azutaka Suefuji, Masso Shiibayashi, Kenji Yojo. Performance analysis of hermetic scroll compressor. In: ICECP. Purdue, USA, 1992: 75-84.
- [28] Noriaki Ishii, Kenichi Bird, Kiyoshi Sano, et al. Refrigerant Leakage Flow Evaluation for Scroll Compressors. In: ICECP. Purdue, USA, 1996: 633-638.
- [29] Costa Cmnf, et al. Consideration About the Leakage Through the Minimal Clearance in the Rolling Piston Compressor. In: ICECP. Purdue, USA, 1990: 853-862.
- [30] 江波, 畅云峰, 朱杰, 等. 涡旋式压缩机内部泄漏的流态分析[J]. 压缩机技术 1998, 2: 21-23.
- [31] 顾兆林. 双涡圈涡旋压缩机理论及应用研究. 西安交通大学博士论文. 1997.
- [32] R.J.Rogers, et al. Scroll Compressor Flow Modeling: Experimental and Computational Investigation. In: ICECP. Purdue, USA, 1990: 206-215.
- [33] G.H.Lee. Performance Simulation of Scroll Compressors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol 216 Part A: Journal of Power and Energy. 2002: 169-179.

- [34] E. Morishita, et al. Scroll Compressor Analytical Model. In: ICECP. Pudue, USA, 1984: 487-495.
- [35] Ooi, Kim Tiow, Zhu, Jiang. Convective Heat Transfer in a Scroll Compressor Chamber: a 2-D Simulation. International Journal of Thermal Sciences. 2004, 43(7): 677-688.
- [36] 冯健美. 涡旋式空气压缩机排气孔工作特性研究和排气流动的三维数值模拟计算. 西安交通大学博士论文. 2003.
- [37] 冯健美, 屈宗长, 王迪生, 等. 涡圈高度和节距对涡旋压缩机排气孔面积的影响[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(3): 247-250.
- [38] 冯健美, 屈宗长, 李心伟. 涡旋压缩机排气过程的三维数值模拟计算[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(11): 1 143-1 146.
- [39] Hirano T, Hagimoto K, Matsuda S. Study on scroll compressor behavior of Japanese Association of Refrigeration 1993;10:227-38.
- [40] Hirano T, Hagimoto K, Matsuda S. Study on scroll compressor behavior in case of liquid refrigerant injection. Transactions of Japanese Association of Refrigeration 1993;10:227-38.
- [41] Fukuta M, Yanagisawa T, Shimizu T, Shikata T. Compression characteristics of refrigerant-oil mixture in refrigerant compressors. Transactions Japan Society of Mechanical Engineers 1995; B61:542-548.
- [42] 廖全平, 李红旗. 涡旋变频压缩机[J]. 流体机械, 2002, 30(2): 35-37.
- [43] Kawabe, et al. Development of 2 in 1 Type Scroll Compressor. In: ICECP. Pudue, USA, 1992: 593-601.
- [44] T.Hirano, et al. The Scroll Compressor with variable Capacity Control Mechanism for Automotive Air Conditioner. In: ICECP. Pudue, USA, 1990: 121-130.
- [45] 伍光辉. 基于数码涡旋压缩机的空调系统的研究. 华中科技大学博士论文. 2004.
- [46] 王贻任, Arup Majumdar. 美国谷轮公司压缩机应用技术讲座, 第九讲数码涡旋技术[J]. 制冷技术, 2003, 1: 35-38.
- [47] Kohayakawa, et al. Performance Evaluation of Horizontal Type Scroll Compressor for Alternative Refrigerant(R410A). In: ICECP. Pudue, USA, 1998: 435-440.
- [48] 李连生, 束鹏程, 黄炯, 等. 涡旋式压缩机排气系统气流脉动现象研究[J]. 应用力学学报 1997, 14(3): 84-89.
- [49] Takahide Itoh, Akoto Fujitani, Kimiharu Takeda. Investigation of Discharge

- Flow Pulsation in Scroll Compressors. In: ICECP. Purdue, USA, 1994: 683-688.
- [50] W. Bush, et al. Controlling Discharge Valve Closing Impact in Scroll Machine. In: ICECP. Purdue, USA, 1998: 631-636.
- [51] Motegi, et al. A Study on Noise Reduction in a Scroll Compressor. In: ICECP. Purdue, USA, 1996: 605-610.
- [52] Morimoto, et al. Development of a High SEER Scroll Compressor. In: ICECP. Purdue, USA, 1996: 317-322.
- [53] 柴沁虎, 马国远, 江亿, 等. 带经济器的涡旋压缩机制冷循环热力学分析[J]. 清华大学学报, 2003, 43(10): 1 401-1 404.
- [54] 马国远, 彦启森. 涡旋压缩机经济器系统的试验研究[J]. 制冷学报, 2002(1): 27-31.
- [55] 马国远, 彦启森. 涡旋压缩机经济器系统的性能分析[J]. 制冷学报, 2003(3): 20-24.
- [56] 张立群, 罗友平, 刘永波. 涡旋压缩机工作特性的研究[J]. 流体机械, 2003, 31(3): 1-5.
- [57] 刘四虎, 熊则男, 朱均. 两种结构型式涡旋压缩机性能对比试验研究[J]. 流体机械, 1996, 24(6): 52-53.
- [58] 陈志明, 熊则男. 含油率对涡旋压缩机压缩过程的影响[J]. 西安交通大学学报 1995, 29(7): 114-120.
- [59] 屈宗长, 李元鹤, 王开宁, 等. 转速对涡旋压缩机性能的影响[J]. 陕西工学院学报. 1997, 13(4): 32-37.
- [60] Winandy E, Saavedra O C, Lebrun J. Experimental analysis and simplified modeling of a hermetic scroll refrigeration compressor [J]. App Thermal Eng, 2002, 22: 107-120.
- [61] Chen Y, Halm N P, Groll E A, et al. Mathematical modeling of scroll compressor—Part I: Compression process modeling [J]. Int J Refrigeration, 2002, 25: 731-750.
- [62] Kim Y C, Seo K J, Park HH. Modeling on the performance of an inverter driven scroll compressor [A]. Proc Int Compressor Eng Conf at Purdue [C]. IN, USA: West Lafayette, 1998, 755-760.
- [63] 王宝龙, 石文星, 李先庭. 制冷空调用涡旋压缩机数学模型[J]. 清华大学学报, 2005, 45 (6): 726—729.
- [64] 林宗虎. 气液两相流和沸腾换热[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1987: 103-110.

- [65] 吴业正. 往复式压缩机数学模型及应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989.
- [66] Noriski Ishii, Shuichi Yamamoto, Shigeru Muramatsu, Michil Yamamura and Masatoshi Takahashi, "Optimum Combination of Parameters for High Mechanical Efficiency of a Scroll Compressor", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1992. P118~118a8.
- [67] 顾兆林, 郁永章, "涡旋压缩机设计计算研究", 流体机械, 1996 No9, P54~60.
- [68] James W. Bush, Jean-Luc Caillat, Stephen M. Seibel, "Dimensional Optimization of Scroll Compressors", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1986, P840~855.
- [69] Tadashi Yanagisawa, Cheng Minichi, Mitsuhiro Fukuta, Takashi Shimizu, "Optimum Combination of Parameters for High Mechanical efficiency of a Scroll Compressor", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1990, P425~433.
- [70] Hirano T, Hagimoto K, Matsuda S. Study on scroll compressor behavior of Japanese Association of Refrigeration 1993;10:227-38.
- [71] Afjei Th, Suter P, Favrat D. Experimental analysis of an inverter-driven scroll compressor with liquid injection. Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue 1992;2:541-50.
- [72] 扬世铭. 传热学[M]. 北京: 人民教育出版社, 1985:20-104.
- [73] 苏长荪. 高等工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987.
- [74] Ayub S, Bush WJ, Haller KD. Liquid refrigerant injection in scroll compressors operating at high compression ratios. Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue 1992;2:561-7.
- [75] Hirano T, Hagimoto K, Matsuda S. Study on scroll compressor behavior in case of liquid refrigerant injection. Transactions of Japanese Association of Refrigeration 1993;10:227-38.
- [76] Asit K. Dutta, Tadashi Yanagisawa, Mitsuhiro Fukuta. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection. International Journal of Refrigeration 2001;24:577-587.
- [77] Fukuta M, Yanagisawa T, Shimizu T, Shikata T. Compression characteristics of refrigerant-oil mixture in refrigerant compressors. Transactions Japan Society of Mechanical Engineers 1995; B61:542-548.
- [78] Yanagisawa T, Fleming John S, Dutta AK, Fukuta M. A study of a

- refrigeration cycle driven by a liquid refrigerant injected compression.
Proceedings of the ASME Advance Energy Systems Division
1997;37:295-302.
- [79] Eberhart R, Kennedy J. A new optimizer using Particle swarm theory
[A]. Proceedings of the 6th International Symposium on Micro Machine and
Human ;Science[C] .1995.39~43.
- [80] Eberhart, R. C. and Shi, Y. Particle Swarm Optimization: developments,
applications and resources Proc. Congress on Evolutionary Computation 2001
Piscataway, IEEE Press, 2001:81~86.
- [81] 顾兆林, 郁永章. 涡旋压缩机基本参数选择及结构参数 $\lambda=H/P$ [J] . 压缩机技术, 1996, 137(3): 9-12.
- [82] 刘振全, 杜桂荣. 涡旋压缩机理论机构模型 [J] . 机械工程学报, 1999, 35(2): 38-41.
- [83] 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机 [M] . 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [84] 樊灵, 曹巨江, 贺炜, 等. 涡旋压缩机优化数学模型的探讨 [J] . 西北轻工业学院学报, 1997, 15(4): 1-6.
- [85] 吴家喜. 涡旋压缩机涡旋盘的优化研究[D]. 河海大学硕士学位论文 2001.
- [86] 熊则男, 刘四虎. 涡旋压缩机优化设计专家系统的开发与研究[J]. 西安交通大学学报, 1995, 29(7): 121-125.
- [87] 郁永章. 容积式压缩机技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.

致 谢

值此论文完成之际，谨向悉心指导我的导师刘振全教授致以最诚挚的敬意和衷心的感谢！

三年研究生生涯中，我不仅学习到了许多专业知识，更重要的是导师刘振全教授渊博的知识、严谨求实的治学态度和谦逊的人格魅力将鞭策我在以后的人生道路上不断取得进步！

此外，石油化工学院老师们的良好的修养、高深的学术造诣使我终身难忘！最后，对所有关心我、支持我、帮助过我的老师、同学们表示衷心的感谢！

余莉芳

2007.5

附录 攻读硕士学位期间所发表的学术论文

- [1] 刘振全, 余莉芳。基于粒子群算法的涡旋压缩机涡旋盘优化的研究[J]。流体机械, 2006, 34(12): 25-28。
- [2] 余莉芳, 刘振全。液体制冷剂注入的制冷涡旋压缩机特性的研究。洁净与空调技术, 已录用。