

文章编号: 1000-8055(2009)05-1114-08

轴流风机的进口径向畸变研究

乔清华, 钟芳源, 杨 波

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 对轴流风机的进口速度畸变情况进行了分析, 利用改进的双激盘理论通过进口速度分布的改变来分析进口畸变对于性能的影响, 并且将模型的计算结果与实际的实验结果相比较, 得到一种合理的速度分布。

关 键 词: 双激盘; 径向平衡方程; 叶型重心连线; 进口速度场; 径向畸变。

中图分类号: TH432.1

文献标识码: A

Investigation on the inlet radial distortion of axial-flow fan

QIAO Qing-hua, ZHONG Fang-yuan, YANG Bo

(School of Mechanical and Engineering,

Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The inlet velocity distortion was analyzed by di-actuator theory in this paper. The research on the inlet distortion was implemented by changing the inlet velocity distribution via di-actuator theory. The computational results were compared with the experimental results, and then a rational velocity distribution was obtained in this paper.

Key words: di-actuator theory; radial equilibrium equation; mass center line; inlet velocity field; radial distortion

进口径向畸变是轴流叶轮机械中存在一种十分常见的现象。它对于轴流叶轮机械的性能的影响是十分显著的, 因此对于径向畸变的研究越来越引起研究人员的重视。崔健等^[1]对多级轴流压气机的畸变情况进行了实验的研究, 对于实验的压气机的抗畸变能力进行了评价。张永军等^[2]则是采用计算流体力学的方法研究扩压叶栅弯叶片的进口畸变对于性能的影响, 分析进口端部边界层对于畸变的影响, 并且分析了弯叶片对于叶栅性能的改善情况。乔渭阳等^[3,4]也运用数值模拟的方法对进气畸变对于压缩系统的稳定性的影响进行了分析。

但就目前的研究水平和研究方法来说, 实验研究叶轮机械的径向畸变是昂贵的, 当前先进的

粒子图像测速技术(PIV)的转子锁相技术虽然能获得一些径向的参数, 但是其代价是十分大的; 从数值模拟方面来说, 虽然随着计算机处理能力的提高和计算方法的改进, 计算流体力学对流体流动的模拟能力已经有了很大的进步, 但是对叶轮机械中复杂的三维、非定常流动的模拟对于计算资源的消耗也是惊人的, 只能对于一些简化的叶轮机械的典型运行工况进行模拟。

双激盘理论是文献[5]提出的一个轴对称(二元)的欧拉法通流计算方法, 经过多年的实践证明该方法是一个可以在工程实际应用的轴流风机性能计算方法, 用此方法对轴流风机的性能进行校核, 对于计算资源有很大的节省。

本文在原有的双激盘理论的基础上, 对叶型

收稿日期: 2008-05-05; 修订日期: 2008-09-04

基金项目: 国家自然科学基金(50676054); 国家 863 项目(2007AA05Z205)

作者简介: 乔清华(1982-), 男, 河北唐山人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动研究。

重心联线和径向平衡方程的迭代方面进行了适当的修正, 从而提高了双激盘理论求解精度. 通过假定进口速度分布的方法进行进口速度场畸变情况的研究, 将理论计算的结果与轴流风机性能实验的结果相比较, 得到合理的进口速度分布.

1 双激盘理论简介

激盘理论在上个世纪 30, 40 年代曾经有过广泛应用, 现在仍沿用该理论进行叶轮机械的设计. 但是随着弯掠叶片的设计进入叶轮机械的设计领域, 因为径向力对轴流叶栅的影响和作用, 并不是与周向力和轴向力完全相同的, 传统的激盘理论已经无法直接应用于弯掠叶片的叶轮机械的设计计算.

因此, 可以采用双激盘理论来研究弯掠叶片产生的径向力对于轴流风机的气动性能的影响. 首先, 径向力必定与周向力和轴向力一起共同影响弯掠叶片的加功量(由流线的位置, 流速, 气流转折角等决定, 从而也必定影响风机的流动损失), 因此, 第一激盘的建立是不成问题的; 其次, 周向力和轴向力的作用在气流上的结果是使离开叶片以后的气流产生转折和加减速, 但是径向力对于气流的作用在气流离开叶片之后就会消失, 所以把这个径向力的消失作为第二激盘. 为了简化计算, 进一步假定, 在第一激盘中还集中了弯掠叶片所有的气流损失, 在第二激盘中只是加功量不变和无气流损失的条件下, 释放径向力. 大量的计算结果表明^[5]: 激盘的轴向定位并不重要, 因此双激盘理论将第一激盘定在叶型重心联线的旋转平面上, 第二激盘定在出口截面上.

在双激盘理论中, 损失模型采用的是经典的 Howell 损失模型, 并通过经验性的修正来计及湍流的流动损失^[5], 出口流动角采用叶片尾迹宽度与出口流动角的几何关系来计算出口流动角的落后情况^[6].

2 双激盘理论的改进

2.1 圆弧型和径向线加圆弧型叶型重心联线的计算方法的改进

对于弯掠叶片的空间几何构型来说, 叶型重心联线是一个十分重要的参数. 通过它可以各个径向剖面上的翼形联系起来组成一个完整的空间构型的叶片. 双激盘理论的叶型重心线的形式有, 直线型、固定倾斜型、圆弧型和径向线加圆弧

型, 对于更为复杂的形式, 可以采用任意的光滑曲线, 进行计算. 对于几种形式的空间几何关系的推导, 文献已详细地给出^[5]. 本文只是对圆弧型和径向线加圆弧型的叶型重心联线进行修正.

圆弧型和径向线加圆弧型的叶型重心联线是在以前的设计中经常使用的气动和声学性能都较好且叶片强度高、加工成型方面简单的重心联线形式^[7]. 对于它们的空间几何关系的计算方法原方法中采用的是用对数关系的函数进行推导求解的, 结果与实际情况存在着较大的误差. 这对于双激盘理论的计算精度是十分不利的.

本文从圆弧的极坐标方程出发, 结合叶型重心联线计算的实际情况推导出一套合理的空间几何关系的计算方法来对原方法中的计算结果进行改进, 进而提高双激盘理论的求解精度. 圆弧在极坐标系下的形式如图 1 所示.

圆弧中心坐标 (ρ_{0M}, θ_{0M}) , 圆弧的坐标为 (ρ, θ) ;

圆弧的轮毂点在 A 处坐标为 (ρ_{IH}, θ_{IH}) , 且与径向线相切 $v=0$;

圆弧的叶顶点在 B 处坐标为 (ρ_{IT}, θ_{IT}) ;

圆弧的半径为

$$R_M = \frac{\rho_{IT}}{2\sin\theta_{IT}} \left[\sin^2\theta_{IT} + \left(\cos\theta_{IT} - \frac{\rho_{IH}}{\rho_{IT}} \right)^2 \right];$$

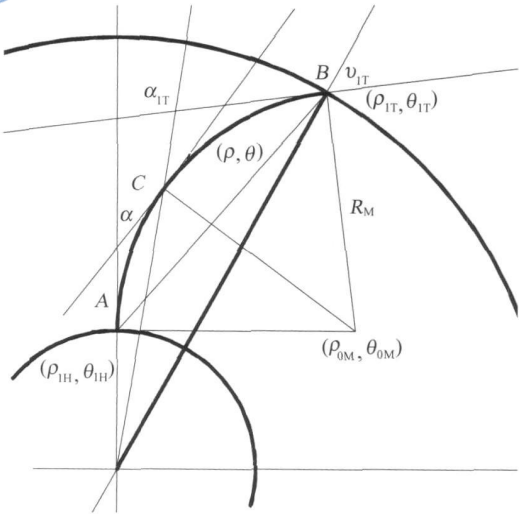


图 1 圆弧型叶型重心联线

Fig. 1 Mass center line of arctic type

进一步推导出圆弧的极坐标方程

$$\theta = \theta_{0M} - \arccos \left[\frac{\rho^2 + \rho_{0M}^2 - R_M^2}{2\rho\rho_{0M}} \right]$$

最后由几何关系可得弯角为 $v=2\alpha-\theta$ 这里

的 $\tan \alpha = \frac{\rho_s \sin \theta}{\rho_{\cos \theta} - \rho_{IH}}$.

通过上面推导的公式就可以求得圆弧型叶型重心联线的空间几何关系. 由于计算方法中用到了三角函数和极坐标, 对于叶型重心联线的几何描述是接近精确的, 这对于双激盘理论的求解精度的提高是十分有利的. 对于径向线加圆弧线的叶型重心联线的情况, 只需把轮毂的位置定位到径向型重心连线的顶部, 对于径向线以上的圆弧部分采用与圆弧型重心联线完全类似的计算方法, 就可以得到此类型叶型重心联线的空间几何关系, 这里不再赘述.

2.2 径向平衡方程迭代求解方式的修正

在低 Ma 数下, 由轴对称及不计及粘性力的假设条件下, 计及叶片的径向力的影响的气体简单径向平衡方程^[8]与热力学第二定律的径向分量式、相对滞止转焓和速度三角形可以得到双激盘的基本方程(1). 它是整个双激盘理论计算的重要基础, 在这里也将其称之为径向平衡方程.

$$\frac{\partial w_z}{\partial r} = \left[2\omega \cot \beta - \cot \beta \frac{\partial \cot \beta}{\partial r} w_z - \frac{w_z \cot^2 \beta}{r} \right] \cdot \sin^2 \beta + \left[F_r + \frac{\partial I_w^*}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} \right] \frac{\sin^2 \beta}{w_z} \quad (1)$$

原方法对于此方程的数值求解方式采用的是简单的差分来代替偏微分. 对于零阶导数采用的也只是简单地平均来代替, 并没有考虑相邻点的影响. 这样计算结果的精度就受到了很大的影响. 因此, 本文对径向平衡方程求解的迭代方式进行修正.

为了提高计算精度, 假定参数在径向的分布是二次的, 那么对于参数的一阶偏导数的径向分布就是线性的. 因此, 对于中间各点的偏导数就采用下面的形式来计算^[9]:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{r_{i+1} - r_i}{r_{i+1} - r_{i-1}} \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{r_i - r_{i-1}} + \frac{r_i - r_{i-1}}{r_{i+1} - r_{i-1}} \cdot \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{r_{i+1} - r_i} \quad (2)$$

当然, 对于边界点的计算不能采用上面的形式, 因此对于边界点采用一种特殊处理. 根据文献[10]推荐, 结合本文计算实际, 对于前后两点分别采用一种二阶向前或向后差分的形式来代替偏导, 具体形式如下:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{3}{2} \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{r_{i+1} - r_i} - \frac{1}{2} \frac{\varphi_{i+2} - \varphi_{i+1}}{r_{i+2} - r_{i+1}}$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{3}{2} \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{r_i - r_{i-1}} - \frac{1}{2} \frac{\varphi_{i-1} - \varphi_{i-2}}{r_{i-1} - r_{i-2}} \quad (3)$$

对于零阶导数, 中间点采用相邻两点与该点的加权平均的形式来考虑相邻两点对于其影响. 对于边界上的两点, 本文采用简单的该点的值来代替零阶导数, 因为计算求解的就是该点的值, 采用这样的处理对结果精度影响也不大. 经过上面的计算对于径向平衡方程的左边的偏导数项在每一个计算点的值都是可以得到的. 因为假定的参数分布是二次的, 由两个计算点的导数和一个点轴向速度 w_z 的值就可以求出另一个点轴向速度的值. 对于收敛的判断条件, 这里采用的是两次迭代过程中对于同一点的轴向速度的值小于一个给定值. 当然, 在求解的过程中为了避免迭代过程发生发散和振荡, 迭代方法采用了亚松弛方式.

因为计算的求解精度的提高, 迭代的收敛是很难达到的. 特别是对于轮毂附近的点来说采用单一方向(从轮毂向叶顶)的迭代中轴向速度常出现负值, 而且计算结果的振荡十分明显, 严重地偏离实际的计算结果, 使得计算的结果无法收敛. 为了防止这种现象的出现, 对于径向平衡方程的求解采用奇偶正反两向迭代的方式, 也就是当迭代的次数为奇次时, 采用正向迭代(从轮毂迭代计算到叶顶), 当迭代的次数为偶数时, 采用反向迭代(从叶顶迭代计算到轮毂). 通过这种方式的迭代, 可以有效地避免计算结果出现振荡, 迭代收敛情况也得到了改善.

2.3 改进后计算结果的比较

为了对改进后的双激盘理论的计算结果进行验证. 本文对文献[11]中的前弯型实验风机进行了重新计算, 计算结果如图2所示.

从图中可以看出对于出口轴向速度 w_z 和总压改后的结果(Improved)对比原来结果(Original)与实验结果(Experiment)接近的程度要高, 特别是轮毂、叶顶和中间叶高位置的附近对于流动参数的估计都比原来的要更为精确.

从上面的分析可以看出改进后的双激盘理论对于流动的描述更为准确, 所以下面本文用改进后的双激盘理论来研究进口畸变对通风机的性能的影响.

3 进口速度径向畸变

进口速度场径向畸变对于风机性能的影响是十分明显的. 前面已经对双激盘理论的计算方法

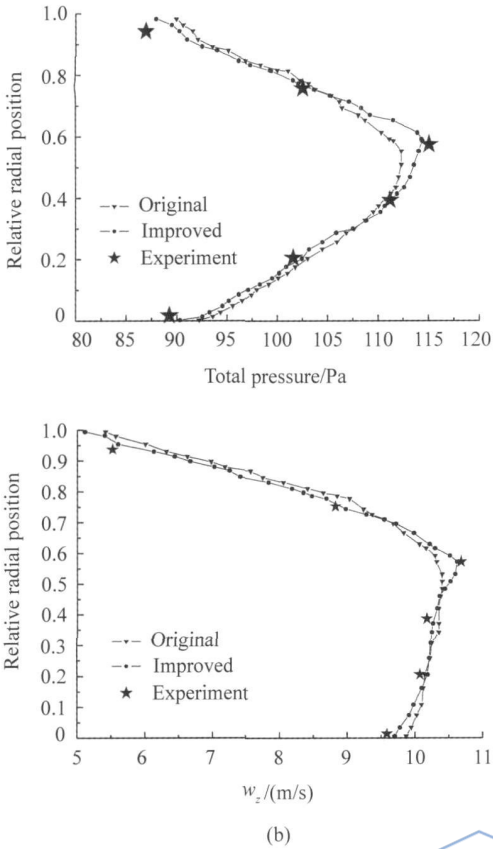


图 2 改进后的结果比较

Fig. 2 Comparisons of the improved and original methods

进行了修正使其能够更加精确地描述轴流风机的性能. 在双激盘理论的计算方法中对于径向畸变的影响是通过进口速度场的分布来体现的. 一般认为进口速度场的分布是均匀的, 但是由于叶顶和轮毂处壁面边界层的影响, 导致沿半径方向的畸变, 在轮毂和叶顶附近的进口速度较小, 而中间叶高处的速度较大. 双激盘理论对于进口速度场的确定是采用速度系数来定义的, 为了对进口畸变的情况进行研究, 必须对进口的速度系数分布进行合理的假定, 本文假定了以下五种方案对进口的速度系数分布, 并且在第 4 节用性能实验对一个带有喇叭口的轴流风机的情况进行研究, 确定出一种合理的进口速度系数分布.

方案 1 假定进口速度场的分布为均匀的, 这也是一般认为的情况. 方案 2 假定进口速度分布为线性的, 由于边界层的影响, 在轮毂处和叶顶处受到边界层的影响最大, 所以速度系数最小, 到了中间叶高的位置受到的边界层的影响就很小, 所以速度系数最大, 最大值与最小值的比根据经验取为 12: 8. 方案 3 同 2 一样假定进口速度场的

分布为线性分布, 只是将最大值与最小值的比值改为 11: 9. 方案 4 认为从叶顶和轮毂到中间叶高的边界层的影响变化不是线性, 在叶顶和轮毂附近的速度变化较大, 而在中间叶高附近的速度变化却很小, 所以采用二次抛物型分布, 同方案 2 类似地由经验确定最大值和最小值的比值 12: 8. 方案 5 采用与方案 4 一样的二次抛物型分布, 只不过将最大值与最小值的比值改为 11: 9. 由上面几个方案的假定, 根据流量守恒的原则对于进口速度系数的分布进行计算, 这也就是说各个点的速度系数与径向位置点的积分得到的流量与方案 1 中速度系数全为 1 的情况是相等的. 经过计算得到的各个方案的速度系数的分布情况如图 3 所示.

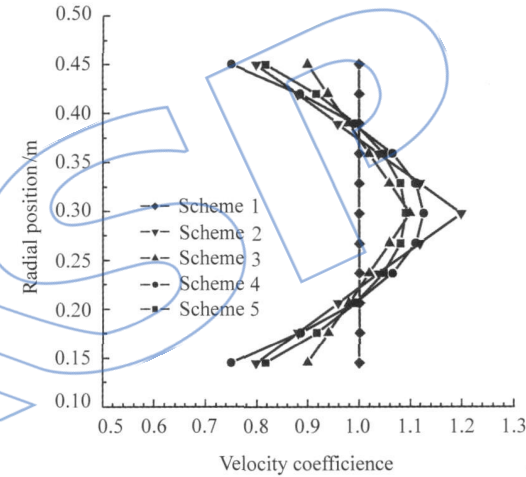


图 3 进口速度系数分布

Fig. 3 Distribution of velocity coefficient

4 风机设计和实验装置

4.1 风机设计

为了对径向畸变情况进行研究, 采用了孤立叶栅法进行轴流风机的设计^[12], 具体的设计初始参数如表 1 所示. 叶片的翼形采用简单的平板圆弧翼形, 圆弧半径为 0.5 m, 叶片的弯掠形式采用周向前弯叶片, 弯角为 9°, 叶型重心联线的形式为径向线加圆弧型. 叶片沿径向位置的弦长和进口安装角分布如表 2 所示.

为了与实际的进口情况相类似, 在风筒的前端有一个喇叭口. 对于轴流风机来说, 它也是产生进口畸变的一个重要原因, 其结构的具体参数如图 4 所示. 叶片采用铝为材料精密铸造而成, 轮毂也是采用铝为材料车床加工而成. 由于铸造过程

中产生了的质量分布不均,进行实验时要对叶片进行动平衡调整.具体实验叶轮如图 5 所示.

表 1 风机初始参数

Table 1 Initial parameter of the fan

参 数	数值
叶 顶 直 径 / mm	900
轮 毂 直 径 / mm	290
设计流量 / (m ³ / h)	31000
设计转速 / (r / min)	890
设计总压升 / Pa	200
叶片数	7

表 2 弦长和进口安装角径向分布

Table 2 Radial distribution of chord and stagger angle

径向位置 / m	弦 长 / m	安 装 角 / (°)
0.145 0	0.1345	44.123 6
0.175 5	0.1502	40.379 9
0.206 0	0.1621	37.260 2
0.236 5	0.1712	35.478 0
0.267 0	0.1794	33.324 4
0.297 5	0.1875	31.619 8
0.328 0	0.1992	30.167 2
0.358 5	0.2122	28.915 2
0.389 0	0.2243	27.832 2
0.419 5	0.2351	26.880 6
0.450 0	0.2450	26.031 9

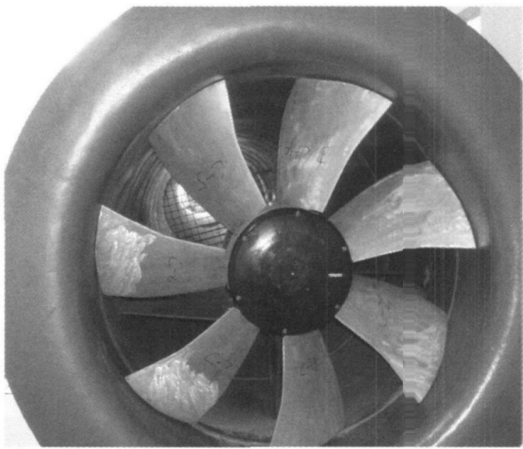


图 5 实验叶轮

Fig. 5 Experimental impeller

4.2 实验装置

本文的实验是在上海交通大学涡轮机械实验室中进行的,测试方式采用出口性能测试法.实验装置如图 6 所示.为了防止筒内的气流发生旋涡,

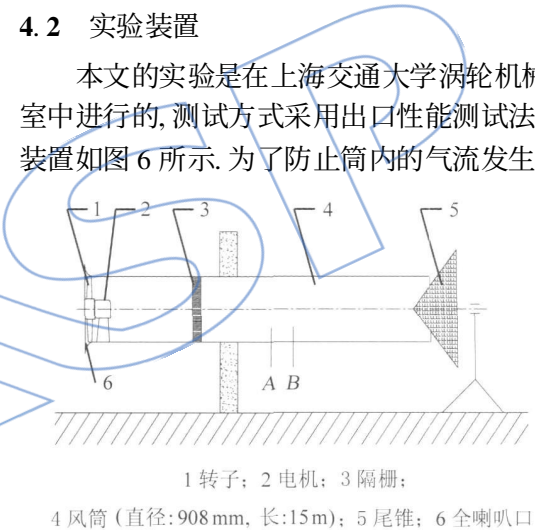


图 6 实验装置简图

Fig. 6 Experiment rigs

使得气流在测点附近稳定,在 3 处加装均匀隔栅.在其后 A, B 两点分别对静压和流量进行测量.对于流量的测量采用的是皮托管插入式测量,通过测量在风筒某一截面上各个点的速度来积分求出不同工况下的流量,皮托管接入的是数字式电子微压计进行测量.测量方法参考文献[12],截面速度的测量在相等的 10 个径向位置上进行,这种方法确定的径向位置为整数,不仅方便测量,而且可以尽可能地减少测量时带入的测量误差,比传统用面积均分截面点的方法更加适用于现场的实验测量.静压的测量也采用的是数字式电子微压计.转速的测量采用便携式激光电子转速仪进行测量.

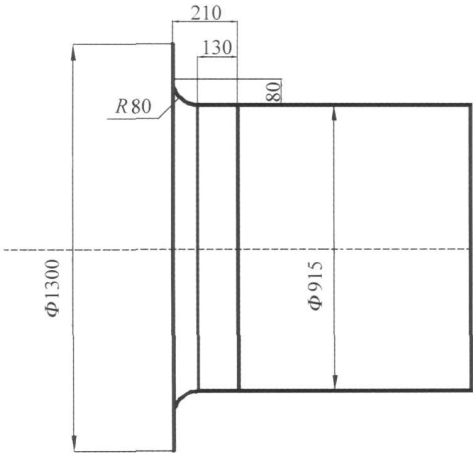


图 4 喇叭口的几何参数

Fig. 4 Geometrical parameter of the bell mouth

5 实验结果分析与比较

通过前面的分析, 综合实验的结果, 对于径向分布的假定与实验在功率和总压方面的比较的结果如图 7 所示.

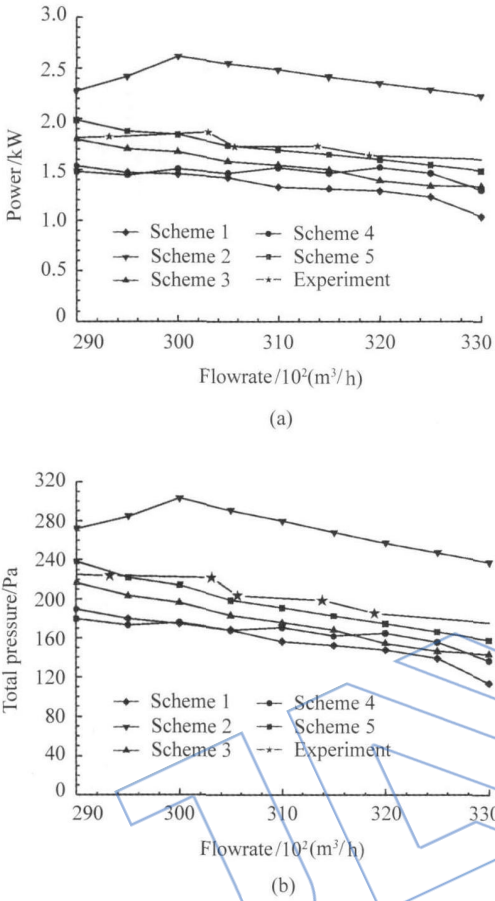


图 7 各种入口速度场分布下的性能与实验结果的比较
Fig. 7 Comparison of the computation and experiment for the performance

从图中可知, 对于进口速度场畸变的假定来说, 只有方案 2 中的 12: 8 的线性分布得到的功率是大于实验结果的, 其他的方案基本上都是与实验结果相接近的, 而方案 5 中的 11: 9 的二次抛物型分布与实验的结果是最为接近的, 对于总压的比较来说, 也是一个相似的情况, 同样也是方案 5 中的 11: 9 的进口速度假定是最为接近.

分析可知, 首先对于进口速度场的分布采用均匀分布是不合理的, 因为得到的总压和功率都是偏小的, 而采用线性分布也是不合理的, 得到的结果没有规律, 不是过大就是过小, 与实验结果相差很远. 而对于二次抛物型的分布来说, 只要对于一个合理的中间叶高与叶顶和轮毂处的速度系数

的比值, 就不会引起轴流风机性能像线性分布那样的突变, 从而可以得到一个合理的速度分布, 也就得到了进口的畸变情况. 从流动机理上讲, 这主要是因为进口边界层的影响使得在叶片叶顶和轮毂附近的速度变小, 对于粘性的无滑移边界层来说在边界上的速度与固体边界的速度一致的, 也就是说在轮毂处和叶顶处的相对速度为零的. 双激盘理论是一个二维欧拉方法, 由于叶顶间隙的影响很难对无滑移边界层的情况进行描述, 所以工程上采用一个合理的速度分布来假定. 由于边界层沿径向的变化是很快的, 所以对于速度的影响变化也很快, 在叶片的轮毂和叶顶的附近对速度的影响较大, 而在中间叶高的位置对于速度的影响却很小, 而线性分布则是认为边界层对于速度的影响在整个径向是相同的, 所以线性分布是不合理的. 二次抛物型分布则是认为边界层对速度的影响在叶片的轮毂和叶顶附近较大而在中间叶高位置较小, 这种变化趋势与实际的边界层对于速度的影响是一致的, 所以二次抛物型分布是合理的. 当然对于二次抛物型分布, 存在着一个合理的最大速度系数与最小速度系数的比值的问题, 这要根据实际进口条件来确定.

从图 8 中的几个参数的由双激盘理论计算得到的沿径向分布的情况来可以看出: 对于轴向的速度 w_z 来说, 方案 5 的在上半叶高处明显地大于下半叶高的, 表明了流动主要集中在上半叶高, 而方案 2 的情况是与实际的情况偏差最大的; 对于出口流动角 β 来说, 几种方案在中间叶高处没有什么太明显的差别, 只是在叶顶和轮毂附近有一些小的差别; 对于总压来说方案 5 给出的压升的分布也沿径向的分布基本上是均匀的, 只是在叶顶和轮毂处有一些减小, 这是由于叶顶和轮毂处的边界层影响流动引起的, 同样的还是方案 2 的出口压升的分布情况与实际的情况相差很大, 压升主要集中在上半叶高, 而在下半叶高却很小甚至出现了负值的情况, 对于轴流风机来说在设计工况附近在的压升在整个径向分布上几乎不可能出现负压升(也就压降的情况); 对于效率沿径向的分布的情况来说, 方案 5 的最为平滑均匀的, 最为接近实际的流动情况, 除了方案 2 以外的几个方案的情况都是与方案 5 的相接近, 而方案 2 效率在上半叶高偏大, 在下半叶高却偏小, 与方案 5 情况偏差较大.

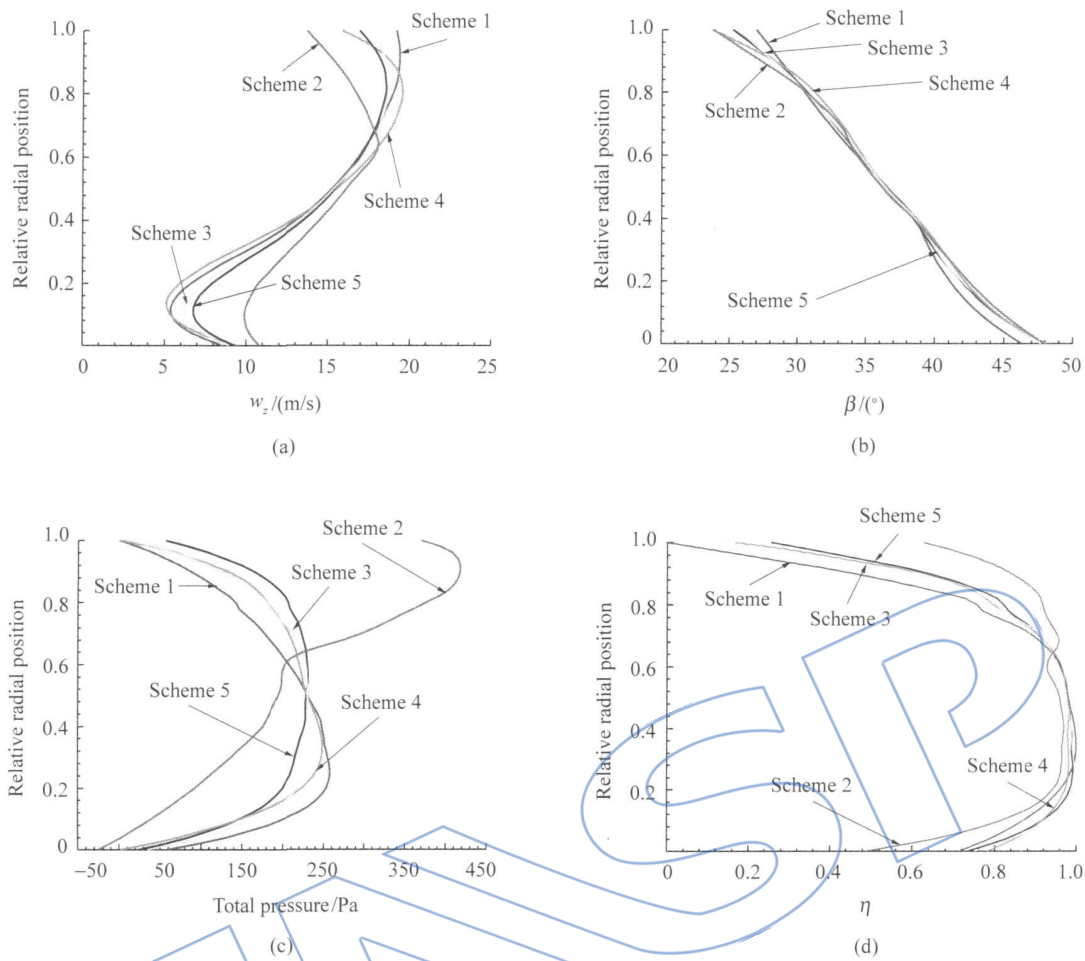


图 8 沿相对叶高的各种参数比较

Fig. 8 Comparison of the different parameters along the relative radial position

6 结 论

通过以上的分析研究,可以得到如下的结论:

1) 对双激盘理论中的圆弧型和径向线加圆弧型的叶型重心联线的空间几何关系、径向平衡方程的离散方式与迭代方法的改进,使得双激盘理论的计算精度有了很大的提高;

2) 采用改进后的双激盘理论进行轴流风机的进口畸变研究,通过假定进口速度分布计算得到的性能曲线与实验结果相比较,发现二次抛物型分布是合理的由进口畸变引起的速度场的描述.

参考文献:

[1] 崔健, 幸晓龙. 多级轴流压气机试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2005, 18(4): 1-6.
CUI Jian, XING Xiaolong. Experimental investigation on an axial flow multistage compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2005, 18(4): 1-6. (in Chinese)

[2] 张永军, 颜培刚, 黄家骅, 等. 进口总压径向畸变对扩压叶栅弯叶片流场性能的影响[J]. 推进技术, 2006, 27(4): 331-335.
ZHANG Yongjun, YAN Peigang, HUANG Jiahua, et al. Influence of inlet total pressure radial distortion on flow field performance of bowed stators in compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(4): 331-335. (in Chinese)

[3] 乔渭阳, 蔡元虎, 陈玉春. 进气畸变对压缩系统稳定性影响的数值模拟[J]. 推进技术, 2001, 22(4): 307-310.
QIAO Weiyang, CAI Yuanhu, CHEN Yuchun. Effect of pressure and temperature distortion orientation on turbine engine stability[J]. Journal of Propulsion Technology, 2001, 22(4): 307-310. (in Chinese)

[4] 王鹏, 蔡元虎, 王占学, 等. 进气畸变对发动机压缩系统稳定性影响的数值模拟[J]. 流体机械, 2006, 34(8): 19-25.
WANG Peng, CAI Yuanhu, WANG Zhanxue, et al. Effect of pressure and temperature distortion on turbine engine stability[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(8): 19-25. (in Chinese)

[5] 钟芳源. 节能低噪轴流离心风机论文集[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.

ZHONG Fangyuan. Collection of paper on the energy saving and noiseless axial and centrifugal fan[M]. Beijing: China Machine Press, 1981. (in Chinese)

[6] 欧阳华, 钟芳源, 谷传纲. 计及尾迹宽度的轴流风机出口气流角修正方法[J]. 流体机械, 2002, 30(3): 15-17, 19.

OUYANG Hua, ZHONG Fangyuan, GU Chuanggang. Correction method to the outlet angle of axial flow fan considering the wake width[J]. Fluid Machinery, 2002, 30(3): 15-17, 19. (in Chinese)

[7] 欧阳华, 钟芳源. 叶轮机械气动噪声及周向前弯叶降噪技术的研究[J]. 风机技术, 2002, (5): 11-15.

OUYANG Hua, ZHONG Fangyuan. Aeroacoustic research on impeller machine and denoise design with skewed blade[J]. Fan Technology, 2002, (5): 11-15. (in Chinese)

[8] 舒士甄. 叶轮机械原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.

SHU Shizhen. Theory of turbomachinery[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1991. (in Chinese)

[9] Mönig R, Milnder F, Röper R. Viscous flow two dimensional analysis including secondary flow effects[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123: 558-567.

[10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. 2nd. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001. (in Chinese)

[11] 欧阳华, 钟芳源, 谷传纲. 新型可逆式弯掠组合叶片的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2002.

OUYANG Hua, ZHONG Fangyuan, GU Chuanggang. Study on a new type reversible axial flow fan with skewed and combined blades [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2002. (in Chinese)

[12] 李庆宜. 通风机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

LI Qingyi. Ventilator[M]. Beijing: China Machine Press, 1981. (in Chinese)

