

文章编号: 0253-4339(2012)04-0029-06

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.04.029

CFD在滚动转子压缩机设计中的应用

陈振明 谢利昌

(珠海凌达压缩机有限公司 珠海 519015)

摘要 通过CFD工具对滚动转子压缩机在消音腔优化、壳体内部流动、供油分析和润滑油加注量等方面进行了三维数值模拟,并通过实验验证了CFD的模拟结果。结果表明:在滚动转子压缩机设计中使用CFD工具,可以更加深刻的了解压缩机的物理规律,指导压缩机开发设计,节约开发成本和时间。

关键词 热工学; CFD; 压缩机; 消音腔; 供油分析

中图分类号: TB652; TH45

文献标识码: A

The CFD Application in the Design of the Rotary Compressor

Chen Zhenming Xie Lichang

(Zhuhai Landa Compressor Co., Ltd., Zhuhai, 519015, China)

Abstract CFD tool was applied in the design of the rotary compressor, such as optimization of resonant-chamber, in-flow in the shell of the compressor, oil supply system and feeding of lubricant oil in the compressor. The CFD simulation results were validated by the experiment ones. It is shown that applying the CFD tool during the design of the rotary compressor could profoundly find out the characteristics about the compressor, and could direct the design, and save cost and time.

Keywords Pyrology; CFD; Rotary compressor; Resonant-chamber; Oil feed

计算流体动力学(CFD)是建立在经典流体动力学与数值计算方法基础之上的一门新型学科。商用CFD软件是应用计算流体力学理论与方法,利用具有超强数值运算能力的计算机,编制计算机运行程序,数值求解满足不同种类流体的流动和传热规律的质量守恒、动量守恒和能量守恒三大守恒规律,并附加各种模型方程所组成的非线性偏微分方程组,得到的确定边界条件下的数值解。CFD兼有理论性和实践性的双重特点,为现实物理过程中的复杂流动与传热问题提供了有效的解决方法。

压缩机开发是复杂而费时的的工作。随着现在人们对压缩机的要求越来越高,想在竞争中取得成功,就必须考虑更多的有关问题,如可靠性、价格、噪音等。相应要求不断增加,开发任务也越发沉重。以往的压缩机开发常都由实验推动,而新的开发目标要求做更复杂的实验,这就极大地增加了开发时间和成本。要缩短开发时间和成本,显然靠实验来推动开发很难达到要求。

压缩机开发最新方法是使用数值仿真工具。这些工具能模拟压缩机内部的物理特性,过去几年中计算能力的增强,使得使用复杂数值仿真工具越来越普遍。

文献[1]中,使用了CFD方法来研究压缩机中通过阀的流动,证明商业CFD软件能准确地预测阀的有效流通面积。文献[2-3]介绍了CFD应用压缩机开发中,用CFD分析了压缩机吸气管路、气缸吸气、排气管路和排气消音器,模拟结果和实验结果相符。但CFD并不是压缩机设计中唯一的工具。LENZ用有限元分析法研究了舌形阀的应力^[4],SVENDSEN用边界元法研究了吸气消音器内部的脉动情况^[5]。最近的研究集中在不同物理场间的相互作用^[6-8],尤其是流体和固体域间的相互作用(FSI),因为阀的动态特性极大影响着压缩机性能。

在此,举例说明了CFD工具在滚动转子压缩机设计开发中的应用。通过CFD模拟结果的分析可以了解压缩机的物理特性,从而可以指导压缩机的改进。通过实验数据验证了模拟结果。

1 消音腔优化设计

1.1 优化对比方案

气流噪声是压缩机的主要噪声源之一,安装排气消音器和气缸开设消音腔是解决气流噪声的主要手段,人们对消音腔的设计方法已经进行了较多

的研究, 并取得了良好的效果。

应用CFD方法对原消音器和优化消音腔进行数值模拟, 分析优化前后消音腔对压缩机的性能的影响, 为消音腔的进一步优化提供参考。

原消音腔与优化后消音腔结构如图1所示。

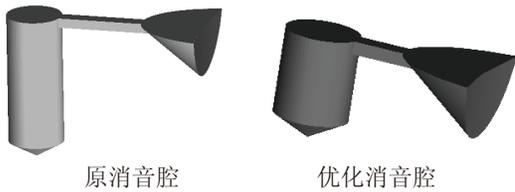


图1 消音腔优化对比方案

Fig.1 Comparison of resonant chamber design

1.2 简化CAD模型和CFD网格模型

三维CAD简化和CFD计算网格模型如图2所示, 为气缸、进气管、斜切口、法兰排气孔和消音腔的流体区域。忽略了滚子端面间隙, 滑片端面和滑片槽间隙、滑片头部与滚子之间的间隙等。

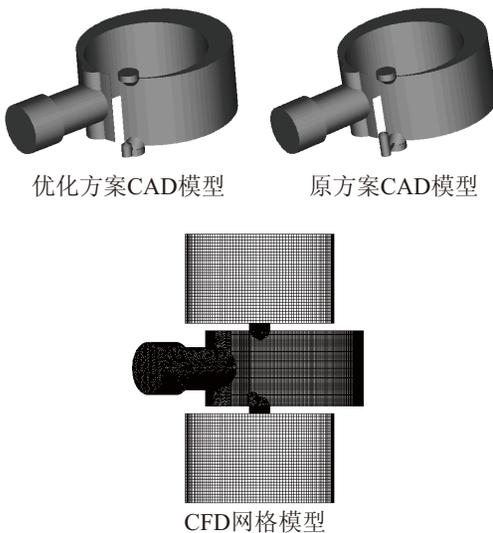


图2 简化CAD模型和CFD网格模型

Fig.2 Simple CAD model and CFD meshed model

1.3 CFD计算结果分析

为了分析消音腔对压缩机性能的影响, 重点是分析曲轴转角 340° 到下一周期 40° 之间的时刻。因为当曲轴转角到 340° 时, 压缩腔通过斜切口、法兰排气口与吸气腔连通, 高压侧向低压侧流动, 影响吸气, 使容积效率降低, 从而影响压缩机性能。这个影响将持续到吸气结束, 即下一周期曲轴转角 40° 。

1.3.1 不同消音腔方案对性能的影响

如图3所示, 原消音腔方案比改进消音腔方案的余隙膨胀持续时间更长, 改进消音腔余隙膨胀时

间在 385° 时已基本结束, 而原消音腔直到 400° 时还没有停止, 大大影响了吸气量。如表1所示, 由于不同消音腔方案时, 余隙膨胀进入气缸的气体质量, 原消音腔是改进消音腔的1.2倍, 优化消音腔吸气量提高了约0.36%, 如果按工况下R22单位工质循环制冷量为 170.9kJ/kg 来计算, 优化消音腔消音腔的制冷量约为 3434.8W , 比原消音腔提高了约 12.5W 。

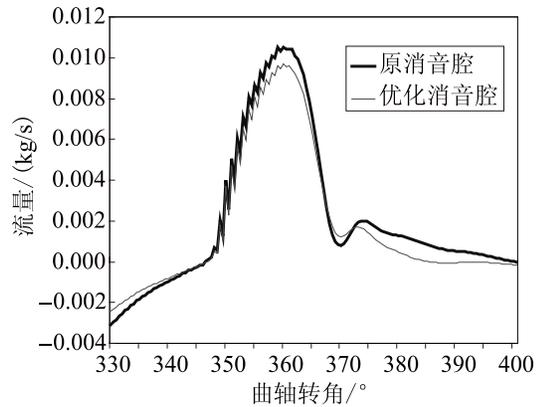


图3 不同消音腔方案流量

Fig.3 Mass flux of the different resonant chamber

1.3.2 CFD计算结果与实验结果对比

实验结果如表2所示, 优化消音腔制冷量约提高了0.75%。CFD计算结果约提高了0.36%, 计算结果与实验结果存在一定误差。原因是CFD模型简化、拟合物性、泵体传热等因素与实际模型有差异。

1.4 小结

优化消音腔方案余隙容积减小, 余隙膨胀时间比原消音腔方案减少了约 15° 曲轴转角; 优化消音腔与原消音腔制冷量相比: CFD计算结果提高了约0.36%, 实验结果提高了0.75%, 误差原因主要是CFD模型简化、拟合物性、泵体传热等因素与实际模型有差异; CFD模拟可以较好地预测压缩机性能, 包括各种压缩机如: 双排气压缩机、双缸压缩机、增焓压缩机等。

表1 CFD计算不同消音腔方案对性能的影响

Tab.1 Effect on the performance of the different resonant chamber

方案对比	余隙膨胀气体质量/(kg/r)	吸气量/(kg/h)	制冷量/W
原消音腔	2.00345×10^{-5}	72.09112	3422.3
改进消音腔	1.68914×10^{-5}	72.35328	3434.8

表2 不同消音腔方案实验对比

Tab.2 Experimentation comparison of the different resonant chamber

实验对比方案	实验制冷量/W	实验功率/W	实验COP	CFD计算制冷量/W	误差/%
原消音腔1#	3478.3	1130.2	3.08	-	-
原消音腔2#	3430.2	1117.2	3.07	-	-
原消音腔3#	3472.7	1126.4	3.08	-	-
原消音腔平均值	3460.4	1124.6	3.077	3422.3	1.1
优化消音腔A#	3485.4	1119.4	3.11	-	-
优化消音腔B#	3451.6	1117.3	3.09	-	-
优化消音腔C#	3521.9	1109.5	3.17	-	-
优化消音腔平均值	3486.3	1115.4	3.123	3434.8	1.5

2 壳体内部流动

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。应用CFD对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，分析对压缩机性能、油气分离和曲轴泵油等方面的影响。

2.1 几何模型简化

图4是压缩机结构剖面图。

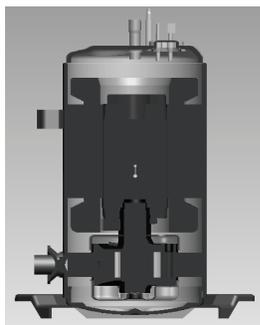


图4 压缩机剖面图

Fig.4 Section of the rotary compressor

在壳体内部流场分析时，对几何模型做了简化。忽略了电机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，对油池液面、气缸和消声器等也做了简化。经过以上的简化，最终的几何模型如图5所示，从截面可以看到上、下两个空腔，以及壳体和定子之间的间隙。

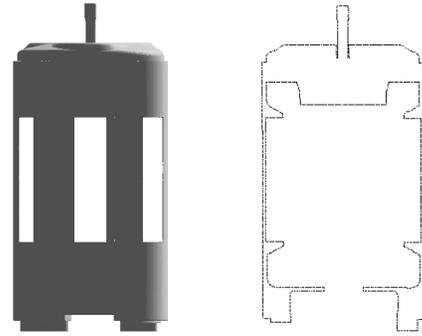


图5 简化的几何模型

Fig.5 Simple geometry model

2.2 CFD模型

经过几何简化，把简化的三维CAD模型转换成.igs格式后，导入到CFD软件中进行流体区域网格划分。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6所示，共有1,009,541个网格。

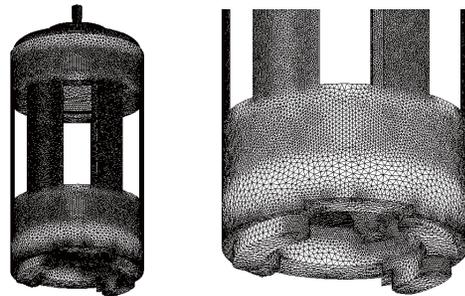


图6 计算网格

Fig.6 Meshed model

2.3 计算结果分析

经过CFD模拟计算，可以对压缩机壳体内部流动进行分析，通过流场分布改善可以提高油气分离效果；通过压力损失分析可以提高压缩机的性能；还可以分析对曲轴供油的影响。

2.3.1 壳体内部流场分析

流体通道截面位置的流场和压力分布如图7所示，从消声器排出的气体进入壳体下部腔体，速度大部分在0.35m/s,而压力约为2156.2kPa。气体通过定子与壳体之间的间隙到达壳体的上部腔体，气体流速又减小约为0.35m/s，此时压力约为2156kPa。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。

2.3.2 压力损失分析

从图7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。

各位置的总压大小如表3所示。从表3中可以看出, 壳体内部压力损失总共约为3.7kPa; 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%。

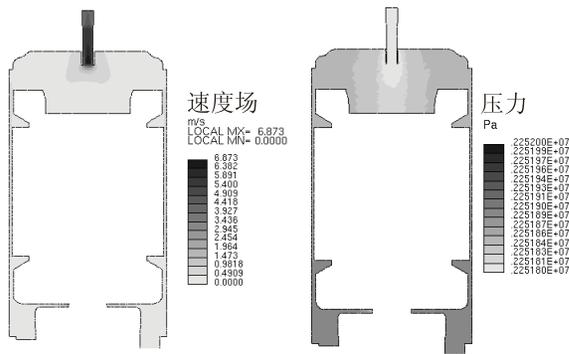


图7 流场和压力分布

Fig.7 Flow field and pressure distribution of section

表3 压力损失

Tab.3 Pressure loss

位置	平均总压大小 /kPa	压力损失 /kPa	占压损总量的百分比/%
消声器排气口	2157	-	-
壳体下部腔体	2156.2	0.8	22
壳体上部腔体	2156	0.2	5
壳体排气管内	2153.3	2.7	73
壳体内部压力损失		共 3.7 kPa	

2.3.3 对泵油的影响

壳体上部腔体平均压力约为2156kPa, 壳体下部腔体平均压力约为2156.2kPa。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0.2kPa的压差。

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

2.4 小结

经过用CFD对壳体内部流场的数值模拟计算, 可以对壳体内部的流场分布、压力损失和对泵油系统的影响进行分析。在压缩机设计中可以帮助提高压缩机性能。

3 供油分析

曲轴泵油系统对压缩机的性能和可靠性有重要影响, 特别是在变频机低转速运行时, 影响更加显著。润滑系统在压缩机的正常运转中起着降低摩擦功、减少磨损量和摩擦热、改善摩擦表面的工作状态、密封、降噪等作用。

3.1 几何模型简化

压缩机供油系统几何模型如图8所示, 在CFD计算时, 为了与实验对比, 几何模型简化去掉了上法兰的螺旋油槽。

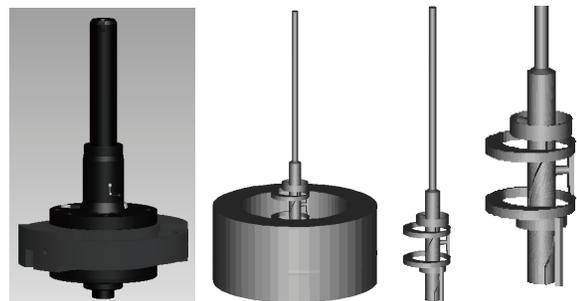


图8 供油系统几何模型

Fig.8 Geometry of the oil supply system

3.2 CFD模型

对计算区域进行网格划分, 计算域的离散如图9所示。

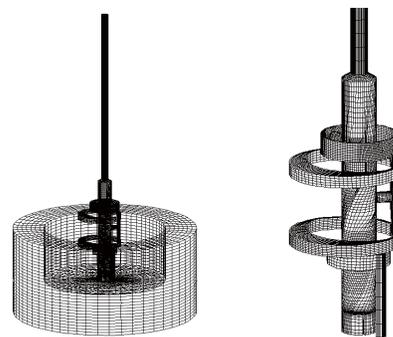


图9 计算域网格

Fig.9 Solution region mesh

3.3 计算结果分析

3.3.1 各出油孔流量

曲轴三个出油孔在1.05秒即50圈内的质量流量基本达到稳定, 如图10所示, 各出油孔流量随时间的变化曲线。假定主轴承上出油孔为孔1, 偏心轴承上出油孔为孔2, 副轴承上出油孔为孔3。从图8中可以看出, 第1个和第2个孔的出油量较小, 第3个孔由于阻碍较小, 出油量约为0.93g/s。

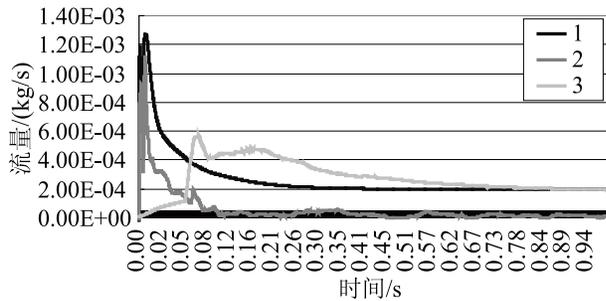


图10 三个曲轴出油孔质量流量随时间的变化曲线
Fig.10 Mass flux curves of the three oil holes at any moment

3.3.2 CFD计算结果与泵油实验对比

为了用实验与CFD计算结果对比，设计了如图11的曲轴泵油压力测试结构图，滚子被固定安装在下法兰上，与曲轴同轴，在滚子内表面和曲轴间形成了一个空间，滚子上端面 and 上法兰平面间有间隙，可以使冷冻油流出。曲轴偏心圆部分被切除，为测量出油孔流量，仅在曲轴长轴上开一个出油孔，曲轴结构如图12。

CFD模拟结果与实验的出油量结果如表4所示。通过CFD模拟得到的出油孔出油量稳定在0.93g/s，即体积流量为1.01cm³/s，这个值与实验值0.92cm³/s符合的较好。通过对比CFD模拟计算和实验结果可以看出，二者基本一致，说明CFD对研究压缩机曲轴泵油系统有很好的参考价值。

表4 结果对比
Tab. Result comparison

项目	实验	CFD模拟
出油量/(cm ³ /s)	0.92	1.01
泵油压力/mm	266	265

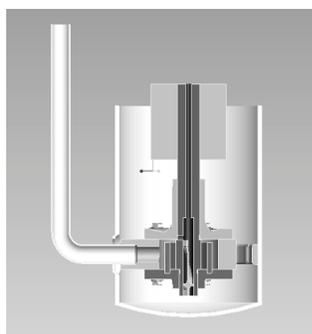


图11 曲轴泵油压力测试结构图
Fig.11 Experimentation of oil pressure test of shaft



图12 曲轴结构简图
Fig.12 Geometry of shaft

4 对润滑油加注量的分析

润滑油的加注适量对压缩机含油量，成本控制，泵油特性有着重要影响，从而影响压缩机的成本、性能和可靠性。润滑油加注过多，一是增加了压缩机的重量；二是增加了压缩机的成本；三是如果润滑油进入消音器甚至渗入到气缸，从而压缩液体，会引起结构严重破裂毁坏压缩机。润滑油加注过少，会引起压缩机供油不足，工作面摩擦增大，温度过高，严重影响压缩机的性能和使用寿命。由于压缩机内部结构和所对应的工作系统的影响会使一些润滑油不能回到油池，润滑油的加注量还要考虑压缩机工作相应系统的因素。

4.1 CFD计算对比方案

由于向主轴承供油的出油孔出油位置最高，当油池油面的高度变化时会首先对第3个出油孔产生影响。所以在对比分析方案时，以第3个出油孔的中心为参考位置，制定如下几种对比分析方案，如表5和图13所示。

表5 计算对比分析方案
Tab.5 Analysis schemes

方案	1	2	3	4	5	6	7	8
油面高度/mm	-4	-8	-13	-17	-23	-28	-34	-42

注：1.油面高度是指静止时油池油面向到主轴承供油的出油孔中心的距离，反映润滑油加注量的多少；2.负号表示油面高度低于主轴承出油孔中心。

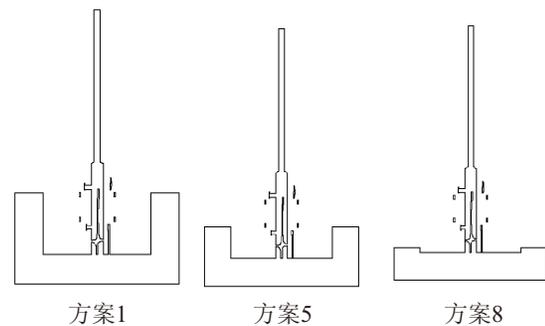


图13 计算对比分析方案
Fig.13 Analysis schemes

4.2 结果分析

4.2.1 油面高度对出油孔出油量的影响

不同油面高度的出油量如图14所示。研究主、副轴承供油的出油孔(分别称为第1、3出油孔)的出油量。从图14中可以看出，出油量与油面高度的关系中会有一个“拐点”。当油池中的油面高度不低于某一高度时，第1、3个孔的出油量基本相同，第1、3个出油孔的出油量基本保持不变。也就

是说，当润滑油的加注量达到一定高度时，再继续增加润滑油，并不会增加出油孔的出油量。

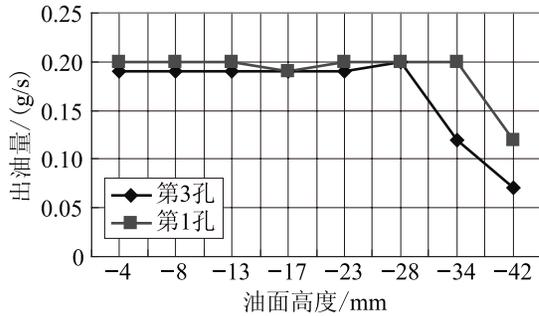


图14 不同油面高度出油量
Fig.14 Oil mass flux of the different level

4.2.2 润滑油加注量

润滑油加注的过多或不足都是不合适的，加注适量既要考虑泵油系统的泵油特性，使油面高度恰好在第3个孔的出油量与油面高度关系曲线的“拐点”处。

所以，润滑油的加注量，可以用下式来表示：

$$V_{\text{加注量}} = V_{\text{拐点}} + V_{\text{附着}} + V_{\text{系统}}$$

其中： $V_{\text{加注量}}$ —加注润滑油体积，实际加注量考虑盈余可以加修正系数； $V_{\text{拐点}}$ —向主轴承供油的油孔(最高位置出油孔即第3孔)达到最大出油量的最低油面高度时所需润滑油的体积； $V_{\text{附着}}$ —压缩机结构间隙和表面附着的润滑油体积； $V_{\text{系数}}$ —压缩机所工作的系统所吸附和循环润滑油量的总体积。

5 结论

通过应用CFD工具对优化消音腔、壳体内部流动、供油分析和润滑油加注量的三维数值模拟分析说明，在滚动转子旋转式压缩机设计中，应用CFD可以对压缩机的性能等多方面进行较好的预测，指导压缩机的开发设计和改进，节省开发时间和实验成本。

参考文献

[1] F Ottitsch, P Scarpinato. Cfd a viable engineering tool for compressor valve design or just a toy?[C]//Proceedings

of the International Compressor Conference.USA:Purdue University, 2000: 243-248.

[2] F Fagotti, F C Possamai. Using computational fluid dynamics as a compressor design tool[C]//Proceedings of the International Compressor Conference.USA:Purdue University, 2000:137-144.

[3] YUAN Yikai, WU Jianhua, et al. Investigation on the Pressure Pulsation in the Discharge Muffler of Rotary Compressor[C]//Proceedings of the International Compressor Conference. USA:Purdue University, 2006: C030.

[4] LENZ J R. Finite Element analysis of the dynamic flapper valve stresses[C]//Proceedings of the International Compressor Conference. USA: Purdue University, 2000:369-373.

[5] SVENDSEN C, NISEN J E, BJERRE P. Suction Pulsations and Flow-induced Noise in Reciprocating Compressor[C]//Proceedings of the International Compressor Conference.USA: Purdue University, 2008:1164.

[6] SUH K, HEO D, et al. CAE/CFD Application for Linear Compressor[C]//Proceedings of the International Compressor Conference. USA: Purdue University, 2006: C032.

[7] LANG W, ALMBAUER R A, BURGSTALLER A, et al. Coupling of 0-,1-and 3-d Tool for the Simulation of the Suction Line of a Hermetic Reciprocating Compressor[C]// Proceedings of the International Compressor Conference. USA:Purdue University, 2008:1272.

[8] KINJO K, NAKANO A, et al. Study of CFD Considering Valve Behavior in Reciprocating Compressor[C]// Proceedings of the International Compressor Conference Purdue. USA: Purdue University, 2010:1256.

作者简介

陈振明，男(1975-)，工学硕士，珠海凌达压缩机有限公司，(0756)5789112, E-mail:czming1@163.com。研究方向：计算流体力学计算机模拟。

About the author

Chen Zhenming (1975-), male, M.E.. Zhuhai Landa Compressor Co., Ltd., (0756)5789112, E-mail: czming1@163.com. Research fields: Computer simulation of computational fluid dynamics.