

一种机翼型叶片冲击式涡轮设计与试验研究*

卜永波 冯进朱 袁军
(长江大学机械工程学院 湖北荆州 434023)

摘要: 因某项目要求,原有轴流式螺旋线叶片涡轮已不能满足井下发电机的性能要求。笔者在涡轮机械一元流理论基础上进行机翼型叶片冲击式涡轮设计,用CFD软件对涡轮进行了全三维模型数值模拟和力学性能预测。通过合理调整相关参数满足流道、叶片型线和喉部折转角的检验要求,获得满足要求的井下涡轮机械性能。台架试验表明,试验结果与仿真预测结果一致,满足设计要求。

关键词: 机翼型叶片; 叶栅设计; 叶片造型; CFD模拟; 性能试验

中图分类号: TH12

文献标志码: A

文章编号: 1007-4414(2013)01-0029-05

Design and the experiment research of a kind of wing-type blade blow-down turbine

Bu Yong-bo, Feng Jin, Zhu Yun, Yuan Jun

(Mechanical engineering institute, Yangtze university, Jinzhou Hubei 434023, China)

Abstract: For a project requirements, the original spiral blades of axial flow turbine can not meet the needs of existing production. For this purpose, the wing type blade impact turbine has designed based on the turbine machinery unitary flow theory. With the computer aided blade shape construction, three dimensional numerical simulation model and mechanical performance prediction to turbine can be made through CFD software. Through the reasonable adjustment of related parameters meet the runner, leaf type line and the inspection requirements of the throat turning angle, A down hole turbine mechanical properties is therefore invented fulfill the requirement. Bench test shows that, the result of experiment is equal to the result of the simulation prediction, which meet the design requirements. This design has reference value for other same type of turbine machinery design.

Key words: airfoil blade; cascade design; blade design; CFD simulation; performance test

1 引言

在复杂地质条件下钻探深井、超深井、水平井、多分支井时要保证设计井眼轨道的合理性,必须借助井下随钻测量和控制仪器。这些仪器和工具工作时需要电能,并且对电能的需求量越来越高,连续、可靠地向井下测量仪器和工具提供所需电能非常重要^[1]。目前,井下随钻测量和控制仪器的供电方式有蓄电池供电和井下发电机供电,其中后者已逐步成为标准配置^[2-3]。井下发电机供电系统由永磁发电机和涡轮马达两部分组成,涡轮马达有螺旋叶片涡轮和机翼型叶片涡轮两种结构。螺旋叶片涡轮便于加工,但水力效率低、压耗大;机翼型叶片涡轮水力效率高、压耗较低,但加工成本较高。机翼型叶片涡轮一般由定子和转子组成,转子压耗大小直接影响永磁发电机推力轴承的工作寿命,冲击式机翼型叶片涡轮的转子压耗非常小,有利于提高推力轴承的工作寿命。因此,从提高水力效率和推力轴承的工作寿命来看,井下涡轮发电机选择冲击式机翼型叶片涡轮,可避免因井下发电

机轴承磨损而起钻,对长时间连续、可靠地井下供电具有重要意义。

2 机翼型叶片冲击式涡轮设计

为适应钻井工艺的要求,井下发电机需在一定流量范围工作,要求在最小流量下满足其设计转速和功率要求,在最大流量下空转转速尽可能小。根据叶片式机械理论,若在最小流量时设计工况点在效率最高点,对应空转转速为设计转速的两倍,在最大流量下空转转速更高,无法满足设计要求。故采用偏离设计工况点进行设计,使设计工况点尽量靠近空载转速,且满足功率要求。在一付涡轮满足设计转速和功率的情况下,涡轮压耗对钻井循环系统压耗几乎无影响。

2.1 液流角设计

涡轮叶栅流动参数设计是指叶片的进出口液流角的计算。涡轮定、转子叶片进出口液流角不同,则在涡轮内液体流速变化的规律也不同,从而引起涡轮输出扭矩、转速及功率等性能参数发生变化。涡轮定转子叶片进出口液流角是指无冲击工况的液流角。

* 基金项目:国家“863”计划项目“捷联式自动垂直钻井系统工程样机研制”(2009AA093501);中国石油化工集团公司重大科技攻关项目(JP05011)

收稿日期:2013-01-06

作者简介:卜永波(1986-),男,湖北江陵人,助理工程师,研究方向:流体机械优化及CAD技术。

根据一元流理论,在无冲击工况下叶片进出口的绝对速度、相对速度和圆周速度构成叶片进出口速度三角形,如图1所示。图中 α_1 和 β_1 、 α_2 和 β_2 分别是进、出口液流角, C_1 和 C_2 分别是进、出口绝对速度, W_1 和 W_2 分别是进、出口相对速度。叶片进出口速度三角形与涡轮特性密切相关,定、转子叶片出口角越小,涡轮的扭矩与转速越大,压降也大。此外,定、转子叶片的弯曲度越大,涡轮的扭矩越大,但其水力效率降低。根据驱动涡轮设计参数和涡轮副的几何尺寸确定叶片进出口速度三角形,由三角形的边角关系确定液流角等参数。

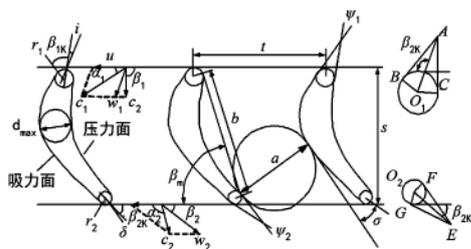


图1 涡轮转子进出口三角形和叶栅几何参数

一元流动理论的欧拉公式有:

$$T_i = \rho QR(C_{1u} - C_{2u}) \quad (1)$$

$$N_i = \rho Qu(C_{1u} - C_{2u}) \quad (2)$$

$$H_i = u(C_{1u} - C_{2u}) / g \quad (3)$$

式中: T_i 、 N_i 和 H_i 分别表示单级涡轮输出的扭矩、功率和转化压头; Q 、 g 、 ρ 、 R 分别表示进口流量、重力加速度、工作液密度和等效过流平均半径, u 是等效平均过流半径处的圆周速度, C_{1u} 和 C_{2u} 分别为进出口绝对速度 C_1 和 C_2 在圆周速度上的投影。在转子叶片进、出口处的速度三角形中,有:

$$C_z = Q/F \quad (4)$$

$$u = \frac{\pi n R}{30} \quad (5)$$

$$C_{1u} = C_z \text{ctg} \alpha_1 \quad (6)$$

$$C_{2u} = u - C_z \text{ctg} \beta_2 \quad (7)$$

F 是垂直于轴向速度的流道截面积, $F = 2\pi BR\varphi$ 。 φ 是叶片厚度影响的堵塞系数,一般可取0.9。 B 是流道径向宽度, C_z 为轴向流速。将式(6)、(7)分别代入式(1)、(2)和(3)得:

$$T_i = \rho QR(C_z \text{ctg} \alpha_1 + C_z \text{ctg} \beta_2 - u) \quad (8)$$

$$N_i = \rho Qu(C_z \text{ctg} \alpha_1 + C_z \text{ctg} \beta_2 - u) \quad (9)$$

$$H_i = u(C_z \text{ctg} \alpha_1 + C_z \text{ctg} \beta_2 - u) / g \quad (10)$$

根据进出口速度三角,涡轮定、转子进、出口角与无因次系数存在如下关系:

$$\text{ctg} \alpha_1 = \frac{C_{1u}}{C_z} = \frac{1}{C_z} \left(m_a + \frac{\bar{C}_u}{2} \right) \quad (11)$$

$$\text{ctg} \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_z} = \frac{1}{C_z} \left(m_a - \frac{\bar{C}_u}{2} \right) \quad (12)$$

$$\text{ctg} \beta_1 = \frac{w_{1u}}{C_z} = \frac{1}{C_z} \left[1 - \left(m_a + \frac{\bar{C}_u}{2} \right) \right] \quad (13)$$

$$\text{ctg} \beta_2 = \frac{w_{2u}}{C_z} = \frac{1}{C_z} \left[1 - \left(m_a - \frac{\bar{C}_u}{2} \right) \right] \quad (14)$$

$$\text{tg} \beta_m = \frac{2}{\text{ctg} \beta_1 + \text{ctg} \beta_2} \quad (15)$$

$$\text{tg} \alpha_m = \frac{2}{\text{ctg} \alpha_1 + \text{ctg} \alpha_2} \quad (16)$$

式中: \bar{C}_z 为轴向速度系数,它与轴向液流流速 C_z 和圆周速度 u 的关系为 $\bar{C}_z = C_z / u$; m_a 为冲击度系数,它与进出口绝对速度的平均值在圆周速度方向上分量 C_{mu} 和圆周速度 u 的关系为 $m_a = C_{mu} / u$,反映涡轮定子中水力损失占涡轮定、转子损失的比例,当 $m_a = 0.5$ 时涡轮定子中的水力损失等于转子中的水力损失且涡轮定、转子叶型成镜像对称; \bar{C}_u 为环流系数,环流系数 $\bar{C}_u = (C_{1u} - C_{2u}) / u$,随环流系数增加涡轮输出扭矩和涡轮叶片弯曲度也增大。

研究表明:首先应该考虑到加工工艺实现的可能性,其次考虑叶片造型的难易程度,第三要考虑使用上的经济性。当叶片的进、出口角太小时不仅使叶栅造形困难,也使涡轮的铸造产生困难。叶片的进、出口角对涡轮的水力效率也有很大影响。为了获得经济性较好的涡轮,首先应保证其水力效率为最高。因此,应从所有能满足性能要求的速度三角形组中选取最高的一组,同时兼顾前面两方面的要求。

根据设计参数要求,设计工况:工作流量23L/s,转速880r/min,扭矩13.1N·m。设容积效率0.95,水力效率0.8,机械效率0.95。计算得轴向液流流速 C_z 为6.605m/s,圆周速度 u 为5.3915m/s。故轴向速度系数 \bar{C}_z 为1.2252。取涡轮的冲击度系数 $m_a = 1.0$,环流系数 $\bar{C}_u = 2.0$,由式(11)~(14)计算出进出口角为 $\alpha_1 = 31.49165^\circ$ 、 $\alpha_2 = 90^\circ$ 、 $\beta_1 = 129.2211^\circ$ 、 $\beta_2 = 50.88893^\circ$ 。根据动量矩定理,考虑容积效率和机械效率的影响,由式(8)可知一付涡轮产生的扭矩 T_i 和功率 N_i 分别为:

$$T_i = \eta_m \eta_v \rho QR(C_z \text{ctg} \alpha_1 + C_z \text{ctg} \beta_2 - u) \quad (17)$$

$$N_i = \frac{\pi n}{30000} T_i \quad (18)$$

式中: ρ 为流体介质密度。当工作转速2000r/min时,由式(17)、(18)计算扭矩 T 和功率 N ,计算结果满足

设计参数要求。

2.2 叶栅参数设计

将进出口角分别代入式(15)、(16), 计算得定子叶片安装角 $\alpha_m = 50^\circ$, 转子叶片安装角 $\beta_m = 89^\circ$ 。叶片弦长 b 与叶片轴向高度 s 和叶片安装角有关。定子叶片弦长和定子叶栅距分别由式(19)、(20)确定。转子叶片弦长和转子叶栅距分别由式(21)、(22)确定。对冲击式涡轮, 相对叶栅距 t 推荐取值范围 0.55 ~ 0.70, 对反作用式涡轮, 相对叶栅距 t 推荐取值范围 0.65 ~ 1.0^[4]。

$$b = \frac{s}{\sin \alpha_m} \quad (19)$$

$$t = tb \quad (20)$$

$$b = \frac{s}{\sin \beta_m} \quad (21)$$

$$t = tb \quad (22)$$

$$z = \text{int} \left(\frac{2\pi R}{tb} + 0.5 \right) \quad (23)$$

$$t = \frac{2\pi R}{z} \quad (24)$$

合理选择相对叶栅后, 计算出定、转子叶片弦长, 再将相关数据代入式(23)、(24)进行计算, 可得最终定子叶片数为 21, 叶栅距 $t = 17.503\text{mm}$, 最终转定子叶片数为 33, 叶栅距 $t = 11.13836\text{mm}$ 。

2.3 叶片造型设计

涡轮定、转子叶型通常为平面叶栅, 也就是沿径向各圆周面上叶片形状相同。在进行叶片造型时, 首先根据驱动涡轮设计参数和叶轮机械工作理论计算确定流动参数, 依据经验数据和公式确定叶片的几何参数, 然后选择适合的型线和构造方法设计叶片吸力面和压力面。叶片的流动参数和几何参数一般在平均过流面上定义如图 1 所示。在涡轮叶栅叶片造型设计中, 叶片几何参数中, 主要有前缘半径 r_1 和后缘半径 r_2 、冲角 i 、进口结构角 β_{1k} 和出口结构角 β_{2k} 、叶弦长 b 、叶栅距 t 、进口前缘边楔角 φ_1 、出口边后缘楔角 φ_2 、叶片折转角 σ 等。根据文献^[5], 前缘形状有圆弧线、椭圆线以及其它适合的形状, 圆形前缘能有效地减小波峰。后缘应满足加工条件下尽可能薄, 以减小尾迹对次级涡轮的影响。考虑加工因素, 通常前缘半径 $r_1 = 0.6 \sim 1\text{mm}$ 和后缘半径 $r_2 = 0.4 \sim 0.6\text{mm}$ 。冲角 i 反映进口液流角 β_1 与进口结构角 β_{1k} 的差异, $i = \beta_{1k} - \beta_1$ 。因此, 冲角的确定要在升力系数和水力损失之间权衡, 一般 $-4^\circ \leq i \leq 10^\circ$ 。推荐叶片折转角 $\sigma = 5^\circ \sim 16^\circ$ 。 φ_1 和 φ_2 为进、出口边楔角, 从加工工艺上考虑, $\varphi_1 = 10^\circ \sim 30^\circ$ 和 $\varphi_2 = 7^\circ \sim 15^\circ$ 。出口结构角 β_{2k}

比出口液流角 β_2 小, 其差值 $\delta = \beta_2 - \beta_{2k}$, δ 在 $1.5^\circ \sim 2^\circ$ 之间。至此, 叶片的各几何参数的范围确定下来, 前 9 个参数直接用于叶片造型, 最后 3 个参数用于造型检验。显然叶片型线很多, 只有借助计算机进行叶片型线的优化设计。

叶片型线对流场影响很大, 主要是通过影响叶片表面附近速度和压力分布来改变跨叶片流道内的流场, 一般希望叶片表面的速度和压力分布应平滑变化。对吸力面(叶背), 其附近的速度从叶片进口到喉部应加速, 而从喉部到后缘应平滑缓慢减速, 否则在后缘附近会造成脱流, 降低涡轮性能。对压力面(叶腹), 其附近的速度从前缘到后缘连续加速。叶片表面附近的速度和压力波峰是影响涡轮性能的关键, 而这些波峰的出现与叶片型线是否存在与不连续的曲率点有关。因此, 压力面和吸力面型线要求具有三阶连续导数, 一般选取 4 次以上的多项式函数、Bezier 曲线、Bezier 样条曲线等构造压力面和吸力面^[6-7]。涡轮叶栅叶型设计检验要求^[8]: ①过流通道从进口到出口必须连续地收缩; ②折转角 $\sigma = 5^\circ \sim 16^\circ$; ③压力面和吸力面的曲率同号, 曲率导数符号不变或仅改变 1 次。

通过调整中弧线几何构造角 β_{1k} 和 β_{2k} 、前缘与后缘小圆半径 r_1 和 r_2 、前缘楔角 φ_1 和后缘楔角 φ_2 、叶片轴向高度 s 和相对叶栅距。设计叶片型线满足检验要求, 完成叶片造型设计。

3 机械性能的数值模拟

从涡轮定、转子的实际装配关系可知, 定、转子间存在径向间隙, 通过该间隙会产生一定量的液体泄漏, 导致实际做功液量小于输入液量。为考虑泄漏液量的影响, 在建立流道模型时必须考虑涡轮定、转子之间的径向间隙, 单付涡轮的三维 CFD 流道模型如图 2 所示。网格划分的质量也影响计算结果的准确度, 叶栅附近网格以及径向间隙内网格需加密, 采用六面体和四面体混合网格, 网格划分如图 3 所示。



图 2 三维流道模型

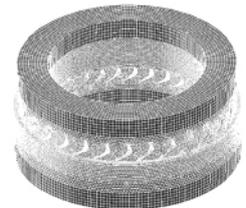


图 3 网格模型

在 CFD 分析计算时, 流体参数: 密度 1000kg/m^3 , 粘度 $10\text{MPa} \cdot \text{s}$, 流量 23L/s 。一付涡轮机械性能预测性能曲线如图 4 所示。

图 4 所示情况是在涡轮径向间隙为 0mm 情况下

的预测结果,从曲线分析可知,输出功率超过设计要求。但在实际中,不可能存在无间隙情况。将涡轮间隙调整为1mm,预测曲线如图5所示。对比图4与图5可知,输出功率不满足要求。显然涡轮径向间隙在0~1mm。鉴于使用1付涡轮,考虑涡轮径向间隙在较小情况下,使用CFD进行网格划分和分析有一定难度,故此分析涡轮径向间隙采用0.5mm。

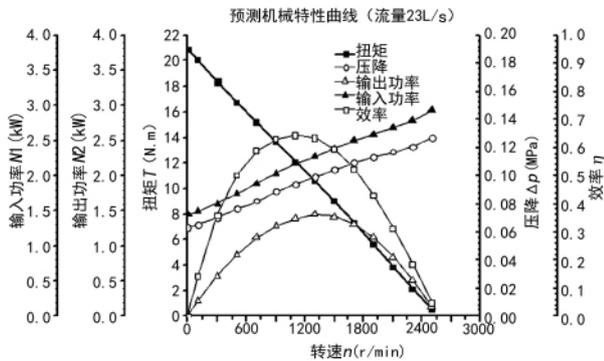


图4 一付涡轮机械性能预测曲线(涡轮径向间隙 0mm)

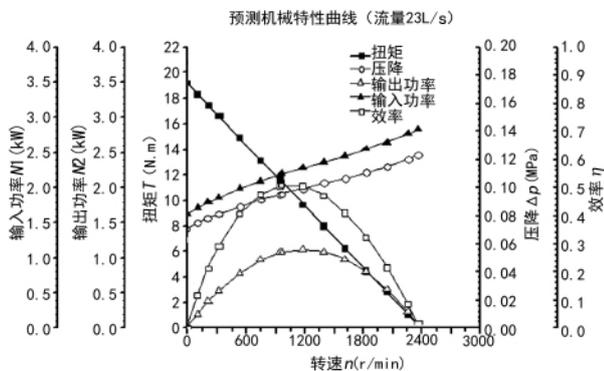


图5 一付涡轮机械性能预测曲线(涡轮径向间隙 1mm)

内部流场云图如图6、7所示。定、转子叶片表面压力分布如图8、9所示。

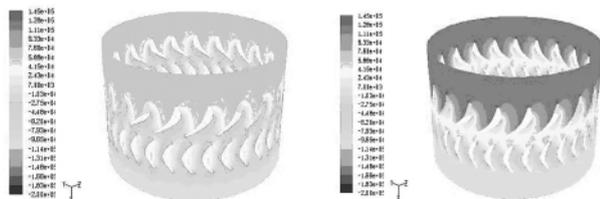


图6 转速 0r/min 时定、转子中截面压力云图

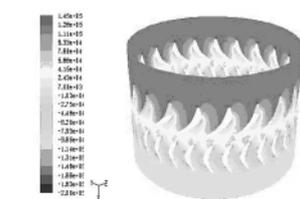


图7 转速 2100r/min 时定、转子中截面压力云图

4 室内台架试验

在研制涡轮钻具时,虽然通过CFD分析获得了涡轮的机械性能,但理论分析与实际存在一定的差距,需要了解其实际机械性能,涡轮的实际机械性能只能通过实验测试。通过涡轮实验,获得涡轮的实际

机械性能,检验所设计的涡轮是否得到设计要求,为合理确定涡轮级数和涡轮节的长度提供依据^[9]。

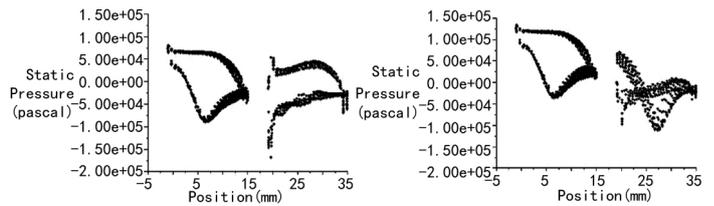


图8 转速 0r/min 时表面压力沿轴向分布图 图9 转速 2100r/min 表面压力沿轴向分布图

4.1 测试系统

10级涡轮试验系统如图10所示,台架本体结构如图11所示。磁粉制动器:滑差功率12kW,额定450r/min;扭矩转速传感器:额定扭矩200N·m,工作转速小于6000r/min,测量精度0.2;涡轮流量变送器:额定压力6.3MPa,流量测量精度0.5;压力表:量程0~2.5MPa,压力测量精度0.4;压力变送器:量程0~0.5MPa,压力测量精度±0.25%。

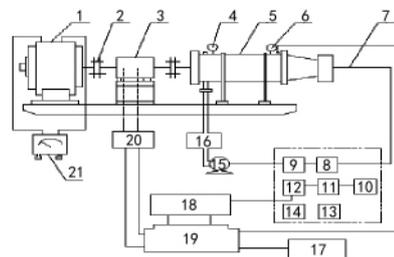


图10 涡轮试验系统示意图

1. 磁粉制动器
2. 联轴器
3. 扭矩转速传感器
4. 压力变送器
5. 台架本体
6. 压力表
7. 高压软管
8. 电动调节阀
9. 涡轮流量变送器
10. 手动操作器
11. 伺服放大器
12. 流量积算仪
13. 电动指示调节器
14. 阻抗转换器
15. 多级离心泵
16. 水箱
17. 打印机
18. 数据采集板
19. 微机
20. 微型机扭矩仪
21. 稳流电源(可调)

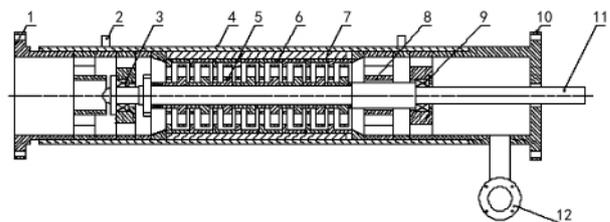


图11 台架本体结构简图

1. 左接头
2. 压力表接口
3. 向心短圆柱滚子轴承
4. 外壳
5. 涡轮转子
6. 涡轮定子
7. 衬套
8. 稳流器
9. 向心推力球轴承
10. 右接头
11. 主轴
12. 出口法兰

4.2 测量数据处理及试验结果

考虑涡轮实际尺寸和10级涡轮试验系统限制,本次试验仅用9付。根据叶片式流体机械相似理论,

经过数据处理后得出十级涡轮的特性参数和特性曲线。然后根据涡轮机械相似理论将测量数据换算成一付涡轮的性能曲线。在清水介质下,1付涡轮的机械性能曲线如图12所示。

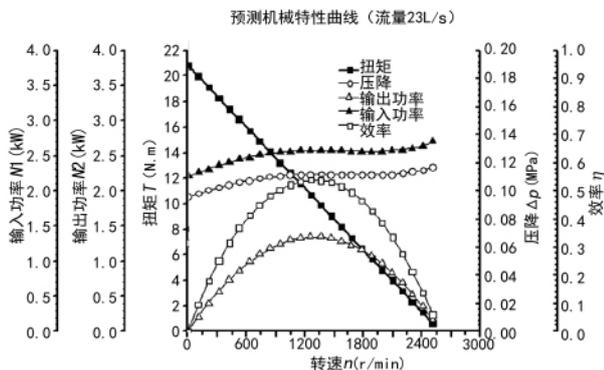


图12 23L/S时一付实测涡轮机械性能曲线 (涡轮径向间隙为0.5mm)

5 结论

根据涡轮机械一元流理论设计涡轮叶栅参数,叶片造型设计实现计算辅助设计,运用CFD软件对井下涡轮进行了全三维建模、流体动力数值模拟和涡轮力学性能预测。10级涡轮力学性能台架试验表明,试验结果与CFD预测结果一致,满足设计参数要求。结论如下。

(1) 涡轮机械一元流理论同计算辅助叶片造型相结合,通过合理调整相关参数满足各种参数要求,

(上接第28页)

(1) 固有频率分析:滑座的最低阶频率为1289.2Hz,砂轮主轴的最高转速为3000r/min,故滑座的最低阶频率远高于其附属旋转件的最高频率50Hz。因此该底座符合结构稳定性原理。

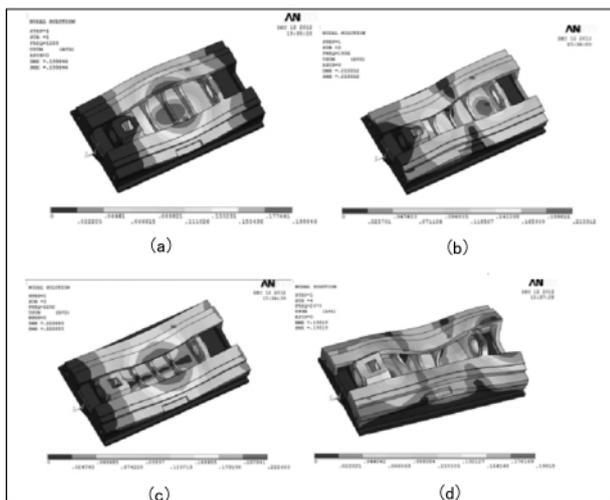


图7 滑座振型图

可以实现理论设计的预期结果。

(2) 涡轮力学特性的CFD模拟预测与试验结果对比表明,CFD模拟预测结果正确,可为设计决策提供重要参考。

(3) 涡轮径向间隙对涡轮效率有直接的影响,如何确定适当的涡轮径向间隙将是进一步研究的方向。

参考文献:

- [1] 谢存禧,张铁. 机器人技术及其应用[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- [2] 苏义脑,奚修荣. 随钻测量、随钻测井与录井工具[J]. 石油钻采工艺,2005,27(1):74-78.
- [3] 刘新平,房军,金有海. 随钻测井数据传输技术应用现状及展望[J]. 测量技术,2008,32(3):249-253.
- [4] 舒世甄,朱力. 叶轮机械原理[M]. 北京:清华大学出版社,1991.
- [5] 柯别列夫. 航空发动机涡轮计算、气动计算及叶片造型[M]. 北京:国防工业出版社,1978.
- [6] Hamakhan I A, Korakianitis T. Aerodynamic performance effects of leading edge geometry in gas turbine blades[J]. Applied energy, 2010, 87(5):1591-1601.
- [7] 黄萍,安利平. 基于Bezier曲线的新型叶片造型技术研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008,21(2):19-23.
- [8] Kor kiian itis T, Pantazopoulos G I. Improved turbo-blade design techniques using 4th parametric spline segments[J]. Computer aided design, 1993, 25(5):289-299.
- [9] 符达良,许福东,冯进. 涡轮钻具四种涡轮叶型的台架试验[J]. 石油机械,1994,22(1):16-22.

(2) 振型分析:由表1和振型图可知,在各阶振型下滑座中间部分都有一定的相对位移,属于结构刚度的相对薄弱环节。但振动幅度不大,其固有频率又远高于最大激振频率。因此结构的动态特性满足使用要求。

5 结论

(1) 模块化的设计提高了工作的效率,缩短了新品的研发周期。

(2) 分析了机床砂轮滑座的动静态特性,验证了结构的可靠性,为产品的生产制造提供了理论依据。

参考文献:

- [1] Yan HS. A methodology for creative mechanism design[J]. Mechanism and machine theory, 1992, 27(3):235-242.
- [2] 尚晓江,邱峰,赵海峰,等. ANSYS结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2008.
- [3] ANSYS, Inc. ANSYS Elements Reference. Ninth Edition[M]. SAS, IP Inc-1997.
- [4] 袁松梅. 数控机床整机有限元分析[J]. 机床与液压,2008(4):17-18.