

文章编号 1004-924X(2012)03-0616-09

随钻测井用井下发电机系统的涡轮设计

荆宝德^{1*}, 王智明², 曲海乐³, 高春甫¹, 赵洁¹

- (1. 浙江师范大学 工学院, 浙江 金华 321004;
2. 中海油田服务股份有限公司 油田技术事业部, 北京 101149;
3. 长安汽车北京工程研究院技术部, 北京 100086)

摘要:对随钻测井系统中井下涡轮发电机的关键部件进行了研究。首先,建立了一种水力性能较高的涡轮模型;然后,基于计算流体力学(CFD)理论,采用 Fluent 软件对不同叶片参数的涡轮模型进行了紊流流场研究,并分析了流量、转速对涡轮流场的影响;最后,通过涡轮发电机地面单向水利实验验证了流量、转速、负载与涡轮发电机输出电压的关系。仿真结果表明:15 叶片、叶片进口角 30°以上、出口角 45°以下、中弧线圆弧半径 40 mm 以内对应的涡轮模型水力性能较好,但水力效率过高也会降低涡轮的工作寿命,因此,在一定范围内增大流量、转速对提高涡轮水力效率具有积极影响。所建立的涡轮模型能够提高涡轮的输出功率并保证其工作寿命。

关键词:随钻测井;涡轮发电机;涡轮;流场分析;地面实验

中图分类号:TE927.6 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20122003.0616

Turbine design of turbine generator system for LWD

JING Bao-de^{1*}, WANG Zhi-ming², QU Hai-le³, GAO Chun-fu¹, ZHAO Jie¹

- (1. College of Engineering, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China;
 2. Oilfield Technology Group, China Oilfield Services Co., Ltd., Beijing 101149, China;
 3. Chang'an Automobile Beijing Institute of Technology Engineering, Beijing 100086, China)
- * Corresponding author, E-mail: jbd@zjnu.cn

Abstract: The work performance of key components in an underground drilling turbine generator for the Logging While Drilling(LWD) were researched. First, a kind of high performance hydraulic turbine model was established. Then, the turbine model with different blade parameters were studied in the turbulent flow field based on the Computational Fluid Dynamics(CFD) theory by using the Fluent software. The effects of flow rates, rotational speeds on the turbine flow field were analyzed. Finally, the relationship of flow rates, rotational speeds, loads and turbine generator output voltage were verified through a ground one-way water conservancy experiment for the turbine generator. The simulation analysis results show that the turbine model with 15 blades, import blade angle above 30°, export angle below 45°, the arc radius of 40 mm or less has excellent hydraulic performance, however, the higher hydraulic efficiency will reduce the working life of the turbine. It suggests that improving the efficiency of hydraulic turbines by increasing the flow and speed should be

收稿日期:2011-09-29;修订日期:2011-12-12.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51075371)

controlled in a certain range. The established turbine model improves the output power of the turbine and ensures its working life.

Key words: Logging While Drilling (LWD); turbine generator; turbine; flow field analysis; ground-based experiment

1 引言

目前,浅井资源已经处于开发后期,随着计算机数据处理技术的发展,人们开始利用随钻测量数据指导定向钻井技术来开发复杂陆地和深海的石油资源^[1-2]。

涡轮发电机是常见的井下供电电源之一,目前已成为诸多测井系统的井下主电源^[3-5]。就井下涡轮发电机而言,已经从各零部件形式等方面进行了大量、深入的研究,使整个发电机系统结构更简单、寿命更长。

涡轮作为发电机能量转化的关键部件,具有尺寸小、功率高、抗磨蚀、抗高温、高压的特点^[6-16],因此,有必要对涡轮的叶片形式、建模和制造方法等方面进行深入研究。

本文首先建立了一种扭曲、变壁厚、多叶片形式涡轮模型,基于计算流体力学(CFD)理论采用 Fluent 软件对其进行了流场仿真;然后通过结构优化最终得到能量转化率高、叶片受力小、流场性能理想的涡轮形式;最后进行地面环境的单向水力实验,验证了流量、转速、工作负载等工作参数与涡轮发电机输出性能的关系。

2 涡轮结构设计及建模

2.1 井下涡轮工作原理介绍

如图1所示,井下涡轮作为轴流叶轮,利用叶片吸收高速泥浆动能,将其转化为机械能驱动涡轮

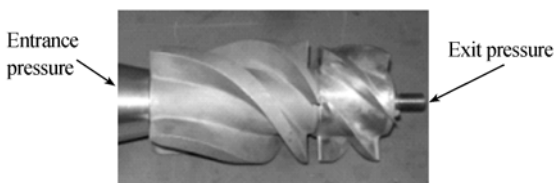


图1 涡轮短节

Fig.1 Short joint of turbine

旋转,实现发电。导轮固定在涡轮前端,调整泥浆流向,提高了泥浆冲击涡轮叶片壁面的效率。涡轮和导轮的结构形式主要与电机工作参数等有关^[15]。

2.2 涡轮及导轮模型说明

以电机理论输出功率 $P_u=800\text{ W}$ 为例,取涡轮稳定转速 $n=1\ 280\text{ r/min}$,电磁转化效率 $\eta_t=0.8$,机械效率 $\eta_c=1.0$,则涡轮理论输出扭矩 T_u 可由式(1)计算:

$$T_u = \frac{30P_u}{n\pi}, \quad (1)$$

由式(1)计算出涡轮理论输出扭矩为 $5.97\text{ N}\cdot\text{m}$ 。涡轮有效输出功率 P_p 可由式(2)计算:

$$P_p = \frac{P_u}{\eta_t\eta_c}, \quad (2)$$

由式(2)计算出涡轮有效输出功率为 $1\ 000\text{ W}$ 。涡轮有效输出扭矩 M_p 可由式(3)计算:

$$M_p = \frac{P_p}{\omega} = \frac{30P_u}{\pi n\eta_t\eta_c}, \quad (3)$$

由式(3)计算出涡轮有效输出扭矩为 $7.46\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

目前,随钻测井用井下涡轮按径向叶片高度大小分为两种形式。本文研究的是适用于小钻铤空间的扭曲壁面、多叶片、小径向叶高 15 mm 的复杂形式。

根据公式(1)~(3)及计算数据,涡轮短节导轮进口流体参数为泥浆泵出口流体参数,以地面环境为例进行模拟研究,出口压力补偿 p_2 由伯努利方程确定:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_f, \quad (4)$$

其中: $z_1 = z_2 = 0$,导轮进口端水泵流量 $Q=22\text{ L/s}$,忽略叶片厚度影响,则涡轮流道过流截面积 $A = \frac{(D_1^2 - D_2^2)\pi}{4} = 4.323\text{ m}^2$ 。导轮进口端流体速度 $v_1 = \frac{Q}{A} = 5\text{ m/s}$, $v_2 = 5.492\text{ m/s}$,导轮入口压力 $p_1 = 355\ 000\text{ Pa}$,流道中压力损失 $h_f = 0.24\text{ m}$ 。因此,由式(4)可得 $p_2 = 350\ 000\text{ Pa}$ 。

2.3 井下涡轮设计理论介绍

当叶片为等厚度等螺距等螺旋角时,流体轴向速度 φ 与涡轮叶片个数 m 和厚度 z 之间的关系为:

$$\varphi = 1 - \frac{zm}{\pi \bar{D} \sin \beta}, \quad (5)$$

其中, \bar{D} 为叶片平均直径, β 为叶片螺旋角。

泥浆理论轴向速度 c'_z 为:

$$c'_z = \frac{Q}{\pi \bar{D} b}. \quad (6)$$

泥浆实际轴向速度 c_z :

$$c_z = \frac{c'_z}{\varphi}. \quad (7)$$

出口流体圆周速度 u_2 为:

$$u_2 = \frac{\pi n \bar{D}}{60}. \quad (8)$$

涡轮的输出转矩 M 为:

$$M = \rho Q \bar{D} \left[\frac{c_z}{\tan \beta} - u_2 \right]. \quad (9)$$

根据公式(4)~(9)可以计算出给定叶片个数 m 和厚度 z 时的螺旋角 β 值。采用中弧线法对比 β 来设计叶片轮廓,中弧线由进出口直线段和圆弧段组成。直线段有利于流体冲击叶片壁面,圆弧段有利于缓冲并吸收流体动能。为了减轻叶片重量,提高其灵活性,根据叶片受力情况,进口处设计成约为原进口叶片的 $4/3$,出口处设计成与原出口叶片相同;叶盆叶背轮廓采用一族圆心穿过中弧线的圆族相切曲线表示。进出口采用圆弧形式,此种形式叶片有利于最大限度缓冲流体吸收其动能。

令进口直线与竖直方向夹角为 α ,出口直线与水平方向夹角为 β ,圆弧半径为 R ,根据上述说法所

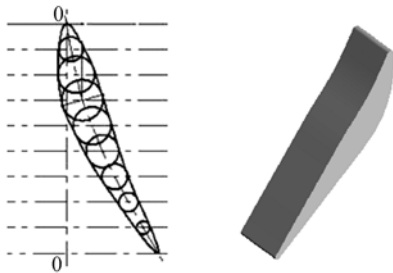


图 2 涡轮叶片截面及对应实体模型

Fig. 2 Turbine blade section and corresponding entity model

得叶片截面形式及对应实体模型如下图 2 所示。

表 1 涡轮模型主体参数

Tab. 1 Main parameters of impeller model

叶轮名称	涡轮	导轮
叶片数/个	奇数	奇数
叶片根部直径/mm	70	70
圆柱高度/mm	53	88
进口流道长度/mm	—	52
出口流道长度/mm	75	—
叶片外径/mm	102	102
叶片内径/mm	70	70
前缘半径/mm	$r_1 = 1 \sim 2$	$r_1 = 2$
后缘半径/mm	$r_2 = 0.5 \sim 1$	$r_2 = 1$
圆弧半径/mm	$R = 45$	$R = 80$
进口结构角/(°)	$\alpha = 5 \sim 35$	$\alpha = 5 \sim 35$
出口结构角/(°)	$\beta = 30 \sim 60$	$\beta = 30 \sim 60$

涡轮、导轮模型主体参数如表 1 所示。根据表中数据即可完成涡轮、导轮及对应流道模型的建立。将叶轮模型叶片的棱尖处进行圆滑处理有利于避免流体冲击引起的应力集中现象。图 3 和图 4 为 5、9、15 叶片涡轮模型及各自对应的全流道模型。图 5 为常见的 5 叶片导轮及对应的全流道模型。



图 3 5、9、15 叶片涡轮模型

Fig. 3 Turbine blade models of 5, 9, 15



图 4 5、9、15 叶片涡轮全流道模型

Fig. 4 Full-flow turbine blade models of 5, 9, 15



图 5 5 叶片涡轮及对应全流道模型

Fig. 5 Turbine blades and corresponding full-flow model

涡轮进、出口流道模型长度为对应叶轮轴向长度1倍左右。随着叶片数目的增加,叶轮叶栅流道空间逐渐减小,叶片重合度逐渐增大,叶片面的高斯曲率逐渐减小,则叶片面更光滑、流动性则越好。在进行涡轮流场分析优化过程中,由于导轮的影响较小,因此,重点优化涡轮模型,同样采用此方法优化导轮,这样有利于提高分析的效率。

2.3 叶轮流道计算模型

由于涡轮和导轮叶片壁面为扭曲面,当涡轮叶片数目较多时,叶栅流道更加复杂,因此,流道计算网格采用基于有限体积法的三角形/四面体形式的非结构化网格。此形式网格单元网格质量好,误差小,生成简单。流道计算网格模型如图6所示。

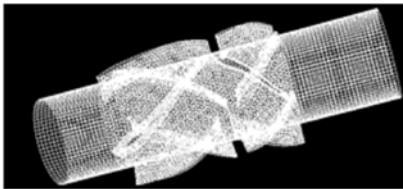


图6 涡轮流场计算网格模型

Fig. 6 Flow field mesh model for turbine

3 涡轮流场优化分析

仿真的环境为地面环境,边界条件为流体速度进口和压力出口,假定地面压力 $p_2 = 350\ 000$ Pa, $v_1 = 5$ m/s, 涡轮转速 $n = 1\ 280$ r/min。环境压力 $p_1 = 101\ 325$ Pa, 静温 20°C 时水的动力黏度 $\mu = 1.007 \times 10^{-6}$ m²/s^[16]。流道之间采用交界面(Interface)间隔,整个流动为以 X 轴为旋转轴的旋转坐标系。

求解设置:采用基于速度-压力耦合修正的 SIMPLE 算法、选择适用于不可压缩流场紊流计算的分离式求解器求解,将雷诺时的 N-S 方程与标准的 k-e 模型联合作为湍流求解的控制方程,插值离散方式采用精度较高的二阶迎风格式,流道壁面采用无滑移壁面条件,用标准壁面函数确定壁面附近流动^[9]。

3.1 涡轮叶片数目分析

由于偶数叶片易引起共振使整个叶片受力严重,因此下面研究的模型均为奇数叶片形式。以 $\alpha = 25^\circ$ 、 $\beta = 30^\circ$ 、 $R = 40$ mm 为例研究 5、9、15 叶片

对应的涡轮流场情况。具体分析结果如下:

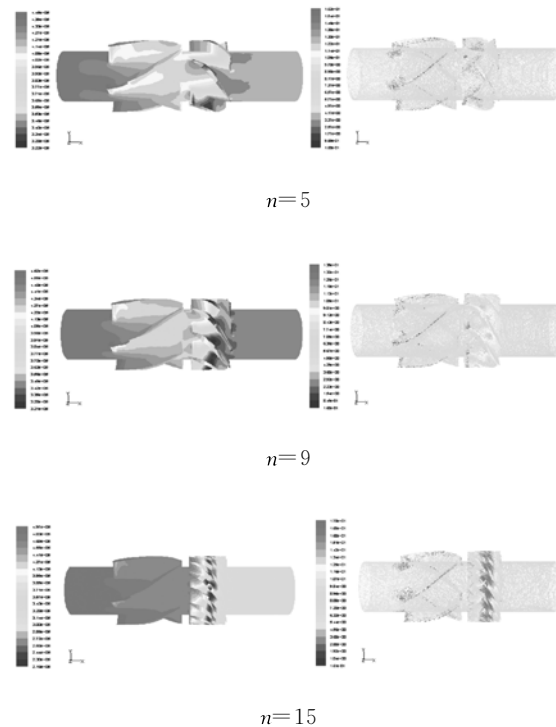


图7 5、9、15 叶片数涡轮流场

Fig. 7 Flow field of turbine with 5, 9, 15 blades

从图7可看出,随着叶片数目的增多,涡轮叶片受到的压力冲击、流体流速逐渐增大。原因在于,随着叶片数目的增多,涡轮叶栅流道空间逐渐减小,导轮叶栅流道出口的流体更多的与涡轮叶片壁面接触而提高了涡轮叶片吸收单位流体动量及转化的效率。正因如此,整个叶片径向压力冲击值逐渐增大,而且不断向轮毂和叶尖扩大。

由于压力面进口端直接受到流体冲击,所以此处受到的压力冲击值最大,然后逐渐减小,在叶片中弧线圆弧对应内侧轮廓处出现了最小冲击区域。这是由于圆弧轮廓具有很好的吸收流体动能的缘故。随后,涡轮随流体旋转,冲击值小幅度增加,这是由于经圆弧轮廓缓冲后流体因流出而冲击叶片壁面的缘故。吸力面是被动旋转,因此其上受到的压力冲击值总是小于压力面。同样在吸力面进口处出现了最大压力冲击值,随后迅速减小,同样叶片中弧线圆弧对应外侧轮廓处为最小压力冲击区域,然后小幅度向出口端增加。在涡轮出口端压力冲力、流体流速逐渐稳定。

同理,内、外侧最小压力冲击区域对应着最大速度区域,然后向两侧逐渐降低。

表 2 5、9、15 叶片涡轮流场数据

Tab. 2 Flow field datas of turbine with 5, 9, 15 blades

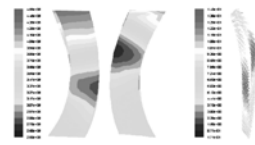
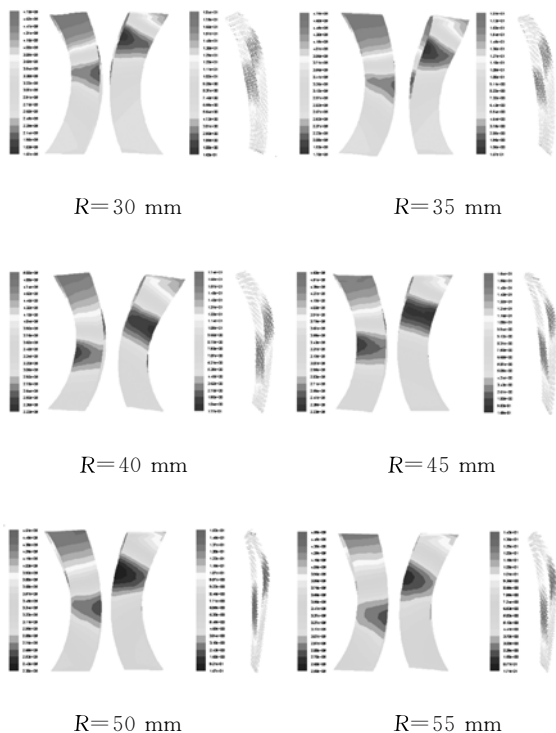
涡轮参数	数据		
叶片数/片	5	9	15
出口质量流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	-19.99	-19.98	-19.99
轴向作用力/N	252.404	317.750	456.430
转矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	-8.084	-8.843	-9.850
功率/W	1 083.59	1 185.30	1 320.35
水力效率	0.591	0.647	0.721

从表 2 可知,随着叶片数目的增多,涡轮叶片受到的轴向作用力、涡轮水力输出功率逐渐增加。叶片数目过多将增大其制造难度,而且流道空间过小易形成回流和二次流现象。15 叶片是工程中常用的较好的形式,因此,下面研究均取 15 叶片形式。

3.2 涡轮中弧线圆弧半径分析

以 $\alpha=30^\circ$ 、 $\beta=35^\circ$ 为例研究 R 为 30~60 mm 时对应的涡轮模型的流场情况。

由图 8 可知,随着 R 的逐渐增加,涡轮叶片面各处受到流体的压力冲击、流道中流体流速值逐渐减小,最小压力冲击区域在压力面和吸力面上的位置逐渐下移,且面积逐渐增大。涡轮流场中流体流动分离现象增大,流体更多的以轴向速



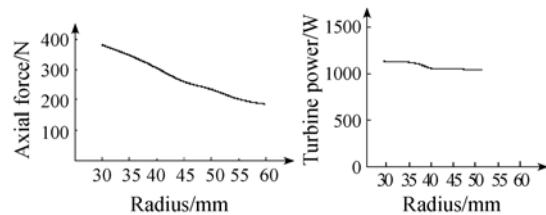
R = 60 mm

图 8 不同中弧线圆弧半径涡轮叶片流场

Fig. 8 Flow field of turbine blades with different arc radii

度形式流向流道出口面,最大流速区域位置逐渐下移且面积逐渐减小。

其原因在于:随着 R 的增加,中弧线圆弧对应叶片轮廓逐渐下移且减小,使涡轮叶片对流体能量的吸收能力逐渐减小,流体周向速度随之降低,流体逐渐“直接”向出口流去,最终将降低涡轮的输出功率。此外, R 的增加使流道轴向空间逐渐“明朗”,流体流动扩散现象增大,在一定程度上有利于避免涡流、回流堵塞和二次流现象,也不易形成尾迹。

图 9 R 为 30~60 mm 对应的涡轮叶片受力及功率情况Fig. 9 Power and force of turbine blades at R from 30 mm to 60 mm

由图 9 可知,涡轮叶片受到的轴向作用力随 R 的增加近似单调递减,涡轮输出功率方面,当 $R < 40$ mm、 $R > 45$ mm 时, R 对功率影响较小,当 R 为 40~45 mm 时,增大 R ,功率明显降低。 R 过大将严重降低涡轮的水力性能。

当要求功率较高而泥浆泵排量一定时,调整 R 可以明显提高功率。本文通过对比分析数据发现 $R=35$ mm 时,对应的涡轮模型较为理想。

3.3 涡轮叶片进口角 α 分析

以 $\beta=35^\circ$ 、 $R=40$ mm 为例研究 α 的影响。

由图 10 可知,随着 α 逐渐增加,涡轮叶片受到流体的压力冲击、叶栅流道中流体流速值逐渐增大,最小压力冲击区域逐渐向上移动,且面积越来越小。最大速度区域逐渐上移且面积逐渐增大。

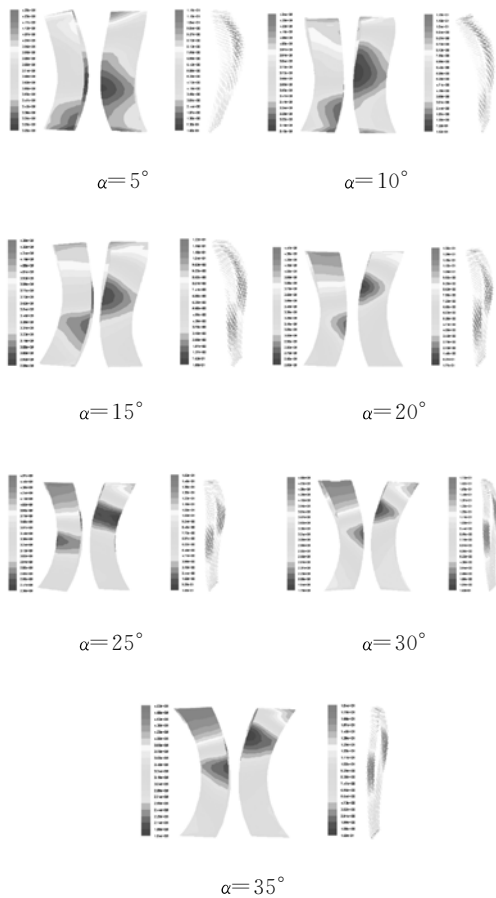


图 10 α 为 $5^\circ \sim 35^\circ$ 涡轮流场情况

Fig. 10 Flow situation for turbines at α from 5° to 35°

这是由于随着 α 逐渐增大,从导轮叶栅流道流出的流体与涡轮压力面冲击接触越来越多,增强了对流体动能的缓冲吸收,即增大 α 有利于提高流体能量吸收率。根据以上分析推测,当 $\alpha > 35^\circ$ 时,涡轮叶片受到的压力冲击、流速将继续增大。

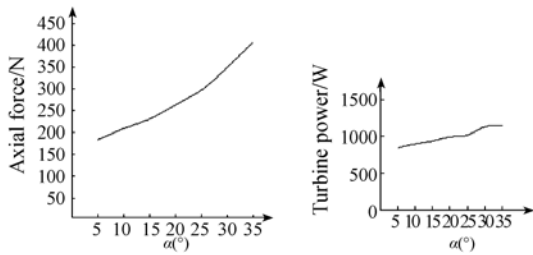


图 11 α 为 $5^\circ \sim 35^\circ$ 涡轮叶片受力及功率情况

Fig. 11 Power and force of turbine blades at α from 5° to 35°

由图 11 可知,随着 α 逐渐增加,涡轮叶片轴向作用力、涡轮输出功率逐渐增加。约 $\alpha = 33^\circ$ 时输出功率达最大,之后随着 α 的增加逐渐减小,但涡轮叶片受到的压力冲击逐渐增大,不利于优化

涡轮叶片,而且 α 过大将容易引起涡流和回流等堵塞现象。当 α 较小时,涡轮输出功率较小,研究意义低。而且从结构上讲,当 $\alpha > 35^\circ$ 时,所建立的目标叶轮模型不能够满足轴向叶长 45 mm 要求。由此说明, $\alpha > 35^\circ$ 不可取。

3.4 涡轮叶片出口角 β 分析

以 $\alpha = 35^\circ$ 、 $R = 40$ mm 为例研究 β 为 $35^\circ \sim 55^\circ$ 对应涡轮模型的流场情况。

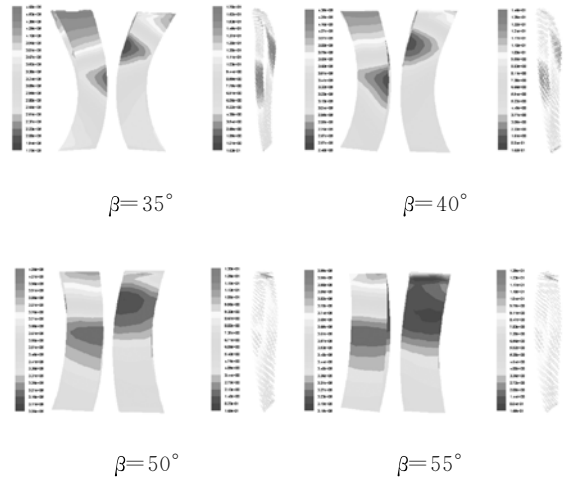


图 12 β 为 $35^\circ \sim 55^\circ$ 涡轮叶片流场情况

Fig. 12 Flow situation for turbines at β form 35° to 55°

由图 12 可知,随着 β 逐渐增加,涡轮叶片受到的压力冲击逐渐减小,最小压力冲击区域逐渐上移且面积逐渐增大。叶栅流道内流体流速逐渐减小,最大流速区域逐渐上移且面积逐渐减小。原因在于,随着 β 的逐渐增加,叶片圆弧轮廓逐渐减小,叶片对流体动能的吸收能力逐渐降低,此外,叶栅流道轴向空间逐渐“明朗”,流体逐渐“毫不犹豫”的以轴向形式流向出口。

在一定范围内增加 β 有利于避免涡流、回流、尾迹等,但 β 过大将严重降低涡轮的水力输出功率。 $\beta < 30^\circ$ 同样不满足轴向叶长 45 mm 的要求。

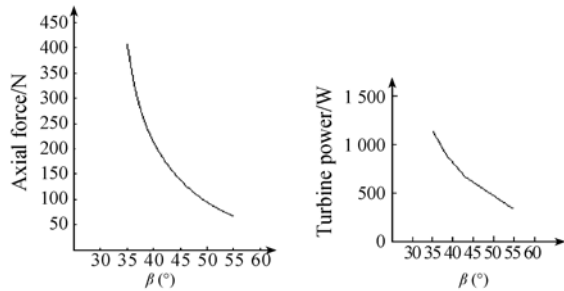


图 13 β 为 $35^\circ \sim 55^\circ$ 涡轮叶片受力及功率情况

Fig. 13 Power and force of turbine blades at β from 35° to 55°

由图 13 可知,随着 β 的增加,涡轮叶片受到的轴向作用力、涡轮功率均大幅度减小。当 $\beta > 45^\circ$ 时,轴向作用力、涡轮功率减小幅度逐渐变小。

3.5 涡轮结构优化

通过上述对圆弧半径 R 、进口角 α 、出口角 β 这 3 个参数的分析,分别得到了其优化值,综合考虑涡轮叶片的受力及功率情况,将对蜗轮叶片这 3 个优化值进行对比分析。图 14 为 α 为 $20^\circ \sim 30^\circ$ 、 β 为 $30^\circ \sim 60^\circ$ 、 $R=60$ mm 对应的涡轮模型流场性能情况。

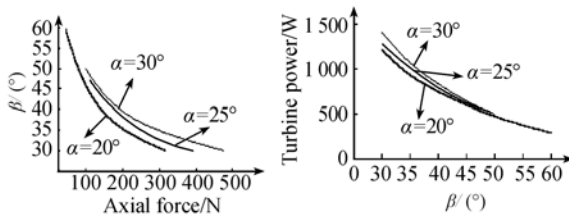


图 14 α 为 $5^\circ \sim 35^\circ$ 、 β 为 $30^\circ \sim 60^\circ$ 、 R 为 60 mm 时涡轮叶片受力及功率情况

Fig. 14 Power and force of turbine blades at α from 5° to 35° , β from 30° to 60° and $R=60$ mm

由此可知,根据功率要求,通过调整 α 、 β 、 R 等参数得到受力最小、流场性能最好的涡轮结构。最终涡轮优化结果如表 3、4 所示。

表 3 涡轮结构优化结果

Tab. 3 Optimized results for turbine structure

涡轮参数	优化前	优化后
叶片数	奇数	15
进口角 $\alpha/(\circ)$	$5 \sim 35$	33
出口角 $\beta/(\circ)$	$30 \sim 60$	35
圆弧半径 R/mm	$30 \sim 80$	30

参考文献:

- [1] 曲海乐,王智明,肖俊远.井下发电机涡轮研究概况[J].现代制造技术与装备,2010,(3):6-7,16.
QU H L, WANG ZH M, XIAO J Y. Research situation of underground generator turbine [J]. *Modern manufacturing technology and equipment*, 2010,(3):6-7, 16. (in Chinese)
- [2] 刘树坤,汪勤学,梁占良,等.国内外随钻测量技术简介及发展前景展望[J].录井工程,2008,19(4):32-37,41,82-83.

表 4 涡轮工作参数优化结果

Tab. 4 Optimized results of turbine running parameters

涡轮参数	优化前	优化后
转数/($r \cdot \text{min}^{-1}$)	1 280	1 280
理论功率/W	1 000	1 000
叶片数	5	15
转矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	7.46	10.93
轴向作用力/N	435	173
实际功率/W	999.95	1 465.07
水力效率/%	54.6	80

由上述分析可知,当叶片数为 15, $\alpha=33^\circ$, $\beta=35^\circ$, $R=30$ mm 时,其转矩、轴向作用力、实际功率最大,效率最高,其模型最优,达到了优化蜗轮结构的目的,这对于导轮同样适合。

4 结 论

通过对涡轮模型进行流场分析可知,涡轮叶片数目、结构形式的不同对于涡轮水力性能具有一定的影响,根据功率要求调整有关涡轮叶片参数的取值对于提高涡轮水力效率,降低涡轮叶片受力、改善涡轮流场特性具有重要意义,即达到了对涡轮结构优化的目的。此外,大流量、高转速对于提高涡轮的输出功率具有重要影响,但同时也大幅度增大了叶片的受力,严重影响其工作寿命,而且流体流量过大也不利于保护地面泥浆泵的工作寿命。

LIU SH K, WANG Q X, LIANG ZH L, *et al.*.

About MWD technical overview and development prospects [J]. *Logging Engineering*, 2008, 19 (4):32-37, 41,82-83. (in Chinese)

- [3] 苏义脑,窦修荣.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

SU Y N, DOU X R. MWD, LWD and mud logging [J]. *Oil Drilling & production Technology*, 2005, 27 (1) :74-78. (in Chinese)

- [4] 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].测井技术,2008,32(3):249-253.

- LIU X P, FANG J, JIN Y H. LWD data transmission technology status and prospects [J]. *Well Logging Technology*, 2008, 32(3): 249-253. (in Chinese)
- [5] 张礼达,任腊春,陈荣盛,等. 风力机叶片外形设计及三维实体建模研究[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(9): 1177-1180.
- ZHANG L D, REN L CH, CH R SH, *et al.* Shape design and 3d modeling study for blades of wind turbine[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2008, 29(9): 1177-1180. (in Chinese)
- [6] 张师帅,仇生生,韩培. 井下泥浆涡轮设计及性能分析[J]. *石油矿场机械*, 2009, 38(11): 31-33.
- ZHANG SH SH, QIU SH SH, HAN P. Downhole mud turbine design and performance analysis [J]. *Oil Field Machinery*, 2009, 38(11): 31-33. (in Chinese)
- [7] 杨霞,刘勇. 井下涡轮发电机工作性能研究[J]. *设计与研究*, 2010, 37(10): 39-41, 44.
- YANG X, LIU Y. Performance of the underground turbine generator [J]. *Design and Research*, 2010, 37(10): 39-41, 44. (in Chinese)
- [8] 韩培,张师帅. 井下泥浆涡轮发电机系统水力性能试验研究[J]. *石油矿场机械*, 2010, 39(3): 59-61.
- HAN P, ZHANG SH SH. Downhole mud turbine performance test of the hydraulic system [J]. *Oil Field Machinery*, 2010, 39(3): 59-61. (in Chinese)
- [9] 张先勇,冯进. 变螺距井下涡轮水力性能研究[J]. *设计与研究*, 2009, 36(2): 26-28.
- ZHANG X Y, FENG J. Hydraulic behaviour research of under-well variable-pitch turbine [J]. *Design and Research*, 2009, 36(2): 26-28. (in Chinese)
- [10] 冯进,张慢来,张先勇. 井下水动力轴流涡轮设计与试验研究[J]. *石油矿场机械*, 2010, 39(3): 51-53.
- FENG J, ZHANG M L, ZHANG X Y. Underground hydrodynamic axial turbine design and experimental study [J]. *Oil Field Machinery*, 2010, 39(3): 51-53. (in Chinese)
- [11] 管志军,王智明,贺麦红,等. 连续波钻井液脉冲发生器用磁力耦合器设计[J]. *石油机械*, 2008, 36(11): 35-36, 59.
- JIANG ZH J, WANG ZH M, HE M H, *et al.* Design of magnetic coupler used in continuous wave drilling fluid pulse generator [J]. *China Petroleum Machinery*, 2008, 36(11): 35-36, 59. (in Chinese)
- [12] 刘源,韩振宇,王永章,等. 可配置型五坐标B样条插补控制器的研制[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(7): 1577-1585.
- LIU Y, HAN ZH Y, WANG Y ZH, *et al.* Development of configurable motion controller with five-axis B-spline interpolation function [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(7): 1577-1585. (in Chinese)
- [13] 裘进浩,姜皓,季宏丽,等. 功能梯度压电驱动器的结构设计、制备与功能验证[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(1): 118-125.
- QIU J H, JIANG H, JI H L, *et al.* Design, fabrication and performance evaluation of functionally gradient piezoelectric actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(1): 118-125. (in Chinese)
- [14] 王智明,郭云,尚捷. 混合励磁井下涡轮发电机设计及试验研究[J]. *石油机械*, 2011, 39(17): 8-14.
- WANG ZH M, GUO Y, SHANG J. The design and experimental study of the hybrid excitation downhole turbogenerator [J]. *China Petroleum Machinery*, 2011, 39(17): 8-14. (in Chinese)
- [15] 王智明,管志军,李相方,等. 连续波钻井液脉冲发生器结构设计探讨[J]. *石油机械*, 2007, 35(12): 56-58.
- WANG ZH M, JIANG ZH J, LI X F, *et al.* Discussion of structure design for continuous wave drilling fluid pulse generator [J]. *China Petroleum Machinery*, 2007, 35(12): 56-58. (in Chinese)
- [16] 许朝辉,肖云峰,孟波. 井下涡轮式发电机叶片间距对性能的影响[J]. *石油机械*, 2009, 37(12): 57-58, 88.
- XU ZH H, XIAO Y F, MENG B. Downhole turbine generator blade spacing on the performance [J]. *China Petroleum Machinery*, 2009, 37(12): 57-58, 88. (in Chinese)

作者简介:



荆宝德(1962—),男,辽宁铁岭人,博士,副教授,2005年于吉林大学获得工学博士学位,主要从事流体传动与控制方面的研究。E-mail: jbd@zjnu. cn



高春甫(1965—),男,吉林公主岭人,博士,教授,2000年于吉林大学获得机械制造专业博士学位,主要从事机器人驱动技术、机电设备及其自动化方面的研究。E-mail: cfgao2007@zjnu. cn



王智明(1969—),男,吉林长春人,博士,副教授,2005年于吉林大学获地质工程博士学位,主要从事随钻测井仪器方面的研究。E-mail: wangzhim@cosl. com. cn



赵洁(1988—),男,浙江台州人,2011年于浙江师范大学工学院获得学士学位,主要从事流体传动与控制方面的研究。E-mail: 383799894@qq. com



曲海乐(1983—),女,吉林农安人,硕士,2007年于吉林化工学院获得学士学位,2011年于吉林大学获得硕士学位,主要从事机械系统优化设计方面的研究。E-mail: quhl123@163. com

(本栏目编辑:马 健)

●下期预告

三坐标机测量齿轮齿廓的不确定度评价方法

石照耀,张 宇,张 白

(北京工业大学 机械与应用电子技术学院,北京 100124)

坐标测量中面向对象的测量不确定度的评价,不像对其它传统测量仪器的评价一样直观。三坐标测量机测量不确定度来源多,传播关系复杂,传统的三坐标测量机测量结果的不确定度评价方法大都缺乏实际应用价值或可靠的理论依据。本文提出使用蒙特卡洛方法评价测量不确定度,首先根据三坐标测量机的详细标定文件及补偿策略说明,建立测量模型。然后将测量中的采样点通过测量模型生成大量测量结果,以评价测量不确定度。在齿廓评价实验中,齿廓误差的测量不确定度为 $0.96 \mu\text{m}$ 时,多次评价结果之间的最大差值不超过 $0.03 \mu\text{m}$,具有可靠的理论依据和较稳定的评定结果。目前商用三坐标测量机大都不能为特定的测量提供测量不确定度报告,使用蒙特卡洛方法较有希望改变此现状。