

# 压缩机壳体内部流场数值模拟分析

## Numerical Simulation of Flow Field in the Shell of Rotary Compressor

陈振明 谢利昌

(珠海凌达压缩机有限公司 广东省珠海市九洲大道中段 519015)

**摘 要:** 使用大型通用热流分析软件 STAR-CCM+和 STAR-CD, 对本公司某一型号的压缩机在标准工况下的壳体内部流场进行三维数值模拟, 获取壳体内部的流场分布、压力分布和通道流量分配, 研究壳体内部流场对压缩机性能、油气分离、曲轴泵油等方面的影响。

**关键词:** 压缩机; 数值模拟; 压力损失; 流量分配

**Abstract:** With CFD software STAR-CCM+ and STAR-CD, It simulated the flow field in the shell of our rotary compressor. By analyzing flow field, pressure in the shell and flux distribution in the channels, studied the influence of characteristic, oil separation, shaft oil supply of rotary compressor.

**Keywords:** rotary compressor; numerical simulation; pressure loss; flux distribution

### 1 前言

壳体内部流场对压缩机的性能、电机散热、降噪、油气分离、曲轴泵油等方面有着重要影响。本文以本公司某一型号的压缩机为研究对象, 结合使用大型通用热流分析软件 STAR-CCM+和 STAR-CD 的优异功能。对标准工况下壳体内部流场进行三维数值模拟, 获取壳体内部的流场分布、压力分布和通道流量分配, 研究壳体内部流场对压缩机性能、油气分离、曲轴泵油等方面的影响。

这里所说的壳体内部流场, 是指上盖、壳体、油池液面、泵体组件和电机组件所围成的空腔内的流体流动。壳体内部的主要流体区域为 2 个空腔和 2 个通道如图 1 所示。下部腔体由壳体、电机下端面、泵体组件和油池液面所围成的空腔; 上部腔体由上盖、壳体、电机上端面所围成的空腔。把上、下部两个腔体连接起来的有 2 个通道, 一是壳体、定子之间的间隙; 二是定子、转子之间的间隙。

因为压缩机壳体内部结构复杂、结构间隙小, STAR-CCM+包面 (wrapped surface)、重构表面 (remeshed surface)、体网格局部加密 (volume source) 以及丰富的网格自动和手动修复功能, 可以很好的满足复杂的前处理要求, 提高前处理的质量和减少前处理的工作量。因为要对壳体内部各位置的数据进行观察, STAR-CD 对网格单元灵活强大的操作功能以及强大的后处理功能正好可以满足

足这一要求。所以本文结合使用 STAR-CCM+和 STAR-CD。

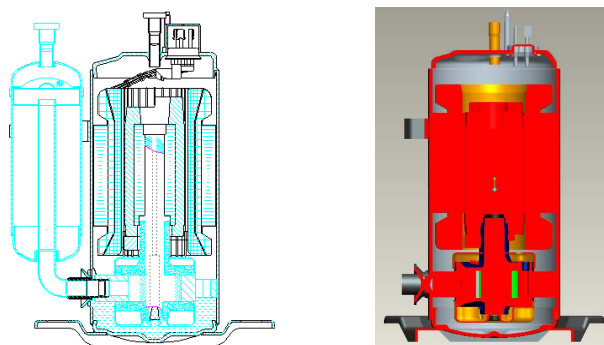


图 1 压缩机剖面图

## 2 几何模型简化

壳体内部流场分析的几何模型做了以下简化，如图 2 所示。上盖忽略了过载保护和引出接线柱等；电机忽略了定子与转子之间的间隙，忽略了电机转子平衡块对壳体内部流场的扰动；忽略了上消声器的安装螺母等。

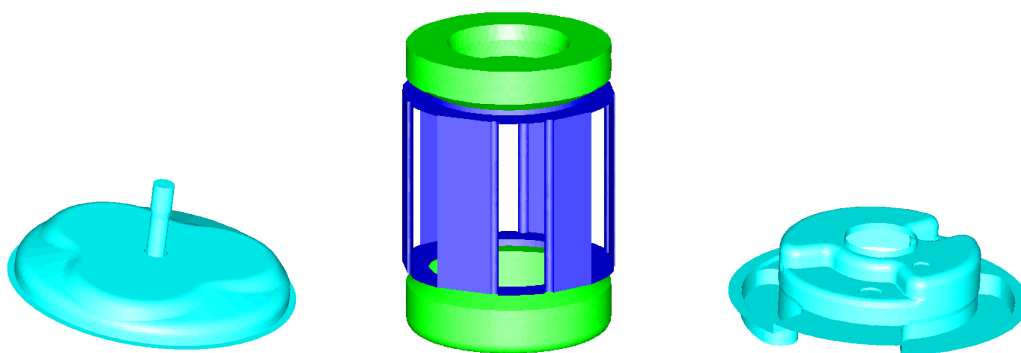


图 2 简化后的压缩机上盖，定、转子，消声器、缸体和油池液面

经过以上的简化，最终的几何模型如图 3 所示，从两个截面可以看到上、下两个空腔，以及壳体和定子之间的间隙。

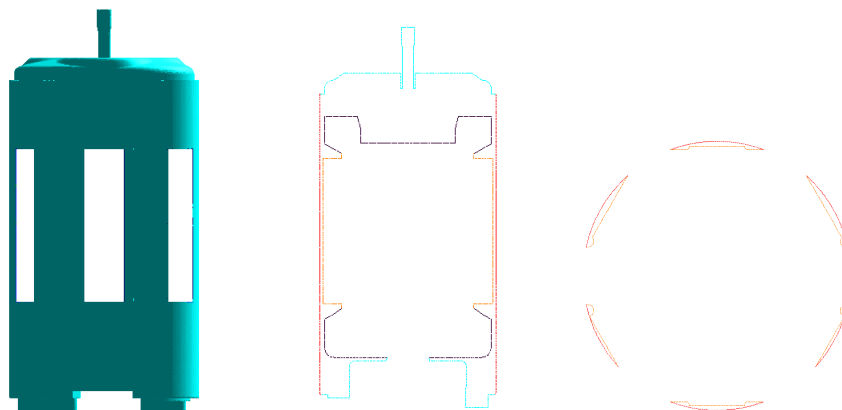


图 3 简化的几何模型

### 3 数值计算模型

经过几何简化,把简化的三维 CAD 模型转成.igs 格式后,导入到 STAR-CCM+中进行流体区域离散。由于几何表面比较复杂,而且壳体与定子之间的通流面积小;所示采用在主流区使用四面体网格,同时在表面上向内拉伸边界层的网格布局。处理后的网格如图 4 所示。

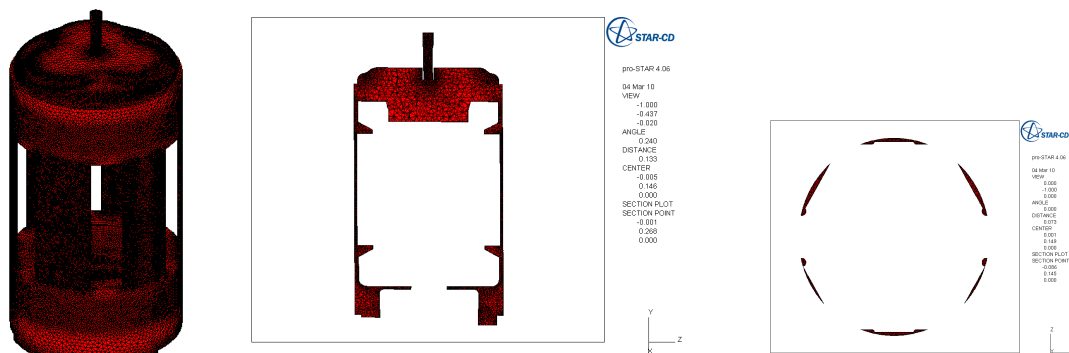


图 4 计算网格

由于压缩机实际工况物理过程很复杂,在数值模拟计算时,做了以下的简化和假设:

- 1 不考虑制冷剂中油的含量,即认为壳体内部的气体为纯 R22;
- 2 不考虑热交换;在数值计算中没有考虑气体与电机的换热,也没有考虑气体与壳体以及壳体与环境等的热交换;
- 3 忽略温度变化对气体物性参数的影响,认为密度只与压力变化有关;
- 4 忽略了消声器排气口的流动脉动的影响。

所以基于以上的简化和假设,本次计算工况为标准工况如表 1 所示,所使用的物性参数和边界条件如下:

表 1 标准工况

| 冷凝温度(露点温度) | 蒸发温度(露点温度) | 过冷度     | 吸气温度   | 环境温度 |
|------------|------------|---------|--------|------|
| 54.4±0.2   | 7.2±0.1    | 8.3±0.2 | 35±0.5 | 35±1 |

气体密度:理想气体。

气体的动力粘度为:  $1.75\text{E-}5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  ;

消声器的两个排气口为流量进口边界,质量流量为: 60.1 kg/h;

压缩机上盖排气口为压力出口边界,压力大小为: 2.15 MPa;

计算为稳态计算,湍流模型选用标准  $k-\epsilon$  模型。

### 4 计算结果分析

把网格从 STAR-CCM+导出到 STAR-CD 中进行条件设置、求解和后处理。计算过程中监视出口流量

与进口流量达到平衡,残差收敛达到要求。

#### 4.1 壳体内部流场分析

流体通道的截面位置如图 5 所示,各截面的压力分布和速度分布如图 6、图 7 和图 8 所示。从三个图的比较可以看出,压力分布和速度分布趋势基本相同。

从消声器排出的高温高压气体进入壳体下部腔体,由于壳体和定子之间的通道流通面积较小,使得气体在下部腔体内停滞,速度小压力大,速度大部分在  $0.35\text{ m/s}$ ,而压力约为  $2156200\text{ Pa}$ 。壳体通过定子与壳体之间的间隙通道流向壳体上部腔体,速度较大约为  $2\text{ m/s}$ 。从间隙通道向上流动的速度较大的气体直接冲击到壳体上盖,到达壳体的上部腔体,由于上部空腔容积较大,气体流速又减小约为  $0.35\text{ m/s}$ ,此时压力约为  $2156000\text{ Pa}$ 。在壳体上部腔体的压力下气体进入排气管,气体速度不断加速,压力不断降低。

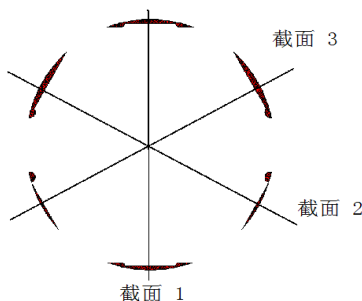


图 5 壳体、定子间隙截面位置示意图

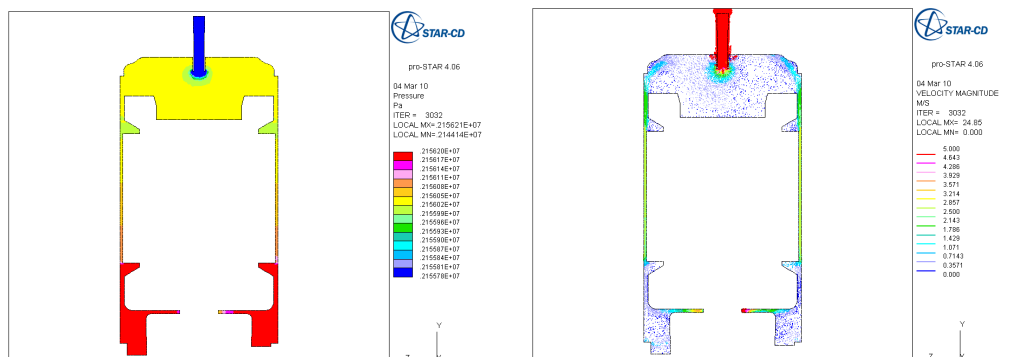


图 6 截面 1 的压力分布和速度分布

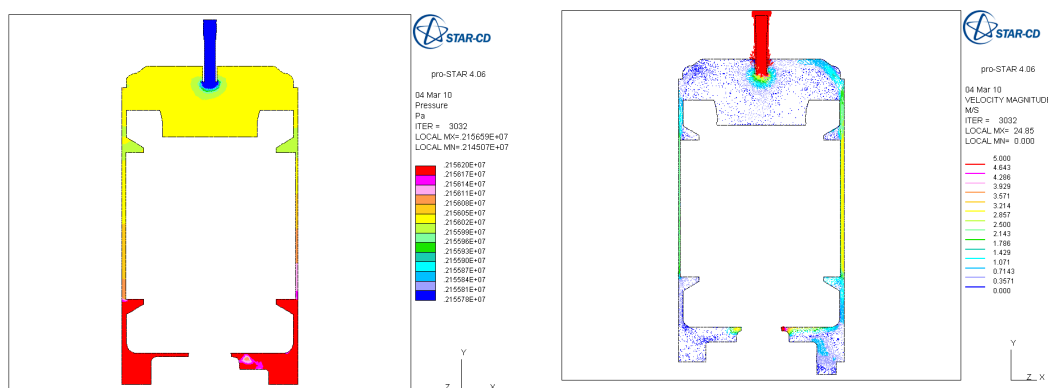


图 7 截面 2 的压力分布和速度分布

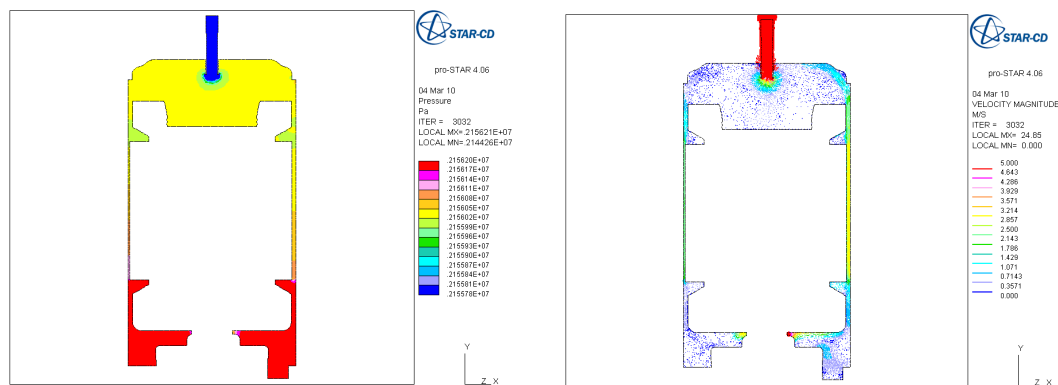


图 8 截面 3 的压力分布和速度分布

## 4.2 压力损失分析

从图 6、图 7 和图 8 中的压力分布中可以看出, 压力梯度较大的主要在两个地方, 一是壳体排气管的进口处, 压力变化最明显, 压力梯度最大; 二是壳体、定子之间的间隙, 气体从壳体下腔经过此处到达上腔, 经历了加速到减速的过程。

实际上, 从消声器进入到壳体下腔, 冲击到电机转子下端, 这里的局部流动也较剧烈, 压力梯度也较大, 如图 9 所示。

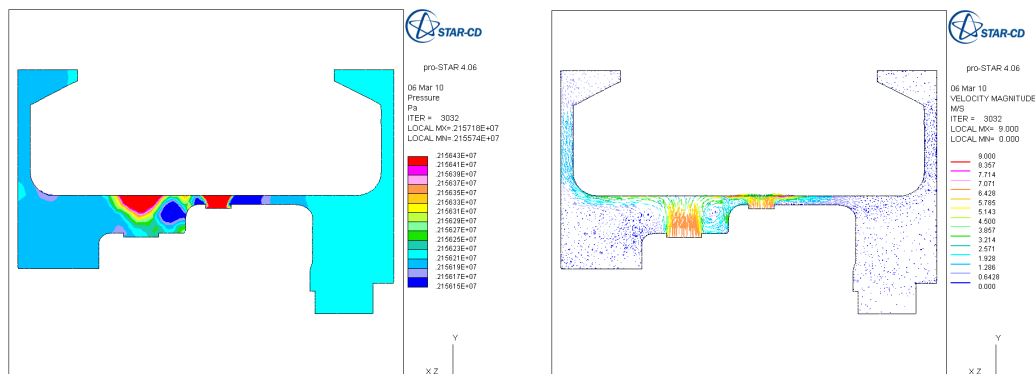


图 9 壳体下部腔体的压力分和速度分布

各位置的总压大小如表 2 所示:

表 2 压力损失

| 位置       | 平均总压大小 (Pa) | 压力损失 (Pa) | 占压损总量的百分比 (%) |
|----------|-------------|-----------|---------------|
| 消声器排气口   | 2, 157, 000 |           |               |
| 壳体下部腔体   | 2, 156, 200 | 800       | 22 %          |
| 壳体上部腔体   | 2, 156, 000 | 200       | 5 %           |
| 壳体排气管内   | 2, 153, 300 | 2, 700    | 73 %          |
| 壳体内部压力损失 |             | 共 3700 Pa |               |

从表 2 中可以看出,壳体内部压力损失总共约为 3700 Pa;这部分损失的压力需要消耗功率从而影响压缩机的性能。其中,从消声器排气口进入壳体下部腔体和由壳体上部腔体进入到壳体排气管的压力损失占了压力损失总量的 95 %。

表 3 中表明,气体在消声器排气口时,总压力较大,到达壳体下部腔体时压力损失约为 800 Pa,约占壳体内部压力损失总量的 22% ,这主要是消声器排气口处的局部损失和进入壳体下部腔体后的一部分流动损失。

表 3 中表明,从壳体下部腔体流到上部腔体时有约 200 Pa 的压力损失,约占壳体内部压力损失总量的 5% ,此处的压力损失主要是流动损失,而在通道的端口虽然也有局部压力损失,但由于流速较低,压力损失不至于太大。

表 3 中表明,从壳体上部腔体到壳体排管处的压力损失达 2700 Pa,在壳体内部流动中占绝对贡献,约占 73% 。

### 4.3 定子、壳体间隙流量分析

为了便于分析,各流通面序号说明如图 12 所示:

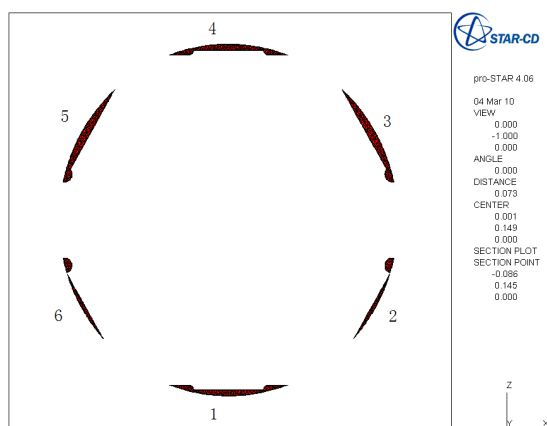


图 12 流通面序号说明

各流通面的质量流量如表 3 所示:

表 3 各流通面的流量

| 流通面序号                                                 | 截面积( $\text{cm}^2$ ) | 质量流量 ( $\text{g/s}$ ) | 单位面积质量流量( $\text{g}/[\text{s}\cdot\text{cm}^2]$ ) |
|-------------------------------------------------------|----------------------|-----------------------|---------------------------------------------------|
| 1                                                     | 0.56                 | 2.91                  | 5.2                                               |
| 2                                                     | 0.21                 | 0.99                  | 4.7                                               |
| 3                                                     | 0.69                 | 3.93                  | 5.7                                               |
| 4                                                     | 0.56                 | 2.86                  | 5.1                                               |
| 5                                                     | 0.69                 | 3.99                  | 5.8                                               |
| 6                                                     | 0.21                 | 0.93                  | 4.4                                               |
| 总面积: $2.92 \text{ cm}^2$                              |                      |                       |                                                   |
| 总质量流量: $15.61 \text{ g/s}$                            |                      |                       |                                                   |
| 单位面积质量流量: $5.35 \text{ g}/[\text{s}\cdot\text{cm}^2]$ |                      |                       |                                                   |

从表 3 中可以看出, 流通面 1 和 4、3 和 5、2 和 6 质量流量基本相同; 流通面积越大, 质量流量也越大;

壳体与定子间隙的 6 个流通面的单位面积质量流量有些差异, 但基本相近。从考查流通面截面形状的三种形式来看, 3 和 5 的截面形状单位面积的质量流量最大, 形状最好。同时也就表明, 各流通面的质量流量分配主要与截面积大小有关, 而与流通面的开启位置关系不大。

各流通面的总质量流量为 15.61 g/s, 流通面的单位面积的质量流量为 5.35 g/[s\*cm<sup>2</sup>], 计算结果与进口边界质量流量小约 1.4 g/s, 这是由于模拟计算时和在后处理过程中的截断误差而起的。

#### 4.4 对泵油的影响

壳体上部腔体平均压力约为 2156000 Pa, 壳体下部腔体平均压力约为 2156200 Pa。如果曲轴开主流道即曲轴内孔是直通孔, 主油道上端出口在壳体上腔, 油池液面与电机上端面即直通孔出口处之间约有 200 Pa 的压差。

根据公式  $h = \Delta P / \rho g$  可得, 冷冻油密度为 918 kg/m<sup>3</sup>, 则压差可以支持 22.2 mm 冷冻油高度。

### 5 结论

经过对某一型号压缩机壳体内部流场的数值模拟计算, 并对壳体内部的流场分布、压力分布、通道流量分配和对泵油系统的影响进行了分析。但是由于实际几何模型和压缩机实际物理过程的复杂性, 以致在数值模拟计算时对几何模型和物理模型都做一些简化和假设, 这些简化和假设会对计算结果的精度产生影响。所以, 定量方面还存在较大误差, 而在本研究中只有一些定性方面的结论如下:

- 1 壳体上、下腔体流速小, 压力大, 上、下腔之间存在压力差, 下腔压力大于上腔压力。
- 2 壳体内部压力损失主要发生在三处: 一是消声器排气口; 二是连通上、下腔的通道; 三是壳体排气管入口。对压力损失影响最大的是壳体排气管进口处, 约占总压力损失的 73%, 其次是消声器排气口, 约占总压力损失的 22%。
- 3 壳体、定子间隙处的单位面积的质量流量基本相近。
- 4 流通面的截面的形状不同, 单位面积的质量流量会有所差别。各流通面的质量流量分配关系主要与截面积大小有关, 而与开启的位置关系不大。
- 5 壳体上、下部的压差可以有助于提高曲轴泵油压力。

### 6 存在的不足

因为在几何模型和数值计算模型的简化, 以及数值计算方法都会给计算结果产生一定的误差, 所以在以后的研究中, 为提高计算精度, 减小与实际工况的误差, 以及不同目的, 可以从以下方面着手进一步研究:

- 1 考虑转子、定子之间的间隙, 考虑转子上、下平衡块对壳体内部流场的扰动的影响。

- 2 考虑消声器排气口的气流的脉动的影响。
- 3 研究壳体内部流场对电机散热的影响。
- 4 研究改进消声器排气口或者壳体排气管进口形状和位置对压缩机性能的影响。
- 5 研究壳体内部结构措施对油气分离的影响。

## 7 参考文献

- [1] 马国远, 李红旗. 旋转压缩机. 北京: 机械工业出版社, 2001