

离心叶轮几何形变对气动性能的影响

王宏亮, 席光

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 将数值流场分析方法与有限元方法相结合, 利用流固耦合技术, 由黏性流场分析得到流场的压力分布, 并将其作为气动载荷施加于叶片表面进行应力应变分析. 再对叶轮施加离心力载荷, 分析离心叶轮叶片的变形情况, 从结果中提取网格结点变形量, 对叶片坐标进行修正得到工作状态下叶片的型线, 并再次进行流场分析. 为研究叶轮工作状态下叶顶间隙的变化对叶轮性能的影响, 在固定转速下分别计算了3种叶顶间隙分布情况下的叶轮性能. 研究表明: 气动载荷下的叶片形变量仅占总体载荷下形变量的1%到3%左右, 工作状态下叶片最大形变位置为叶顶叶尖; 变形的叶根与叶顶向轮盖靠近, 造成叶顶间隙减小; 在叶顶间隙为0.5 mm时, 叶轮出口间隙减小量最大达到原间隙的50%; 由于叶顶间隙以及叶片型线的变化, 使得离心叶轮等熵效率在小流量时下降0.9%~1.8%.

关键词: 离心叶轮; 叶片形变; 流固耦合; 气动性能; 叶顶间隙

中图分类号: TB302.3; O346 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)05-0046-05

Influence of Centrifugal Blade Deformation on Impeller Aerodynamic Performance

WANG Hongliang, XI Guang

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The fluid field pressure distribution was obtained using the fluid-solid interaction technology with the combination of computational fluid dynamics (CFD) flow analysis and finite element method (FEM) structure analysis. The aerodynamic loads were exerted on the solid blade surfaces to analyze strain and stress. Then the centrifugal force was added as another load to the blade and the deformation of the centrifugal blade under working condition was achieved. The running blade profile was gained by calculating the deformation magnitude of the solid grid nodes, and the fluid field in the deformed blade passage was analyzed. To evaluate the influence of deformation on the impeller performance with tip clearance variation, the calculations of three kinds of tip clearance distributions were conducted. The results show that the deformation under the aerodynamic load is only about 1%-3% of that under the total load and the largest deformation occurs at the blade inducer tip. The tip clearance decreases from the inlet to the outlet of the blade because the deformed blade root and tip are close to the casing. When the tip clearance of the undeformed blade is 0.5 mm, the tip clearance at the deformed blade outlet can decrease by up to 50%. In addition, the isentropic efficiency of the centrifugal impeller at low flow rate decreases by 0.9%-1.8% because of the variations of the tip clearance and the blade profile.

Keywords: high speed centrifugal impeller; blade deformation; fluid-solid interaction; aerodynamic performance; tip clearance

近年来,离心压缩机叶轮的转速和压比越来越高,导致离心叶轮叶片所受流道内气动载荷与离心力载荷越来越大,在叶轮材料给定的基础上,叶片的形变也更大。因此,研究叶轮工作状态下几何形变对其气动性能的影响具有重要的工程应用价值。

对离心压缩机来说,通过数值模拟流场计算完成气动设计,以及利用有限元方法对叶轮的强度进行分析校核,都是设计过程中不可缺少的环节。但是,目前的产品设计中气动与强度是分别进行的,并未将两者有机地结合起来,即没有考虑叶片的变形对叶轮气动性能的影响。随着现代设计方法不断地完善,流固耦合技术在一定程度上可以将气动和结构计算结合起来,使得计算分析的数据更贴近叶片的真实工作状态。目前,国内外学者运用流固耦合技术对水坝、输液管道、柔性结构等耦合问题中进行了深入广泛的计算研究。对于轴流风机叶片以及大型水轮机叶片振动特性也有研究。Dubas 等人^[1]利用有限元方法计算了混流式水轮机在空气中的静、动态特性。Craggs^[2]基于流体无黏等假设条件,利用有限元法建立了适用于水轮机的液固耦合振动有限元方程。廖伟丽等人^[3]将 CFD 流动分析软件与结构刚度软件有机结合,将流场参数施加到叶轮叶片上,对形变后的叶片再次进行网格划分,并进行了详细的叶轮变形后的流场计算。梁权伟等人^[4]运用顺序耦合方法分析了转轮静强度特性。毛义军等人^[5]采用了 CFD 与 FEM 单向耦合求解方法计算分析了离心叶轮叶片前 14 阶模态、应力及其在非定常气动力载荷下的动态响应。

综上所述,国内外对流体机械尤其是水力机械的流固耦合问题已经作了大量研究,但对于离心压缩机叶轮的流固耦合特性的研究还少有报道。叶片的形变对于离心叶轮性能的影响程度以及作用机理的研究相对较少。针对这种情况,本文以某高压比离心叶轮为研究对象,利用流固耦合技术对工作状态下离心叶轮的性能进行了研究,探讨了叶片形变对压气机性能的影响程度,希望为叶片工作状态仿真计算提供参考。

1 数值计算方法

1.1 网格及计算模型

本文所计算的叶轮为半开式叶轮,叶轮外径为 162 mm,铝合金材料,叶轮转速为 61 000 r/min,设计流量 $m=1.02$ kg/s,计算时设工质为理想气体。根据叶轮周期性对称的特点,取单个流道为数值模

拟计算区域,取相应的单个叶片固体区域为有限元分析计算区域,求解的网格区域见图 1。

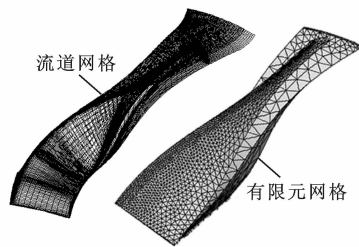
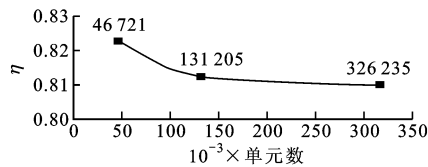
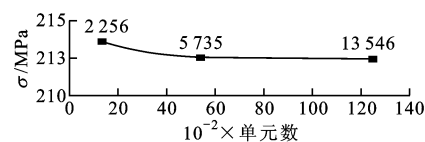


图1 单个流道网格与有限元网格

流场使用 Numeca 软件进行计算,该软件采用时间推进法进行 N-S 方程求解,对于叶轮转速较高、在叶片进口叶尖处出现局部跨音速的情况能够得到比较精确的结果。计算采用中心节点的有限体积离散,显式龙格-库塔时间积分,多重网格加速迭代并选用二阶精度中心离散格式,湍流模型为 Spalart-Allmaras 模型。叶轮有限元分析采用 Ansys 进行。由于计算采用了 2 种不同的网格,需要进行流场计算与有限元网格无关性的分析(见图 2)。分别采用了 3 种不同的网格密度来进行计算,其中有限元分析时考虑了气动载荷对结果的影响。从图 2 可以看出,当 CFD 与 FEM 网格数分别达到 32 000 和 10 000 左右的时候,网格加密对等熵效率 η 与等效应力 σ 的数值计算结果影响已经很小,因此本文为节省计算时间同时保证结果精度,CFD 网格总数取为 32 412,边界条件为进口总温总压,出口给定质量流量。有限元分析采用 3-D 结构实体单元,计算时叶片共包含 8 170 个单元,17 000 个网格结点。



(a)效率



(b)应力

图2 网格无关性分析

1.2 耦合方法

流固耦合载荷转换中的数据转换问题是解决此类问题的关键,本文中的载荷转换主要就是位移转

换和气动载荷转换. 本文首先计算未变形的叶型下的流场, 得到对应于固体叶片表面的压力载荷分布, 然后将该压力分布作为有限元模型的结点压力载荷, 同时考虑离心力载荷再对叶片进行有限元分析, 通过提取原始模型网格结点坐标 (x_i, y_i, z_i) 与对应的坐标变化量 $(\Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i)$, 则变形后的叶片结点坐标为^[6]

$$\begin{aligned}x'_i &= x_i + \Delta x_i \\y'_i &= y_i + \Delta y_i \\z'_i &= z_i + \Delta z_i\end{aligned}$$

(1)

由于是初步探索计算, 因此本文中仅采用单向耦合计算, 通过计算叶片形变后的新结点坐标对流道形状进行修正并重新进行流场计算, 没有采用流固间相互多次迭代的求解方法.

2 计算结果与分析

2.1 离心载荷结合气动载荷对叶片形变的影响

图 3 给出了原始叶片以及变形以后的叶片表面 50% 叶高从叶片进口到出口相对子午位置 M 的静压分布.

由图 3 可以看出, 由于叶片表面静压存在压力差, 这样的压力载荷施加到叶片表面时, 会导致叶片形变. 同时可以看到, 形变后叶片表面静压在吸力面与压力面都略有升高, 这会对叶轮压比有一定影响.

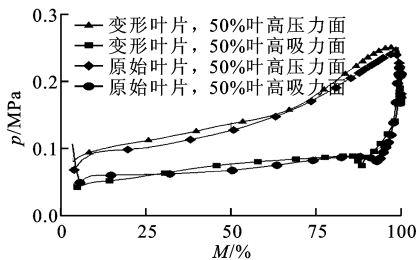
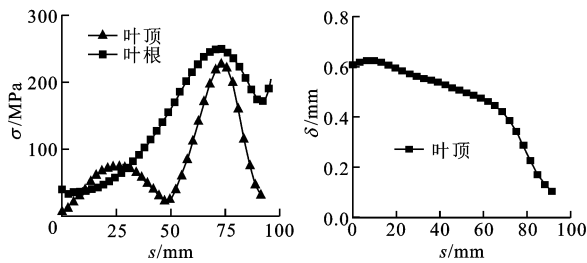


图 3 叶片表面静压载荷分布比较

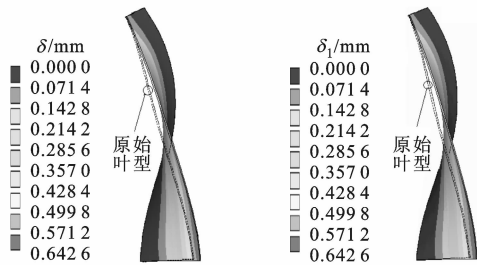
从图 4 可以看出: 叶片最大应力也在叶根后半段靠近出口位置, 最大形变位置在叶尖 $s=0$ (s 为弧长) 处, 进口叶根处应力明显高于叶尖应力, 叶片前缘有弯曲变形, 由于在轮盘上的叶片类似于悬臂梁结构, 因此叶尖的形变位移要明显高于叶根处; 与仅受气动载荷不同的是叶片所受离心力载荷为径向, 因而对叶片沿径向形变的影响要大于沿周向形变, 在叶顶上进口叶尖所受的离心力矩比出口大得多, 总位移也大; 在叶根上, 靠近叶片出口位置也受到了比较大的挤压应力. 从图 5 可以看出, 对叶片施加离心力载荷后, 由于离心叶轮转速较高, 旋转产生的离

心力远大于气动载荷, 并且叶片是后弯空间扭曲叶片, 所受离心力矩从叶顶至叶根逐渐降低, 叶片形变从吸力面向压力面侧偏移.



(a) 叶根叶顶等效应力 (b) 叶顶总位移

图 4 等效应力及总位移分布图



(a) 离心力和气动载荷作用下 (b) 离心力载荷作用下

图 5 叶片形变云图

2.2 离心载荷对叶片形变的影响

为比较气动载荷与离心力载荷对叶片形变的影响, 单独考虑离心力载荷下的叶片形变. 从图 5 可以看出, 单纯施加离心力载荷时的叶片形变与同时考虑 2 种载荷条件的形变很接近.

单独考虑离心力载荷的叶片位移数值略高于同时考虑 2 种载荷时的值 (见表 1), 这是由于施加气动载荷后叶片压力面的静压要高于吸力面 (见图 3), 对叶片的总体变形有一定的抵消作用. 为比较同时施加 2 种载荷与单独施加离心力载荷对叶片形变的影响, 从表 1 可以看出, 气动载荷造成的最大总位

表 1 δ_1 叶顶与叶根不同位置处的应力及变形值

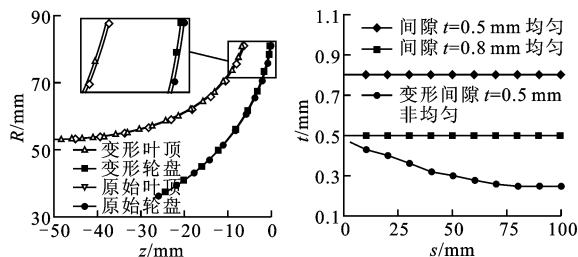
M /%	δ_1 / mm	δ / mm	σ_{1t} / MPa	σ_{1h} / MPa	σ_{2t} / MPa	σ_{2h} / MPa
0	0.62	0.61	6.5	39.8	6.3	39.3
50	0.53	0.52	26.2	137.9	25.1	137.7
100	0.12	0.10	29.2	203.1	28.9	202.8

注: δ_1 为离心力载荷作用下的位移; δ 为离心力载荷与气动载荷共同作用下的位移; σ_{1t} 为离心力载荷作用下的叶顶应力; σ_{1h} 为离心力载荷下的叶根应力; σ_{2t} 为离心力载荷与气动载荷共同作用下的叶顶应力; σ_{2h} 为离心力载荷与气动载荷共同作用下的叶根应力.

移比气动加离心力载荷作用下的形变小,气动变形只占总形变量的1%~3%左右,而气动造成形变的绝对数值也非常小,最大为0.02 mm.此外,气动载荷造成的叶片最大应力要比总载荷造成的应力值小,基本上只占总应力的1%左右.总体上讲,本文中气动载荷对离心叶片的应力及形变影响非常小,离心叶片形变的主要影响因素是离心力载荷.

2.3 叶片变形对叶顶间隙的影响

由于叶顶间隙的大小是半开式离心叶轮气动设计的一个关键因素,因此研究工作状态叶顶间隙如何变化及其对叶轮性能的影响非常重要.在图6中,由于离心力的作用,叶片子午流道的变化趋势是叶根与叶顶均向轮盖侧靠近,而形变量则是从叶片进口至出口递增.



(a) 叶片子午流道变形 (b) 叶顶间隙变化分布

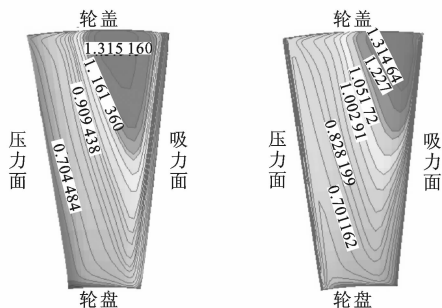
图6 子午流道变形及叶顶间隙变化分布图

在叶顶间隙 t 为 0.5 mm 时,出口最大间隙减小量达到原间隙的 50%. 叶顶间隙有比较明显的变化,这对叶轮的气动性能影响较大.由于叶轮运转时可能产生的振动,加上由于形变造成叶顶间隙减小,对叶轮工作的安全性有更高的要求,在设计静态间隙时应充分考虑形变的影响.另外,由于气体压缩后在叶轮出口温度有明显的升高,叶轮材料热膨胀也会对叶顶间隙造成影响,如果考虑温度场的影响,就需要从气动计算中提取温度场并将其作为温度载荷施加于固体叶片表面,这样就变成了流固与热固分析问题,在一定程度上增加了计算量与复杂性.本文为简化计算没有考虑温度场的影响,但这在未来的研究是需要考虑的.

2.4 叶片变形对叶轮性能影响

由于高速离心叶轮转速较高,进口叶尖相对马赫数大于 1,容易在叶片进口叶尖产生激波.此处激波会产生 2 个问题:一是对通过激波的气体产生压缩,增加压比;另外就是容易与叶片表面边界层相互作用,造成很大的流动损失.高速离心叶轮叶尖存在激波是特有的现象,叶片进口部位又是离心叶片形

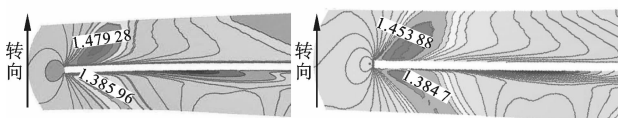
变幅度较大的部位,因此叶片进口设计对激波强度的影响和控制就显得非常重要.图7给出了叶片进口区域形变前后的相对马赫数分布.



(a) 未形变叶片进口 (b) 形变叶片进口

图7 叶片进口相对马赫数分布

从图7可以看出,形变后叶片进口区域整个流道截面上靠近轮盖与吸力面的高马赫数区域大小及数值都略微有减少,这样有利于降低叶片进口区域的不均匀性,减少激波对叶片进口区域的干扰.从图8可以看出,变形后叶型叶尖的高马赫数区域有所减小,尤其是靠近吸力面进口侧,同时叶片进口后部的高马赫数区域强度也略有降低,这对流道内的流动以及叶轮性能会有一些影响.尽管叶尖部分的形变总量最大,但由于其绝对数值非常小,因此对叶片进口安装角并未造成太大的影响,经计算,叶片进口安装角由原始叶片的 62.754° 变为 62.879° ,相对变化量仅为 0.2%,因此叶片的形变对叶片进口冲角的影响很小,同样由于在叶片出口,叶顶的形变要比叶片进口小得多,因此叶片出口叶顶的安装角变化量更小.

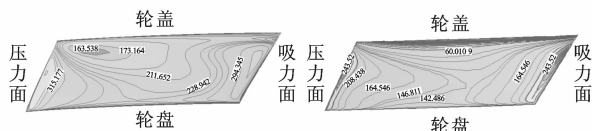


(a) 未形变叶片 (b) 变形叶片

图8 95%叶高展向流面的相对马赫数分布

从图9可以看出,二者的相对速度分布也发生明显变化,由叶顶靠近压力面的低速区域向叶顶区域靠近,说明由叶轮造成的射流-尾迹效应将有所改变,对下游的扩压器进口条件会产生一定影响.

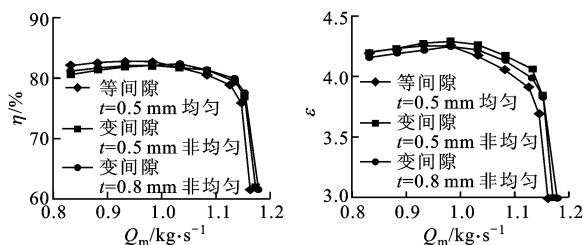
为研究叶轮工作状态叶顶间隙的变化对叶轮性能的影响,分别计算了在固定转速下 3 种叶顶间隙下的叶轮性能:①不考虑形变,叶片进口到叶片出口为均匀叶顶间隙 ($t=0.5$ mm);②保持机壳位置不变而考虑叶片形变,此时为非均匀叶顶间隙;③将



(a) 未变形叶片出口 (b) 变形叶片出口

图9 叶轮出口相对速度分布

机壳外移 0.3 mm, 流场计算时考虑叶片形变, 此时也为非均匀间隙. 从图 10 可以看出, 形变对叶轮等熵效率有一定的影响, 叶轮等熵效率 η 在小流量时性能略有降低, 但在大流量时又有所增加, 这与变形后的叶轮叶顶间隙有所减小以及叶片形变对流道的改变有一定的关系. 形变后的叶轮压比 ϵ 都略有增加, 这与图 3 的结果一致.



(a) 流量-效率曲线 (b) 流量-压比曲线

图10 形变叶轮与原始叶轮性能曲线比较

总的来说, 叶片的形变对叶轮效率和压比都有影响, 并在一定程度上减小了叶顶间隙, 这对叶轮机壳的安装精度提出了更高的要求, 如果安装中不能准确计算出形变, 叶片就有可能与壳体碰磨, 导致事故发生.

3 结 论

本文将数值流场分析方法与有限元方法结合起来, 利用流固耦合技术, 由黏性流场分析得到流场压力分布, 并将其施加于固体叶片表面, 进行应力应变分析, 再对叶轮施加离心力载荷, 分析离心叶轮叶片的变形情况, 得到工作状态下叶片的型线, 再次进行流场分析. 算例研究表明, 工作状态下叶片的最大形变位置为叶顶叶尖处, 叶片最大应力在叶根后部靠近出口的位置, 形变对叶片的进出口安装角影响很

小, 但造成了叶顶间隙的减小, 因而对叶轮效率和压比有一定的影响, 并在一定程度上减小了叶顶间隙, 这对叶轮机壳的安装精度提出了更高的要求. 由于叶轮运转时可能产生振动, 加上由于形变造成叶顶间隙减小, 如果安装中不能准确计算出形变, 叶片就有可能与壳体碰磨, 导致事故发生. 因此在设计静态间隙时应充分考虑形变的影响.

参考文献:

- [1] DUBAS M, SCHUCH M. Static and dynamic calculation of a Francis turbine runner with some remarks on accuracy [J]. Computers and Structure, 1987, 27(5): 645-655.
- [2] CRAGGS A. A finite element model for acoustically lined small rooms [J]. ASME Journal of Sound and Vibration, 1986, 108(2): 327-337.
- [3] 廖伟丽, 许斌, 逯鹏, 等. 部分载荷下混流式水轮机转轮叶片变形对流场的影响 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(6): 55-59.
LIAO Weili, XU Bin, LU Peng, et al. Influence of runner blade deformation on fluid field of Francis turbine under part load [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 55-59.
- [4] 梁权伟, 王正伟. 混流式转轮静强度和振动特性分析 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2003, 43(12): 1649-1652.
LIANG Quanwei, WANG Zhengwei. Strength and vibration analysis of a Francis turbine [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2003, 43(12): 1649-1652.
- [5] 毛义军, 祁大同, 许庆余. 离心压缩机叶轮叶片疲劳断裂故障的数值分析 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(11): 1336-1339.
MAO Yijun, QI Datong, XU Qingyu. Numerical study on high cycle fatigue failure of a centrifugal compressor impeller blades [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(11): 1336-1339.
- [6] 曾强. 压气机转子叶片流固耦合计算及软件集成研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学能源与动力学院, 2006.

(编辑 王焕雪)