

# 制冷向心涡轮仿真特性与试验验证

符渡

(珠海格力电器股份有限公司制冷技术研究院 广东 珠海 519070)

**摘要:** 向心涡轮是逆布雷顿空气制冷循环中的关键核心部件,其承担了空气的绝热膨胀、降温降压及动力输出的功能。为验证设计的向心涡轮模型的工程适用性,本文首先利用数值模拟方法分析了某制冷涡轮的流场特性。然后,基于多气路可调的向心涡轮试验平台,测试了涡轮的总体气动热力性能。试验结果表明在膨胀比3.96的工况下,实现超6800r/min的转速并稳定运行,涡轮流量达到了0.359kg/s,同时出口温度达到了-46.2℃,比设计低约2.2℃。试验结果表明该制冷涡轮达到设计目标要求。

**关键词:** 逆布雷顿循环; 空气制冷; 向心涡轮; 仿真; 试验

## 0 引言

向心涡轮具有做功能力强、小流量、高效率的特点,同时兼具结构紧凑、成本低廉、可靠性高的优势<sup>[1]</sup>,其广泛应用于燃气轮机<sup>[2,3]</sup>、涡轮增压器<sup>[4]</sup>等高端机械设备领域,是现代高端制造中较为基础的部件之一。

数值模拟仿真及试验验证技术是开发向心涡轮的基础。例如,在涡轮增压器中,向心涡轮的定常、非定常仿真与验证技术是其与发动机匹配的核心技术<sup>[4]</sup>。在燃气轮机等动力装置中,向心涡轮作为动力设备,在整机系统匹配前需开展仿真试验验证以验证涡轮的性能<sup>[5,6]</sup>。

近年来,随着压缩空气储能在电力系统中逐渐承担“削峰填谷”的作用,向心涡轮也成为压缩空气向电力转化的关键设备<sup>[7,8]</sup>。另外,在超临界流体装置<sup>[9]</sup>、低温制冷<sup>[10]</sup>等方面,向心涡轮也逐渐被采用作为动力输出及制冷设备。

然而总体来说,公开的向心涡轮在制冷领域应用仍较少。因此,本文以空气制冷向心涡轮为研究对象,针对向心涡轮在某制冷机组<sup>[10]</sup>中的应用开展了流场仿真与试验验证。

## 1 仿真与试验设置

本文首先针对某向心涡轮<sup>[10]</sup>开展了数值模拟研究,评估了不同工况下涡轮流场的合理性。网格采用结构化网格并满足了网格无关性要求,仿真采用

雷诺平均的NS方程数值求解方法。边界条件从试验数据中提取,涡轮入口采用总温、总压,出口根据静压设定。

为验证向心涡轮是否满足工程设计要求,本文还搭建了多气路可调的向心涡轮试验平台,以验证总体气动热力性能。该涡轮性能试验台由上游0.6MPa的干空气气源驱动,涡轮下游接一个出口活门控制涡轮出口压力。涡轮的输出功率被同轴的压气机气路与风扇气路所消耗,可同步测试压气机及风扇性能。试验设备如图1所示。

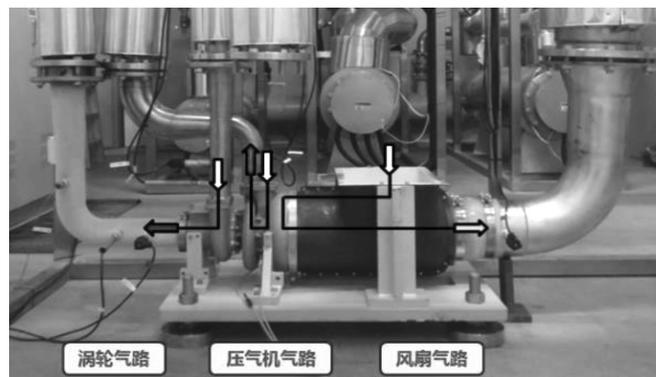


图1 涡轮-压气机-风扇测试台

## 2 仿真结果

本节主要分析涡轮在设计工况与非设计工况下S2子午流面及S1基元流面的流场合理性,从而为涡轮进一步试验验证提供依据,工况点见文献<sup>[10]</sup>。设计工况为相对设计转速为 $N/N_d=1.0$ ,总对静压比

$\pi=3.97$ 。非设计工况选取了两个具有相近等熵效率  $\eta_{ad}/\eta_{on-design}=96\%$  的两种工况，但具有不同速度比  $v_s$ 。这两种工况分别为小速度比的  $N/N_d=0.7$ ,  $\pi=2.0$  及大速度比的  $N/N_d=1.1$ ,  $\pi=2.50$ 。

三种工况下涡轮的子午面周向平均压力分布如图 2 (I) 所示。可以看到，在设计工况  $N/N_d=1.0$ ,  $\pi=3.97$  下，从上游向下游，轮毂和轮盖的流向压力梯度基本一致，从而保证了压力展向上分布的均匀性。在非设计工况  $N/N_d=0.7$ ,  $\pi=2.00$  及  $N/N_d=1.1$ ,  $\pi=2.50$  下，可以看到压力展向分布表现出了明显的不均匀性。特别是在  $N/N_d=1.1$ ,  $\pi=2.50$  工况下，轮毂的流向压力梯度明显大于轮盖的流向压力梯度。主要是因为在这种工况下，转速较大导致离心力相对偏大，从而形成轮毂和轮盖的压差以平衡离心力。这也是在  $N/N_d=0.7$ ,  $\pi=2.00$  的较低转速情况下，压力不均性不明显的原因。

与压力分布不同的是，无论是在设计工况还是在非设计工况下，温度的展向不均匀性都非常明显，如图 2 (II) 所示。涡轮出口处，不同工况下展向的最大温差都在  $10^\circ\text{C}$  左右。在非设计工况下，压力的展向不均匀本身就会造成温度的不均匀性；而在设计工况，压力展向分布比较均匀的情况下，温度的不均匀性则直接来源于不同展向位置损失分布的不均匀性。

不同工况下 S1 基元流面的马赫数分布和速度场分布分别图 2 (III)、图 2 (IV) 所示。可以看到，喷嘴流场在不同工况下都较为健康合理。尽管在不同工况下进口流场速度变化明显，但喷嘴气流滞止点始终位于前缘附近，从而其吸力面与压力面的气流加速较为一致。此外，由于急速的加速作用，在吸力面弦向约 55% 位置气流达到超音速状态，随后在扩张通道中达最高 1.2 马赫数后逐渐减速，但通道中无明显的激波结构，这表明了喷嘴设计的合理性。在非设计工况下，膨胀压比较小，喷嘴尚未达到超音速状态，此时喷嘴的流场并未出现进一步恶化。

然而，对于转子而言，在不同工况下，其流场差异非常明显。对于设计工况  $N/N_d=1.0$ ,  $\pi=3.97$ ，从图 2 (III) 和 (IV) 中可以看到流场分布是比较合理的。尽管前缘被切削后导致前缘吸力面有局部分离，但滞止点位于前缘处。此分离区对流场性能影响不大，带来的损失也不高。叶栅通道内部也存在一些被叶尖泄漏流卷吸的低能流体，但对主流的影响可忽略。对于非设计工况  $N/N_d=0.7$ ,  $\pi=2.00$  与  $N/N_d=1.1$ ,  $\pi=2.50$ ，转子流场差异显著。大叶片与小叶片表面都出现了显著的流动分离，这种分离是前缘大的正攻角或负攻角造成的。在非设计工况  $N/N_d=0.7$ ,  $\pi=2.00$  下，转速较低，从而叶片切线速度比较小，而根据转子速度三角形，这不可避免地形成了大的

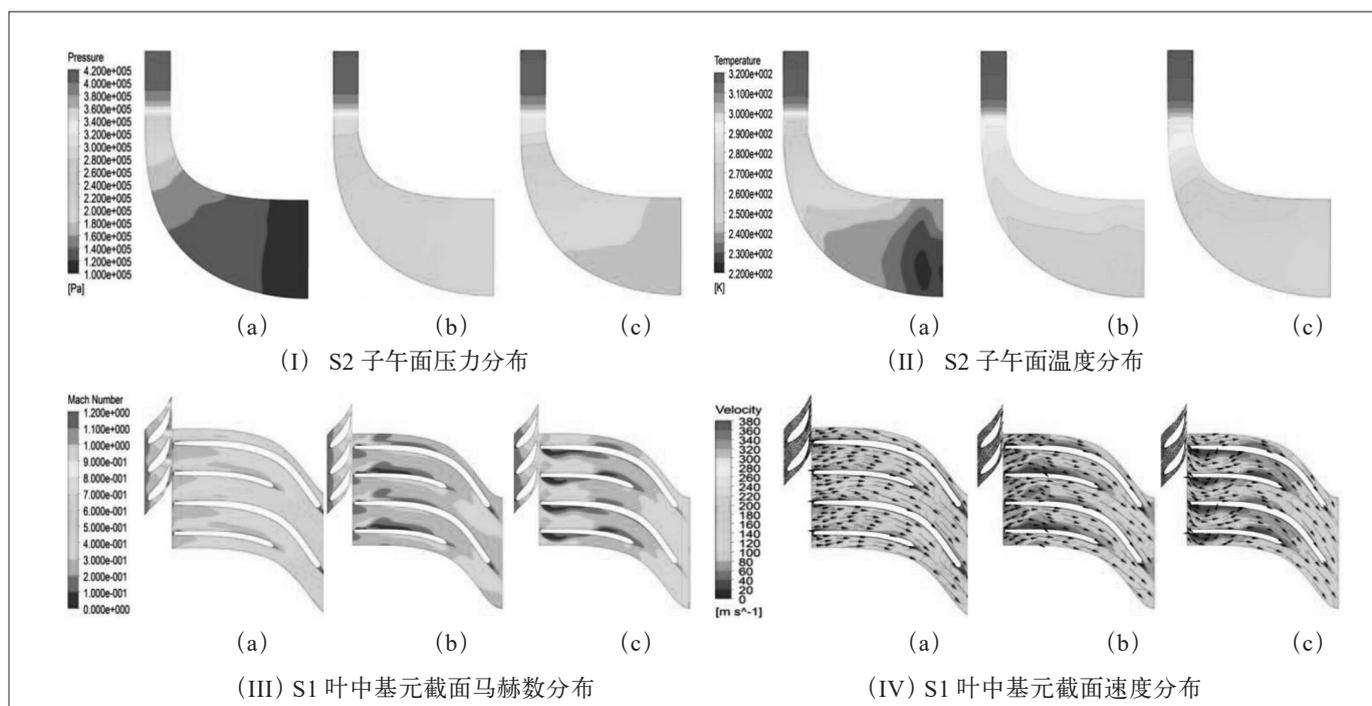


图 2 涡轮 S2 和 S1 流面流场分布

前缘正攻角。这是造成吸力面产生分离的主要原因。相反地，对于非设计工况  $N/N_d=1.1$ ,  $\pi=2.50$ , 转速较高，从而切线速度比较大，转子负攻角过大。这种情况下，转子压力面形成了显著的流动分离与堵塞。因此，尽管非设计工况  $N/N_d=0.7$ ,  $\pi=2.00$  与  $N/N_d=1.1$ ,  $\pi=2.50$  的涡轮效率相近，但其损失来源及原因明显不同。

### 3 试验验证

从上文的涡轮流场仿真特性可知，涡轮流场相对较为合理。为最终验证设计的涡轮模型的有效性，本文对涡轮三种典型工况开展了计算和试验对比分析。

工况 I、II、III 的涡轮进口总压分别为 176.3kPa、211.8kPa 和 247.7kPa，进口总温度为 301K，出口压力为 101.3kPa。仿真设置了与试验相同的进出口压力、进口温度边界条件。对工况 I、II、III，转速分别为 36300r/min、42000r/min 和 48360r/min。试验测试了涡轮流量、出口温度及涡轮效率。

涡轮三个不同典型工况下计算与试验流量的对比如图 3 (a) 所示。从图 3 (a) 中可以看到，随着涡轮流量的增加，计算与试验的流量误差也在扩大。但总体而言，计算与实验流量值比较接近，在所对比的工况中，误差最高值仅为 1.9%。

涡轮不同典型工况下计算与试验涡轮出口温度的对比如图 3 (b) 所示。计算与试验的误差依然在较低的水平，最高误差为 1.5%。

等熵效率的计算与试验的结果对比如图 3 (c) 所示。在小流量工况 I 下，计算与实验效率值误差相对要更大，效率相差 4.4%。随着流量的增加，误差有收窄的趋势，在大流量工况 III 下，计算与试验

效率误差下降到 1.7%。通过涡轮不同典型工况的计算与试验结果对比，可以看到设计仿真结果与试验结果一致性较好，表明设计仿真方法的有效性。

最终为验证涡轮设计点性能，试验调试进口压力 4.20bar (1bar=0.1MPa)，出口压力 1.06bar，而设计进口压力 4.11bar，出口压力 1.062bar，出口温度 -44℃，转速 68000r/min。试验调试误差与设计要求相差不超过 2.5%。在该工况下，涡轮试验实现 68220r/min 的转速稳定运行，涡轮流量达到了 0.359kg/s，超过设计值约 11%。同时涡轮出口温度达到了 -46.2℃，比制冷需求温度更低约 2.2℃。与设计目标相比，在进出口压力满足设计要求的情况下，测试的各气动热力指标都达到了目标要求。

### 4 结语

本文通过数值模拟方法评估了制冷向心涡轮的流场特性，仿真流场表明涡轮在不同工况下流动较为合理，为试验验证提供了理论基础。通过仿真计算与试验对比，流量、出口温度、等熵效率的仿真计算相对试验结果符合得很好。最终，在设计膨胀比 3.96、转速 68000r/min 条件下，涡轮试验流量达到了 0.359kg/s，同时出口温度达到了 -46.2℃，比设计低约 2.2℃。试验结果表明该制冷涡轮达到设计目标要求。满足了制冷机组对向心涡轮的性能需求。

基金项目：2022 年珠海市基础与应用基础课题研究项目《高速小尺度离心压气机损失机理模化及变工况特性研究》(项目编号 2220004003051)。

### 参考文献：

[1] 孙冠珂，李文，张雪辉，等. 向心涡轮进气结构的气动性

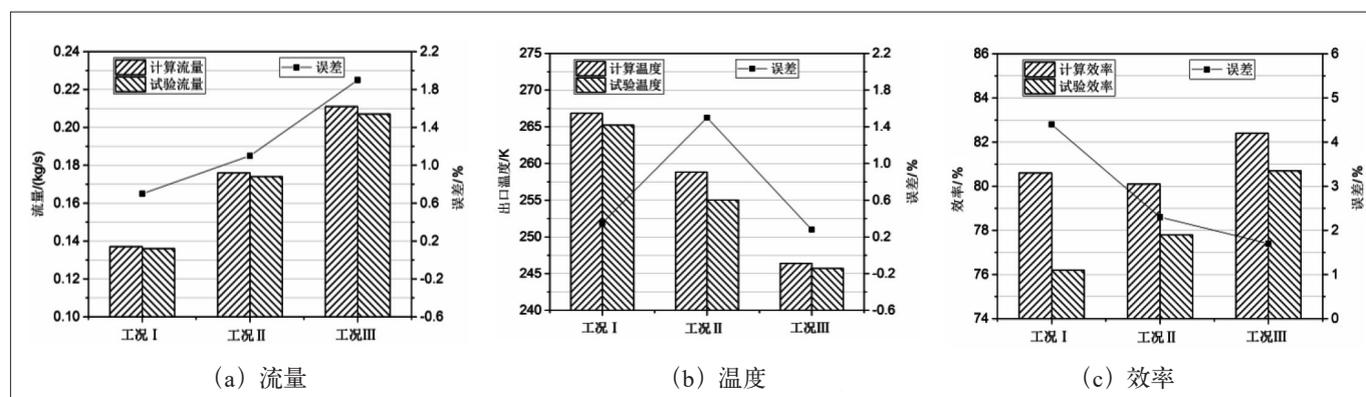


图3 不同工况下涡轮流量、温度与效率的仿真与试验对比

- 能及损失机理 [J]. 航空动力学报, 2015, 30(8):1926-1935.
- [2] 欧阳玉清, 于博阳, 陶志, 等. 大膨胀比向心涡轮多学科优化设计及敏感性分析 [J]. 推荐技术, 2022, 43(9):122-134.
- [3] 张金环, 周正贵. 基于并行遗传算法的向心涡轮气动优化设计 [J]. 航空发动机, 2015, 41(3):39-43.
- [4] 杨策, 刘尚涛, 老大中, 等. 激波诱导可调向心涡轮叶片高周疲劳失效 [J]. 内燃机学报, 2013, 31(3):261-267.
- [5] 李耀阳, 张华良, 尹钊, 等. 轮盘结构对向心涡轮内部流动影响的数值研究 [J]. 推进技术, 2019, 40(12):2715-2722.
- [6] 邓清华, 毛靖儒, 倪平, 等. 微型燃气轮机向心透平性能试验装置与测量系统 [J]. 动力工程, 2006, 26(5):624-629.
- [7] 孙冠珂, 李文, 张雪辉, 等. 向心涡轮蜗壳截面尺寸对

气动性能的影响 [J]. 科学技术与工程, 2014, 26(14):72-80+91.

- [8] 刘祖煜, 王星, 李文, 等. 启动过程压缩空气储能向心涡轮三维流动特性研究 [J]. 推进技术, 2022, 43(7):105-118.
- [9] 吕国川, 王晓放, 祝畅, 等. MW级超临界二氧化碳向心涡轮设计及分析 [J]. 工程热物理学报, 2022, 43(1):67-73.
- [10] 符渡, 肖贵珊, 黄建平. 逆布雷顿循环制冷向心涡轮设计方法研究 [J]. 中文科技期刊数据库(全文版)工程技术, 2023(1):32-36.

**作者简介:** 符渡(1990.01-), 男, 汉族, 湖南湘潭人, 博士研究生, 工程师, 研究方向: 叶轮机械气动热力学。

## 严正声明

近期, 本刊编辑部收到作者反映, 一些不法分子盗用我刊名义, 自建非法网站或钓鱼网页 (<http://www.zgjxzz.cn>、<http://mach-china.toug.com.cn> 等), 或以《中国机械》杂志社编辑部“编辑”“责任编辑”等名义, 向广大作者征收稿件, 并收取所谓的“版面费”、“审稿费”等, 严重侵犯、影响了我刊声誉和广大作者的权益。在此, 我刊严正声明如下:

1. 《中国机械》杂志社于1982年创刊, 是国家新闻出版署批准登记的机械工程类学术期刊(旬刊), 目前尚未创建独立的“官方网站”, 浏览本刊电子版需从中国工业新闻网 (<http://www.cinn.cn>) 下方链接进入, 链接地址 [http://www.cinn.cn/zgjxzz/index\\_348.shtml](http://www.cinn.cn/zgjxzz/index_348.shtml), 或通过万方数据知识服务平台 (<https://www.wanfangdata.com.cn/>) 的官方网页搜索本刊进行查询, 链接地址 <https://sns.wanfangdata.com.cn/period/zgix> 查询全文;

2. 《中国机械》杂志为旬刊, 请广大作者认准, 凡标记“半月刊”“月刊”的网络征稿平台, 均为非法网站, 欢迎联系本刊编辑部进行举报;

3. 《中国机械》杂志社唯一投稿邮箱: [jxzzs@](mailto:jxzzs@)

[cinn.cn](http://cinn.cn);

4. 《中国机械》杂志社《录用通知书》加盖“中国机械编辑部”公章, 凡加盖“《中国机械》杂志社编辑部”或使用已作废公章(防伪码为1101081749266的总编室公章、防伪码为1101081491290的原编辑部公章), 均为假冒录用通知书;

5. 《中国机械》杂志社从未委托任何机构、网站或个人代理本刊的组稿、审稿等相关事宜, 编辑部一直严格遵守“三审三校”规定, 追求杂志整体质量的提升, 将期刊的社会效益放在首位, 对于盗用《中国机械》杂志社名义发布虚假信息、实施非法征稿等行为, 本刊将依法追究其法律责任;

6. 本刊编辑部唯一联系电话: 010-67410664。

敬请广大作者和读者注意辨别, 提高警惕, 谨防上当!

《中国机械》杂志社  
2023年10月