

文章编号: 1005-0329(2007)04-0012-04

设计计算

双涡圈涡旋压缩机背压孔的研究

马小礼, 刘振全, 刘兴旺, 梁高林, 唐连科

(兰州理工大学, 甘肃兰州 730050)

摘要: 提出了双涡圈压缩机背压孔开设的原则, 并建立了双涡旋背压孔的热力学模型和传热学模型; 在今后设计研发具有双涡旋的涡旋压缩机的背压孔的开设提供了依据。

关键词: 涡旋压缩机; 背压孔; 热力学模型; 传热学模型

中图分类号: TH45 **文献标识码:** A

Back Pressure Aperture's Study on Double Wraps Scroll Compressor

MA Xiao-li, LIU Zhen-quan, LIU Xing-wang, LIANG Gao-ling, TANG Lian-ke

(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: The rule of opening back pressure aperture on double wraps scroll compressor is introduced and thermodynamic model and conducting heat model on double wraps scroll compressor are established; It can provide gist to open back pressure aperture for design and development of double wraps scroll compressor in the future.

Key words: scroll compressor; back pressure aperture; thermodynamics model; conducting heat model

1 前言

涡旋压缩机由于其结构紧凑、体积小、重量轻、运转平稳、效率高等众多优点, 而受到人们的重视, 广泛应用于多领域。双涡圈结构, 作为一种比较新型的涡旋压缩机结构, 在实现大排气量方面显示了单涡圈无法替代的效果, 国内外学者也对它做了大量深入的研究^[1~3]。涡旋压缩机在工作时, 由于动涡旋盘承受随主轴转角变化的轴向气体力的作用, 因而在静涡旋盘和支架体之间沿轴向浮动。轴向气体力的存在, 不仅能够引起压缩腔轴向间隙的扩大, 增加泄漏, 减小容积效率, 而且导致摩擦功耗增加。轴向气体力的平衡方法有多种, 目前最常用的方法就是采用背压机构, 通过开设背压孔和背压腔, 通过背压腔内气体产生的作用力来平衡轴向力, 这方面的研究在单涡旋

压缩机结构上比较成熟^[4~8], 双涡圈背压结构有着其自身的特点, 本文将对双涡圈背压结构进行分析。

2 双涡旋盘背压孔位置的开设

2.1 双涡旋盘的工作原理

涡旋压缩机主要由静涡旋盘、动涡旋盘、防自转机构、主轴、支架体 5 部分组成。在涡旋转子和涡旋定子上具有相同渐开线形式的涡旋壁, 两涡旋壁相互错开一定的角度对装, 就会形成数对月牙型的压缩腔。在工作中, 涡旋定子不动, 涡旋转子围绕涡旋定子以一定的回转半径作平动, 随着涡旋转子的平动, 压缩腔由外向里逐渐变小, 从而达到压缩气体的目的。双涡圈压缩机的工作机理与单涡圈压缩机相同, 只是在动静涡旋盘上产生

收稿日期: 2006-06-21

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金(2005731002); 甘肃省自然科学基金(3ZS051-A25-036)

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

了两条涡旋线,这种结构可以在相同排气量的情况下,产生较小的结构尺寸,因此降低了动静涡旋面的摩擦速度,从而减小了磨损。值得注意的是,双涡圈压缩过程与单涡圈涡旋压缩机的压缩过程是有区别的。单涡圈有 2 个对称的压缩腔,它们同时吸气、压缩和排气,而双涡圈有两对(4 个)吸气量相同的压缩腔,而且各个压缩腔并不是同时吸气、压缩和排气,相邻 2 个压缩腔相位差为 $\pi/2$ 。双涡圈压缩腔示意如图 1。

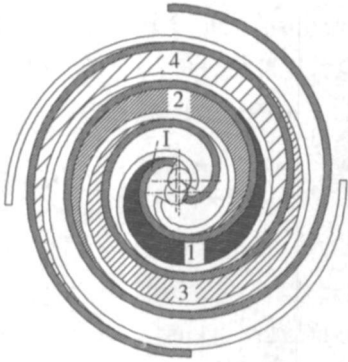


图 1 双涡圈压缩腔示意

2.2 背压孔的开设原则

设置背压孔的作用,主要是让压缩腔的气体通过背压孔进入背压腔,在背压腔内形成气体力来平衡动涡旋盘所受的气体轴向力和倾覆力矩,原理如图 2 所示,由于背压腔与压缩腔相通,从而背压腔的力就有自调节作用,它可以自动补偿动静涡旋盘端面的磨损,从而减小轴向间隙,减小泄漏。根据以上背压孔的作用,背压孔的开设应该具备以下原则:

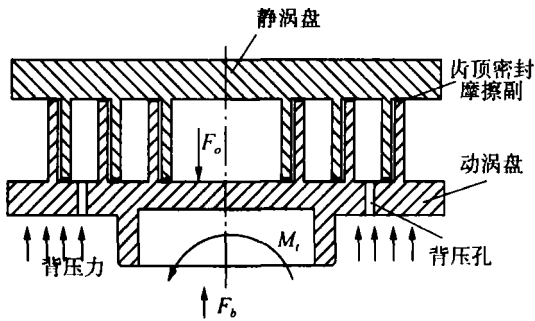


图 2 背压孔开设原理

(1)根据动涡旋盘所受轴向气体力的大小和压缩腔有效截面积的大小来选定背压孔中心展角的范围。因为如果背压腔中的轴向气体力 F_b 远大于动涡旋盘压缩腔所受的轴向气体力 F_a 的话,则会增加涡旋盘端面的摩擦功耗,如果 F_b 远小于

F_a 则轴向间隙会增大,起不到密封的作用。

(2)背压孔应该开设在压缩腔内,不得干涉涡旋体的壁面,这样不但会避免涡旋壁强度的损伤,而且不会影响背压孔的气体流动。

(3)背压孔对涡旋压缩机的性能有很大的影响。背压孔太大,不仅会加大对涡旋齿的磨损,更会导致不同工作周期压缩腔间通过背压腔的内泄漏;同样背压孔也不能太小,太小气体不能有效的流通,直接影响背压效果,根据经验通常背压孔直径 $\Phi = 1 \sim 2 \text{mm}$ 。

(4)背压孔的位置应尽量靠近涡旋齿。背压孔开设在动涡旋盘上,动涡旋盘上任意一点的运动轨迹是以静涡旋盘中心为圆心,以 R_o 为半径的圆周运动,在同样转速的条件下,背压孔的位置应越靠近涡旋齿内侧,背压孔被静涡旋盖住的时间就越短。

(5)对于单涡旋而言,因为它有两个对称的压缩室,所以一般开设两个背压孔,而双涡旋在任何时刻都找不到两个压力变化相同的压缩室,因此背压孔应尽量开设在压缩室状态相近的情况下,这样可以避免内泄漏。

2.3 双涡旋盘背压孔的开设

在确定双涡旋压缩机的背压孔时,首先应该确定涡旋参数,如基圆半径 a 、蜗旋圈数 N 、吸气压力 P_s 、渐开线起始角 α 以及压缩比 ϵ 等。然后根据基本参数来确定压缩室的面积,求出动涡旋盘所受的气体轴向力和倾覆力矩,根据轴向力和倾覆力矩的大小来确定背压力,然后在根据背压力的大小选择与之相对应的压缩室,依据上述背压孔开设原则开设背压孔。

根据图 2,可求得背压孔的背压力 F_b :

$$F_b = F_a + N \frac{2M_t}{D_o} \quad (1)$$

其中 $D_o = 2a\varphi_{oe} + t + 2r$ (2)

式中 N ——动静涡旋盘边缘恰好全部接触时的接触力, N

M_t ——动涡旋盘所受倾覆力矩, $N \cdot m$

D_o ——动涡旋盘的有效直径, m

t ——涡旋齿壁厚, m

r ——曲柄回转半径, m , $r = \pi a - t$

又: $F_b = S_b P_b$ (3)

式中 S_b ——背压腔中动涡旋盘底面接触的有效截面, m^2

P_b ——背压力, Pa

动静涡旋盘边缘恰好全部接触时的接触力 N 分析是由于倾覆力矩 M_1 引起的^[9], 所以:

$$N = M_1 / D$$

从而可求得背压腔的最小背压力为:

$$P_{\text{min}} = \frac{F_a (4\pi n a + 2\pi a - t) + 3M_1}{S_b (4\pi n a + 2\pi a - t)} \quad (4)$$

在压缩机运转过程中, 为了使轴向间隙得到很好的密封, 通常要求 $P_b \geq P_{\text{min}}$; 根据所求的背压力选择背压孔的开设位置。

3 双涡旋背压孔热力学模型的建立

涡旋压缩机在运转稳定时, 其背压腔的容积是不发生变化的, 因此其背压腔的工作过程可按储气罐的充气、放气过程来等效。涡旋压缩机在设计、研发时, 一般都开设两个背压孔, 对于双涡旋而言, 在任一时刻不能找出两个工作状态完全相同的压缩室, 因此其管线应有两个输入状态, 其工作过程模型如图 3 所示。

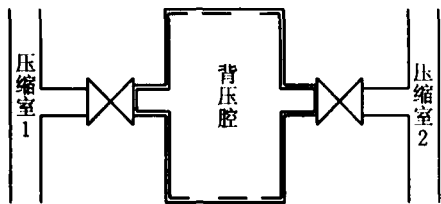


图 3 背压腔模型示意

3.1 压缩腔充气过程

设与背压腔相通的压缩室 1 的气体状态为 P_1, T_1, h_1 , 压缩室 2 的气体状态为 P_2, T_2, h_2 , 取背压腔中的虚线为控制体, 充气前背压腔的气体状态参数为 P_0, T_0, h_0, m_0 , 打开阀门充气后, 背压腔的状态参数为 P, T, h, m , 由于充气时气体的动能位能均很小, 可忽略, 所以根据开口系统热力学第一定律:

$$\Delta m \Delta Q = \sum \Delta m_{\text{out}} h_{\text{out}} - \sum \Delta m_{\text{in}} h_{\text{in}} + \Delta W_{\text{net}} + dE_{\text{ov}} \quad (5)$$

其中, 由于控制容积是绝热的, 则 $\Delta Q = 0$, 储气罐无气体流出, $\Delta m_{\text{out}} = 0$, 开口系统与外界没有功传递, 则 $\Delta W_{\text{net}} = 0$, 所以能量方程可简化为:

$$\Delta m_1 h_1 + \Delta m_2 h_2 = dE_{\text{ov}} = dU_{\text{ov}} \quad (6)$$

压缩的气体可简化为理想气体, 根据理想气体的性质, 可得:

$$k(T_1 \Delta m_1 + T_2 \Delta m_2) = m dT + T dm \quad (7)$$

$$\Delta m_1 + \Delta m_2 = dm \quad (8)$$

式中 k ——压缩气体的等熵指数

Δm_1 ——压缩室 1 中流入背压腔的质量, kg

Δm_2 ——压缩室 2 中流入背压腔的质量, kg

dm ——压缩腔的质量增量, kg

3.2 背压腔放气过程

当动涡旋盘转到一定角度时, 背压腔将开始向压缩室放气, 由于放气时的系统认为是绝热的, 故 $\Delta Q = 0$, 背压腔放气的过程中, 没有气体流入, 而只有气体流出, 故 $\Delta m_{\text{in}} = 0$, 系统与外界无功交换, 所以可得背压腔放气时的能量方程:

$$dU + \sum \Delta m_{\text{out}} h_{\text{out}} = 0 \quad (9)$$

$$h_{\text{out}} = h \quad (10)$$

$$dm = \Delta m_{1\text{out}} + \Delta m_{2\text{out}} \quad (11)$$

$$h = C_p T \quad (12)$$

$$C_p = k C_v \quad (13)$$

式中 h ——背压腔气体的焓, kJ/kg

C_p ——压缩气体的定压比热, kJ/(kg·K)

C_v ——压缩气体的定容比热, kJ/(kg·K)

4 双涡旋背压腔的传热分析

双涡旋压缩机背压腔的传热主要由三部分组成, 其传热模型如图 4 所示。

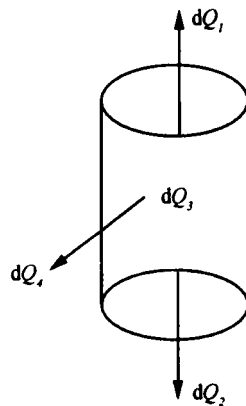


图 4 背压腔介质传热模型

(1) 背压腔内介质与压缩室内介质间的热交换;

(2) 背压腔通过动盘底面和工作腔之间的热交换;

(3) 背压腔通过机壳向外界环境的热交换。

背压腔与压缩室介质间的传热量:

$$dQ_1 = \sum dm_i h_i \quad (14)$$

式中 m_i ——流过背压腔的质量流量, kg/s
 h_i ——相应的压缩室或背压室的气体的比焓, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

背压腔通过动盘底面和工作腔之间的传热量:

$$dQ_2 = \frac{1}{w} \frac{T_b - T}{\frac{1}{\alpha_b S_b} + \frac{\delta_{ob}}{\lambda S_b} + \frac{1}{\alpha S_b}} \quad (15)$$

式中 S_b ——动盘底面的工作腔面积, m^2
 δ_{ob} ——动盘的底座的厚度, m
 T_b ——背压腔的介质温度, K
 α_b ——背压腔介质流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

背压腔通过机壳向外界环境的传热量 dQ_3 由下式计算:

$$dQ_3 = \frac{1}{w} \frac{T_{sur} - T_b}{\frac{1}{\alpha_b S_{sub}} + \frac{\delta_{sh}}{\lambda S_{sub}} + \frac{1}{\alpha_{sur} S_{sub}}} \quad (16)$$

式中 α_{sur} ——外界环境的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 S_{sub} ——机壳的平均换热面积, m^2
 δ_{sh} ——外壳的厚度, m
 λ_{sh} ——导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

所以,背压腔内介质的总传热量 dQ 为:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 + dQ_3 \quad (17)$$

5 结语

在单涡旋压缩机背压孔开设的基础上,根据

双涡旋的特性,提出了双涡旋的背压孔开设原则,并建立了双涡旋背压孔的热力学模型及传热学模型,为今后在设计双涡旋压缩机时,关于背压孔的开设提供了计算依据。

参考文献

- [1] 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): 90-93.
- [2] Wiedemann B, et al Development of Volkswagen Supercharged G-lader [P]. SAE Paper 860101, 1986. 1522-1538.
- [3] 刘振全,高艳,王君,等. 双头涡旋齿涡旋压缩机气体力分析 [J]. 制冷学报, 2005, (3): 42-46.
- [4] 屈宗长,王开宁,李元鹤,等. 背压平衡涡旋压缩机传热学研究 [J]. 陕西工学院学报, 1998, (1): 38-43.
- [5] 李吉功,刘振全. 背压机构涡旋压缩机的背压算法及其 CAD 开发 [J]. 甘肃工业大学学报, 2002, (1): 51-54.
- [6] 高秀峰,郁永章. 涡旋压缩机二次平衡及背压孔研究 [J]. 流体机械, 1999, 27(7): 15-19.
- [7] 赵兴艳,刘振全. 涡旋压缩机自调背压机构压力的优化分析 [J]. 甘肃工业大学学报, 1998, (1): 61-65.
- [8] 雷刚,刘四虎. 涡旋压缩机背压设计准则研究 [J]. 压缩机技术, 1998, (1): 3-8.
- [9] 刘兴旺,马小礼,刘振全. 涡旋压缩机型线几何参数对其摩擦损失功率的影响研究 [J]. 化工机械, 2005, 32(6): 29-62.

作者简介: 马小礼 (1980-), 男, 硕士, 研究方向为涡旋压缩机的热力分析及传热, 通讯地址: 730050 甘肃兰州市兰州理工大学石油化工学院。

(上接第 32 页)

- [5] Ravex A, Trollier T, Sentis L, et al Cryocoolers development and integration for space applications at Air Liquide [A]. 20th international cryogenic engineering conference [C]. Beijing China, 2004.
- [6] JongSil Oh, Heonseok Lee. Development of high-speed industrial turbo blowers with foil air bearings [J]. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2003.
- [7] LEE Y B, KIM T H, KIM C H. Suppression of sub-synchronous vibrations due to aerodynamic response to surge in a two-stage centrifugal compressor with air foil

bearings [A]. Tribology Transactions 2003, 46 (3): 428-434.

- [8] Hooshang Heshmat. Role of foil bearings in advancement and development of high-speed turbomachinery [A]. Second Pumping Machinery Symposium [C]. USA, 1992.

作者简介: 陈汝刚 (1970-), 男, 讲师, 通讯地址: 710049 陕西省西安市西安交通大学能源与动力工程学院。