

离心压气机无叶扩压器设计研究

王艳华¹, 戴军¹, 王忠义¹, 钟新权²

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 中船黄埔文冲船舶有限公司, 广东 广州 510715)

摘要:为研究无叶扩压器不同几何设计参数对离心压气机性能的影响,利用数值模拟方法,针对叶片数为16、压比为4.2、流量为0.9 kg/s的离心压气机通过改变其无叶扩压器叶轮出口处的叶高 W_1 、扩压器出口高度 W_2 、叶轮出口半径 R_3 、扩压器收缩段半径 R_4 和扩压器出口半径 R_5 的值进行仿真计算。分析数值模拟结果表明: W_2/W_1 在0.82以下,应调整 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值在0.35以上,若 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值偏小会造成收缩段后部发生边界层分离的情况,流动损失增加,导致压气机效率下降; W_2/W_1 在0.82以上,应调整 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值在0.35以下,若 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 偏大,会使的无叶扩压器对叶轮尾缘涡流加速效果不理想,导致扩压器内逆压梯度下降,扩压能力下降,压气机的效率下降。

关键词:离心压气机;无叶扩压器;性能分析;流场分析;数值模拟

中图分类号:TK474.8

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.mdlgc.2022.11.003

[引用本文格式]王艳华,戴军,王忠义,等.离心压气机无叶扩压器设计研究[J].热能动力工程,2022,37(11):15-21. WANG Yan-hua, DAI Jun, WANG Zhong-yi, et al. Design of vaneless diffuser for centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(11): 15-21.

Design of Vaneless Diffuser for Centrifugal Compressor

WANG Yan-hua¹, DAI Jun¹, WANG Zhong-yi¹, ZHONG Xin-quan²

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;

2. CSSC Huangpu Wenchong Shipbuilding Co. Ltd., Guangzhou, China, Post Code: 510715)

Abstract: In order to study the influence of different geometric design parameters of the vaneless diffuser on the performance of the centrifugal compressor, a centrifugal compressor with 16 vanes, a pressure ratio of 4.2 and a flow rate of 0.9 kg/s was used. The vane height W_1 at the impeller outlet of the vaneless diffuser, the diffuser outlet height W_2 , the impeller outlet radius R_3 , the diffuser contraction section radius R_4 and the diffuser outlet radius R_5 were changed, and the numerical simulation method was used to simulate them. The results show that if W_2/W_1 is below 0.82, the value of $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ should be adjusted above 0.35. If the value of $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ is too small, boundary layer separation will occur at the rear part of the contraction section. In this case, flow losses increase, resulting in reduced compressor efficiency; if W_2/W_1 is above 0.82, the value of $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ should be adjusted below 0.35. If $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ is too large, the vaneless diffuser will be damaged. The acceleration effect of the eddy current on the trailing edge of the impeller is not ideal, resulting in a decrease in the back pressure gradient in the diffuser, a decrease in the diffusing capacity, and a decrease in the efficiency of the entire compressor.

收稿日期:2022-02-10; 修订日期:2022-03-28

基金项目:中央高校基本科研业务费专项资金资助(3072022JC0302)

Fund-supported Project: Fundamental Research Funds for the Central Universities(3072022JC0302)

作者简介:王艳华(1987-),男,河北衡水人,哈尔滨工程大学副教授。

Key words: centrifugal compressor, vaneless diffuser, performance analysis, flow field analysis, numerical simulation

引 言

目前,国内外学者对无叶扩压器进行了大量的研究。国外,Abidogun^[1]通过实验研究分析得出,在恒定的叶轮角速度下,减小扩压器的宽度,导致临界流量系数的增加;当扩压器宽度不变时,失速团的频率随着扩压器直径比减小而增加。Shaaban^[2]提出变面积径向无叶扩压器代替目前广泛使用的平行式或定面积无叶扩压器的设计,并提出了一种遗传优化算法,得到最优的扩压器几何形状,使扩散损失系数最小,压力系数最大。

国内,马超^[3]利用数值模拟软件首次研究了离心压气机无叶扩压器收缩角对压气机压比特性和效率特性的提升;郑直^[4]主要研究了离心压气机的无叶扩压器的宽窄对压气机的性能的影响,并且得出了宽无叶扩压器和窄无叶扩压器失速产生的机制、离心压气机即将产生失速的判别准则以及带无叶扩压器的离心压气机在不同扩压器几何参数下的特性曲线。

国内外研究者的研究,在作者对离心压气机无叶扩压器进行研究过程中给予了很多启发和帮助,但现有的研究很少涉及到关于 W_2/W_1 和 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值对于离心压气机性能影响的内容,而实际上 W_2/W_1 和 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值对于无叶扩压器的几何尺寸有很重要的影响,并能直接影响到离心压气机的性能^[5-7],因此本文将改变 W_2/W_1 与 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值,对 42 个模型进行数值模拟分析,研究两参数的变化对压气机性能的影响。

1 离心压气机模型建立

1.1 叶轮设计方案

研究采用专业叶轮机械设计软件 NREC^[8-13] 设计出叶片数为 16、压比为 4.2、流量为 0.9 kg/s 的离心压气机。其主要几何参数如表 1 所示,叶轮模型如图 1 所示。

表 1 压气机设计参数

Tab. 1 Compressor design parameters

参数	数值
进口轮毂半径 R_1/mm	17.8
叶轮进口半径 R_2/mm	43.4
叶轮出口半径 R_3/mm	80.5
扩压器出口半径 R_5/mm	112.8
叶轮出口处的叶高 W_1/mm	7.6
叶顶间隙/mm	0.2
扩压器出口高度 W_2/mm	变参数
扩压器收缩段半径 R_4/mm	变参数
主叶片数	8
分流叶片数	8
后弯角/ $^\circ$	28
设计转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	60 000
设计压比	4.2
设计流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.9



图 1 叶轮模型
Fig. 1 Impeller model

1.2 无叶扩压器设计方案

本文设计的无叶扩压器为带缩口结构无叶扩压器,该扩压器优点很多:缩口结构可以使机匣近出口面上气体的低速气团提速,减弱吸力面的边界层分离状况,提升整机效率和稳定工作范围^[14-17]。本研究通过改变无叶扩压器的几何设计参数, W_2/W_1 以及 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 探究这些参数对无叶扩压器以及整个压气机性能的影响,并得出所采用的压比

4.2、流量 0.9 kg/s、设计转速 60 000 r/min 的离心压气机的标准工况下二者的最佳参数组合。

W_2/W_1 的取值为 0.70,0.74,0.78,0.82,0.86 和 0.90, $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值为 0.10,0.15,0.25,0.35,0.45,0.55 和 0.65^[18-20]。

2 数值模拟

以文献[21]中的离心压气机模型为对象,利用 NUMECA 软件数值模拟得到其额定转速下的压气机特性曲线,并与文献[21]中给出的实验值做对比。其数值模拟结果与实验值对比如图 2 所示。由图 2 可知,采用的数值模拟方法能够有效拟合实验值,因此采用的数值模拟方法具有可行性。

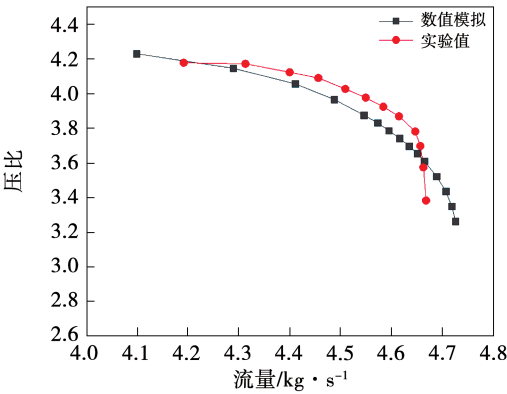


图 2 数值模拟结果与实验值对比

Fig. 2 Comparison between numerical simulation results and experimental values

使用 NUMECA 软件对设计完成的离心压气机进行数值模拟计算。初始条件与边界条件的设置:工质模型为 Air/Real Gas 模型,离散方程为 Navier-Stokes 方程,湍流模型为 S-A 模型,特征长度为 0.05 m,进口速度为 136 m/s,工质密度为 1.2 kg/m³,绝对总温 293 K,入口压力和温度为 101 325 Pa和 293 K,出口压力为 310 000 Pa。对模型进行网格无关性验证,网格验证结果如图 3 所示。可见效率和压比的误差在网格数小于 111 万时偏大,网格数在 111 万~150 万网格时效率、压比误差急剧下降,在 150 万~200 万网格数时效率、压比误差变化不大,且其对计算结果的影响可以忽略不计,网格总数超过 200 万后各参数误差均保持稳定且在

可接受的范围之内。因此,可以初步确定网格数目的取值范围定在 150 万~300 万之间。为了计算快捷而又不失计算的准确性,本次数值模拟的网格数将以 200 万为基准。

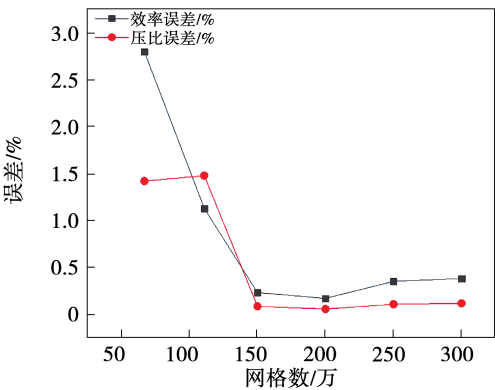


图 3 网格无关性误差分析

Fig. 3 Error analysis of grid independence

3 结果与分析

3.1 W_2/W_1 及 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 参数变化下离心压气机数值模拟结果分析

利用 NUMECA 软件对 42 个离心压气机模型进行数值模拟计算,将压比、效率、扭矩以及流量的结果制作成折线图,如图 4~图 7 所示。

由图 4~图 7 可知,当 W_2/W_1 的取值趋向 0.7 或 0.9 以及 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值趋向 0.1 或 0.7 时,压气机的总压比升高,但是会使得压气机的效率下降以及压气机的扭矩增加,导致压气机的耗功增加。说明, W_2/W_1 以及 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值在此情况下可以适当的提升压气机的总压比,但是会使得压气机的效率偏低,而且使压气机的功耗增加。而当 W_2/W_1 趋向于 0.78 且 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 趋向于 0.35 时,压气机的压比最接近于设计值,压气机的效率也是处于最大值区间,压气机的扭矩处于最小值区间,说明 W_2/W_1 以及 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值在此情况下既可以保证压气机能获得设计压比,又能取得较高的效率和较低的功耗。而当 W_2/W_1 的取值较小时,只要 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值合理,也能使离心压气机获得比较理想的压比、较高的效率以及较低的功耗。

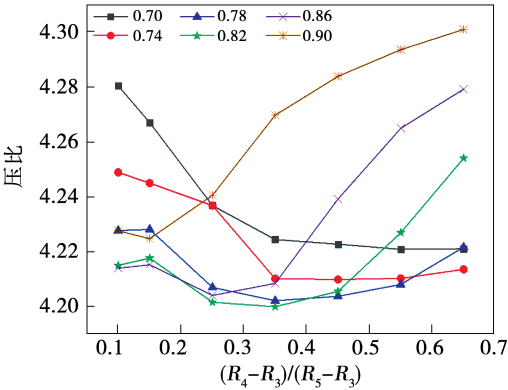


图 4 不同 W_2/W_1 取值下压比计算结果
Fig.4 Pressure ratio calculation results under different W_2/W_1 values

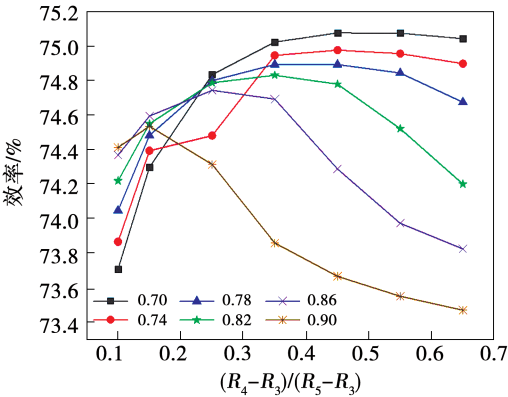


图 5 不同 W_2/W_1 取值下效率计算结果
Fig.5 Efficiency calculation results under different W_2/W_1 values

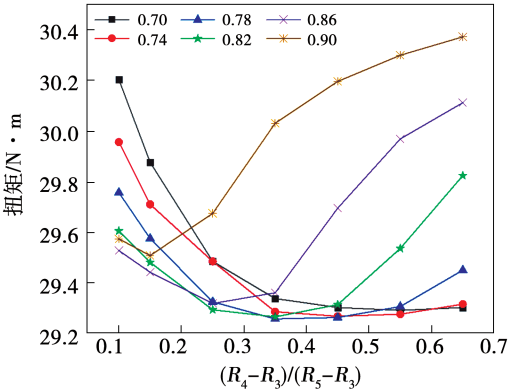


图 6 不同 W_2/W_1 取值下扭矩计算结果
Fig.6 Torque calculation results under different W_2/W_1 values

矩的变化规律相同。其原因在于,数值模拟是在相同的转速下进行的,当压气机的效率较低时扩压器内部的流动阻力增大,压气机达到相同的转速就要消耗更多的功率,从而导致扭矩增加、流体升温及压气机总压比升高。观察图 5 可知,当 W_2/W_1 以及 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值过小时压气机的效率会降低,其原因在于当 W_2/W_1 的取值过小时收缩处的后部发生了边界层分离的情况,而且增加了气体与壁面的正向撞击面积,增加了涡流损失以及摩擦损失,所以导致其效率反而降低的反常情况。由图 7 可知,无论扩压器的设计参数如何变化,压气机的流量始终不会受到较大的影响。

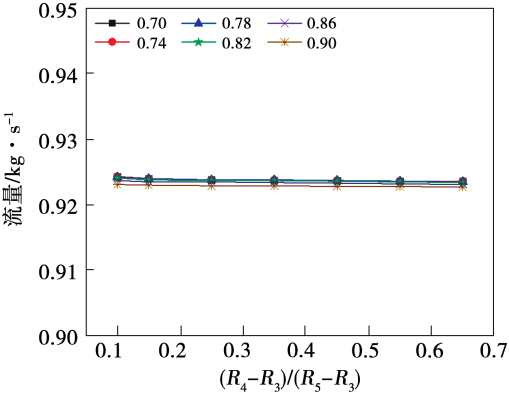


图 7 不同 W_2/W_1 取值下流量计算结果
Fig.7 Flow calculation results under different W_2/W_1 values

综上所述,当无叶扩压器的几何参数发生变化,主要会影响到压气机的效率、压比以及扭矩。虽然 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值会对压气机性能产生影响,但在相同的 W_2/W_1 取值下压气机随 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 变化的趋势相同,因此可以确定 W_2/W_1 的变化是影响压气机性能的主要因素。

在设计转速下,通过数值模拟得到了 5 种设计参数组合的压气机特性曲线图,如 W_2/W_1 取 0.7 且 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 取 0.1 时,将这个组合编号为 0.7-0.1,0.7-0.45,0.9~0.1,0.9~0.65,0.82~0.35。图 8 和图 9 为这 5 种设计参数的压气机特性曲线图。

对比图 4 和图 6 可见,总压比的变化规律与扭

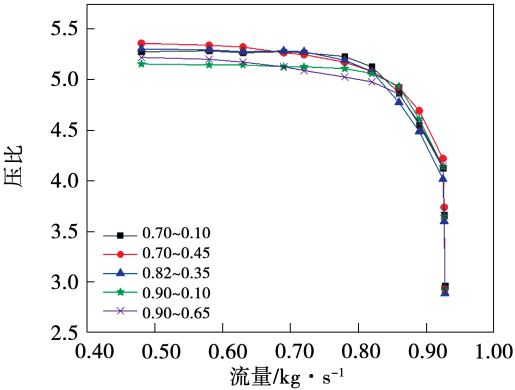


图 8 不同组合下压比特性

Fig. 8 Pressure ratio characteristic under different combinations

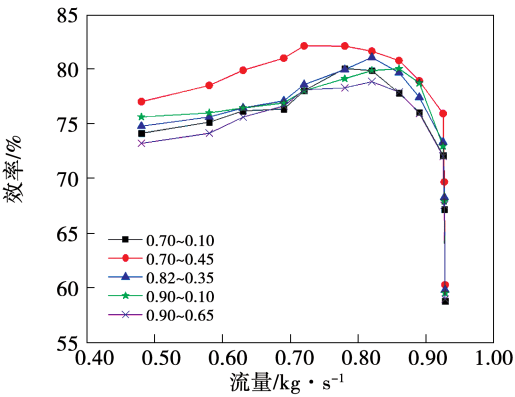


图 9 不同组合下效率特性

Fig. 9 Efficiency characteristic under different combinations

在压比特性曲线上的 0.7~0.45 的设计参数曲线始终能保持较大的压比;0.7~0.1 设计参数曲线虽然在小流量下能保持较大的压比,但是流量大时压比则极速下降;0.7~0.45 这组设计参数是效率变化图上效率最高的曲线,其余组的设计参数也表现出了相似的变化规律。在效率特性曲线上,这几组设计参数下的峰值与计算出的效率曲线图拥有相同的规律,但是峰值点的位置却不同,峰值点的流量从小到大排列的设计参数 $W_2/W_1 - (R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 顺序为 0.7-0.45,0.7-0.1,0.82-0.35,0.9-0.65,0.9~0.1。由流量公式 $Q = \rho v A$ 可知,当背压增大流量减小时,扩压器内的流场流速也会减小。根据前文中对这几组设计参数流场的分

析可知,当流量减小即流速减小时,气体与扩压器收缩处的碰撞摩擦也会减小,使得扩压器内的损失减小,导致效率峰值点左移。

3.2 流场分析

利用 CFview 后处理模块分析不同的无叶扩压器几何设计参数下其内部流场流动特点,找出影响压气机压比、效率以及扭矩的根本原因。

从图 10 的扩压器内轴向剖面的熵分布可以看出,图 10(a) 和图 10(b) 的低熵值区域明显多于图 10(c) 和图 10(d)。当 W_2/W_1 的比值较小时,扩压器内的熵值沿着轴向分布较低,尤其是靠近叶顶间隙的一侧,说明其内部由于叶轮尾缘涡流的损失更小;而 W_2/W_1 的比值较大时,靠近叶顶叶的一侧的高熵值区沿着径向分布较宽,说明其内部由于叶轮尾缘的涡流损失较大。

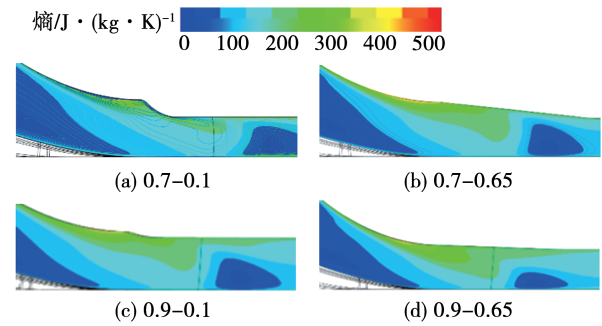


图 10 熵分布

Fig. 10 Entropy distribution

图 11 为 4 种参数组合下的静压分布图。图 11(a) 与图 11(c) 对比,可见图 11(c) 的扩压器内的逆压梯度更高,即可知图 11(c) 的扩压器的扩压能力更高;图 11(b) 与图 11(d) 对比,可见图 11(b) 的扩压器的逆压梯度更高,即可知图 11(b) 的扩压器的扩压能力越高。高逆压梯度的优势在于其能更好地降低气流在扩压器内的相对流速,进而可以抑制叶轮尾缘涡流的径向流动,印证了图 4 压气机效率变化图中无叶扩压器在不同设计参数下其效率的变化规律:图 11(c) 的效率高于图 11(a);图 11(b) 的效率高于图 11(d)。

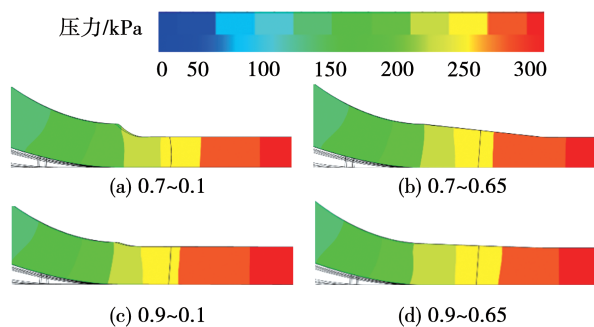


图 11 静压分布

Fig. 11 Static pressure distribution

4 结 论

采用了比以往研究更多的参数变化,将 W_2/W_1 与 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 组合进行数值模拟分析,研究了二者的参数变化对压气机性能的影响规律,找到了影响压气机性能的根本原因,得出了在设计无叶扩压器时 W_2/W_1 与 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的组合规律:

(1) 如果 W_2/W_1 的取值小于 0.82,则应当调整 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值至 0.35 以上,若 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值偏小会造成收缩段后部发生边界层分离的情况,气流与壁面的摩擦也会大大增加,最终导致压气机效率下降、功耗增加。

(2) 如果 W_2/W_1 的取值大于 0.82,则应当调整 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的值至 0.35 以下,若 $(R_4 - R_3)/(R_5 - R_3)$ 的取值也偏大,会使无叶扩压器对叶轮尾缘涡流加速效果不理想,导致扩压器内逆压梯度下降,扩压能力也随之下降,最终导致整个压气机的效率下降、功耗增加。

参考文献:

[1] ABIDOGUN K B. Effects of vaneless diffuser geometries on rotating stall [J]. Journal of Propulsion & Power, 2006, 22 (3): 542 - 549.

[2] SHAABAN S. Design optimization of a centrifugal compressor vaneless diffuser [J]. International Journal of Refrigeration, 2015 (60): 142 - 154.

[3] 马 超. 车用涡轮增压器离心压气机无叶扩压器的数值研究及特性曲线形成机理分析[D]. 济南: 山东大学, 2011.

MA Chao. Numerical study on vaneless diffuser of vehicle turbo-charger centrifugal compressor and analysis of characteristic curve formation mechanism [D]. Jinan: Shandong University, 2011.

[4] 郑 直. 离心压气机宽窄无叶扩压器失速诱发机制与判别准则[D]. 北京: 华北电力大学, 2019.

ZHENG Zhi. Induced mechanism and discriminant criterion of stall of wide-narrow vaneless diffuser in centrifugal compressor [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.

[5] 胡晨星, 杨 策. 采用不同黏性处理方法的宽无叶扩压器不稳定流动研究[J]. 力学学报, 2019, 51 (6): 1775 - 1784.

HU Chen-xing, YANG Ce. Study on the unsteady flow in a wide vaneless diffuser using different viscosity treatment methods [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51 (6): 1775 - 1784.

[6] 闫 闯. 离心压气机宽无叶扩压器半径比对失速模式的影响研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2019.

YAN Chuang. Influence of radius ratio of wide vaneless diffuser on stall mode in centrifugal compressor [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.

[7] 曹晓平, 范杜平. 多级低速离心鼓风机无叶扩压器数值模拟分析[J]. 机械制造, 2018, 56 (10): 24 - 27, 36.

CAO Xiao-ping, FAN Du-ping. Numerical simulation and analysis of vaneless diffuser of multi-stage low-speed centrifugal blower [J]. Machinery Manufacturing, 2018, 56 (10): 24 - 27, 36.

[8] 张 磊, 李 康, 王松岭. 离心压气机无叶扩压器内部流动三维数值研究[J]. 热力发电, 2017, 46 (9): 92 - 98, 103.

ZHANG Lei, LI Kang, WANG Song-ling. Three-dimensional numerical study of flow in vaneless diffuser of centrifugal compressor [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46 (9): 92 - 98, 103.

[9] 王松岭, 孔 禹, 张 磊. 无叶扩压器半径比对内部流动影响的研究[J]. 电力科学与工程, 2017, 33 (10): 45 - 49.

WANG Song-ling, KONG Yu, ZHANG Lei. Research on influence of radius ratio on internal flow of vaneless diffuser [J]. Electric Power Science and Engineering, 2017, 33 (10): 45 - 49.

[10] 李 康. 离心压气机宽无叶扩压器旋转失速的诱发机理研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2017.

LI Kang. Research on induction mechanism of rotation stall of wide vaneless diffuser in centrifugal compressor [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2017.

[11] 邵 栋,王 彤.不同宽度无叶扩压器与半开式离心叶轮匹配特性数值模拟[J]. 风机技术,2016,58(4):15-21,27.
SHAO Dong,WANG Tong. Numerical simulation on match effects of vaneless diffuser and unshrouded centrifugal impeller[J]. Fan Technology,2016,58(4):15-21,27.

[12] 杨晓琴,苏铁熊,李庆斌. 无叶扩压器宽度对压气机多工况性能影响的数值研究[J]. 科技创新与应用,2015(21):1-3.
YANG Xiao-qin,SU Tie-xiong,LI Qing-bin. Numerical research on influence of width of vaneless diffuser on performance of compressor under multiple working conditions[J]. Science and Technology Innovation and Application,2015(21):1-3.

[13] 徐玉梅. 无叶扩压器旋转失速的机理与特性研究[D]. 杭州:浙江大学,2015.
XU Yu-mei. Research on mechanism and characteristics of rotational stall of vaneless diffuser[D]. Hangzhou:Zhejiang University,2015.

[14] 刘海清,高 闯,张宏武,等. 带无叶扩压器离心压气机的稳定性分析[J]. 动力工程学报,2013,33(12):936-941.
LIU Hai-qing,GAO Chuang,ZHANG Hong-wu,et al. Stability analysis of centrifugal compressor with vaneless diffuser[J]. Chinese Journal of Power Engineering,2013,33(12):936-941.

[15] 林 韵. 涡轮增压离心压气机非对称无叶扩压器扩稳方法研究[D]. 北京:清华大学,2012.
LIN Yun. Study on stability spreading method of asymmetric vaneless diffuser for turbocharging centrifugal compressor[D]. Beijing:Tsinghua University,2012.

[16] 高 闯,谷传纲,王 彤,等. 大宽度无叶扩压器旋转失速特征的数值分析[J]. 上海交通大学学报,2007(9):1518-1521.
GAO Chuang,GU Chuan-gang,WANG Tong,et al. Numerical analysis of rotational stall characteristics of large-width vaneless diffuser[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University,2007(9):1518-1521.

[17] 马 超,王 航,刘云岗,等. 小流量下离心压气机无叶扩压器数值模拟及流动分析[J]. 内燃机与动力装置,2010(5):13-16,25.
MA Chao,WANG Hang,LIU Yun-gang,et al. Numerical simulation and flow analysis of vaneless diffuser in centrifugal compressor at small flow[J]. Internal Combustion Engine & Power Plant,2010(5):13-16,25.

[18] SHAABAN S. Design optimization of a centrifugal compressor vaneless diffuser[J]. International Journal of Refrigeration,2015(12):142-154.

[19] SERALATHAN S,CHOWDHURY R D G. Free rotating vaneless diffuser of diffuser diameter ratio 1.30 with different speed ratios and its effect on centrifugal compressor performance improvement[J]. Energy Procedia,2014(54):506-517.

[20] SERALATHAN S,CHOWDHURY R D G. Performance enhancement of a low-pressure ratio centrifugal compressor stage with a rotating vaneless diffuser by impeller disk extended shrouds[J]. Procedia Engineering,2013(64):1119-1128.

[21] SKOCH G J,PRAHST P S,WERNET M P,et al. Laser anemometer measurements of the flow field in a 4:1 pressure ratio centrifugal impeller[J]. American Society of Mechanical Engineers,1997.

(金圣迪 编辑)