

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.06.002

发动机冷却风扇性能的优化设计研究*

王天宇,王 霄*,刘会霞,冯士琳,苏占龙

(江苏大学 机械工程学院,江苏 镇江 212013)

摘要:针对面向性能的发动机冷却风扇叶片几何形状优化的问题,将参数化建模技术应用到对冷却风扇叶片安装角的描述中,建立了冷却风扇的参数化模型,以多学科优化平台 Isight 和商业流体模拟软件 Fluent 为基础,建立了一种模型参数化、网格划分、CFD 分析和多目标优化相结合的发动机冷却风扇优化集成平台,并运用非支配排序遗传算法对冷却风扇进行了优化。对优化结果与试验结果进行了对比,分析了冷却风扇的内部流场。研究表明,优化后的风扇模型静压提高了 12.840 6%,动压和风扇效率也有所提高,冷却风扇的整体性能得到了优化。

关键词:发动机;冷却风扇;计算流场分析;优化

中图分类号:TH122;U464.138

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)06-0744-06

Performance optimization of engine cooling fan

WANG Tian-yu, WANG Xiao, LIU Hui-xia, FENG Shi-lin, SU Zhan-long

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Aiming at the problem of performance-based optimization of the automotive engine cooling fan blade geometry, the parametric modeling technology was applied to description of the cooling fan blade installation angle, and a parameterized model of cooling fan was established. A platform for optimization design of engine cooling fan was built based on multidisciplinary optimization software isight and commercial fluid simulation software fluent. In the platform, parameterization modeling, meshing, computational simulation and optimization were combined together. In addition, the optimization of fan was performed on the platform, using non-dominated sorting genetic algorithms II. The optimization results were compared with the test results. Moreover, the inner flow field of cooling fan was analyzed. The results indicate that the static pressure increased by 12.840 6%, and dynamic pressure and efficiency of fan are also improved. The overall performance of fan has been optimized.

Key words: engine; cooling fan; computational fluid dynamics (CFD); optimization

0 引 言

随着人们对汽车动力性能的要求越来越高,发动机的工作转速也在不断提高,这对汽车冷却系统提出了更高的要求。因此,在提高发动机冷却风扇的整体性能同时缩短设计周期和降低设计成本,是风扇设计的一个重要目标。

随着计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)与计算机技术的发展,数值模拟已经作为一种强

大的工具广泛应用于风扇设计中。数值模拟与试验研究相比,优点在于模型得到简化,条件容易控制,修改方便,并且具有很好的可重复性,所以设计和研究的成本和所需时间都比试验研究大大降低。因此,数值模拟已经成为风扇研究不可或缺的重要工具。

为了提高风扇性能,国内外学者对风扇叶片的翼型^[1]、弯掠技术^[2]和叶片扭曲技术^[3]进行了大量的研究。但多数对风扇静特性进行对比和研究,未对风扇内部流场进行详细分析。在风扇优化方面,一些研究

收稿日期:2015-01-23

作者简介:王天宇(1989-),女,河北承德人,主要从事汽车发动机冷却风扇性能和流场分析方面的研究. E-mail: wty080608@163.com

通信联系人:王 霄,男,教授,硕士生导师. E-mail: wx@ujs.edu.cn

人员单独讨论不同参数对风扇性能的影响^[4],然后综合选择最佳参数达到优化目的;也有一些学者使用优化算法对结构参数进行综合考虑,如正交试验法^[5]等,对风扇性能进行优化。但这些研究多是单目标优化,对风扇多个性能指标进行多目标优化尚没有深入研究。

本研究将参数化建模、CFD 流场分析与多目标优化技术相结合,集成在 Isight 优化平台中,以提高风扇静压和动压性能为优化目标,效率和轴向尺寸为约束条件,对风扇进行多目标优化设计。

1 风扇参数化造型

风扇的几何表达方式有:CAD 模型、离散点模型和参数化模型等 3 种形式。

本研究通过参数化造型和拟合手段,将复杂的风扇结构用若干个简单的控制参数表达出来,利用改变控制参数达到改变整个风扇造型的目的。优化中只要通过锁定部分控制点及参数,仅对几个重要参数进行调整就能方便、直观地改变模型。

1.1 设计参数的确定

一般来说,研究者沿径向叶高选取若干个断面,建立各个断面的二维翼型,建立一定的积叠线,通过坐标转换形成三维翼型,将各断面曲线进行蒙皮操作,得到三维叶片^[6]。

影响风扇气动性能的参数主要有:叶片数 Z 、叶轮直径 D 、轮毂比 X_b 、翼型、弦长 l 、各断面翼型安装角 β 等^[7-8]。在优化设计之前需选定一些合理的参数。本研究以现有的产品风扇模型为基础,由于客观条件限定,叶片数、轮毂比及翼型参数等参数不作修改。风扇叶片的翼型安装角对风扇性能有十分重要的影响。翼型速度三角形如图 1 所示。轴向速度 v_a 沿叶高保持不变时,气流流经叶片的合速度 v_m 与旋转平面的夹角 ψ 从叶根到叶尖逐渐减小。所以,当叶片翼型的安装

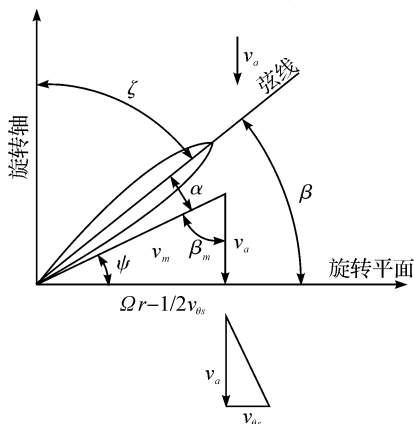


图1 翼型速度三角形

角 β 一定时,气流攻角 $\alpha = \beta - \psi$,则从叶根到叶尖逐渐增大。所以为使叶片各个断面均在最有利的攻角下工作,需要对叶片进行扭曲^[9]。另一方面,在一定范围内增加安装角可以使风扇流量和全压增加,从而提高风扇冷却能力。所以研究者通过对叶片安装角进行优化可以达到优化风扇性能的目的。

1.2 安装角的参数化描述

本研究沿叶高方向选择 12 个断面的安装角 β_i 为设计参数,对其进行优化设计,风扇的参数化模型如图 2 所示。设计变量过多会影响模型修改和优化的速度和效率。因此需要对各断面的翼型安装角进行描述,尽量用较少的参数控制断面翼型安装角的变化。原模型沿叶高的 12 个断面翼型安装角为 22.977° 、 21.107° 、 19.553° 、 18.300° 、 17.417° 、 16.864° 、 16.869° 、 17.618° 、 19.211° 、 20.396° 、 20.618° 和 21.000° 。



图2 风扇模型

由于风扇厂家提供的模型叶顶断面的翼型弦长和安装角与其他断面变化规律不同,叶顶断面的翼型安装角被单独作为一个参数进行优化,记为 β_i 。本研究利用 Matlab 对其余断面的翼型安装角进行二次多项式拟合,得到安装角 β 关于 r 的关系曲线如下:

$$\beta_i = 23.0168 - 2.2037r + 0.2059r^2 \quad (1)$$

式中: β_i —翼型安装角, r —各断面的相对叶高值。

本研究定义该二次多项式系数为 a_0, a_1, a_2 与 β_i 一起作为优化的设计变量,通过控制 4 个参数的变化改变翼型安装角的分布,从而实现风扇模型的参数化。

2 数值模型与计算方法

2.1 流场数值模型建立

本研究利用三维建模软件 CATIA 根据风扇原始模型建立参数化模型。保持各断面翼型和叶形积叠线不变,仅改变翼型安装角。原始模型风扇相关参数如表 1 所示。

表1 风扇相关参数

| 叶尖直径/mm | 叶高/mm | 轮毂比 | 叶片数 | 顶圈最大半径/mm | 转速/($r \cdot \min^{-1}$) |
|---------|-------|-------|-----|-----------|----------------------------|
| 368 | 105 | 0.429 | 7 | 195 | 2800 |

本研究将模型保存为 model 模型,导入前处理软件 Gambit 中进行网格划分。风扇流场区域划分为进口区、出口区、过渡区和旋转流体区。本研究综合考虑试验设备情况,将进口区域长度设置为 2 000 mm,出口区域长度设置为 3 000 mm。过渡区域是连接旋转流体区和进出口区域的部分。旋转流体区包含风扇,是流场中与风扇一起旋转起来的区域。风扇流场区域模型如图 3 所示。

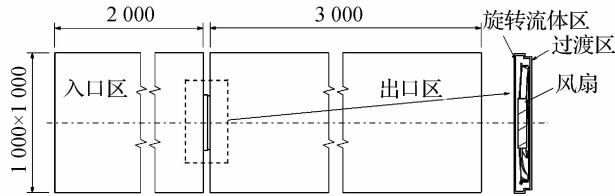


图 3 风扇流场区域模型简图(单位:mm)

模型旋转轴为 x 轴,位于图 3 中心线上,坐标原点位于风扇轮毂中心, x 轴正方向指向出口。本研究在 Gambit 中对流场模型进行网格划分。对于稳态求解问题,需进行网格无关性验证。网格划分方案与模拟结果如表 2 所示,笔者采取 4 种方案对流场进行网格划分和数值模拟,将模拟结果进行对比,从模型中提取转速为 2 800 r/min、入口流量为 0.921 779 kg/s 条件下的风扇静压和静压效率。结果表明, 1.99×10^6 网格时风扇静压和静压效率与试验结果(静压 159.6 Pa,静压效率 31.6%)相差较大;当网格数量从 2.8×10^6 增大到 4.1×10^6 ,随着网格数量增加风扇静压和静压效率变化不大,可以认为 2.8×10^6 的网格数量已达到网格无关。 2.8×10^6 网格划分方案具体网格尺寸为:扇叶和顶圈表面为 2 mm 的 tri 面网格,旋转流体区其他表面为 5 mm 的 tri 面网格,旋转流体区为 3 mm 的 Tet/Hybrid 体网格,过渡区为 6 mm 的 Tet/Hybrid 体网格,进、出口区为 20 mm 的 Hex/Wedge 体网格。流场网格划分结果如图 4 所示。

表 2 网格划分方案与模拟结果

| 项目和 数值 | 网格划分方案 | | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 网格总数 | 1 990 190 | 2 824 032 | 3 516 715 | 4 100 862 |
| 旋转流体区 | 389 604 | 660 155 | 776 280 | 923 500 |
| 过渡区 | 55 208 | 70 250 | 105 770 | 124 706 |
| 进、出口区 | 1 545 378 | 2 093 627 | 2 634 665 | 3 052 656 |
| 静压/Pa | 141.783 4 | 155.839 1 | 158.583 9 | 157.669 8 |
| 效率/(%) | 25.114 2 | 32.534 6 | 32.657 7 | 32.092 4 |

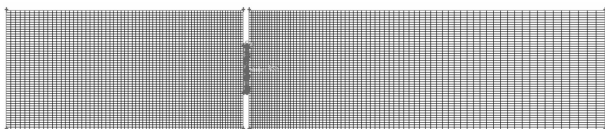


图 4 流场网格

2.2 边界条件与计算方法

本研究采用质量流量进口(mass flow rate)和压力出口(pressure outlet),设置出口相对压力为 0,过渡区与进、出口区的交界面为 interior 边界。风扇表面为 wall,设置旋转表面,相对速度为 0,其他壁面设置为无滑移固壁条件。旋转流体区使用动参考系(moving reference frame, MRF),使旋转流体区转动起来,转速为 2 800 r/min。过渡区和进、出口区则设置为静止流体。

笔者在研究风扇的内部流场时采用定常模拟,选择 RNG $k-\epsilon$ 模型进行湍流模拟。使用 SIMPLE 算法进行压力-速度耦合,控制方程使用二阶迎风格式进行离散。进行湍流模拟时进出口边界条件需要给出湍流参数,本研究选择给定湍流强度 I 和水力直径 D_H (intensity and hydraulic diameter)。由于进出口区域截面为非圆管,故使用等效水力直径,如下式计算:

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (2)$$

式中: D_H —水力直径, A —浸润截面面积, P —横截面湿周周长。

计算湍流强度 I 需要由等效水力直径计算出雷诺数 Re ,计算公式如下:

$$Re = \frac{vD_H}{\mu} \quad (3)$$

式中: Re —雷诺数, v —空气相对流速, μ —空气动力粘度。

湍流强度 I 计算公式为:

$$I = u'/\bar{u} = 0.16(Re)^{-1/8} \quad (4)$$

式中: u' —湍流脉动速度, \bar{u} —平均速度。

3 基于 Isight 平台的风扇参数化优化及分析

Isight 是广泛应用于多领域的功能强大的多学科设计优化平台。该软件可以通过集成和驱动其他软件实现和管理复杂的仿真过程,运用多种优化算法寻得优化方案,从而达到缩短设计周期、提高设计效率和降低研发成本的目的。Isight 能够集成广泛的商业 CAD/CAE 软件,可以快速建立复杂的仿真优化流程。仿真流程可以实现自动化和可视化,方便设计人员控制和修改优化过程。

3.1 试验设计与近似模型

试验设计(design of experiment, DOE)是一种应用统计学思想来处理变异从而达到改进产品质量和工艺的方法。本研究试验设计采用最优拉丁超立方设计

方法,使所有的试验点尽量均匀地分布在设计空间,具有非常好的空间填补性和均衡性。4个设计变量 a_0, a_1, a_2, β_i 的设计空间分别为:13~33, 0~5, 0~0.5, 15°~28°。本研究由最优拉丁超立方方法得到15组不同的参数样本点,以供建立输出响应的近似模型。

近似模型方法(approximation models)是通过已知点的输入变量与响应值预测未知点的响应值的方法。常用的近似模型有:响应面近似模型、克里格近似模型、径向基神经网络近似模型、正交多项式近似模型等。由于克里格近似模型无论拟合低阶或者是高阶非线性都有着广泛的应用,本研究利用试验设计得到的样本数据建立克里格近似模型(kriging)。该模型用于后续的优化设计中,可以大幅度提高优化效率。

3.2 优化算法

近年来,多目标遗传算法在实际工程优化问题的解决中得到越来越多的应用。多目标遗传算法是一种能够不断优化特定问题无支配前沿的优化算法,非支配排序遗传算法(non-dominated sorting genetic algorithms, NSGA II)是一种典型的多目标遗传算法^[10]。NSGA II是由K. Deb等于2000年在原有的NSGA算法基础上提出的改良版。NSGA算法,缺少保护最优个体的策略,计算复杂度较大,且需要设置共享参数,而NSGA II减少了复杂度,提出的拥挤度算子无须参数指定,可以保存最优个体^[11]。拥挤度算子的提出不仅保持了种群的多样性,也使得优化结果在目标空间中均匀分布。

3.3 优化模型

风扇优化目的就是寻求一定的结构参数组合,使其达到最佳的气动性能。静压是评价风扇性能的重要参数之一,它代表了风扇推动空气在流道中流动克服阻力的能力。静压效率体现了风扇内部流动品质的好坏,在轴功率一定的情况下,静压效率越高,风扇能量损失越少,冷却性能越好。静压效率正比于静压,因此,只需优化静压就可以达到优化静压效率的目的。风扇动压代表气体对叶片的气动力,该气动力产生的转矩为风扇旋转提供动力,这样将降低风扇消耗的功率,节省燃油^[12]。

建立多目标优化模型有:

$$F = (\max P_s, \max P_d) \quad (5)$$

式中: P_s —风扇静压; P_d —风扇动压。

为防止出现偏差较大的子代,还需对静压效率进行约束,同时考虑到发动机舱的空间,也需控制风扇的轴向尺寸,故约束条件如下:

(1)静压效率约束: $\eta_{\min} \leq \eta \leq \eta_{\max}$;

(2)轴向尺寸约束: $H_{\min} \leq H \leq H_{\max}$ 。

其中: η —静压效率, H —轴向尺寸。

设计变量: $x = \{a_0, a_1, a_2, \beta_i\}$ 。

4 分析结果与试验结果

4.1 优化后气动性能与原型对比

进口流量取0.921 779 kg/s,遗传迭代次数为20代,种群大小为15,交叉概率取0.9,变异分布指数取10。优化后Pareto解个数为10个,综合考虑效率及尺寸问题,选择最优解如表3所示。

表3 优化结果

| 参数 | 优化结果 | 备注 |
|-----------------|-----------|------|
| a_0 | 24.227 7 | 设计变量 |
| a_1 | -2.563 9 | 设计变量 |
| a_2 | 0.243 3 | 设计变量 |
| β_i | 22.111 1 | 设计变量 |
| P_s/Pa | 175.849 7 | 优化目标 |
| P_d/Pa | 84.171 6 | 优化目标 |
| $\eta/(\%)$ | 38.291 3 | 约束条件 |
| H/mm | 36 | 约束条件 |

风扇优化前和优化后的叶片参数整理如表4所示。优化后的风扇叶片叶根和叶尖安装角有所增大,而中部安装角增大不多,增加了叶片扭曲。

表4 优化前、后参数对比

| 参数 | 各断面安装角/° | |
|----|----------|----------|
| | 优化前 | 优化后 |
| 1 | 22.977 | 24.227 7 |
| 2 | 21.107 | 21.907 1 |
| 3 | 19.553 | 20.073 2 |
| 4 | 18.300 | 18.726 0 |
| 5 | 17.417 | 17.865 4 |
| 6 | 16.864 | 17.491 5 |
| 7 | 16.869 | 17.604 2 |
| 8 | 17.618 | 18.203 6 |
| 9 | 19.211 | 19.289 7 |
| 10 | 20.396 | 20.862 4 |
| 11 | 20.618 | 21.831 3 |
| 12 | 21.000 | 22.111 1 |

试验结果与优化前、后模拟结果性能参数对比如表5所示。

表5 试验结果与优化前、后模拟结果性能参数对比

| 性能参数 | 试验值 | 优化前 | 优化后 |
|-----------------|-------|-----------|-----------|
| P_s/Pa | 159.6 | 155.839 1 | 175.849 7 |
| P_d/Pa | 73.8 | 77.731 7 | 84.171 6 |
| $\eta/(\%)$ | 31.6 | 32.534 6 | 38.291 3 |
| H/mm | 34.5 | 34.5 | 36 |

由表 5 可以看出,优化前的数值模拟结果与试验结果误差基本不大于 5%,说明数值模拟所设置的边界条件是合理的,流场分析具有一定的可靠性。优化后风扇静压为 175.923 1 Pa,比优化前提高了 12.840 6%,说明风扇推动空气克服流道阻力的能力有所提高,使得风扇冷却能力提高。风扇动压有一定增加,说明优化后可以减少发动机的功率消耗。而且风扇静压效率提高到了 38.291 3%。

4.2 压力场计算结果分析

风扇吸力面静压云图如图 5 所示。优化前叶片低压区主要集中在叶片上部 1/3 区域,压力由叶片前缘向叶片尾缘逐渐升高。优化后叶片低压区由上部 1/3 区域扩展到叶片 2/3 区域,静压沿叶高方向分布更加均匀,叶片前缘到叶片后缘压力梯度减小。优化后风扇进口静压最大值为 -192.972 52 Pa,最小值为 -355.741 91 Pa,静压最大值比优化前降低 18.470 11 Pa,静压最小值比优化前降低了 6.155 3 Pa。进口平均静压为 -246.955 75 Pa,比优化前的 -222.159 21 Pa 有所降低。

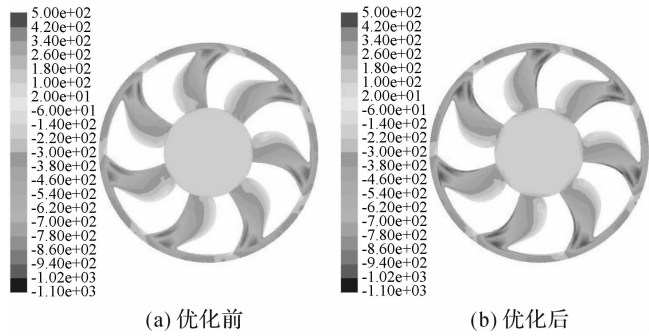


图 5 叶片吸力面静压云图

风扇压力面静压云图如图 6 所示。由图 6 可知,静压最大值出现在叶片前缘中部区域,优化前高压区较小,压力梯度大。优化后,高压区域明显增大,沿叶高方向分布更广,且向尾缘扩展。出口压力的高压区分布更广,边缘低压区域明显减少。优化后出口的静压平均值为 -28.165 892 Pa,比优化前的平均静压值所提

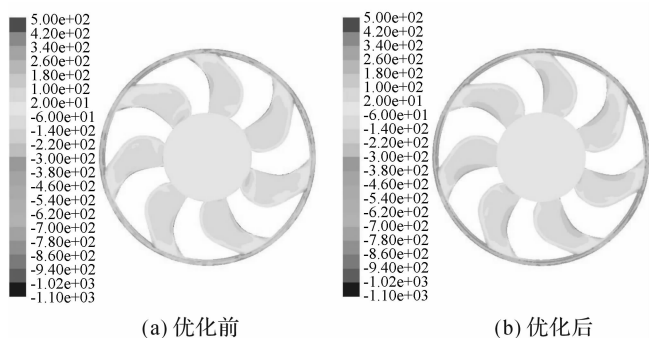


图 6 叶片压力面静压云图

高,最大值为 21.405 825 Pa,最小值为 -242.646 8 Pa,优化后压力范围增大。

优化后风扇压力面静压提高,而吸力面静压降低,故风扇静压增大,还增大了风扇静压分布范围,增强了风扇推动空气克服流道阻力的能力。如此,风扇可以使空气顺利通过散热器将更多热量及时散发出去,提高风扇的静压效率,从而提高冷却效率。

风扇子午面动压云图如图 7 所示。图 7 表明,优化后风扇叶根处高动压区明显减小,轮毂附近的回流减少,使风扇功率损失减少。由于风扇进出口静压差增大,顶圈出口处动压增大。叶片压力面附近动压梯度减小,叶高方向气压更加稳定。风扇进口动压平均值变化不大,出口动压平均值升高到 84.171 608 Pa,对叶片提供的气动力增大,减少了风扇消耗的功率。

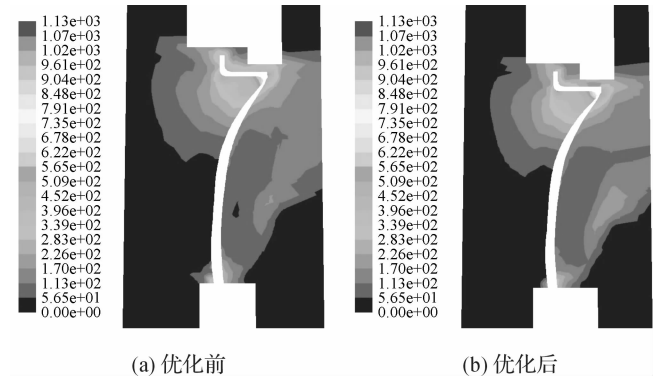


图 7 风扇子午面动压云图

4.3 速度场计算结果分析

子午面的速度分布图如图 8 所示。叶高方向上气流轴向速度有所提高,且轴向速度变化更小,气流比优化前更加平稳。叶根处的速度回流明显减小,顶圈进口处回流减小而中部回流增大,出口处回流速度增大,气流能量因为回流产生的损失减小。风扇入口、出口速度云图如图 9、图 10 所示,气流进入风扇由于扇叶转动产生速度变化,从进口开始外圈气流速度开始增大,随着轴向推进,叶片中上部附近速度越来越大,叶

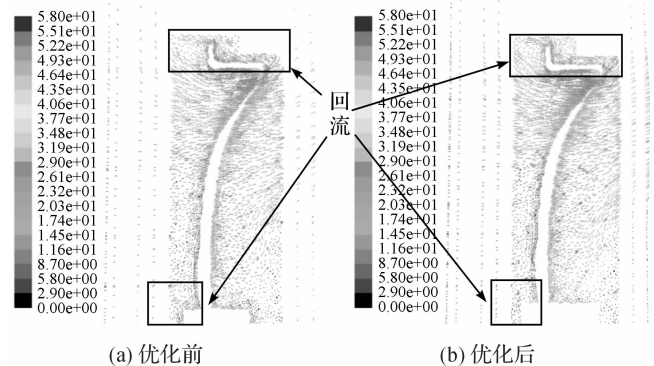


图 8 风扇子午面速度分布图

片之间的低速区速度逐渐增大,低速区逐渐减小。优化后叶片之间的低速区减小,叶片之间的速度更加均匀,减少了气流能量的掺混,可以提高风扇的通风量。入口平均速度为7.731 21 m/s,出口速度平均速度为10.307 855 m/s,均比优化前模型有所提高。

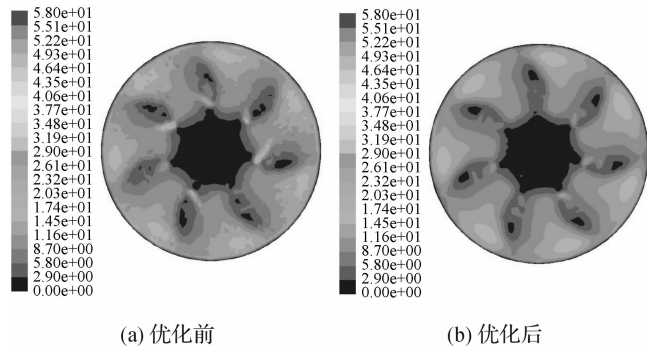


图9 风扇入口速度云图

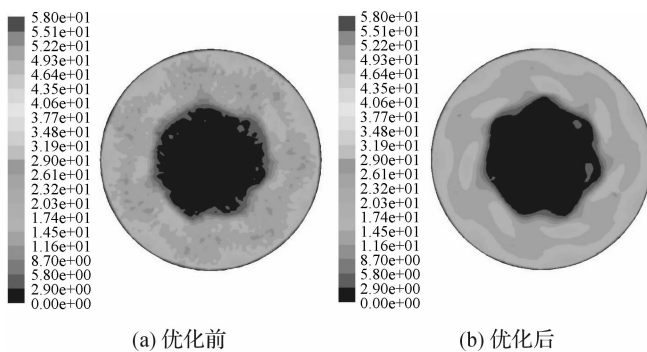


图10 风扇出口速度云图

5 结束语

本研究对发动机风扇进行了多目标优化。

(1)经优化前、后静态性能参数对比显示,改变安装角叶高方向分布规律能够达到改善风扇性能的目的,通过利用拟合方法减少优化参数可以提高优化效率,利用 Isight 进行优化是有效可行的。

(2)静压计算结果表明,优化前模型压力沿叶高方向分布不够均匀,压力面做功区域较小;优化后模型吸力面低压区域沿叶高方向扩展,压力面高压区域增大,吸力面和压力面压差增大,风扇静压有所提高。动压计算结果表明,优化后叶根动压减小,顶圈处动压增大,叶片附近动压梯度减小,平均动压增大,提供给叶片的气动力增大。

(3)速度计算结果表明,叶根回流减小明显,顶圈附近进出口回流增大,中部回流减小。优化后风扇进出口速度有所提高,叶片间的速度更加均匀,低速区范围减小,提高风扇的通风量。

参考文献(References):

- [1] 张旭,李伟,邢静忠. 相对弯度对钝尾缘改型提升翼型气动性能的影响[J]. 农业机械学报,2014,45(8):214-219.
- [2] HURAUULT J, KOUIDRI S, BAKIR F. Experimental investigations on the wall pressure measurement on the blade of axial flow fans[J]. **Experimental Thermal and Fluid Science**,2012(40):29-37.
- [3] 田夫,袁国凯,赵真真,等. 单叶轮轴流通风机的叶片扭曲规律研究及薄叶型设计[J]. 风机技术,2015(5):49-54.
- [4] 习羽. 工程车辆冷却风扇流体特性研究[D]. 长春:吉林大学机械科学与工程学院,2013.
- [5] 唐钊. 发动机冷却风扇叶片参数的研究和优化[D]. 广州:华南理工大学汽车工程学院,2012.
- [6] 钟守山. 发动机冷却风扇造型设计与性能计算方法的研究[D]. 广州:华南理工大学汽车工程学院,2011.
- [7] 汤黎明. 工程机械冷却风扇流场特性与气动噪声研究[D]. 长春:吉林大学机械学院,2014.
- [8] 霍进刚. 风扇冷却系统在闭式回路中的应用[J]. 液气气动与密封,2011(10):52-55.
- [9] 吴秉礼,高延福. 空气冷却轴流通风机[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2006.
- [10] DEGHANIAN P, HOSSEINI S H, MOEIN, et al. Optimal siting of DG units in power systems from a probabilistic multi-objective optimization perspective[J]. **Electrical Power and Energy Systems**,2013(51):14-26.
- [11] CHEN Zhi-huan, YUAN Xiao-hui, JI Bin, et al. Design of a fractional order PID controller for hydraulic turbine regulating system using chaotic non-dominated sorting genetic algorithm II[J]. **Energy Conversion and Management**, 2014(84):390-404.
- [12] 宫春梅. 基于逆向工程的汽车冷却风扇叶片的研究与改型设计[D]. 秦皇岛:燕山大学机械工程学院,2012.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

王天宇,王霄,刘会霞,等. 发动机冷却风扇性能的优化设计研究[J]. 机电工程,2015,32(6):744-749.

WANG Tian-yu, WANG Xiao, LIU Hui-xia, et al. Performance optimization of engine cooling fan[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015, 32(6):744-749.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>