

DOI:10.16515/j.cnki.32-1722/n.2021.01.006

基于 CFD 的汽油机电动增压压气机叶轮结构优化

田 芳, 吕德刚, 鲍 宇, 李 荣

(黑龙江工程学院汽车与交通工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150050)

摘要:电动增压压气机具有良好的响应特性与工况适应性,越来越受到厂家的重视。利用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)对离心式压气机的内部流场进行模拟仿真,建立了某型压气机的三维流场模型,分析了压气机典型工况下分流叶片的作用及其对压气机压比的影响,从而对叶轮结构进行优化。结果表明:对于试验中的压气机,采用分流叶片可以抑制附面层分离,在转速为 $10\ 000\ r \cdot min^{-1}$ 条件下,带分流叶片的压气机压比比不带分流叶片的压气机压比增加了 12.67%,从而提高了压气机的性能。

关键词:计算流体力学;汽油机;电动增压压气机;叶轮;压比

中图分类号:TH452

文献标识码:A

文章编号:1672-755X(2021)01-0030-05

Optimization of Impeller Structure of Gasoline Engine Electric Booster Compressor Based on CFD

TIAN Fang, LYU De-gang, BAO Yu, LI Rong

(Heilongjiang Institute of Technology, Harbin 150050, China)

Abstract: Electric booster compressors have good response characteristics and adaptability to working conditions, and are more and more valued by manufacturers. In this paper, the computational fluid dynamics is employed to simulate the internal flow field in the centrifugal compressor and to establish a three-dimensional flow field model of a certain type of compressor. The effect of the splitter blades under typical compressor conditions and their influence on the compressor pressure ratio are analyzed to optimize the structure of compressor impeller. The results show that for the compressor in the paper, the use of splitter blades can suppress the separation of the boundary layer, and at a speed of $10\ 000\ r \cdot min^{-1}$, the pressure ratio of the compressor increases 12.67% more than that of the compressor without the splitter blades, which obviously improves the compressor performance.

Key words: computational fluid dynamics; gasoline engine; electric booster compressor; impeller; pressure ratio

随着汽车工业的迅速发展,能源短缺和环境污染问题日益突出。采用发动机涡轮增压技术不仅能够提高发动机功率,改善经济性能,而且能够减少排放量,因此涡轮增压技术在汽车上得到了广泛应用。压气机叶轮作为增压器主要的做功部件,其结构影响到压气机的效率和压比,影响到发动机的燃油经济性和排放特性等^[1-2]。传统的压气机叶轮不能很好地解决发动机低速增压的问题,尤其是柴油机在启动阶段

收稿日期:2020-11-12

基金项目:哈尔滨市应用技术与开发研究项目(2014RFQXJ060)

作者简介:田芳(1982—),女,山东巨野人,实验师,硕士,主要从事汽车运用工程方面的研究。

气缸进气量不足,出现冒黑烟、排气温度升高、输出扭矩不足等问题。因此,电辅助涡轮增压技术的应用和电动增压压气机叶轮结构的优化已成为当前研究热点^[3-4]。

增压压气机一般采用离心式压气机,其内部气流状态较为复杂,属于三维、黏性、非定常流动状态,并且同时存在不同形式的二次流^[5-6]。对于离心式压气机的流动特性研究主要采用实验和仿真两种方法,现阶段的研究都是将这两种方法结合起来,以数值仿真为主^[7]。

Hildebrandt等^[8]采用数值模拟的方法研究了不同叶轮叶片后弯角对离心式压气机叶轮出口流场分布的影响,结果表明随着叶轮出口后弯角的不断增加,叶轮出口的速度、气流偏转角等流场分布的均匀性也不断增加;Eum等^[9]通过数值模拟的方法,研究了不同叶顶间隙对叶轮流道流场的影响;Labib等^[10]研究了叶轮叶片入口倾斜角对多级离心式压气机性能的影响,结果表明随着叶轮叶片入口倾斜角的增加,压气机压比逐渐增加,且当叶片入口倾斜角为20°时,压气机整体性能最好;孙涛等^[11]采用数值模拟的方法研究了叶片厚度变化对离心式压气机结构强度和性能的影响,计算结果表明叶片厚度分布对压气机的性能有较大影响,随着叶片后缘厚度的增加,叶轮流道扩张损失逐渐降低,叶轮效率逐渐增加。

综上所述,国内外关于叶轮结构优化方面的研究,主要分析了叶顶间隙、叶轮出口后弯角、叶片入口倾斜角、叶片厚度、叶片前缘形状等对压气机性能的影响,而关于分流叶片对压气机性能影响方面的研究较少。本文在已有研究的基础上,借鉴前人的研究思路,基于某款增压压缩机的叶轮,以提高压比为目的,利用计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)对内部流场进行仿真,并分析了分流叶片对压气机性能的影响。

1 计算流体力学基础

1.1 计算流体力学概述

CFD是流体力学的一个分支,主要以计算机为工作平台,通过对流场的控制方程进行求解,得到流场中各个参数(如压力、速度、马赫数等)的分布情况^[12],为机械结构设计及优化提供了理论支持。

1.2 CFD控制方程组

自然界的任何流动现象都必须遵守3个基本的物理学定律,即质量守恒定律、牛顿第二定律和能量守恒定律^[13],将这些物理学定律应用于流动模型得到3个控制方程组,即连续性方程、动量方程和能量方程。CFD通过对这些控制方程组进行求解,得到流场中各个参数的分布情况^[14]。

1.2.1 连续性方程

将质量守恒定律应用于流动模型即可得到连续性方程,即质量守恒方程,如式(1)所示^[15]。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

其中, u_x 、 u_y 、 u_z 是指速度沿坐标轴3个方向上的分量($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); t 是指时间(s); ρ 是指密度($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)。

1.2.2 动量方程

将牛顿第二定律(力=质量×加速度)应用于流动模型,导出的方程即为动量方程,如式(2)、式(3)、式(4)所示^[15]。

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_x \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_y \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_z \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (4)$$

其中, p 是指压强(Pa); τ_{xx} 、 τ_{xy} 、 τ_{xz} 是指作用在流体微元表面上剪切应力 τ 在坐标轴3个方向上的分量($\text{MN} \cdot \text{m}^{-2}$); f_x 、 f_y 、 f_z 是指在3个坐标轴上的单位力(N)。

1.2.3 能量方程

把能量守恒定律应用于流动模型即可推导出流场的能量方程,如式(5)所示^[15]。

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot [k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\tau_{\text{eff}} \cdot \vec{u})] + S_h \quad (5)$$

其中, E 是指流体微元的总能($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$); T 是指温度($^{\circ}\text{C}$); h_j 是指组分 j 的焓($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$); k_{eff} 是指有效热传导系数; τ_{eff} 是指偏应力张量; J_j 是指组分 j 的热散通量(W); S_h 是指体积热源项($\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$)。

1.2.4 状态方程

综上所述,5个方程(即1个连续性方程、3个动量方程和1个能量方程)包含6个未知量(即 p 、 ρ 、 u_x 、 u_y 、 u_z 、 E),为了能够求得各个数值解,必须使方程个数与未知量个数一致,因此引入流体(理想气体)的状态方程 $P=\rho RT$,为了封闭方程组,引入状态参量之间的热力学关系 $E=c_v T$, c_v 为定容比热容($\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{k})^{-1}$)。

压气机出口处气体平均压力与进口处气体平均压力的比值即为增压比(简称压比),是评价压气机性能的重要指标,压气机内部压力的分布情况对压比影响较大。通过仿真分析,能够直观地得到压气机内部各部分压力的分布情况。

2 压气机几何模型的建立及仿真分析

离心式压气机主要由进气道、叶轮、扩压器及蜗壳等组成^[16-17]。通常选定压气机的叶轮、叶片、扩压器和蜗壳作为计算域^[17],由于蜗壳的不对称性,以及叶轮与蜗壳,叶轮与进气道气体之间存在相互作用,因此对压气机叶轮内部流场进行仿真时,如果只考虑气体单独在叶轮流道中的流动状态,势必会出现结果与实际存在较大差异的情况。为使优化后的叶轮性能更优,本文对整个压气机的内部流场(包括进气道、叶轮流道、扩压器、蜗壳等)进行了综合模拟。

2.1 压气机几何模型的建立

本文以某款压气机为原型,由于该压气机的内部和外部形状不规则,因此没有必要对整个压气机的模型进行建模。此外,在实际仿真计算过程中,考虑到只有流体区域参与计算,本试验运用了三维造型软件对所要研究的内部流体区域做了适当的简化处理,并对进气道、叶轮和蜗壳进行了建模^[18],建模完成之后,将各个部分通过适当的装配约束进行装配,最后得到装配体,并通过抽取流道操作来提取其流场。图1为压气机装配体三维模型。

2.2 网格划分

网格划分是有限元分析中非常关键的环节,直接影响CFD分析结果的准确性,如果网格划分不适当及网格质量较差,可能会导致计算收敛速度变慢,计算发散,甚至会出现非物理理解的现象,有限元分析软件(ANSYS)的自适应网格划分技术能够自动分析和估计网格划分的误差,确定网格是否足够细致,从而较好地解决上述问题。基于压气机叶片的片体结构以及较为复杂的曲面结构,本研究中三维实体模型的网格划分采用了ANSYS的自适应网格划分技术,划分的网格总数为23万,如图2所示。

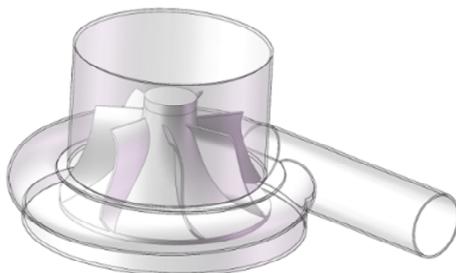


图1 压气机装配体的三维模型

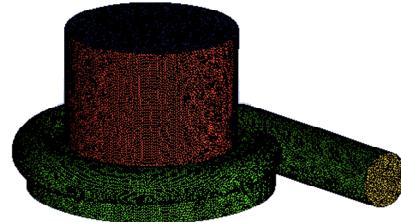


图2 压气机装配体的网格划分

2.3 边界条件设置

根据叶轮的实际工作状态,设置边界条件:1)入口边界条件。进口为压力入口,入口处压力设置为1个标准大气压。2)出口边界条件。出口采用压力出口,设置为1.8个标准大气压。3)流体域设置。本文计算采用多重参考系(multi-reference frame,MRF)法,将叶轮区域的流体域设置为转动区域,根据压气机

的典型工况转速,定义其旋转速度为 $10\ 000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$;蜗壳部分流体域设置为静域。4)壁面设置。将进气道与叶轮,叶轮与蜗壳的交界面设为接口;将叶轮叶片与轮毂设置为活动墙,随动域一起旋转,相对速度为0;将其他壁面设为墙。

2.4 不带分流叶片的压气机仿真结果分析

将上述边界条件应用于压气机模型,得到压气机内部流场的压力分布云图和绝对速度矢量图,如图3和图4所示。由图3和图4可知,气体在整个压气机内部流动的过程中,进口端压力最低,随着叶轮的旋转,气体在离心力的作用下被甩至叶片尾缘,气体的速度相应增加。在叶轮工作过程中,叶轮的机械能转化为气体的压力能,使压力上升,达到了增压的效果,此时压气机压比为1.1375。

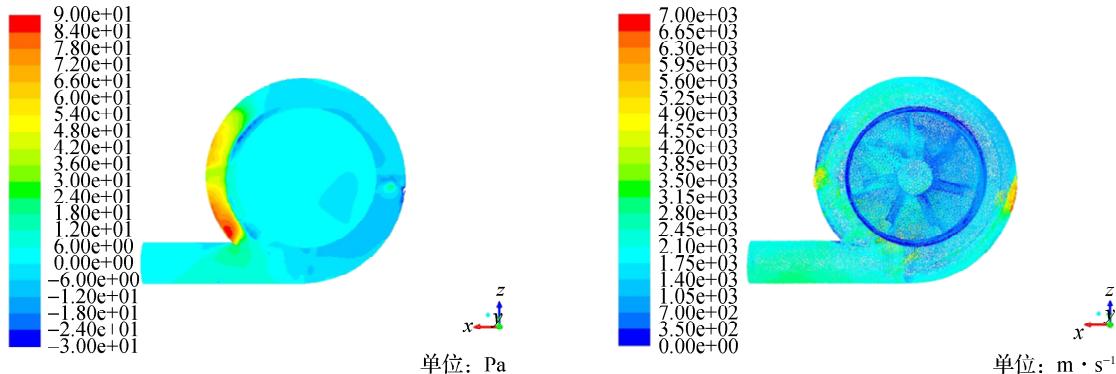


图3 不带分流叶片的压气机内部流场压力分布云图

图4 不带分流叶片的压气机绝对速度矢量图

3 带分流叶片叶轮模型的建立及仿真分析

3.1 带分流叶片叶轮模型的建立

带分流叶片的叶轮模型如图5所示,分流叶片设置在2个主叶片中间,分流叶片的高度为主叶片高度的 $2/3$ 。

3.2 带分流叶片的压气机仿真结果分析

图6、图7分别是带分流叶片的压气机内部流场的压力分布云图和绝对速度矢量图。在旋转速度为 $10\ 000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,带分流叶片的压气机压比为1.2816。由图3、图6的对比可知:1)在相同的工况下,不带分流叶片的压气机会形成局部高压区域,其分布范围较小,集中在出口上部倾斜角为 90° 的部位,而低压区域分布比较均匀;2)带分流叶片的压气机也会形成高压区域,其分布范围较广,主要集中在出口处,而低压区域分布在高压区域相对的一侧;3)带分流叶片的压气机压比比不带分流叶片的压气机压比增加了12.67%。



图5 带分流叶片的叶轮模型

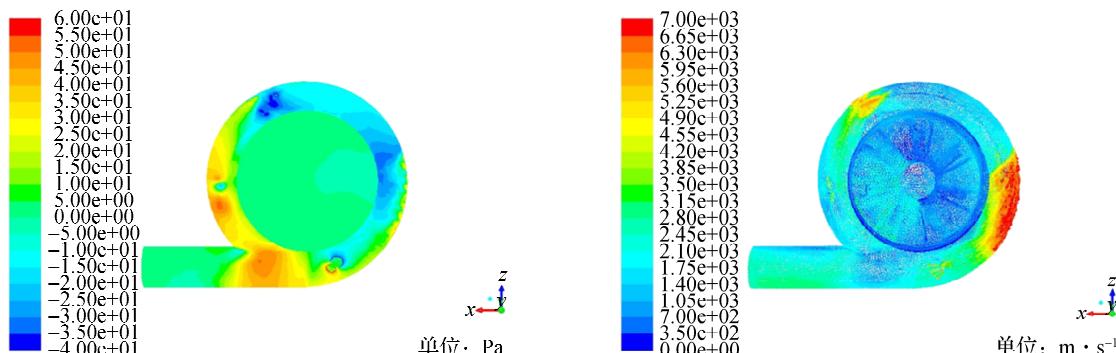


图6 带分流叶片的压气机内部流场压力分布云图

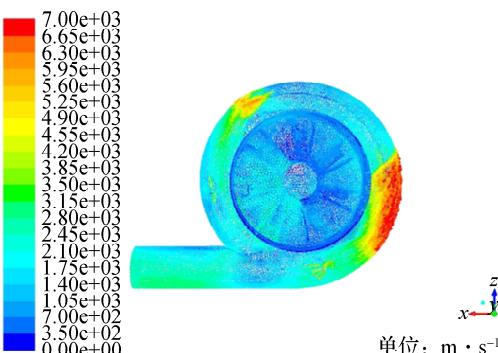


图7 带分流叶片的压气机绝对速度矢量图

将图4、图7进行对比可知,不带分流叶片的压气机与带分流叶片的压气机的最大绝对速度均分布在压气机后部倾斜角为60°的区域,但带分流叶片压气机的最大绝对速度分布区域更广。这是因为压气机工作时,气体从进气口被叶片导入,不带分流叶片的压气机2个叶片之间的区域很大,气体在进入压气机流经叶片背面的时候更容易产生附面层分离,也更容易产生湍流,从而降低大部分流体区域的气流压力和速度,使得压气机整体性能下降。而带分流叶片的压气机气流间隔很小,气体湍流也相对较弱,因此平均压力和流速较高。

增加叶片数量,在一定程度上能够减少附面层分离,但可能会造成进口堵塞,而采用分流叶片则既可以避免进口堵塞,又能够抑制附面层分离。因此,在相同的工况下,带分流叶片的压气机整体性能较好,所得压比较高。

4 结语

本文以某汽油机电动增压压气机为研究对象,分析并建立了该压气机的三维流场模型,并对不带分流叶片的原叶轮模型和带分流叶片的叶轮模型进行了流场仿真分析,得到了压气机典型工况转速下的压力分布云图和绝对速度矢量图。结果表明,在压气机相邻两主叶片中间增加分流叶片,且增加分流叶片的高度为主叶片高度的 $2/3$,在典型转速为 $10\ 000\ r \cdot min^{-1}$ 条件下,带分流叶片的压气机压比比不带分流叶片的压气机压比增加了12.67%。带分流叶片的压气机能够抑制附面层的分离,减少流动损失,从而提高压气机的整体性能。

参考文献:

- [1] 柳子昂.高压比离心压气机叶型优化与数值研究[D].南京:南京航空航天大学,2013
- [2] 张海磊.发动机不同工况下涡轮增压器轴向气动作用力形成机制研究[D].太原:中北大学,2019
- [3] 王守群.可变几何排气系统与涡轮增压器的优化设计[D].济南:山东大学,2014
- [4] 楚武利,刘志伟.半开式离心叶轮间隙流动的实验研究[J].流体机械,2008,26(10):3-6
- [5] 尹超,郭森.提高车用涡轮增压器性能的改进措施与创新方案[J].汽车工程师,2010(11):51-53
- [6] 赵威.离心泵的流噪声数值计算及声优化[D].武汉:华中科技大学,2013
- [7] 任济民,梁前超,贺星.离心压气机流场数值计算与分析[J].兵器装备工程学报,2018,39(8):179-183
- [8] HILDEBRANDT A,GENRUP M. Numerical investigation of the effect of different back sweep angle and exducer width on the impeller outlet flow pattern of a centrifugal compressor with vaneless diffuser[J]. Journal of American Mechanical Engineers,2006(5):556-567
- [9] EUM H J,KANG Y S,KANG S H. Tip clearance effect on through flow and performance of a centrifugal compressor [J]. KSME International Journal,2004,18(6):979-989
- [10] LABIB M N,WOO J S,CHOI Y E. Numerical assessment on improving multistage centrifugal impeller performance by changing inlet skew angle at impeller inlet[J]. Journal of Central South University,2012,19(4):953-961
- [11] 孙涛,王毅,王晓放,等.变厚度叶片对离心压缩机结构强度和性能影响[J].大连理工大学学报,2012,52(1):29-34
- [12] 金良盛.ZA80-50-160离心泵性能预测及其优化设计的研究[D].杭州:浙江工业大学,2013
- [13] 吴颂平,刘赵森.计算流体力学基础及其应用[M].北京:机械工业出版社,2007:25-26
- [14] 唐美玲.单级离心式压缩机内部流场分析与结构优化[D].阜新:辽宁工程技术大学,2009
- [15] 吕永翠.带分流叶片的离心压气机叶轮内部流场分析及强度计算[D].大连:大连交通大学,2015
- [16] 李爽.高温热泵离心叶轮流场数值模拟及其几何结构优化分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007
- [17] 李晓庆.增压器压气机流动分析与改进设计[D].大连:大连理工大学,2011
- [18] 夏炳勋,曹芳,李延昭,等.车用增压器涡轮流场仿真与结构改进[J].现代制造工程,2019(7):66-70

(责任编辑:谭彩霞)