

文章编号: 1671-6612 (2020) 04-442-04

往复式制冷压缩机气缸内流场特性仿真分析

韩 恪 于 越 宋 超 鲍怀谦

(山东科技大学 青岛 266590)

【摘 要】 往复式压缩机是依靠曲柄的旋转带动活塞的往复运动, 通过改变工作容积, 来实现提高气体压力的目的。通过建立往复式制冷压缩机气缸的三维模型, 利用 CFD 仿真软件实现对气缸工作过程的数值模拟, 分析气缸内流场特性包括压力、速度等参数随曲柄转角的变化情况, 为优化压缩机性能提供了依据。

【关键词】 往复式压缩机; 数值模拟; 网格划分; 流场特性

中图分类号 TB652 文献标识码 A

Simulation Analysis on Flow Field Characteristics of Reciprocating Compressor in Cylinder

Han Ke Yu Yue Song Chao Bao Huaiqian

(Shandong University of Science and Technology, Qingdao, 266590)

【Abstract】 Reciprocating compressors rely on the rotation of the crank to drive the reciprocating motion of the piston and achieve the purpose of increasing gas pressure by changing the working volume. In this paper, the three-dimensional model of the compressor cylinder is set up, and the dynamic grid parameters in the CFD simulation software are set up to realize the numerical simulation of the working process of the cylinder. The characteristics of the gas flow field in the cylinder are analyzed, including the variation of temperature, pressure and speed with the crank angle. The theoretical basis is proposed to optimize the performance of the compressor.

【Keywords】 reciprocating compressor; numerical simulation; meshing; flow field characteristics

作者简介: 韩 恪 (1999.04-), 男, 在读本科生, E-mail: sdust_hk@126.com

通讯作者: 鲍怀谦 (1977.07-), 男, 博士, 副教授, E-mail: bhqian@163.com

收稿日期: 2020-02-28

0 引言

往复式压缩机广泛应用于中小型制冷装置中。压缩机作为制冷系统的核心, 其运作是通过电机的转动, 带动活塞的往复移动, 实现对气缸内的气体进行吸入、压缩与输送。气体在气缸内的运动所形成的流场, 对压缩机的效率产生重要影响。随着数值计算技术的飞速发展, 运用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 技术模拟流场情况的方法得到广泛应用。它通过求解流体流动的微分方程, 得到流场的离散分布, 进而模拟得到流体的流动情况^[1]。

国内外一些学者对压缩机工作过程中气缸内流场开展了一系列研究。赵斌等通过分别建立吸排气气缸模型, 进行数值模拟, 求得吸排气阶段气缸内气体的压力场、温度场^[2]; 谢轶男等构建了整个气缸的模型, 运用 Fluent 软件, 实现对气缸的工作过程模拟, 得到了气流在气缸内的流场变化过程^[3]; 党国栋等基于 Matlab 对往复式压缩机工作状态进行数值模拟, 简化分析压缩机惯性力的计算过程, 提高了校验效率^[4]。本文基于 Fluent 软件对往复式制冷压缩机进行了工作过程模拟, 分析了气缸内流体的压力、速度等参数变化, 为气缸的优化设计提

供了依据。

1 气缸模型的建立

气缸是往复压缩机中最核心的部分, 通过调节曲轴转速、改变设计直径等方法, 可以满足不同的压力、排气量和工质的要求。通过活塞在气缸中作往复运动来实现气缸内介质的膨胀、吸气、压缩、排气 4 个过程, 进而实现气体的吸入、压缩和输送。

本文是以某全封闭活塞式冰箱压缩机作为模型, 以某型号往复制冷压缩机为研究对象, 建立流场三维模型。该型号压机最高转速为 2000rpm, 工质为 R600a, 标准工况环境温度 32.2°C, 蒸发温度 -23.3°C, 冷凝温度 54.4°C, 其具体参数如表 1 所示。

表 1 压缩机基本参数

Table 1 Basic parameters of compressor

转速 /rpm	气缸直 径 /mm	活塞 行程 /mm	余隙行 程 /mm	连杆长 度 /mm	曲柄长 度 /mm	压比
2000	23	24	20	41	10	0.8

运用三维软件建立的气缸实体模型, 如图 1 所示。

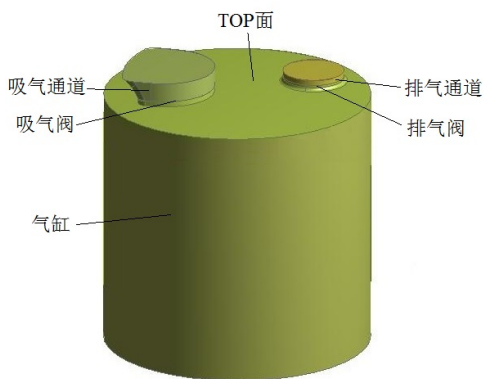


图 1 气缸三维模型图

Fig.1 3D model of cylinder

2 控制方程

流体 $N-S$ 控制微分方程组主要由质量守恒方程、动量守恒方程、湍流方程组成^[5]。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中, ρ 表示密度, t 表示时间, u 、 v 、 w 分

别表示为速度矢量在 x 、 y 、 z 方向的分量。

动量守恒方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) &= \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) &= \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) &= \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \end{aligned} \quad (2)$$

式中, $\text{grad}(\) = \frac{\partial(\)}{\partial x} + \frac{\partial(\)}{\partial y} + \frac{\partial(\)}{\partial z}$ 符号 S_u 、 S_v 、 S_w

是 $N-S$ 方程的源项。

湍流方程: 在流体的流动过程中, 增加的总能量就是受到的表面作用力和体积力所做的功加上流入微元体的热流量方程。

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \end{aligned} \quad (3)$$

式中, T 示温度, c_p 是比热容, k 是流体的传热系数, S_T 是粘性耗散项^[6]。

3 气缸内流场网格划分与条件设置

对气缸内流场进行模拟, 实际是对控制方程进行求解。一般采用网格划分的形式, 对离散方程组进行求解, 从而对整个空间区域进行控制方程的推算。因此, 在对气缸进行数值模拟计算之前, 需要对三维模型进行网格划分。本文是采用 ICEM 软件对模型进行网格划分。

为保证计算精度及结果收敛, 将模型进行分块划分网格, 分为气缸下部、气缸上部、进气、排气四个部分。在气缸的上部, 即阀门的开启与闭合处, 采用四面体网格, 其余气缸下部、吸气通道、排气通道采用六面体网格, 如图 2 所示。

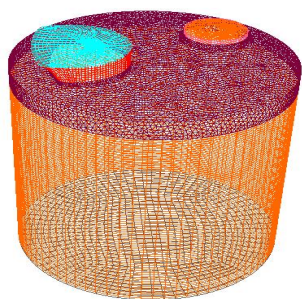


图2 气缸流场的网格划分

Fig.2 Grid division of cylinder flow field

采用的湍流模型为标准 $k-\epsilon$ 模型。在计算过程中作如下假设：

- (1) 经过吸、排气阀时，气流均匀；
- (2) 忽略气阀对气流的阻碍作用；
- (3) 吸气时，气室压力为吸气通道内的压力，近似为 P_s ；排气时，环境压力为排气通道内的压力，近似为 P_d 。

采用 Fluent 求解器对流场进行数值模拟，用有限容积法来控制方程离散网格的分离，压力-速度

的耦合求解采用 SIMPLE 方法。在微分离散格式中，梯度选择 Green-Gauss Cell Based ，压力采用 PRESTO 格式。离散格式采用二阶迎风格式，湍流脉动能量和湍流耗散率也采用二阶迎风格式，其他参数采用默认值。

边界条件设置为：

- (1) 进口边界：进气腔空气温度 300K、空气绝对压力 1bar，空气以垂直于进气阀阀片方向进入气缸，空气在入口处的湍流强度为 5%，湍流粘度比为 10。
- (2) 出口边界：排气腔空气温度 410K、压力 3bar。
- (3) 壁面是绝热的且无滑移壁面。

4 仿真结果与分析

分别对吸排气过程中气缸内的压力和速度变化情况进行了仿真分析，图 3 为吸、排气阶段压力云图，图 4 为吸、排气阶段速度场分布图。

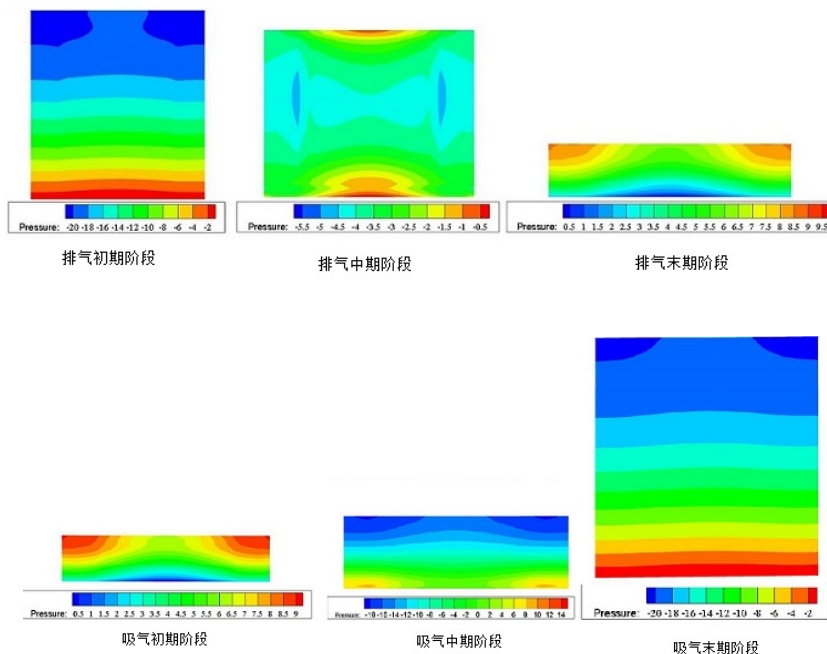


图3 吸、排气阶段压力云图

Fig.3 Pressure nephogram of suction and exhaust stage

由图 3 可以看出，排气阶段气缸内压力变化并不均匀，靠近活塞的底端，压力最大，随着曲柄的旋转，最大静压逐步向气缸底部增加，最终当运动

到下止点，压力达到最大。吸气阶段时曲柄从下止点向上止点运动，同样可以从压力云图可以看出，气缸内最大静压，随着曲柄的旋转，压力是逐渐减

小的。

图 4 是选择气缸的中间截面来分析, 通过速度流场分布来了解气缸内流场特性。在排期初期阶段, 活塞开始运动, 靠近活塞壁面的流体开始运动, 随着活塞慢慢向下推动, 气缸内流体速度逐步增大, 当活塞运动到下止点时, 在排气末期, 气缸在两侧行程对称的涡旋。同样在吸气初期阶段, 气缸内流场分布并不均匀, 随着活塞向上止点运动, 气缸内流场逐步均匀, 同样在吸气的末期阶段, 在气缸两侧出现一对对称旋涡。

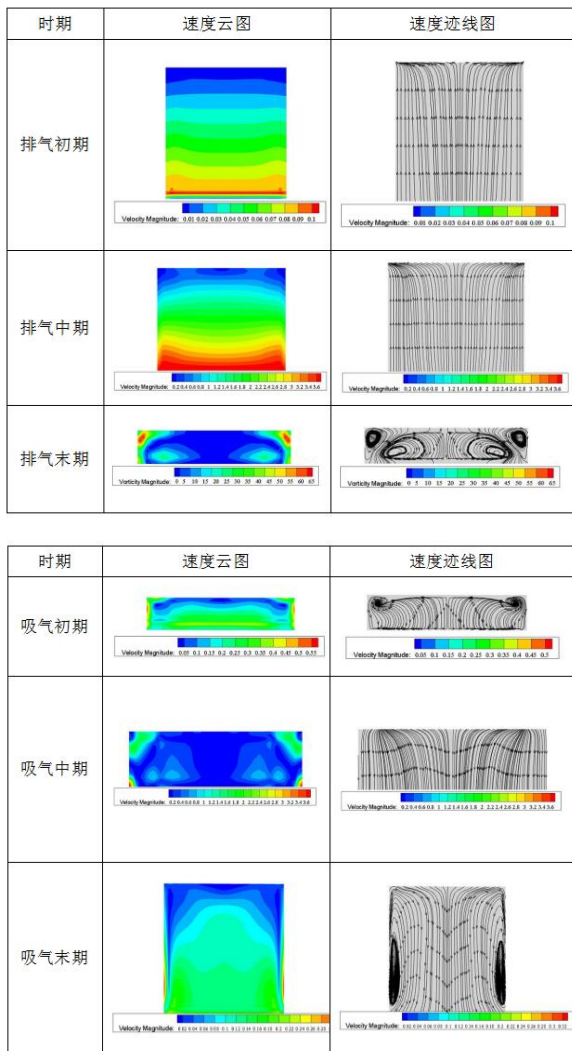


图 4 吸、排气阶段速度场

Fig.4 Velocity field of suction and exhaust stage

5 总结

(1) 本文采用 CFD 流体仿真软件对往复式压缩机气缸内的流场进行了模拟, 得到随曲柄转角气缸内压力场、速度场等参数变化, 为气缸优化设计提供了参考依据。

(2) 本文还有一些不足之处, 未考虑吸排气阀的影响, 在今后的工作需要加上阀片的开启与闭合, 对气缸内流场特性的影响。

参考文献:

- [1] 韩占忠.FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2004.
- [2] 赵斌,孙铁.活塞压缩机气缸内气体的数值模拟[J].压缩机技术,2007,(4):10-12,15.
- [3] 谢轶男,李辉,赵贺嘉,等.往复压缩机动态压力仿真及瞬态流场分析[J].机械设计与制造,2015,(4):52-54,58.
- [4] 党国栋,吴伟,马广志.基于 MATLAB 的往复式压缩机的运动研究[J].机械研究与应用,2018,31(1):64-66.
- [5] 郭鹏,段雪涛,贺滔,童治文.活塞压缩机缸内热力过程 CFD 仿真[J].低温与超导,2014,42(7):64-67,86.
- [6] 唐家鹏.FLUENT14.0 超级学习手册[M].北京:人民邮电出版社,2013.
- [7] 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.
- [8] 陈伟,张凌.粘性依赖于密度的一维流体力学方程[J].龙岩学院学报,2007,(6):29-32.