

文章编号: 1005-0329(2006)01-0015-05

# 涡旋压缩机的一种高低间断涡旋齿研究

王 君, 赵 嫻, 刘兴旺, 李 超, 刘振全

(兰州理工大学, 甘肃兰州 730050)

**摘 要:** 通过改变齿高的方法来提高压缩比, 提出了一种高低间断涡旋齿, 建立了间断齿在气体压缩过程中的数学模型。间断涡旋齿的工作过程中包括了利用高低压气体混合来提高低压力气体的步骤, 包含了依靠高压气体的膨胀来压缩气体的思路。高低间断涡旋齿不但具有压缩比大、结构紧凑等优点, 而且可将曲轴内嵌于动涡旋盘内, 减小了动涡旋盘所受的倾覆力矩, 因而具有较高的综合性能。

**关键词:** 涡旋压缩机; 间断涡旋齿; 高低涡旋齿; 数学模型

**中图分类号:** TH45

**文献标识码:** A

## Investigation of High-low Discontinuous Scroll Wraps for Scroll Compressor

WANG Jun, ZHAO Man, LIU Xing-wang, LI Chao, LIU Zhen-quan

(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** In order to increase pressure ratio of scroll compressor through changing the wrap height, high-low discontinuous scroll wrap is proposed. The mathematical model of gas compression process of the proposed wraps is established. The working process of the discontinuous wraps comprises a peculiar procedure to increase pressure of low-pressure gases by mix between high and low pressure gases, which shows a new idea to compress gases by expansion of high-pressure gases. High-low discontinuous wraps not only have many advantages such as high pressure ratio, compact size, etc., but also can be employed in conjunction with the configuration that crankshaft is embedded into orbiting scroll wrap, then the overturning moment acting on orbiting scroll is decreased. Therefore, the overall performance of scroll compressor is improved by applying the proposed wraps.

**Key words:** scroll compressor; discontinuous wraps; high-low wraps; mathematical model

## 1 前言

随着涡旋压缩机应用领域的逐渐扩大, 提高压缩比是目前对其研发的重要方向。压缩比的提高是通过增加吸气容积或减小排气容积来实现的。现有提高压缩比的方法有: 增加涡旋齿圈数、采用具有较大吸气容积的涡旋齿型线和采用型线修正<sup>[1~2]</sup>。以上方法都是在涡旋盘的径向改变压缩腔容积, 因此这些方法在不增加涡旋盘直径的前提下对压缩比的提高是有限的; 而过大的涡旋盘不但使整机结构尺寸增加, 而且将带来气体力和旋转惯性力的增加。通过改变涡旋齿的齿高, 即改变工作腔的轴向尺寸是提高压缩比方法的一

种新尝试。传统的连续涡旋齿无法实现齿高的改变, 因为涡旋齿壁面的连续生成, 使得啮合点和月牙形压缩腔在工作中沿涡旋齿壁面连续移动, 若改变齿高, 则在齿高改变处相邻的两压缩腔会在齿顶相连通, 无法形成封闭容积。本文提出了高低间断涡旋齿结构, 介绍了间断涡旋齿压缩气体的过程, 从而实现了利用动盘的公转平动来减小压缩腔的轴向尺寸, 有利于促进单机高压比涡旋压缩机的开发。

## 2 高低间断涡旋齿的结构

间断涡旋齿是由不相连的内齿和外齿组成

收稿日期: 2005-04-25

基金项目: 2005年度高等学校博士学科点专项科研基金(20050731002)

的,如图 1 所示。

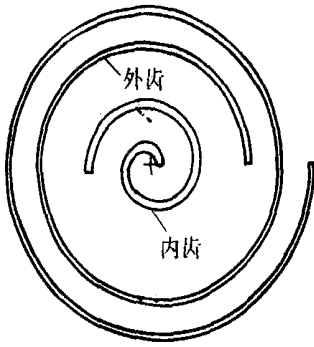


图 1 间断涡旋齿示意

间断涡旋齿在运转中内、外齿各自相啮合,其在结构上具有如下特点:

- (1)内、外涡旋齿必须具有相等的回转半径,以保证内、外齿能同时啮合;
- (2)内、外齿之间必须留有足够的空间以保证运转中动静涡旋的内、外齿之间不会发生齿碰;
- (3)外齿可具有不同的齿高、齿厚和型线类型。

由于外齿工作腔内的气体压力较低且需有较大的吸气容积,因此可将外齿设计成齿高较高、齿壁较薄和具有较大吸气容积的型线,如线段渐开线;同理可将内齿设计成齿高较低、齿壁较厚和具有较小排气容积的型线,如圆渐开线的圆弧类完全啮合修正型线。因此该结构可以更好地兼顾吸气、压缩和排气全过程,具有较高的综合性能。

在工作啮合中,动静涡旋的两内齿和两外齿各自相啮合将工作腔分为 3 个部分:外压缩腔、中间腔和内压缩腔,如图 2 所示。

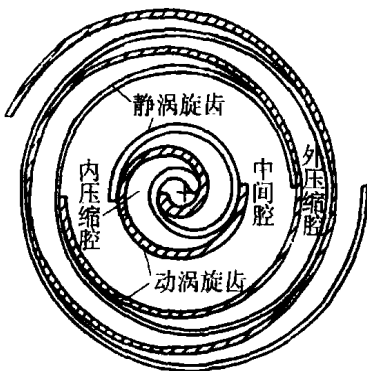
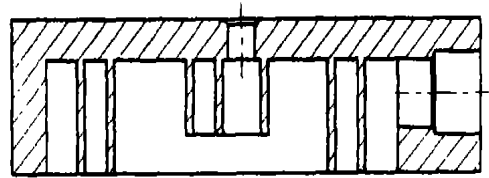


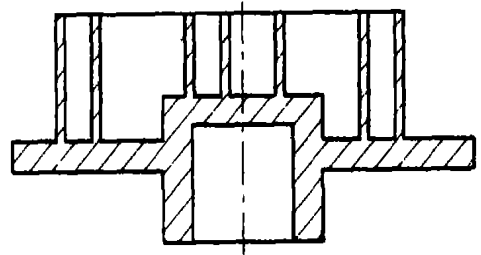
图 2 间断涡旋齿的啮合示意

高、低间断涡旋齿结合于曲轴内嵌入式结构<sup>[3~4]</sup>,其动静涡旋盘如图 3 所示。与传统的动涡旋结构相比,曲轴内嵌于动涡旋盘内,减小了其所受的倾覆力矩,有利于其底板与支架体平面之

间的密封。



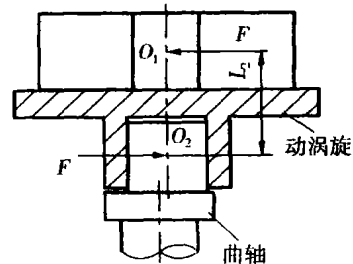
(a) 静涡旋



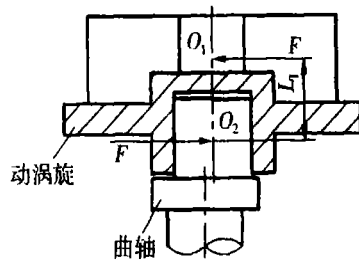
(b) 动涡旋

图 3 涡旋齿结构示意图

如图 4 所示,动涡旋盘所受的气体力大小为  $F$ ,作用点为  $O_1$ ,所受的曲轴支反力的大小也为  $F$ ,作用点为  $O_2$ ,这样形成了一个力偶,即倾覆力矩, $O_1O_2$  的距离为力臂,由于曲轴内嵌使得该力臂减小,即  $L_1 < L_2$ ,因而动涡旋盘所受的倾覆力矩较小。



(a) 传统结构



(b) 内嵌入式结构

图 4 动涡旋的结构比较示意

### 3 高低间断涡旋齿的工作原理

#### 3.1 间断涡旋齿压缩过程的数学模型

在工作中,一定质量的气体被外齿吸入后,经

外齿压缩排入中间腔;内齿从中间腔吸入等质量的气体,再经内齿压缩后排出机外。由于外齿排气腔容积大于内齿吸气腔容积,因而间断涡旋齿的工作过程不同于两级压缩。外齿排入中间腔的气体容积较大,而内齿从中间腔吸入的气体容积较小,使得中间腔内气体质量不断增加,压力逐渐升高,当进出中间腔的气体质量相等时,达到质量平衡状态。由于中间腔内的气体压力大于外齿排气腔内的气体压力,使得在这两个工作腔相连通的瞬间,中间腔内的高压气体与外齿排气腔内的低压气体相混合,导致高压气体膨胀将低压气体压缩,然后再由外齿将混合气体一同推入中间腔和内齿吸气腔,混合气体的压力回升。可见中间腔内始终有一定质量的存留气体反复地膨胀和被压缩,并通过膨胀将外齿排气腔内的气体进行压缩。

现对间断涡旋齿的压缩过程作如下假设:

(1) 认为被压缩气体为理想气体,忽略其动能、位能和泄漏,并假设任何瞬时任意工作腔内各点的气体状态参数相同。

(2) 将整个压缩过程分为若干阶段,每个阶段都视为多变指数恒定的多变过程,用多变指数来反映该过程的热交换和摩擦损失等因素的影响<sup>[5]</sup>。

(3) 外齿排气和内齿吸气同时开始、同时结束。以外齿所吸入的质量为  $M$  的气体为控制体。由于中间腔内的存留气体质量不变,根据模型假设,将控制体的压缩过程分为 4 个阶段:外齿压缩、混合阶段、内齿吸气和内齿压缩。因此控制体经历了 5 个状态:外齿吸气、外齿排气、混合状态、内齿吸气和内齿排气,分别用下标 1, 2,  $m$ , 3 和 4 区分。存留气体经历 2 个阶段:混合阶段和内齿吸气,且经历 2 个状态:混合状态和内齿吸气。

当内齿吸气结束时,内齿吸气腔和中间腔内气体的状态相同,因而中间腔内存留气体的质量  $M'$  为:

$$M' = MV' / V_3 \quad (1)$$

式中  $V'$ ——混合前的中间腔容积

设  $\mu$  为控制体在混合气体中的质量含量,则:

$$\mu = M / (M + M') \quad (2)$$

控制体在状态 1, 2,  $m$ , 3 和 4 时满足状态方程:

$$p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2 = p_m \mu (V' + V_2) / T_m$$

$$= p_2 V_3 / T_3 = p_4 V_4 / T_4 = MR \quad (3)$$

控制体和存留气体状态变化如图 5 所示。混合阶段是第  $i$  个周期内的控制体与第  $i-1$  个周期内的存留气体相混合。控制体在 4 个阶段中都被压缩,且每个阶段都为多变压缩过程,其多变指数分别为:  $n_{12}$ ,  $n_{2m}$ ,  $n_{m3}$  和  $n_{34}$ 。存留气体在状态  $m$  和 3 时满足状态方程,且所经历的 2 个阶段为多变过程,其多变指数分别为  $n_{3m}$  和  $n_{m3}$ 。

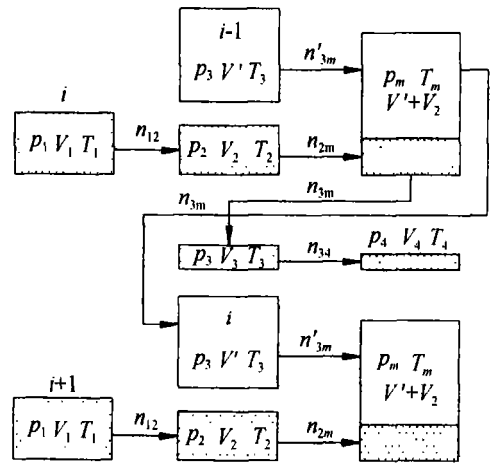


图 5 气体流程示意

控制体和存留气体的过程方程分别为:

$$\begin{aligned} (p_1, V_1) |_i &\xrightarrow{n_{12}} (p_2, V_2) |_i \\ &\xrightarrow{n_{2m}} (p_m, \mu(V_2 + V')) |_i \xrightarrow{n_{m3}} (p_3, V_3) |_i \\ &\xrightarrow{n_{34}} (p_4, V_4) |_i \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} (p_3, V') |_{i-1} &\xrightarrow{n_{3m}} (p_m, (1-\mu)(V_2 + V')) |_i \\ &\xrightarrow{n_{m3}} (p_3, V') |_i \end{aligned} \quad (5)$$

再以存留气体和控制体之和所占据的容积为控制容积。在混合阶段的前后,控制容积对外没有功和热交换,为孤立系统,其内能不变,因而有:

$$T_m^i = (MT_2^i + M'T_3^{i-1}) / (M + M') \quad (6)$$

由  $T_m^i$  的数值可确定过程指数  $n_{2m}$  和  $n_{3m}$ :

$$n_{2m} = 1 + \ln \frac{T_m^i}{T_2^i} / \ln \frac{V_2}{\mu(V_2 + V')} \quad (7)$$

$$n_{3m} = 1 + \ln \frac{T_3^{i-1}}{T_m^i} / \ln \frac{(1-\mu)(V_2 + V')}{V'} \quad (8)$$

由于外齿排气腔容积大于内齿吸气腔容积,使得从第 1 个吸气周期开始,存留气体质量和压力不断增加直到质量平衡;此后由于存留气体反复膨胀和被压缩而产生的功耗损失变为热量,从而改变了压缩过程中的每个阶段的热交换情况和多变压缩指数,直到  $n_{3m} = n_{m3}$ , 达到温度平衡,进

入稳定工况。在稳定工况中,第  $i+1$  和  $i$  周期内的各状态点的状态参数相同;控制体在混合阶段中吸热,即  $n_{2m} > k$  ( $k$  为绝热压缩指数),在内齿吸气阶段中放热,即  $1 < n_{m3} < k$ 。

$p_1, T_1$  和各容积为已知,用以上公式通过迭代可求得稳定工况下全部状态点的状态参数值。整个压缩过程的等端点定值压缩指数(全过程指数)为:

$$n_{14} = \ln(p_4/p_1) / \ln(V_1/V_4) \quad (9)$$

在一个压缩周期内,涡旋齿对控制体所做功为  $W$ ,对控制体和存留气体所做功为  $W'$ ,两者之差为由于存留气体反复膨胀和被压缩而产生的功耗损失:

$$W' - W = \frac{1}{n_{m3} - 1} [p_m(1 - \mu)(V_2 + V_z) - p_3 V'] - \frac{1}{n_{2m} - 1} [p_2 V_2 - p_m \mu(V_2 + V_z)] \quad (10)$$

因间断涡旋齿在气体压缩中存在功耗损失,其理论压缩循环效率  $\eta$  小于 1,即:

$$\eta = W/W' \quad (11)$$

式中  $M$ ——质量, kg  
 $V$ ——容积,  $m^3$   
 $P$ ——气体压力, Pa  
 $T$ ——温度,  $^{\circ}C$   
 $R$ ——气体常数  
 $n$ ——多变压缩指数  
 $k$ ——绝热压缩指数  
 $W$ ——功, W  
 $\epsilon$ ——压缩比

### 3.2 算例分析

曲轴回转半径为 6.0mm,外齿为圆渐开线,齿厚为 3.8mm,齿高为 25mm,起止展角分别为  $6\pi$  和  $10.5\pi$ ;内齿也为圆渐开线,齿壁厚度为 4.8mm,齿高为 20mm,起止展角分别为  $0.5\pi$  和  $4\pi$ 。表 1 所示为各状态点下的曲轴转角和控制体所占的容积。可见利用高、低间断涡旋齿可有效且迅速地减少被压缩气体所占的容积。

表 1 容积与曲轴转角关系

状态参数	状态点				
	1	2	$m$	3	4
曲轴转角 $\theta(^{\circ})$	0	630	630	990	1440
容积 $V(\text{cm}^3)$	166.3	138.5	60.9	40.7	32.6

图 6 所示为高低间断涡旋齿的压缩过程与绝热压缩过程 ( $n=1.4$ ) 及多变压缩过程 ( $n=1.8$ ) 的比较。1—2, 2— $m$ ,  $m$ —3 和 3—4 分别为外齿

压缩、混合、内齿吸气和内齿压缩阶段。存留气体的状态参数变化是以  $2\pi$  为周期的。在混合阶段中,控制体和存留气体的状态参数瞬间变化。可见  $2-m$  的多变指数较大,而  $m-3$  的多变指数较小。全过程指数为。因而高、低间断涡旋齿的理论压缩循环功较大,另外存在功耗损失,其压缩效率低。

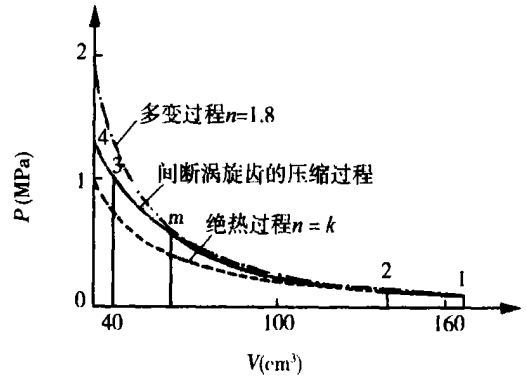


图 6 压缩过程示意

### 3.3 工作过程中的影响因素

$\mu$  的大小决定存留气体的相对质量和中间腔的相对容积,它影响功耗损失、全过程指数和工作中存留气体状态参数的波动。 $\mu$  值越小,中间腔容积相对越大,存留气体质量相对越多,在工作中其压力和温度波动越小;但结构尺寸大,功耗损失多,全过程指数大,压缩效率低。

$V_3/V_2$  的大小受内外齿齿高、齿厚、型线类型和型线起止角度等参数的影响,它决定从开始到存留气体质量平衡所需的时间,影响存留气体的状态参数和外压缩与中间腔内气体的压差。 $V_3/V_2$  越小,外齿排入中间腔内的气体容积相对较多,内齿从中间腔吸入的气体容积相对较少,中间腔与外齿排气腔内的气体压差越大。在间断涡旋齿中  $V_3/V_2$  大于 1,而在连续涡旋齿中  $V_3/V_2=1$ 。

$\epsilon_{m2}/\epsilon_{41}$  ( $\epsilon_{m2}=p_m/p_2, \epsilon_{41}=p_4/p_1$ ) 为混合阶段(即依靠气体混合)所产生的压缩比与总压缩比的比值,该数值对功耗损失和压缩效率影响很大。

高、低间断涡旋齿结构的优点:

(1) 通过降低内齿高度以减小排气容积,在理论上可以达到任意大的压缩比,充分发挥了涡旋压缩机无余隙排气的优势;改变压缩腔的轴向尺寸以增加压缩比,无需增加涡旋盘直径,使气体轴向力小、整机结构紧凑;

(2) 由于内外齿之间互不影响,可以更好地同时兼顾吸气、排气、涡旋齿力学性能等方面,使

该涡旋齿具有较高的综合性能;

(3) 结合了曲轴内嵌入式结构,减小了动涡旋盘所受的倾覆力矩,有利于其底板与支架体平面之间的密封;

(4) 间断涡旋齿在工作中的混合阶段是利用存留气体的膨胀来控制体进行压缩的,这是气体压缩中的新方法。

同时,高、低间断涡旋齿结构也有以下缺点:

(1) 在同一涡旋盘上开设出不连续的两段涡旋齿,增加了其加工难度;

(2) 气体在外压缩腔与中间腔之间的压差较大,使得这两个工作腔之间的气体泄漏加剧;

(3) 混合阶段中外齿排气腔内的气体压力瞬间变化较大,将产生冲击和振动;

(4) 由于产生功耗损失,因而压缩功耗大,指示效率低。

针对高、低间断涡旋齿结构存在的诸多不足,可采取以下措施提高其性能:

(1) 对中间腔内的气体进行强制冷却,有利于降低排气温度,减小功耗损失,降低压缩功耗;

(2) 在涡旋齿顶加装密封条,增强其密封,有利于减小气体泄漏;

(3) 调整内外齿的圈数、起止位置和相对位置关系,优化该结构的基本结构参数。

#### 4 结语

所提出的高、低间断涡旋齿是作为提高单机

涡旋压缩机压缩比的一种尝试性的方法,通过减小压缩终了容积的涡旋齿高度以增大压缩比,该结构在理论上完全可以实现对气体的压缩,但在实际中存在许多不足,缺乏实验检验。该结构结合了间断涡旋齿、高低涡旋齿和曲轴内嵌入式结构三者的优点,对涡旋齿的啮合要求极高,适用于压缩比较高、气体流量较小、被压缩气体的绝热指数较小和对压缩机外形尺寸要求较高的场合。

#### 参考文献:

- [1] 刘振全,王君,李雪琴,等. 涡旋压缩机涡旋齿的渐开线圆弧修正[J]. 兰州理工大学学报,2004,30(2): 55-58.
- [2] 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.
- [3] Li Chao, Liu zhenquan. The study of characteristics with smaller overturning moment for scroll compressor [A]. Proceedings of Seventeenth International Compreddur Engineering Conference at Purdue[C]. 2004, July. 12-15.
- [4] Liu tao, Liu zhenquan. Investigation of scroll compressor with no overturning moment [A]. Xi'an 97 International Compressor Technique Conference[C]. 1997.128-132.
- [5] 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.

**作者简介:**王君(1976-),男,博士研究生,主要研究方向为涡旋压缩机、容积式压缩机,通讯地址:730050 甘肃兰州市兰州理工大学石油大学化工学院。

(上接第58页)

(3) 实验结果和模拟结果存在一定差距,原因是模拟计算进口的边界条件假定为均匀来流,而实际风机的出口,即风管的进口风速是不均匀的。加上整流网后,出口风速均匀性大为改善,取得良好效果。

(4) 在 CFD 数值模拟和试验的基础之上,进一步优化模型来指导试验研究,能够减少试验次数、降低设计周期和节省投资费用并为实际工程应用提供理论依据。

#### 参考文献:

- [1] 徐庆磊. 我国食品冷冻、冷藏行业的现状与发展 [Z]. 中国食品冷藏链新设备、新技术论坛,上海, (C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

- 2003.
- [2] Kennedy C. The Future of Frozen Foods [J]. Food Science and Technology Today, 2000, 14(4): 195-197.
- [3] 康景隆. 快速冻结 [M]. 北京: 轻工业出版社, 1996. 117-125.
- [4] Khadatkar R M, Kumar S, Pattanayak S C. Cryofreezing and cryofreezer [J]. Cryogenics, 2004, (44): 661-678.
- [5] 陶文铨. 数值传热学(第2版) [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [6] 吴子牛. 计算流体力学基本原理 [M]. 北京: 科学出版社, 2001.

**作者简介:**郑志泉(1960-),男,工程师,主要从事流体机械与检测技术的研究工作,通讯地址:200093 上海市军工路516号上海理工大学动力工程学院430号信箱。