

# 高转速离心式制冷压缩机设计及特性研究

李红鸣<sup>1</sup>, 詹雷军<sup>1</sup>, 梅光磊<sup>1</sup>, 曾燕平<sup>1</sup>, 陈玲贵<sup>1</sup>, 虞洪文<sup>1</sup>, 赵英杰<sup>2</sup>

<sup>1</sup>浙江象睿机电设备有限公司, 浙江 衢州

<sup>2</sup>衢州职业技术学院, 浙江 衢州

收稿日期: 2022年5月10日; 录用日期: 2022年6月15日; 发布日期: 2022年6月22日

## 摘要

制冷技术在当今社会的各个领域发挥着重要作用, 如食品制冷、空调制冷等。制冷技术通常需要一定的制冷设备来实现, 高速离心式制冷是一种典型的现代制冷设备。通过计算流体动力学模拟, 比较了R-134a制冷剂到混合制冷剂R-513A和氢氟烯烃制冷剂R-1234yf在不同负荷下工作流体的性能和内部流场。利用美国国家标准与技术研究院(National Institute of Standards and Technology, NIST)数据库中的制冷剂特性, 以及不同部分负荷下的压缩机速度和质量流速, 使用单级280RT磁浮离心式制冷剂压缩机, 预测了制冷剂更换前后的性能差异。压缩机的运行条件是基于同一制冷循环的冷凝和蒸发温度, 与目标的制冷量相同, 以比较不同制冷剂的性能差异。本研究采用计算流体力学(CFD)软件进行流场模拟, 结果表明, 离心式压缩机直接更换制冷剂后, R-1234yf叶轮的全负荷效率比R-134a下降了13.2%, R-513A全负荷效率下降了10.0%, 而制冷剂的全负荷效率及三种制冷剂的部分负荷效率差异小于全负荷效率。

## 关键词

压缩机, 制冷剂, 计算流体力学, 冷水机

# Study on Design and Characterization of High-Speed Centrifugal Refrigerant Compressors

Hongming Li<sup>1</sup>, Leijun Zhan<sup>1</sup>, Guanglei Mei<sup>1</sup>, Yanping Zeng<sup>1</sup>, Linggui Chen<sup>1</sup>, Hongwen Yu<sup>1</sup>, Yingjie Zhao<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Zhejiang Xiangrui Electromechanical Equipment Co., Ltd., Quzhou Zhejiang

<sup>2</sup>Quzhou College of Technology, Quzhou Zhejiang

Received: May 10<sup>th</sup>, 2022; accepted: Jun. 15<sup>th</sup>, 2022; published: Jun. 22<sup>nd</sup>, 2022

文章引用: 李红鸣, 詹雷军, 梅光磊, 曾燕平, 陈玲贵, 虞洪文, 赵英杰. 高转速离心式制冷压缩机设计及特性研究[J]. 仪器与设备, 2022, 10(2): 117-125. DOI: 10.12677/iae.2022.102016

## Abstract

Refrigeration technology plays an important role in various fields of today's society, such as food refrigeration, air conditioning refrigeration, etc. Refrigeration technology usually requires certain refrigeration equipment to implement, and high-speed centrifugal refrigeration is a typical modern refrigeration equipment. Computational fluid dynamics simulations were performed to compare the performance and internal flow fields of working fluids from R-134a refrigerant to mixed refrigerant R-513A and hydrofluoroolefin refrigerant (HFO) R-1234yf at different loads. The difference in performance before and after refrigerant replacement was predicted using refrigerant properties from the National Institute of Standards and Technology (NIST) database, as well as compressor speed and mass flow rate at different partial loads, using a single-stage 280RT magnetic float centrifugal refrigerant compressor. The compressor operating conditions were based on the condensing and evaporating temperatures of the same refrigeration cycle, with the same cooling capacity as the target, to compare the performance differences of different refrigerants. In this study, computational fluid dynamics (CFD) software was used for flow field simulation, and the results showed that after direct refrigerant replacement of the centrifugal refrigerant compressor, the full-load efficiency of R-1234yf impeller decreased by 13.5% and R-513A full-load efficiency decreased by 10.0% compared to R-134a, while the differences of full-load efficiency of refrigerants and part-load efficiency of the three refrigerants were smaller than the full-load efficiency.

## Keywords

Compressor, Refrigerant, Computational Fluid Dynamics, Chiller

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

“碳达峰”是指我国承诺 2030 年前,二氧化碳的排放不再增长,达到峰值之后逐步降低。“碳中和”是指企业、团体或个人测算在一定时间内直接或间接产生的温室气体排放总量,然后通过植物造树造林、节能减排等形式,抵消自身产生的二氧化碳排放量,实现二氧化碳“零排放”[1]。在节能减碳的大趋势环境中,空调的冷水机因耗电量大、使用场域广,已是不可忽视的节能重点设备。因此,近年全球各冷水机大厂纷纷推出高效率的冷水机种,这些高效率冷水机组不仅具有高全载效率 COP 值,更具备高整合性部份负载效率 IPLV 值。而这些不外乎拜整合高效率变频驱动器、高效率马达、提高压缩机与热交换器效率,以及系统优化控制技术所赐,实现了兼具全载与部份负载效率值的冷水机组。推动绿色发展,促进人与自然和谐共生,已经成为当前中国发展的基本战略方向。在国内大循环为主体,国内国际双循环的大的经济发展格局下,抓紧“节能减排”不动摇,早日实现“碳中和”和“碳达峰”目标成为中国目前发展的主轴之一[2][3]。

1987 年签署的《蒙特利尔议定书》限制了 CFCs 和其他消耗臭氧的化学品的使用,目前 HFC 制冷剂是冷水主机使用的制冷剂,但其全球变暖潜能值仍高达 1300,所以随着减碳意识的提高,各国对其逐渐减少或限制[4][5]。R513A 或 R1234yf、R1234ze 制冷剂有其潜力和优势,因为其 ODP (臭氧消耗潜能值)

接近于零, 而 GWP (全球变暖潜能值)为 573, 小于 10 (小于 1), 非常适合替代 R134a 制冷剂。对于冷风机来说, 直接替换具有不同性质的工作流体必然会影响到流体部件(如压缩机叶轮、系统管道流道)和传热部件(如热交换器等)的性能。就压缩机叶轮而言, 针对不同的制冷剂适当调整速度和流量, 可以减少由不适当的操作条件引起的问题, 如激增或堵塞, 因此, 有必要预测其速度和性能, 以便适当调整容量。此外, 满负荷和部分负荷之间的效率变化也是本文讨论的重点[6]。由于大多数冷水机仍在部分负荷模式下运行, 部分负荷效率的分析和预测在控制冷水主机运行方面尤为重要。空压机行业的上游是基础原材料(钢铁、铸件、润滑油)行业、电机行业和标准件行业等。空压机行业的下游主要为石油化工行业、电力行业、冶金矿山和国防工业。这些行业都是关系到国计民生的重要行业, 随着这些行业的发展, 我国空压机行业也得到了发展的推动[7] [8]。

离心式压缩机的工作原理是提高气体分子的运动速度, 使气体分子的动能转换为气体的压力能, 从而提高压缩空气的压力。由于离心式压缩机的流场复杂, 用仪器很难观察到内部的变化, 所以本研究采用计算流体动力学模拟对原来使用的 R-134a 制冷剂进行模拟, 用高速磁浮离心式制冷剂压缩机进行实验性能模拟, 并将模拟结果与实验结果进行对比, 作为预测的性能验证。然后, 用 R-1234yf 制冷剂和 R-513A 制冷剂替换工作液进行模拟和对比分析, 探讨直接替换制冷剂后离心式压缩机的性能和内部流场变化[9] [10]。

## 2. 原理与方法

### 2.1. 高速离心式压缩机

高速磁浮离心式压缩机对比于传统离心式压缩机有着体积小、噪音低、启动电流低及高效率等特点, 同时配合变频器的转速控制, 及入口导叶 IGV 或扩压宽度调节等技术达到容量调节, 改善了传统离心式压缩机工作范围小等缺点[11]。

参照空调系统冷水机能源效率标准可发现(表 1), 在相同额定制冷能力下, 离心式冷水主机的 COP 分级基准, 均高于容积式冷水主机 10% 以上, 而气冷式冷水机组则远低于两者, 同时随着国内节能政策的推行, 高速离心式压缩机市场必然成为急速成长的热门产品[12] [13]。本文着重于采不同制冷剂下高速压缩机的性能预测, 研究对象为一实验用单段高速磁浮压缩, 主要含有四段流道: 1) 入口区; 2) 叶轮区; 3) 扩压区; 4) 蜗壳区。

**Table 1.** Ice water cooling energy efficiency classification standard unit

**表 1.** 冰水机组制冷能源效率分级标准

冰水机组类型	标示额定制冷能力	制冷能源效率分级标准			
		性能系数(COP)			
		3 级	2 级	1 级	
水冷式	容积式	<528 kW	4.45	4.80	5.15
		≥528 kW <1758 kW	4.90	5.30	5.70
	离心式	≥1758 kW	5.50	5.90	6.35
		<528 kW	5.00	5.40	5.80
		≥528 kW <1055 kW	5.55	5.95	6.40
		≥1055 kW	6.10	6.60	7.10
气冷式	全机种	2.79	3.00	3.20	

### 2.1.1. 入口区

入口区定义自压缩机入口至叶轮前端的区域。市售商品在入口区常设置入口导叶(Inlet Guide Vanes, IGV), 其以叶片环状排列, 在无作动时平行于制冷剂流向, 而在需要减少制冷剂流量时, 通过改变叶片角度, 控制流体进入叶轮的流量大小, 同时使流体产生“预漩”, 以此调节冷水主机的冷冻能力。然而, 不当的设计或控制不仅无法提供当时运转条件所需预漩, 反而因增加其流体阻抗而大为降低其效率, 故本研究的入口区采无入口导叶设计, 模拟时假设为一圆柱流道, 称入口直管。

### 2.1.2. 叶轮区

叶轮区位在入口区和扩压区之间, 叶轮通过马达驱动转轴以高速旋转, 进而将制冷剂以高速高压状态带入扩压区。本研究采封闭式叶轮, 降低了泄漏损失的影响, 主要包含上盖(Shroud)、叶片(Blade)及下盖(Hub), 如图 1 所示。



Figure 1. Impeller  
图 1. 叶轮

### 2.1.3. 扩压区

扩压区包含有叶型扩压器(Vaned Diffuser)及无叶扩压器(Vaneless Diffuser), 其主要功能是将来自叶轮的高流速制冷剂的动能, 转变为压力能, 本文选用的无叶扩压器, 模拟假设其扩压流道为一固定宽度的光滑机构, 不计其摩擦与泄漏造成的损失。

### 2.1.4. 蜗壳区

蜗壳的功能是把流出扩压区的流体汇集后, 输送至压缩机出口, 并在过程中进一步的将流体的动能转换为压力能。

## 2.2. 制冷剂

由于《蒙特利尔议定书》基加利修正案限制了 R134a 制冷剂的使用, 为了评估其替换制冷剂的特性, 比较了三种制冷剂的物性, 分别为 R-134a、R-1234yf、及 R-513A 制冷剂, 在固定冷冻循环中的蒸发条件及冷凝条件下, 由其压力-焓关系可发现, R513A 压缩过程的焓值变化介于 R-134a 与 R-1234yf 之间。

## 2.3. 全载与部份负载

国外冷水机效率大多参考 AHRI Standard5501/590 或 551/591 标准, 将其负载状态分为 100%、75%、50% 与 25%, 并依据使用频率加权各负载的性能系数, 其加权系数分别为 0.01、0.42、0.45 及 0.12, 通过规范中的加权系数, 可发现其着重在 75% 负载与 50% 负载的性能系数, 其充分显示出部份负载下性能的重要性。国内则参考 CNS12375 冷水主机能效规范, 以满载性能差异分 3 级进行标示管制。

## 2.4. 边界条件设定

本研究参考 280RT 磁浮离心式制冷剂冷水机的 IPLV 实验中的各项边界条件及参数, 包含冷水侧

的入水温度、出水温度及流量, 冷却水侧的入水温度、出水温度及流量、耗电量, 推算压缩机的运转条件, 如压缩机吸气口与排气口温度及压力, 和冷冻循环的质量流率, 以此作为模拟的边界条件, 并做以下假设:

- 1) 求解稳态流场。
- 2) 假设所有流道为光滑绝热壁面。
- 3) 忽略泄漏损失。
- 4) 忽略重力影响边界条件设定参数如表 2 所示。

**Table 2.** Simulation boundary conditions and parameter setting

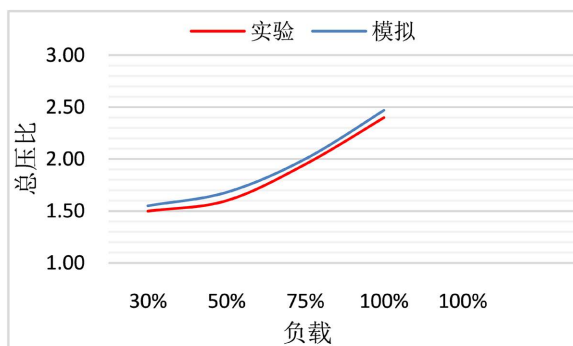
**表 2.** 模拟验证边界条件与参数设定

工作介质		R-134a 制冷剂			
入口条件	IPLV 负载	100%	75%	50%	25%
	温度/(°C)	6.6	6.8	7.0	7.0
	压力/(kPa)	366	368	371	371
出口条件	质量流率	100%	70%	44%	22%
叶轮转速	额定转速	100%	86%	72%	69%

### 3. 结果与讨论

#### 3.1. R134a 压缩机的模拟与实验比对

R-134a 制冷剂压缩机在 IPLV 工况下的性能比较如下所述, 其总压比为重要比较参数, 结果显示仿真可精准预测各工况的总压比, 与实验最大差异低于 4%, 如图 2 所示。



**Figure 2.** Simulation compression ratio compared with the experimental results

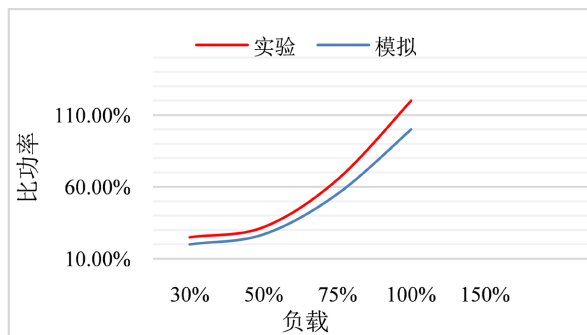
**图 2.** 模拟与实验压比比较

模拟的叶轮轴功率与实验冷水机电功率如图 3 所示, 两者差异随负载增加而变大, 因差异的原因为压缩机耗功仅为冷水机中主要的大部份而非全部, 实验冷水机电功率除模拟所示的压缩机耗工外仍包含其它损失, 如变频器损失、马达效率损失、其它机械损失(如主轴效率损失)及与泄漏损失等。

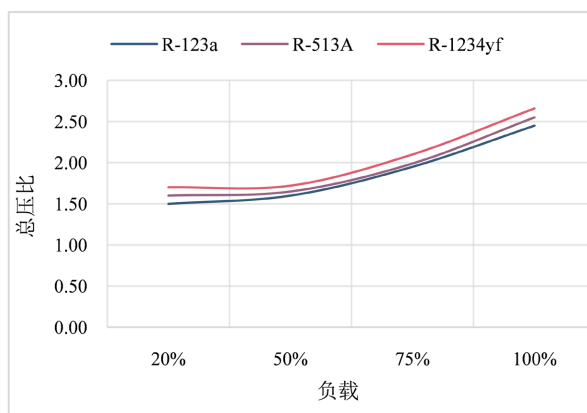
#### 3.2. 压缩机使用各制冷剂的数值模拟结果比较

总压比较如图 4 所示, 可以发现, 在部份负载条件下 R-134a 制冷剂压缩机的总压比较低, R-1234yf 制冷剂则较高, 而满载总压比 R-513A 制冷剂与 R-1234yf 制冷剂相较于 R-134a 制冷剂, 有小幅下降的趋

势，使 R134a 制冷剂的总压比介于 R-513A 制冷剂与 R-1234yf 制冷剂之间，考虑在边界条件设计上，为达相同出口总温度，对 R-513A 制冷剂与 R-1234yf 制冷剂的转速调整，可能影响总压比，但实际对转速的调整幅度非常小，在满载工况下，转速挑整不超过 1%，按相似定理分析后，认为微调转速对满载总压比下降的影响甚微，推测为流场造成替代制冷剂的满载总压比下降。

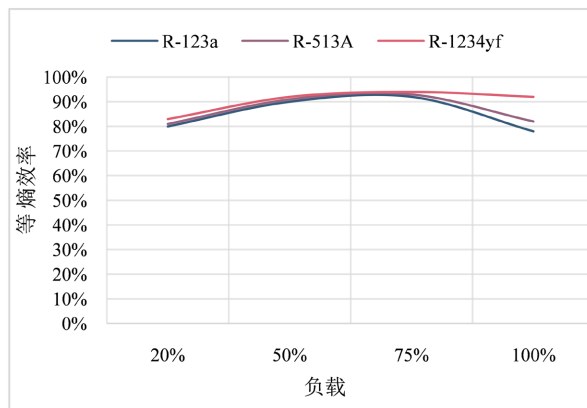


**Figure 3.** Comparison of simulated compressor shaft power and experimental chiller electrical power  
**图 3.** 模拟压缩机轴功率与实验冷水机电功率比较



**Figure 4.** Ratio comparison chart  
**图 4.** 压比比较图

等熵效率比较如图 5 所示，可发现，在满载工况下，R-134a 制冷剂有着最高的等熵效率，而 R-1234yf



**Figure 5.** The isentropic efficiency comparison chart  
**图 5.** 等熵效率比较图

制冷剂在满载时的等熵效率为最低,两者相差 13.5%,而 R-513A 的等熵效率则位于两者之间,与 R-134a 相比下降约 10.0%,而在各部份负载工况下,三种制冷剂的等熵效率十分接近,尤其在 75%负载与 50%负载工况下,等熵效率皆高于 89%,在 25%负载工况下,等熵效率皆低于 82%。

压缩机轴功率如图 6 所示,可发现,压缩机使用 R1234yf 制冷剂较使用 R-134a 制冷剂须消耗更多的输入功率,其主要原因是在于 R-1234yf 制冷剂在相同蒸发温度下焓差较 R-134a 制冷剂小,故在相同冷冻能力下,R-1234yf 需要更多的制冷剂质量流率,而叶轮也需要消耗更多的能量推动制冷剂,并且该现象随着转速与负载的提升而更加明显。

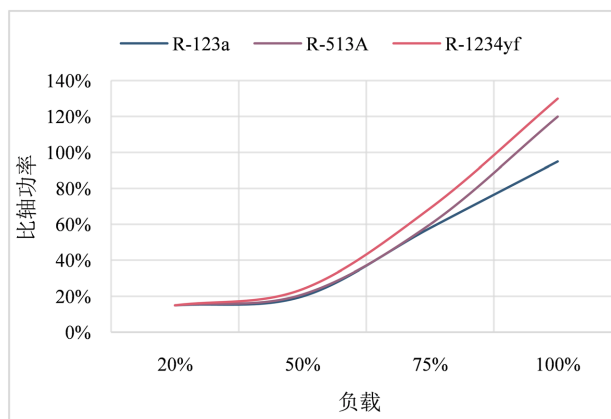


Figure 6. Shaft power comparison chart  
图 6. 轴功率比较图

COP 比较如图 7 可知,相较于使用 R134a 制冷剂的 COP,使用 R-1234yf 制冷剂在各负载工况的 COP 均比使用 R-134a 制冷剂低,而使用 R-513A 制冷剂的 COP 则位于两种制冷剂中间,此现象是由于制冷剂在蒸发过程的焓差的不同,R-1234yf 制冷剂的蒸发焓差较小,使其在相同能力下需要较多的制冷剂流量,而推动制冷剂所需的轴功增加,COP 因而下降,故 COP 比较图具有与轴功比较图相反的分趋势。



Figure 7. Shaft power comparison chart  
图 7. 轴功率比较图

使用 R-134a 依然具有三种制冷剂中,最高的 IPLV,而使用 R-1234yf 的 IPLV 则为最低,通过 COP 比较图可以预测到该结果。以使用 R-134a 制冷剂的满载 COP 与 IPLV 为基准,对各制冷剂的满载 COP 与 IPLV 做比较,发现单独比较满载 COP 时,与使用 R-134a 制冷剂相比,使用 R-513A 制冷剂与 R-1234yf

制冷剂的满载 COP 分别降低 14% 与 23%，通过 IPLV 加权计算，R-513A 的 IPLV 与 R-134a 的 IPLV 差距缩减至 4%，R-1234yf 的 IPLV 与 R-134a 的 IPLV 差距缩减至 6%，显示出替代制冷剂在部份负载有着较佳的性能。

### 3.3. 压缩机使用各制冷剂的数值模拟流场分析

通过观察各冷媒满载工况中，靠近上盖(shroud)处的马赫数分布，可发现叶片间端的马赫数已接近 1 马赫，其原因原自于 R-1234yf 的所需质量流率较高，提高质量流率的同时也提高了流体流速，使其工作在临近阻塞(chock)点或发生阻塞的工作区域，导致流动损失增加，同时相较于 R-134a 制冷剂，R513A 制冷剂有着介于 R-1234yf 制冷剂与 R-134a 制冷剂之间的焓差，随着 R-513A 制冷剂所需质量流率的降低，流体流速也随之下降，对等熵效率影响也逐步降低。流场因制冷剂差异所造成的变化效应已反应于上述的等熵效率中，进一步影响因素后续研究仍持续探讨中[14] [15] [16]。国际上不断提出碳达峰、碳中和约束性发展目标，积极探索能源转型路径，中国作为最大的发展中国家，陆续提出 2030 年前实现碳排放达峰和 2060 年实现碳中和的自主目标。面对经济发展和环境变化的双重约束，工业产品在节能减排方面的问题更加迫切和重要。

## 4. 结论

这项研究模拟了 R-134a、R-1234yf 和 R-513A 在 IPLV 条件下的数值分析得出如下结论：与 R-134a 制冷剂在满负荷条件下相比，R-1234yf 制冷剂和 R-513A 制冷剂的等熵效率最高下降了 13.5%，R-513A 制冷剂下降了 10.0%。在 75%、50% 和 25% 的部分负荷条件下，R-134a 制冷剂、R-1234yf 制冷剂和 R-513A 制冷剂的等熵效率非常相似，因此与全负荷单点 COP 相比，每种制冷剂的 IPLV 差异很小。在各 IPLV 条件下，R-1234yf 制冷剂的压力比略高于 R-134a 制冷剂 2.0%~8.3%，R-513A 制冷剂的压力比在 75%~25% 负荷下比 R-134a 制冷剂高约 2.5%，在满负荷下比 R-134a 制冷剂低 2.0%。

## 参考文献

- [1] 唐祎祺. 中国及各省区能源碳排放达峰路径分析[D]: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2020.
- [2] 朱建炳. 空间低温制冷技术的应用与发展[J]. 真空与低温, 2010, 16(4): 187-192.
- [3] 孙焯, 侯予, 黑丽民, 陈纯正. 空间逆布雷顿循环制冷机浅析[J]. 低温与超导, 2004, 32(1): 48-51.
- [4] 肖福根, 刘国青, 胡朝斌. 低温技术在航天领域应用的国外发展情况[J]. 低温工程, 2002(5): 54-64.
- [5] 张建琴, 李少鹏, 孙良瑞, 葛锐, 龚领会, 张梅梅. ADS2K 低温系统超流氦换热特性研究[J]. 低温工程, 2017(4): 41-45.
- [6] 李振平, 占彦. 高速永磁同步电机的转子结构强度分析研究[J]. 机电工程, 2016, 33(7): 900-903.
- [7] 胡荣华, 周璞, 张乾, 代学昌, 吴伟亮. 碳纤维护套对永磁电机冷却性能影响[J]. 机电设备, 2016, 33(4): 5-9+14.
- [8] 何超峰, 郁欢强, 孙兴中, 陈耀锋, 武义锋, 周家屹, 等. 大型超流氦低温冷却系统的研究进展[J]. 真空与低温, 2016, 22(5): 260-264.
- [9] Bobbo, S., Bet, A., Scattolini, M. and Fedele, L. (2020) Saturated Pressure Measurements of *cis*-1-Chloro-2,3,3,3-tetrafluoropropene (R1224yd (Z)) Saturation Pressure. *Journal of Chemical and Engineering Data*, **65**, 4263-4267. <https://doi.org/10.1021/acs.jced.0c00231>
- [10] Patrice, B., Clement, M., Yves, R., et al. (2020) A Centrifugal Turbo-Compressor. EP3592983A1.
- [11] Yoon, J.W., Wilailak, S., Bae, J.E., Lee, C.-J. and Kim, I.-W. (2020) Surge Analysis in a Centrifugal Compressor Using a Dimensionless Surge Number. *Chemical Engineering Research and Design*, **164**, 240-247. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2020.10.004>
- [12] Kartashev, A., Martynov, A. and Mashkov, O. (2018) Numerical and Experimental Studies of a Turbocharger Centrifugal Compressor for Combustion Engine Boost. *International Review of Aerospace Engineering*, **11**, 27-38. <https://doi.org/10.15866/irease.v11i1.13466>



- 
- [13] 赵会晶, 席光, 段亚飞, 王志恒. 叶顶间隙对离心压气机性能和流动影响的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(7): 1453-1460.
- [14] 贺艺龙, 赵坚, 何陈, 刘海强, 王达, 洪学武. 大型管磨机中空轴动力学特性分析[J]. 天津城建大学学报, 2018, 26(6): 461-464.
- [15] 潘宏刚, 袁惠群, 赵天宇, 杨文军. 轮盘质量和位置对转子临界转速灵敏度分析[J]. 振动测试与诊断, 2017, 37(3): 532-538.
- [16] 周帆, 祖磊, 李书欣, 惠鹏, 汪洋. 高速永磁电机转子碳纤维护套的缠绕张力计算研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2017(12): 5-13.