

DOI: 10. 20040/j. cnki. 1000-7709. 2023. 20221302

水泵水轮机全椭圆蜗壳的设计与 CFD 分析

左鹏程, 屈波, 花港, 姚雨凡, 金知雨

(河海大学能源与电气学院, 江苏 南京 211100)

摘要: 以混流式水泵水轮机为研究对象, 设计出一种能够同时满足水轮机与水泵工况的全椭圆蜗壳, 保证蜗壳椭圆截面的长短半轴之比为定值。通过蜗壳出口圆周速度与各断面的圆周速度矩为定值设计, 并给出蜗壳各截面尺寸与流量之间的关系式。通过 CFD 数值模拟, 得出蜗壳出口圆周速度与各截面圆周速度矩的变化规律, 并总结出蜗壳内部的速度与压力的分布规律, 模拟结果满足设计要求, 具有很高的实际应用价值。

关键词: 水泵水轮机; 椭圆蜗壳; 水力损失; 数值模拟

中图分类号: [TV734. 1]; TK734

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2023)03-0172-04

1 引言

蜗壳作为抽水蓄能机组的重要组成部分, 合适的蜗壳对提高水泵水轮机效率, 改善水泵水轮机的水力性能具有重要意义。不同的蜗壳设计对泵内部流态和机组效率有较大影响^[1], 早期蜗壳的设计方法主要分为等周向速度法和等速度矩法两种, 并在此基础上通过变速度矩的方法优化蜗壳后半段^[2]。考虑到隔舌附近的流态较其他位置更为紊乱, 因此改变蜗壳尾部隔舌形状也是一种有效方法^[3]。近年来结合神经网络的优化设计成为研究焦点^[4], 结合 CFD 可模拟蜗壳的内流特性, 调整蜗壳的截面尺寸^[5], 还可以通过对比模拟结果的差异性得到减小蜗壳出口径向力的设计^[6]。蜗壳从圆截面过渡到椭圆截面会造成蜗壳水力损失增加, 改变蜗壳椭圆截面的长短轴之比及倾斜角度会影响蜗壳的内流特性^[7], 而全椭圆蜗壳相比于全圆形蜗壳的优势为在保证水力效率的基础上机组整体尺寸较小^[8]。鉴此, 本文设计了一种适用于水泵水轮机的全椭圆、低水力损失蜗壳, 在保证蜗壳径向出口圆周速度、蜗壳圆周速度矩及椭圆截面长短半轴之比为定值的基础上, 推导出截面尺寸随包角的变化关系, 并通过 CFD 数值模拟的结果验证了设计的可行性。

2 水泵水轮机蜗壳设计

水轮机工况下, 蜗壳作为引水部件, 将有压水

流引入导叶和转轮, 此时蜗壳是产生水流环量的关键部分, 保证水流能以较小的冲角进入固定导叶, 减小导水机构的水力损失。在水泵工况下, 蜗壳汇聚来流水体, 将部分动能转化为静压水头。针对蜗壳设计, 要保证在水轮机工况下改善入口的水流流态, 尽可能减小内部水流能量损失, 并保证出流均匀, 而在水泵工况下将来自导叶的不稳定水流形成稳定环量, 并减少蜗壳内的漩涡。本文提出的蜗壳椭圆截面长宽比保持不变, 且引水管设置为从进口的圆形向 0°截面的渐变段。这种蜗壳相比于圆形截面蜗壳径向尺寸更小、蜗壳断面沿径向的流态更加均匀。尤其是在 270°包角后断面流速加大, 椭圆截面的适应性比圆形更好。虽然椭圆截面的湿周变大会导致水力半径变小, 水力损失会略微变大, 但对于本文模型, 蜗壳的水力损失占比较小, 通过较小的水力损失换取更小的机组径向尺寸显然更加经济。

2.1 确定蜗壳基本参数

根据水泵工况下某电站变转速水泵水轮机的设计参数, 设计流量 $Q = 30.882 \text{ m}^3/\text{s}$, 设计扬程 $H = 318 \text{ m}$, 确定水泵工况下转轮进、出口直径 D_1 、 D_2 分别为 1 471. 1、2 609. 7 mm, 出口高度 $B_2 = 218. 2 \text{ mm}$ 。

由于本文模型蜗壳径向出口与导叶进口重合, 所以水轮机工况下固定导叶入口的参数直接决定蜗壳尺寸。实际中通过增加固定导叶进口流道的高度, 降低固定导叶进口水流速度, 能有效减

收稿日期: 2022-06-23, 修回日期: 2022-09-23

作者简介: 左鹏程(1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为流体机械及工程, E-mail: 201306020015@hhu. edu. cn

通讯作者: 屈波(1966-), 男, 副教授、硕导, 研究方向为流体机械状态监测及故障诊断, E-mail: hhqubo@hotmail. com

小蜗壳及机组整体尺寸。预估蜗壳内断面平均速度不大于水轮机出口绝对速度,保证固定导叶按等比例设计,由此得到固定导叶进口处直径 $D = 4\ 000\ \text{mm}$,进口高度 $B_1 = 300\ \text{mm}$,导叶进口圆周分速度 $v_1 = 23.775\ \text{m/s}$ 。

2.2 确定蜗壳截面尺寸

取蜗壳椭圆断面中心为坐标原点,椭圆断面的长轴平行于机组中心轴,短轴为水平轴的三维坐标系,假定蜗壳内的水流是一维、不可压缩流体,忽略叶片厚度,对于椭圆蜗壳内部某水流质点,设在半径 r 处,圆周速度为 v_u ,假定速度矩常数为 k 。则:

$$v_u r = k \quad (1)$$

蜗壳断面内水流满足势流原理,即蜗壳断面内圆周速度矩为常数。在同一截面上,水泵工况蜗壳出口处的圆周速度矩等于该截面标称点处的圆周速度矩,即:

$$(D + 2l)v_2 = Dv_1 \quad (2)$$

式中, v_1 为水泵工况蜗壳出口的圆周速度; l 为蜗壳断面的标称速度距离蜗壳内侧面的距离, $l \in (0, 2a)$, a 为椭圆短半轴长度; v_2 为蜗壳断面的水流标称速度,或称为权值平均速度。

任一截面的流量 Q 等于该截面水流标称速度与截面面积 S 的乘积,由椭圆的面积公式可得:

$$Q = \int_{-a}^a v_2 dS = \int_{-a}^a v_2 \frac{2b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} dx \quad (3)$$

将式(2)代入式(3),可得任一截面流量与其长短半轴之间的关系为:

$$Q = \int_{-a}^a \frac{Dv_1}{D + a + x} \frac{2b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} dx \quad (4)$$

化简式(4),去掉积分号,可得:

$$Q = 2b\pi Dv_1 \left(1 + \frac{D}{a} - \frac{\sqrt{D(D + 2a)}}{a} \right) \quad (5)$$

设所有截面的椭圆长短半轴之比 $b : a = 1 : 0.8$,代入式(5),最终化简得到蜗壳任一截面的短半轴长度 a 与流量之间的关系为:

$$a = \frac{1}{2} \frac{aQ}{b\pi Dv_1} + \sqrt{\frac{aQ}{b\pi v_1}} \quad (6)$$

若以 φ_i 表示从任一断面到靠近引水管的蜗壳进口断面之间的角度, Q_i 表示流过任一断面的流量, Q_r 表示流入水轮机的总流量,则通过蜗壳任一断面的流量为:

$$Q_i = \varphi_i Q_r / 360^\circ \quad (7)$$

通过式(6)可得蜗壳各截面的流量与尺寸等数据如表 1 所示,每 15° 截面记录一次数据,范围从 $0^\circ \sim 345^\circ$,通过式(2)、(3)确定 v_2 与 l ,可以看

表 1 蜗壳流道截面数据表

Tab. 1 Data table of flow sections of volute

角度/ $^\circ$	流量 $Q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	a/m	v_2	l
0	30.882	0.772	13.195	1.042
15	29.595	0.755	13.221	1.034
30	28.309	0.737	13.272	1.019
45	27.002	0.719	13.311	1.007
60	25.735	0.700	13.374	0.988
75	24.448	0.681	13.424	0.973
90	23.162	0.662	13.458	0.963
105	21.875	0.642	13.515	0.946
120	20.588	0.622	13.551	0.936
135	19.301	0.601	13.607	0.920
150	18.015	0.579	13.684	0.898
165	16.728	0.557	13.730	0.884
180	15.441	0.534	13.789	0.868
195	14.154	0.510	13.858	0.849
210	12.868	0.485	13.930	0.829
225	11.581	0.459	13.998	0.811
240	10.294	0.432	14.046	0.797
255	9.007	0.403	14.123	0.777
270	7.721	0.372	14.207	0.755
285	6.434	0.338	14.341	0.719
300	5.147	0.301	14.467	0.687
315	3.860	0.260	14.541	0.668
330	2.574	0.210	14.860	0.589
345	1.287	0.148	14.959	0.566

到由于 l 值随着截面面积的缩小而逐渐降低,导致 v_2 的值逐渐增加,符合蜗壳内水流特性。由表 1 可得截面角度与截面面积之间的关系接近一次函数。

蜗壳内部减少的静压一部分转化为速度水头,另一部分为消耗的水力损失,水力损失包括蜗壳进口直管段、蜗壳蜗形段的沿程水力损失与水流转弯损失及水流流向导叶时所产生的局部收缩损失。由于水力损失消耗的水头等于蜗壳进出口的全压差,蜗壳的水力损失就等于蜗壳进出口的全压差占水泵水轮机进出口全压差的比值。蜗壳进口断面直径与流速的确定来源于转轮出口流速,保证强度与机组尺寸,确保引水管张角与长度符合要求,本模型引水管进口直径为 $1\ 900\ \text{mm}$,引水管长度为 $4\ 900\ \text{mm}$ 。

3 CFD 数值模拟与分析

3.1 三维建模与网格划分

通过建模软件 SOLIDWORKS 对混流式水泵水轮机全流道的内部水体进行建模,使用 ICEM 软件绘制全四面体网格,流道共分为蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮、尾水管 5 部分,尾水管部分仅包括直锥段。确保蜗壳所有截面的短半轴

在同一平面上,且蜗壳径向出口直径减少 3 mm,使蜗壳出口朝固定导叶径向深入一定距离。总体模型见图 1(a),蜗壳部分网格见图 1(b)。建立 4 套疏密度不同的网格来验证网格无关性,见表 2,在保证精度与硬件水平的情况下,选择方案 3。

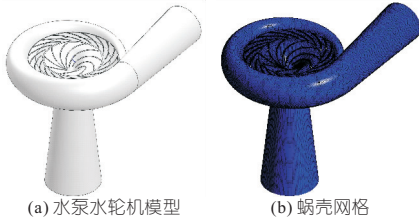


图 1 模型及网格

Fig. 1 Model and mesh

表 2 网格无关性验证

Tab. 2 Grid independence verification

方案	蜗壳网格数/ 10^4 个	总体网格数/ 10^4 个	水轮机工况总体效率/%	水泵工况总体效率/%
1	69.56	442.01	93.95	93.02
2	81.28	565.33	94.08	93.16
3	92.26	630.98	94.19	93.23
4	110.82	787.67	94.17	93.19

3.2 Fluent 计算方法与边界条件

选择 RNG κ - ϵ 模型进行数值模拟,模型进出口边界设置为静压入口、全压出口,而壁面边界设置为标准壁面函数。

水轮机工况下,转轮水体顺时针旋转,转速 561 r/min;水泵工况逆时针旋转,转速 600 r/min。考虑到尾水管只有直锥段,将尾水管出口全压水头设置为 2.15 m,故将引水管静压入口设置为 3 041 100 Pa,尾水管出口设置为 21 091.5 Pa。

3.3 数值模拟结果

通过数值模拟得到两工况下蜗壳进出口全压差,计算蜗壳的水力损失,结果见表 3。适用于水泵水轮机的蜗壳要保证在水泵工况下蜗壳部分水力损失尽可能小,表 3 中两工况蜗壳的水力损失占总水头的比例均不超过 1%,符合蜗壳设计要求。

表 3 蜗壳水力损失

Tab. 3 Volute hydraulic loss

工况	蜗壳水头	机组总	水力损	蜗壳
	损失/m	水头/m	失率/%	
水轮机工况	1.33	303.79	0.44	99.56
水泵工况	2.95	317.67	0.93	99.07

图 2 为 $z=0$ 的蜗壳轴截面的压力云图与速度云图。在水轮机工况,蜗壳从外壁到内壁的压力值均匀递减,遵循伯努利方程,内壁的压力分布有明显周期性现象,周期数与固定导叶的数目一致,这与蜗壳内壁直接与固定导叶连接有关。在水泵工况下,由于固定导叶区域流态不均,内部存在漩涡,导致蜗壳内壁出现了几个低压区,压力分

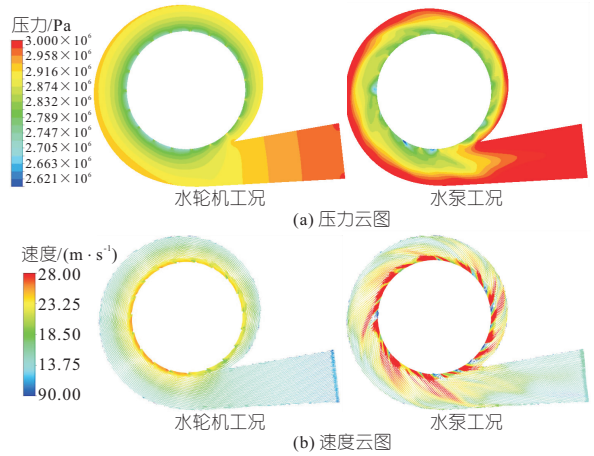


图 2 平面压力、速度云图

Fig. 2 Planar pressure and planar velocity cloud map

界线有所波动,在速度分布图中还可以看到低压区存在漩涡。水泵工况下包角较小的位置处管壁外侧部分流速偏小,这与水轮机工况压力偏高的外侧部分一致,可能是受引水管与蜗壳的连接方式影响。

为观察蜗壳总体流态,在蜗壳包角为 0° 、 90° 、 180° 、 270° 的位置作蜗壳的纵向断面图,确定 4 个断面及蜗壳壁面部分的压力分布,见图 3。水轮

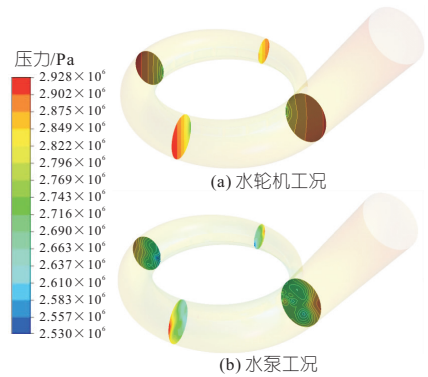


图 3 蜗壳断面压力云图

Fig. 3 Pressure cloud diagram of the volute section

机工况外壁与断面部分压力均从外向内均匀减小,分界线在内侧的弧度比外侧大。在水泵工况下壁面部分压力分布在高包角处相对均匀,包角越小,断面部分的压力波动就越大。受水流汇集的影响,在 0° 截面内侧部分存在很多小漩涡。

图 4 为蜗壳总体的流线图,忽略边壁流线的影响,水轮机工况下蜗壳内部流态均匀,水泵工况下内侧速度不均匀,汇聚到引水管处产生漩涡,但总体上水流速度在外侧时比较均匀。即使受到固定导叶影响,水流也能保持相对顺畅,证明蜗壳对水泵工况的适应性较好。

蜗壳截面尺寸是在水轮机工况下蜗壳出口的圆周方向速度分量为定值,且蜗壳内任一断面上的圆周速度矩为常数的情况下确定的。为验证结

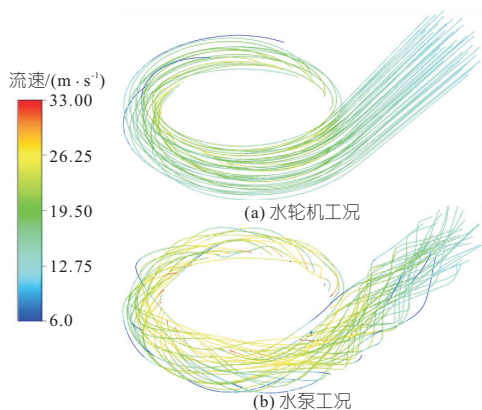


图 4 蜗壳流线图

Fig. 4 Volute streamline diagram

果的可靠性,考虑到导叶叶片头部对蜗壳出口速度的影响,在蜗壳出水环面 $z=0$ 的圆上选取 19 个间隔相同的点,与固定导叶数目一致,并保证所有点在两个相邻导叶之间,绘制这些点的圆周方向速度分量随包角的变化规律见图 5。同时为验证圆周速度矩为常数的理论,分别在包角 0° 、 90° 、 180° 、 270° 处,半径相同的位置读取圆周速度,并计算圆周速度矩,绘制随机点圆周速度矩分布规律图,见图 5(b)。

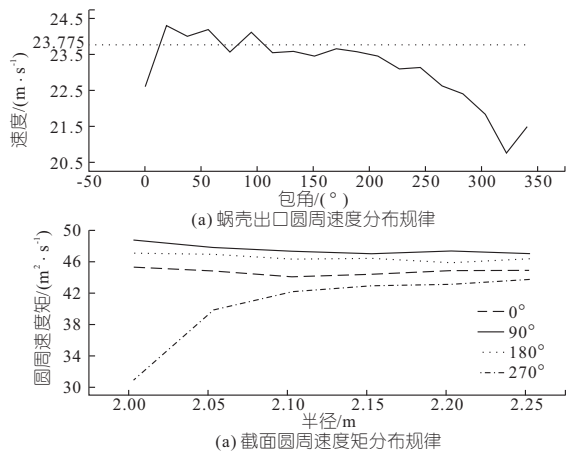


图 5 圆周速度及圆周速度矩分布规律

Fig. 5 The distribution law of circumferential velocity and circumferential velocity moment

在图 5(a)中,包角在 $25^\circ \sim 220^\circ$ 时圆周方向速度分量在设计值 23.775 m/s 左右波动,符合预期,包角偏小时受引水管高速水流的影响,圆周速度偏大。蜗壳径向出口深入固定导叶的距离很难保证完全合适,导致出口圆周速度略有差别,在包角大于 220° 时作用更加明显,但均在误差允许范围内。图 5(b)中包角在 0° 、 90° 、 180° 时圆周速度矩均保持在 $44 \sim 49 \text{ m}^2/\text{s}$ 之间,且每个截面上的圆周速度矩的波动均在 $2 \text{ m}^2/\text{s}$ 内,随半径的增加略微减小,符合理论设计。 270° 包角时截面在半径较小的位置速度矩偏低,这是由于此处流态不

均造成靠近导叶的水流速度偏小。之后速度矩又回归稳定,总体满足截面速度矩不变的设计要求。

4 结论

a. 本文设计了一种适用于混流式水泵水轮机的全椭圆流道蜗壳,所有截面的长短轴之比为定值,给出了在蜗壳出口位置及圆周速度确定时,截面包角与尺寸之间的关系式。

b. 模拟得到两工况下蜗壳部分水力损失占总水头比值均不超过 1% ,且在误差允许范围内,蜗壳内流态较为平稳,蜗壳出口的圆周速度及同一截面的圆周速度矩为定值,满足设计要求。

参考文献:

- [1] CHERNOBROVA A, SOTNYK M, MOLOSHNYI O, et al. Influence of different volute casings theoretical methods design on pump working processes [J]. Journal of physics: conference series, 2021, 1741(1):012014.
- [2] 敏政, 田亚平, 张学光, 等. 基于流场数值模拟的蜗壳优化改造[J]. 水电能源科学, 2017, 35(8):169-171, 174.
- [3] CHEN ZHENMU, VAN THANH TIEN NGUYEN, NGOC THOAI TRAN. Optimum design of the volute tongue shape of a low specific speed centrifugal pump[J]. Journal of electrical & electronic systems, 2017, 6(2): 1-5.
- [4] 张德胜, 杨港, 赵旭涛, 等. 基于 BP 神经网络的立式离心泵导叶与蜗壳优化设计[J]. 农业机械学报, 2022, 53(4):130-139.
- [5] TAO YI, YUAN SHOUQI, LIU JIANRUI, et al. Influence of cross-sectional flow area of annular volute casing on transient characteristics of ceramic centrifugal pump[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2019, 32(1):161-173.
- [6] HAMED ALEMI ARANI, MOHAMMAD FATHI, MEHRDAD RAISEE, et al. A novel volute design for reducing radial force in pump and PAT[J]. IOP conference series: earth and environmental science, 2019, 240(4):042004 (11).
- [7] LEE SAMUEL P, BARRANS SIMON M, NICKSON AMBROSE K. The impact of volute aspect ratio and tilt on the performance of a mixed flow turbine [J]. Proceedings of the Institution of mechanical engineers, part a: journal of power and energy, 2021, 235(6):1435-1450.
- [8] 章志平, 屈波, 栗文玲, 等. 冷却塔水轮机椭圆蜗壳的设计与数值模拟[J]. 水电能源科学, 2016, 34(11):175-177, 216.

