

The Design of Structure Optimization on Twin-Screw Compressor Rotors Based on the Fluid Simulation

Zhengang Jiang

School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi
Email: 632262341@qq.com

Received: Sep. 19th, 2014; revised: Oct. 16th, 2014; accepted: Oct. 24th, 2014

Copyright © 2014 by author and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

The level of designing the twin-screw compressor rotor profile in our country is relatively backward compared to foreign countries. The rotor is an important part of the screw compressor. This paper presents the new ideas based on arc-envelope to design the screw rotor. Taking the unilateral asymmetric cycloid-pins arc tooth profile as the research object, it designed a new type of rotor profile and built screw rotors with arc envelope tooth profile. It founded flow field simulation model of the original, and new twin-screw compressor rotor profile adopted the 3D software, simulated the distribution of its pressure and flow rate at operating speed with the software of Fluent. It predicted the rational of simulation results on the new designed rotor profile and provided a reference for the improvement of the new male and female twin-screw compressor rotors until getting the excellent performance rotors.

Keywords

Arc Envelope, Three-Dimensional Modeling, Fluid Simulation Analysis, Rotor Profile

基于流体仿真的双螺杆压缩机的转子结构优化设计

姜振钢

江南大学机械工程学院, 无锡

Email: 632262341@qq.com

收稿日期: 2014年9月19日; 修回日期: 2014年10月16日; 录用日期: 2014年10月24日

摘要

我国国内的双螺杆压缩机型线设计水平相对于国外比较落后, 转子型线是压缩机的重要零件, 本文提出设计以新型圆弧包络线为基础的螺杆转子的新思路, 以单边不对称摆线-销齿圆弧型线为研究对象, 开发设计了新型转子型线。应用圆弧包络线构建了螺杆转子的齿廓线; 利用三维软件建立了双螺杆压缩机原型线与新型线流场仿真模型, 运用Fluent软件模拟了其在工作转速下压强与流速的分布规律。由仿真结果对新型线设计的合理性进行了预判, 并为新型线的改进优化直至获得性能优良的双螺杆压缩机阴阳转子提供了参考依据。

关键词

圆弧包络线, 三维建模, 流体仿真分析, 转子型线

1. 引言

转子是双螺杆压缩机的核心, 是本文主要的研究对象, 也是压缩机设计和建模的重点与难点。阳螺杆的优化设计首先要根据转子的型线来进行研究。目前有比较优秀的压缩机螺杆转子型线 SIGMA 型线、ECOSCREW 型线复盛型线 SRM-D 型线、 χ -II 型线 JLB 型线等, 这些主要采用圆弧、椭圆等及其包络线光滑连接而成, 它们都被一些外国的螺杆压缩机公司所掌握[1]。

近几十年来我国相继引进了大、小多套螺杆压缩机系统, 在一些系统上, 如丁二烯抽提装置、苯乙烯装置、火炬气回收系统、低温制冷系统等都相应地选用了一些国外专业生产厂家, 如英国的豪顿(HowDNE)、日本的神钢(KOBESTELL)、德国的戈哈哈(GHH)、美国的 A-C 公司生产的螺杆压缩机组, 这些机组的设计、制造技术代表了目前世界上螺杆式压缩机的先进水平, 而我们对这些机组的认识也走过了相当一段路程[2] [3], 在设备选型、使用、检修上都曾出现过各种失误, 原因就是我们对原理、结构、特性等存在着认识上的不足。我国在转子的型线设计上的整体水平也相对落后。“单边不对称摆线-销齿圆弧型线”, 是我国的国标型线[4]-[7]。在采用类似于外国的一些型线技术时, 虽然有消化吸收后推导出新的型线, 但是在综合性能方面我国与外国还是存在着比较大的差距。

经过人们多年对螺杆转子的理论分析和试验研究, 通过不断的总结, 可以定义出如下的螺杆转子型线的初步设计原则, 在设计初期, 应尽量满足以下要求和条件[8] [9]:

(1) 压缩机螺杆转子存在一对阴阳转子, 为了得到型线的啮合要求, 则其转子型线上的组成齿曲线要是共轭曲线, 且满足啮合定律。即型线任何位置的接触点的共法线一定通过节点。

(2) 转子之间的接触线长度应较短并且连续。连续的接触线意味着转子间没有间隙, 而为了减少压缩气体的泄漏, 减少间隙, 转子型线的接触线应保持连续。但是在实际情况中, 不可能出现这种情况, 因为如果没有间隙, 转子在运动时会发生干涉, 为了防止这种干涉, 转子间一定会有间隙。这个间隙带对应着理论上的接触线, 为了减少间隙带上气体的泄漏, 接触线长度应该尽量缩短。

(3) 在转子型线生成完成后, 会出现一个泄漏三角形, 这个泄漏三角形会导致气体的泄漏, 使得压缩机的性能受到影响, 所以要尽量使设计得到的转子型线上的泄漏三角形的面积尽量小。

(4) 应使的压缩机吸气端口处的封闭容积尽量小。由于封闭容积的存在,影响着螺杆压缩机的一些性能,如增加了功耗、增大了噪声等。所以在设计转子型线时,就应当把如何减小封闭容积考虑在内。

(5) 另一个型线要素齿间面积在设计转子型线时,应考虑将其尽可能的增大。在压缩机的工作过程中,压缩的气体都存在于齿间面积中,其大小能够反映出压缩机的工作效率,同时齿间面积越大,其压缩的气体也就越多,这样的话泄漏的气体对整个压缩过程来说影响将减小[10][11]。

2. 圆弧包络线的相关方程的推导

如图 1、图 2 所示,发生圆半径为 R_g , 螺杆 I 的节圆半径 R_{H1} , $R_g = R_{H1}$, 螺杆 2 的节圆半径为 R_{H2} 包络半径为 r , 摆点半径为 B , 即包络圆弧的圆心为 $(-B \sin \phi_0, B \cos \phi_0)$, 发生圆的发生圆的转动角度为 ϕ_p [12]-[14]。

圆弧的包络线的啮合线是 abc , 不论 ϕ_p 角度如何, 圆半径 r 都需要经过节点 e 。因此圆弧包络线的啮合方程式为:

$$X_e = -B \sin(\phi_0 + \phi_p) + r \sin t \quad (1)$$

$$Y_e = B \cos(\phi_0 + \phi_p) + r \cos t \quad (2)$$

其中

$$\tan t = B \cos(\phi_0 + \phi_p) + r \cos t \quad (3)$$

螺杆 I 的圆弧包络线 $a_1b_1c_1$ 的方程是从啮合线方程旋转回 ϕ_p 角度, 表示在坐标系 X_1OY_1 上的方程为:

$$X_1 = r \sin[t + (\phi_0 + \phi_p)] \quad (4)$$

$$Y_1 = B + r \cos[t + (\phi_0 + \phi_p)] \quad (5)$$

显然, 上面参数方程是一圆弧形。转角 ϕ_p 从 0 变化到 ϕ_m , 其中:

$$\phi_m = \arccos\left[\frac{(R_{H1}^2 + B^2 - r^2)}{(2R_{H1}B)}\right] \quad (6)$$

螺杆 II 的圆弧包络线 $a_2b_2c_2$ 的方程是从啮合线方程旋转回 ϕ_p 角度, 表示在坐标系 X_2OY_2 上的方程为:

$$X_2 = A \sin \phi'_p - B \sin[(\phi_0 + \phi_p) + \phi'_p] + r \sin(t - \phi'_p) \quad (7)$$

$$Y_2 = A \cos \phi'_p - B \cos[(\phi_0 + \phi_p) + \phi'_p] - r \cos(t - \phi'_p) \quad (8)$$

其中:

$$\phi'_p = (\phi_0 + \phi_p) R_g R_{H2} \quad (9)$$

上述结果与文献[1]中的包络法推导结果一样, 但用包络条件则要复杂得多。

设计从动螺杆的齿形, 希望其气压扭矩总和 M 等于零或稍小于零, 因此需要计算圆弧包络线的气压扭矩。

从上面推导过程可看到圆弧包络线的齿形断面积与啮合线面积之差为 $1/2 \int \phi'_p dR^2$, 因此其气压扭矩为:

$$M = \frac{S(P_2 - P_1)}{4} \int \phi'_p dR^2 \quad (10)$$

式中: $(P_2 - P_1)$ 为压差, S 为螺杆的长度, $R^2 = X_2^2 + Y_2^2$, 经推导得:

$$R^2 = A^2 + B^2 + r^2 + 2B \cos(t + \phi_p) - 2AB \cos \phi_p - 2Ar \cos t \quad (11)$$

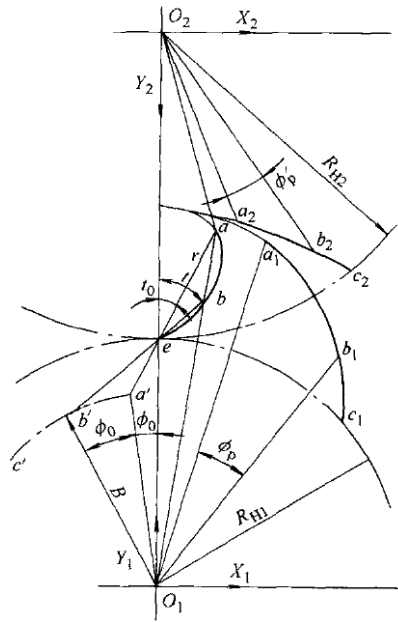


Figure 1. Envelope of short arc
图 1. 短圆弧包络线

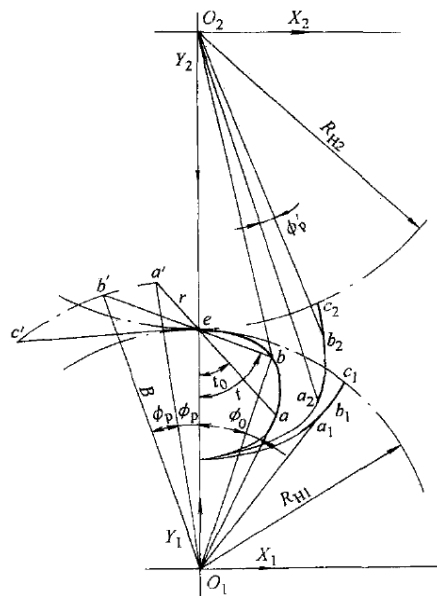


Figure 2. Envelope of long arc
图 2. 长圆弧包络线

3. 双螺杆压缩机流场模型的建立

阴阳转子相互配合，由阳转子带动阴转子转动。设计出转子端面的型线后，分别结合螺旋角、轴径等的相关参数建立出螺杆的三维模型，将端面型线以旋转中心为轴线沿着螺旋扫掠，即得到了螺杆转子的三维模型，改进后的螺杆实体模型如图 3 所示，参数如表 1 所示。

利用布尔运算建立双螺杆压缩机的流场模型，其中包括出气口流场、压缩机螺杆腔流场和排气口流场，如图 3(a)~图 3(f)所示。利用三维软件将其装配，得到双螺杆压缩机三维流场模型，如图 3(e)所示。

再将三维模型以 parasolid 文件导出，得到可以让 Gambit 处理的文件。利用前处理 Gambit 软件对其进行前处理。分别将三个流场的相应接触面定义为 interface，来实现各部分流场之间的连通。然后对其进行网格划分。划分结果如图 3(f)所示。三个流场区域的网格单元数量及网格划分方法如表 2 所示[15]-[17]。

4. 双螺杆压缩机流体动力学分析

用专业流体分析软件 Fluent 对双螺杆压缩机内部流场进行数值仿真分析,转子工作转速为 3000 r/min,并对其他相关参数进行设置。设计出的圆弧包络线双螺杆压缩机转子型线与边不对称摆线—销齿圆弧式双螺杆压缩机转子型线与新型线的流场压强分布规律如图 4 所示。

综合上面的 4(a)~4(d)几张图片分析和表 3 比较结果来看，在同等仿真环境和参数设置中改进后的型

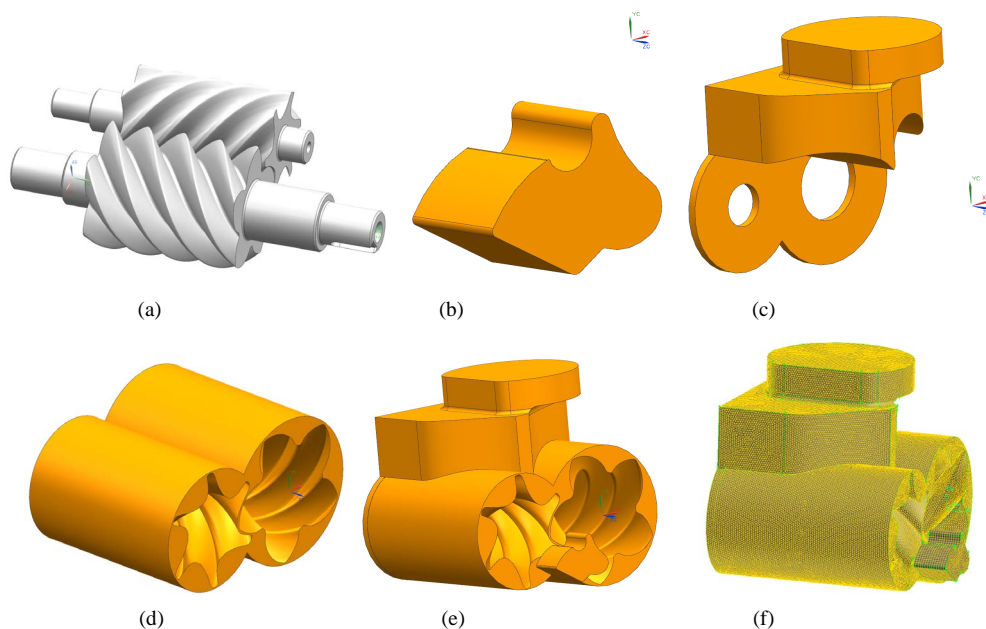


Figure 3. Division of the establishment of the compressor flow field and the grid: (a) Assembly drawing of male & female rotor; (b) The outlet fluid model; (c) The inlet fluid model; (d) The screw chamber fluid model; (e) The combined fluid model; (f) Meshing Results

图 3. 压缩机流场的建立与网格的划分: (a) 阴阳转子装配图; (b) 出气口流体模型; (c) 进气口流体模型; (d) 螺杆腔流体模型; (e) 组合后的流体模型; (f) 网格划分结果图

Table 1. The relevant data of male & female rotor profiles' measurement and modeling

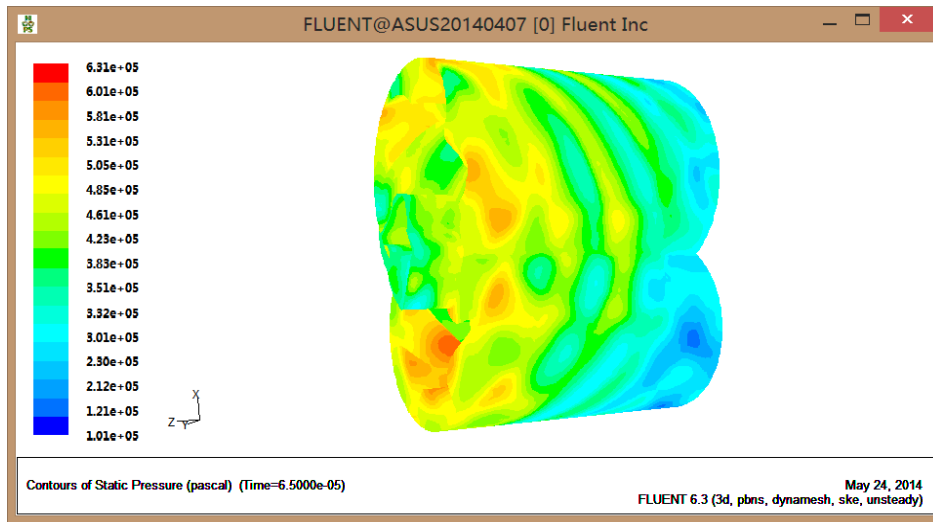
表 1. 阴阳转子的型线测量与建模的相关数据

	中心距(mm)	头数	螺距(mm)	旋向	螺旋圈数	螺旋角 β	大径(mm)
阳转子	54	5	22.32	右旋	5/6	25.65°	74
阴转子		6	22.32	左旋	25/36	34.96°	61

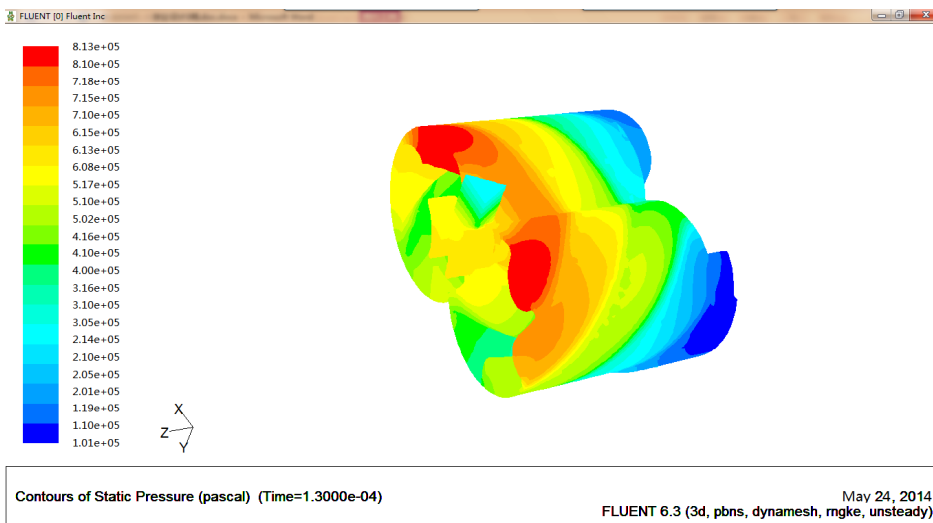
Table 2. The parameters of meshed fluid model

表 2. 流体模型网格划分参数

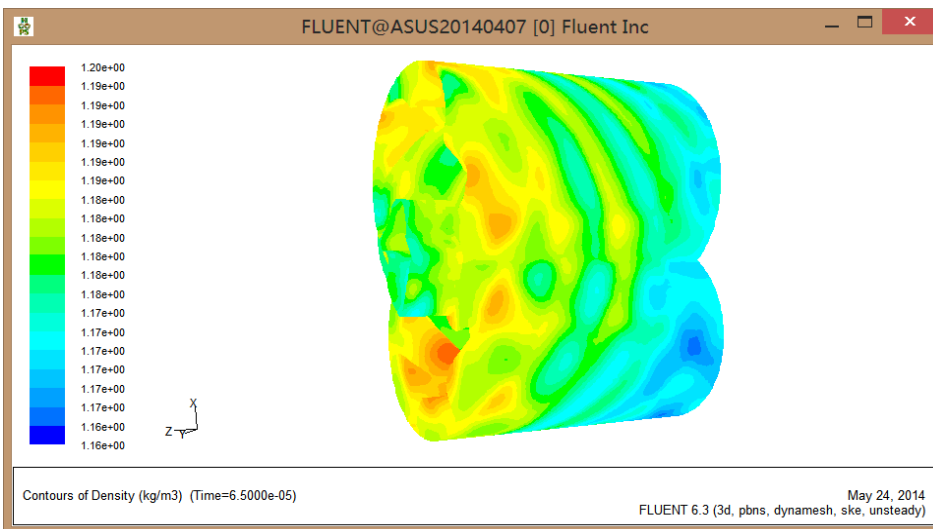
	划分方法	Interval size	单元节点个数	网格数量
进气口	TGrid	0.8	1,300,001	681,285
螺杆腔	TGrid	0.8	165,330	763,450
出气口	Cooper	0.8	5970	4970



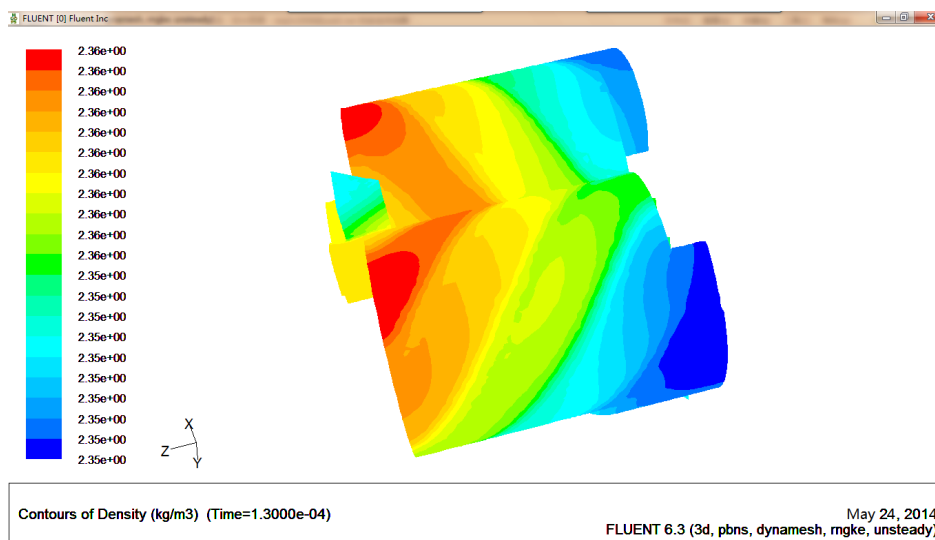
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 4. The results of the twin-screw compressor flow field analysis: (a) The pressure distribution in the compressor before improvement; (b) The pressure distribution in the compressor after improvement; (c) The fluid density distribution in the compressor before improvement; (d) The fluid density distribution in the compressor after improvement

图 4. 双螺杆压缩机流场分析结果: (a) 改进前压缩机内压力分布图; (b) 改进后压缩机内压力分布图; (c) 改进前压缩机内流体密度分布图; (d) 改进后压缩机内流体密度分布图

Table 3. The contrast of the twin-screw compressor flow field analysis before & after improvement
表 3. 改进前后流体分析结果比较

	压力分布(pa)		流体密度分布(kg/m ³)	
	最大值	最小值	最大值	最小值
改进前	6.06e+05	1.01e+05	1.16e+00	1.20e+00
改进后	8.13e+05	1.01e+05	2.36e+00	2.35e+00

线所形成的最大压力值要高于改进前的型线所对应的最大压力值提高了 34.1%，在密度场中改进后的流体密度也大于改进前的密度提高了将近 1.17 倍，综合压力场、密度场的分析结果可以看出改进后的型线的双螺杆压缩机的性能得到了提高。

5. 结语

本文利用圆弧包络线曲线参与构造转子型线，实现了齿廓线的光滑过渡与啮合，并通过控制点和齿廓线方程参数的修改，实现了新型转子型线的优化改进，克服了传统转子型线设计过程中各段齿廓线修改困难的问题。借助流体仿真快速模拟现实的优点，对单边不对称销齿圆弧式双螺杆转子型线及其开发的新型线模拟仿真并比较分析表明：新型线的高压区与低压区的最高压强差扩大明显，排量也有所增加，说明新型线设计有一定的可取性，但新型线仍存在不足之处，可依据比较结果对新型线进行优化并再次模拟仿真。将自由曲线理论与计算流体力学理论结合运用于双螺杆转子型线设计中，利用仿真结果指导由自由曲线参与构建的新型转子型线的修改，直至获得仿真性能优良的转子型线，再搭建实体实验验证结果的双螺杆压缩机转子型线设计方法，可达到缩短设计周期、提高新型线设计效率、降低设计成本的效果。

参考文献 (References)

- [1] 刑子文 (2000) 螺杆压缩机——理论、设计及应用. 机械工业出版社, 北京.
- [2] 范春艳 (2010) 试论螺杆压缩机发展现状及应用. *化学工程与装备*, **9**, 186-187.
- [3] 熊伟, 冯全科 (2005) 螺杆压缩机研究现状与热点. *流体机械*, **3**, 30-32.
- [4] 喻志强, 林子良, 于洋 (2006) 国内螺杆压缩机的发展研究. *通用机械*, **8**, 18-19.
- [5] 邢子文, 吴华根, 束鹏程 (2007) 螺杆压缩机设计理论与关键技术的研究和开发. *西安交通大学学报*, **7**, 755-763, 810.
- [6] 徐健, 余宾宴, 余小玲, 等 (2012) 螺杆压缩机转子型线设计方法. *压缩机技术*, **2**, 1-6.
- [7] 潘小强 (2004) CFD 软件在工程流体数值模拟中的应用. *南京工程学院学报自然科学版*, **2**, 62-66.
- [8] 朱红钧, 林元华, 谢龙汉 (2010) FLUENT 流体分析及仿真实用教程. 人民邮电出版社, 北京, 39-42.
- [9] 周志宏, 李勇 (2008) 双螺杆压缩机转子圆弧及圆弧包络线型线的几何构造. *机电产品开发与创新*, **6**, 129-130.
- [10] 王文军, 平雪良, 龚玉玲, 马仙龙 (2008) 压缩机螺杆转子型线逆向设计法. *机床与液压*, **36**, 75-77.
- [11] 马仙龙 (2008) 基于 NURBS 的双螺杆压缩机转子型线研究. 江南大学, 无锡.
- [12] Stosic, N., Smith, I.K. and Kovacevic, A. (2004) Estimation and control of heat transfer in screw compressor rotors. *ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Anaheim, 13-19 November 2004, 441-446.
- [13] Stosic, N. and Smith, I.K. (2001) Rotor interference in screw compressors. In: Yu, Y.Z., Ed., *Proceedings of the 3rd International Compressor Technique Conference*, Xi'an Jiaotong University Press, Xi'an, 134-142.
- [14] Fouflias, D., et al. (2009) CFD Predictions of cascade pressure losses due to compressor fouling. *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, Orlando, 8-12 June 2009, 99-108.
- [15] 吴宝志 (1985) 螺杆式制冷压缩机. 机械工业出版社, 北京.
- [16] L.林德 (1986) 螺杆压缩机. 机械工业出版社, 北京.
- [17] FLUENT Inc. (2003) FLUENT 6.1 Documentation. FLUENT Inc., New York.