

# 一种高温离心式压缩机扩压器的改进与优化\*

格力电器股份有限公司 张治平<sup>☆</sup> 李宏波 谢艳群 钟瑞兴

**摘要** 分析对比了无叶扩压器和叶片扩压器的特性,探讨了一种高温离心式压缩机中采用低稠度叶片扩压器替代无叶扩压器的设计方案,并通过压缩机的性能测试验证了该方案的可行性。

**关键词** 压缩机 无叶扩压器 叶片扩压器 低稠度 进口角

## Improvement and optimization of a high leaving temperature centrifugal compressor diffuser

By Zhang Zhiping<sup>★</sup>, Li Hongbo, Xie Yanqun and Zhong Ruixing

**Abstract** Analyses the performance of vaneless diffuser and cascade diffuser. Probes into the design scheme that replacing the vaneless diffuser with low solidity cascade diffuser in the high leaving temperature centrifugal compressor and verifies its practicability with the performance testing result.

**Keywords** compressor, vaneless diffuser, cascade diffuser, low solidity, entrance angle

★ GREE Electric Appliances Inc., Zhuhai, Guangdong Province, China

①

### 1 概述

据统计,离心式冷水机组 90% 以上的时间处于部分负荷工况下运行,冷水机组的部分负荷性能直接影响机组全年的运行功耗。同时,国家标准 GB/T 18430.1—2007《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》中给出了综合部分负荷性能系数 IPLV 的规定和要求。因此,对于离心式制冷压缩机的设计来说,不但要保证较高的满负荷效率,而且要求部分负荷时有较好的性能指标,同时要保证较宽的运行工况范围。

在离心式压缩机中,采用的扩压器形式直接影响压缩机的性能曲线,无叶扩压器对工况变化的适应性好,压力恢复系数小,效率较低;而叶片扩压器扩压能力强,效率可比无叶扩压器高(设计工况下),但工况适应性差,稳定工作范围较小<sup>[1]</sup>。研究表明,低稠度的叶片扩压器不但可以改善压缩机的全工况性能,而且能保证压缩机有较宽的运行工况范围。

本文主要介绍一种应用于高温工况的离心式制冷压缩机的扩压器的改进情况,采用低稠度的叶片扩压器替代原始无叶扩压器,并利用 CFD 进行优化分析,以期提高压缩机的全工况性能。

### 2 原压缩机的结构参数

原压缩机为 1 台 4 000 kW 的高温离心式压缩机<sup>[2]</sup>,压缩机为半封闭式单级压缩的结构形式,包括进口可转导叶 IGV、叶轮、扩压器、蜗壳 4 个部分,参数见表 1。

表 1 原压缩机的气动参数

质量流量/ (kg/s)	压缩比	工质	进口温度/ ℃	进口总压/ kPa	转速/ (r/min)
23.8	1.95	R134a	14.5	470	9 000

原压缩机的结构参数如下:叶轮为三元后弯闭式结构,叶轮叶片为长、短叶片各 10 片,  $b_2/D_2 = 0.058$ ,扩压器为无叶扩压器,  $D_4/D_2 = 1.71$ ,  $D_3/$

①<sup>☆</sup> 张治平,男,1982年9月生,大学,工程师,产品经理  
519070 广东省珠海市前山金鸡西路珠海格力电器股份有限公司商用空调技术部

(0) 13823033635

E-mail: Zzping001@126.com

收稿日期:2010-09-19

修回日期:2010-12-04

$D_2=1.15, b_4=b_3=0.9b_2$  (其中  $b_2$  为叶轮出口宽度;  $b_3$  为扩压器进口宽度;  $b_4$  为扩压器出口宽度;  $D_2$  为叶轮出口直径;  $D_3$  为扩压器进口直径;  $D_4$  为扩压器出口直径)。压缩机模型如图 1 所示。

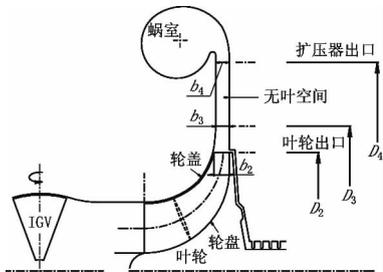


图 1 单级离心式压缩机(无叶扩压器)模型

能,采用美国某公司的离心式压缩机设计软件分别对原高温离心式压缩机模型(见图 1)以及采用低稠度叶片扩压器的离心式压缩机模型(见图 2)进行分析对比。

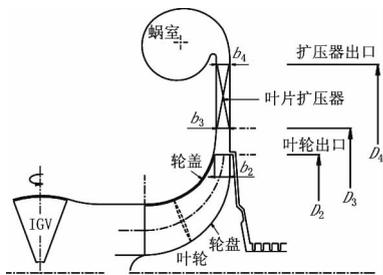


图 2 单级离心式压缩机(叶片扩压器)模型

### 3 理论分析

#### 3.1 叶片扩压器与无叶扩压器对比

在离心式压缩机中,扩压器的功能主要是使从叶轮中出来的具有较大速度的气流减速,使动压有效地转化为静压,对后弯式叶轮来说,减少的动能占叶轮耗功的 25%~40%左右。因此,扩压器性能好坏对压缩机性能有较大的影响。

无叶扩压器有一个由两个壁面构成的环形通道,结构简单,造价低,性能曲线变化平缓,稳定工况范围较宽,且在马赫数  $Ma$  较大时,效率降低不明显。其缺点是因气流方向角  $\alpha_2$  基本不变,流动路程较长,摩擦损失大;且在设计工况下其效率低于叶片扩压器,特别是在  $\alpha_2$  较小时更为明显<sup>[3]</sup>。

叶片扩压器是在上述无叶扩压器的环形空间内装上一系列叶片制成的扩压器,具有扩压能力强、尺寸小的优点。其流道短,流动损失小,因而效率较高。在设计工况下其效率可比无叶扩压器高 3%~5%,特别是在  $\alpha_2$  较小时,叶片扩压器效率更高。叶片扩压器的缺点是:由于叶片的存在,变工况时冲击损失较大,效率下降明显,特别是在冲角(冲角  $i = \alpha_{2A} - \alpha_2$ , 其中  $\alpha_{2A}$  为进口安装角)较大时,流道中易产生严重的分离,会导致喘振的发生<sup>[3]</sup>。

叶片扩压器相比无叶扩压器具有较高的效率,但变工况适应性差,如何利用叶片扩压器既提高效率又保证有较宽的运行范围是需要讨论解决的问题。

#### 3.2 不同扩压器性能理论分析对比

为进一步对比无叶扩压器与叶片扩压器的性

压缩机吸气状态参数、叶轮、蜗壳结构参数采用原结构的对应参数,分析时取相同的损失模型,仅改变扩压器结构形式,采用低稠度叶片扩压器替代无叶扩压器。

分别对两种压缩机的效率及压缩比进行分析,压缩机效率对比如图 3 所示,压缩比对比如图 4 所示。

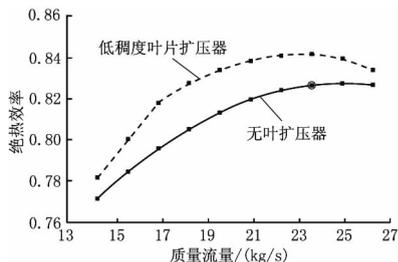


图 3 不同扩压器的压缩机效率

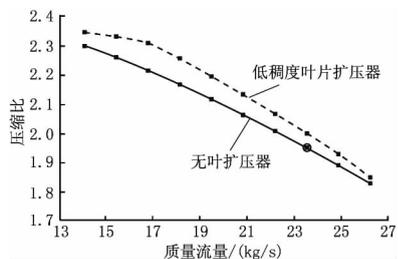


图 4 不同扩压器的压缩机压缩比

从图 3,4 可以看出,采用低稠度叶片扩压器的压缩机的绝热效率和压缩比都有明显的提高,在设计工况下绝热效率可提高 4.6%左右,压缩比可提高 3.8%,而且稳定运行范围并不比采用无叶扩压器时小,一定程度上说明采用低稠度的叶片扩压器是可行的。

#### 4 低稠度叶片扩压器的设计与优化

决定叶片扩压器形状及性能的几何参数有:扩压器进、出口宽度  $b_3, b_4$ , 扩压器进、出口直径  $D_3, D_4$ , 叶片进、出口安装角  $\alpha_{3A}, \alpha_{4A}$ , 叶栅稠度  $l/t$  (叶片数  $Z$ ) 和叶片型线, 这些参数设计的合理性直接影响压缩机的性能。

##### 4.1 叶片型线确定

为减少流动损失, 提高变工况性能, 采用 NACA65(04)06 机翼型叶片。

##### 4.2 进出口直径的确定

为改善扩压器的进气状况, 降低气流脉动噪声, 通常要求叶片扩压器进口的  $Ma < 0.7 \sim 0.85$ , 根据计算分析确定  $D_3 = 1.25D_2, D_4 = 1.35D_3$ 。

##### 4.3 进口安装角确定

研究表明, 不同的叶片扩压器进口安装角对压缩机有较大的影响, 进口较大的正冲角及负冲角均会在扩压器表面产生大尺度的分离涡团, 在给定的流量工况下, 存在一个最佳的进口安装角, 使得离心式压缩机的性能最佳<sup>[4]</sup>。

叶片进口安装角减小时, 性能曲线左移, 在较大流量区域, 效率和压缩比相对设计安装角时有所下降, 而在较小流量区域, 效率和压缩比相对设计安装角时却有所提高。相反, 当增大进口安装角时, 性能曲线仅略向右偏移, 相应的效率和压缩比都有所减小, 但减小幅度并不明显<sup>[4]</sup>。

可见进口安装角对压缩机的性能曲线影响较大, 为此分别取不同的进口安装角对压缩机的性能进行研究, 图 5 是叶片不同进口冲角下的压缩机性能曲线对比。

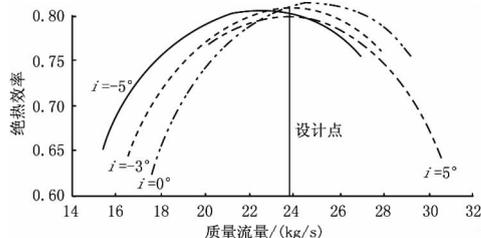


图 5 不同冲角  $i$  对应的压缩机效率曲线

考虑到离心式制冷压缩机要求有较宽的稳定运行工况范围, 故在设计工况下取较小的负冲角 ( $i = -5^\circ$ )。

##### 4.4 叶片扩压器宽度的确定

在叶片扩压器设计中, 叶片进口宽度 (以  $b_2/b_3$

表示) 与叶轮的  $b_2/D_2$  值有关。当  $b_2/D_2 > 0.04$  时, 最佳值是  $b_2/b_3 = 0.8$ ; 当  $b_2/D_2 \leq 0.04$  时, 通常取  $b_2 = b_3$ ; 在  $b_2/D_2$  较小时, 可取  $b_2 > b_3$ 。

为增大稳定运行工况范围, 扩压器进出口宽度应取:  $b_3 = b_4 = 0.8b_2$ <sup>[3]</sup>。

##### 4.5 叶栅稠度的确定

叶栅稠度主要用来确定叶片扩压器的叶片数。叶片数与稠度的关系用式(1)表示<sup>[3]</sup>:

$$Z_3 = \frac{l}{t} \frac{2\pi \sin \alpha_m}{\ln \frac{D_4}{D_3}} \quad (1)$$

式中  $Z_3$  为叶片扩压器的叶片数;  $l/t$  为叶栅稠度,  $l/t \leq 1.5$  的叶片扩压器称为低稠度叶片扩压器;  $\alpha_m = \frac{\alpha_{4A} + \alpha_{3A}}{2}$ 。

研究表明, 对于每个叶片扩压器, 存在最佳的  $l/t$ 。  $l/t$  过大会增加叶道进口处的阻塞, 加大损失;  $l/t$  过小, 扩压能力降低, 在出口产生回流损失。为此对现有压缩机采用不同的  $l/t$  进行 CFD 分析, 内部流场如图 6~8 所示。

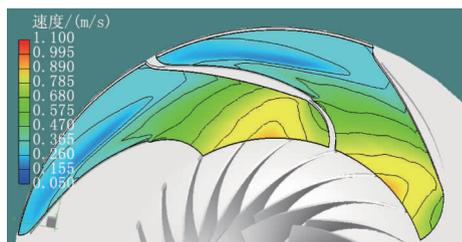


图 6  $l/t = 0.75$  时叶片扩压器内部流场

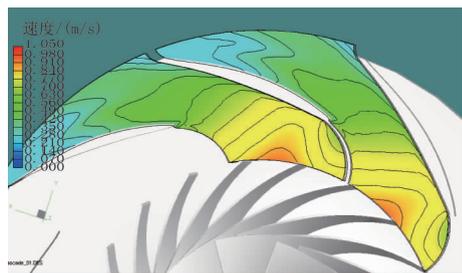


图 7  $l/t = 0.97$  时叶片扩压器内部流场

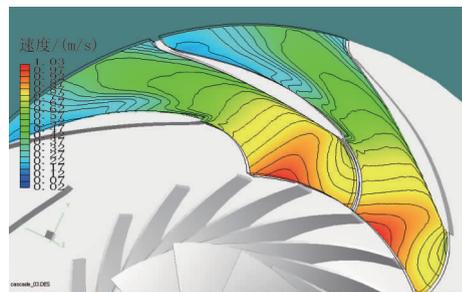


图 8  $l/t = 1.4$  时叶片扩压器内部流场

通过 CFD 模拟分析发现,当  $l/t$  取较大值时,叶片扩压器进口处马赫数  $Ma$  较大,易产生较大损失;当  $l/t$  取较小值时,在叶片扩压器出口处会产生较大的分离损失。通过对比分析,认为  $l/t$  取 0.97 较为合适。

## 5 试验测试与验证

试验方法:采用与原离心式压缩机相同的试验方法,即将压缩机进口 IGV 全开,保证压缩机吸气压力 470 kPa 和吸气温度 14.5 °C 不变,通过调整冷却水进水温度及不断调整压缩机排气压力,测试压缩机的性能。通过检测压缩机吸、排气口温度、压力参数计算压缩机的压缩比及绝热效率;通过检测机组的制冷量计算压缩机的体积流量。测试结果见图 9 和图 10。

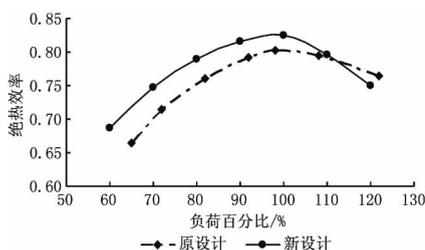


图9 改进设计前后压缩机绝热效率对比

测试数据显示,采用低稠度叶片扩压器后压缩机效率及压缩比都有较大幅度的提高,在设计工况下压缩机的绝热效率约提高 2%~3%,压缩比提高 3%~4%,在小流量区域,压缩机的绝热效率提高更为明显,最大增幅在 6% 以上,并且稳定运行工况范围并不比采用无叶扩压器时小。分析认为

(上接第 63 页)

## 4 结语

标准修订过程中,编制组调研了当前国内外供热技术的发展、《原标准》的应用和计算机制图水平的进步。根据计算机绘图的新技术要求,补充和修订了一些规定,力争使《新标准》有别于上世纪末的手工绘图为主、计算机制图为辅的状况,充分反映计算机绘图技术的先进性。同时还增加了一些适应供热技术发展的规定。

标准分为基础标准、通用标准和专用标准。标准管理部门将《供热工程制图标准》列入行业的基础标准,其应用范围涉及供热工程的设计、施工和运行等部门,还可供专业教学参考,培养

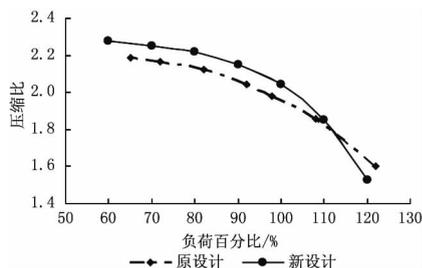


图10 改进设计前后压缩机压缩比对比

导致小流量区域性能提高的原因主要是叶片进口取较大的负冲角所致。

## 6 结论

6.1 将低稠度扩压器应用于高温离心式制冷压缩机是可行的,并有助于提高压缩机的压缩比和改善压缩机的全工况性能。

6.2 叶片进口角及叶片稠度对叶片扩压器的性能影响较大,取较小的负冲角有助于提高压缩机的部分负荷性能。

## 参考文献:

- [1] 叶振邦,常鸿寿.离心式制冷压缩机[M].西安:西安交通大学出版社,2005
- [2] 刘华,张治平,谢艳群.一种高温制冷离心压缩机开发与研究[J].流体机械,2010,38(4):74-79
- [3] 徐忠.离心式压缩机原理[M].西安:西安交通大学出版社,2008
- [4] 席光,周莉,丁海萍.叶片扩压器进口安装角对离心压缩机性能影响的数值与实验研究[J].工程热物理论,2006,27(1):61-64

学生学标准、用标准和提高独立工作的能力。编制组力求使修订后的《新标准》更加符合国情和供热工程制图的需要。希望该标准在规范供热工程制图、提高制图水平等方面起到应有的作用。

## 参考文献:

- [1] 哈尔滨建筑大学. CJJ/T 78—97 供热工程制图标准[S].北京:中国建筑工业出版社,1997
- [2] 邹平华,廖嘉瑜,张婉庚,等.《供热工程制图标准》及其编制原则[J].暖通空调,2000,30(1):15-17