



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113236607 B

(45) 授权公告日 2022.06.28

(21) 申请号 202110658301.3

F04D 29/44 (2006.01)

(22) 申请日 2021.06.11

F04D 29/46 (2006.01)

G06F 30/17 (2020.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 113236607 A

(56) 对比文件

CN 208364486 U, 2019.01.11

CN 110701110 A, 2020.01.17

US 2020263559 A1, 2020.08.20

JP 2012072735 A, 2012.04.12

US 2006177305 A1, 2006.08.10

(43) 申请公布日 2021.08.10

(73) 专利权人 浙江理工大学

地址 310000 浙江省杭州市江干区经济技术开发区白杨街道2号大街928号

(72) 发明人 李晓俊 宁望辉 马建峰 林言丕 朱祖超

审查员 崔津

(74) 专利代理机构 苏州隆恒知识产权代理事务所(普通合伙) 32366

专利代理师 计静静

(51) Int. Cl.

F04D 29/42 (2006.01)

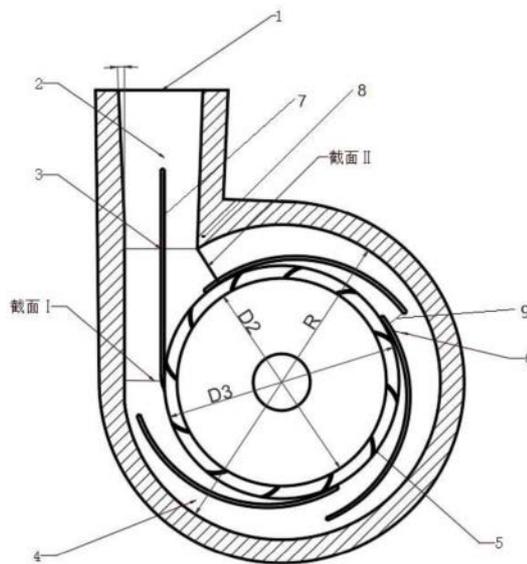
权利要求书2页 说明书7页 附图4页

(54) 发明名称

一种大型工程泵蜗壳的设计方法及其蜗壳

(57) 摘要

本发明公开了一种大型工程泵蜗壳的设计方法及其蜗壳,其包括蜗壳出口、扩散段(2)、喉部(3)、活动导叶(5)、固定导叶(6)、出口导叶(7)、隔舌(8),活动导叶的外周设置有多个固定导叶,出口导叶大体上与压水室进口基圆 D_3 相切,出口导叶的进口端具有截面I,隔舌处具有截面II,在流动方向上从截面II到截面I,蜗壳为环形蜗壳,蜗壳的流道横截面流通面积基本相同。采用带固定导叶及活动导叶的环形蜗壳结构,根据给定工况,基于蜗壳速度系数法确定蜗壳的几何参数,包括压水室进口基圆直径 D_3 ,泵压水室进口宽度 B_3 ,蜗室的外轮廓线半径 R ,活动导叶数 Z_1 ,固定导叶数 Z_2 ,扩散角 θ 。其能够降低泵运行过程中的压力脉动及径向力,加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。



1. 一种大型工程泵的蜗壳,其包括蜗壳出口(1)、扩散段(2)、喉部(3)、固定式多流道(4)、活动导叶(5)、固定导叶(6)、出口导叶(7)、隔舌/舌部(8)、流道间隙(9),压水室的出口端设有扩散段,扩散段的出口端具有蜗壳出口,压水室与扩散段之间的连接部为喉部,叶轮外周设有扩压器,扩压器包括多个沿周向分布的活动导叶,扩散段与蜗壳壁之间构成隔舌,其特征在于:活动导叶(5)的外周设置有多个固定导叶(6),固定导叶将蜗壳流道分隔为固定式多流道,出口导叶的中线/轴线与扩散段的中线/轴线共线/平行,出口导叶大体上与压水室进口基圆 D_3 相切,固定导叶的出口端与与其相邻的径向内侧的固定导叶的进口端或压水室进口基圆 D_3 之间具有流道间隙(9),出口导叶的进口端具有截面I,隔舌处具有截面II,在流动方向上从截面II到截面I,蜗壳为环形蜗壳,蜗壳的流道横截面流通面积基本相同。

2. 如权利要求1所述的一种大型工程泵的蜗壳,其特征在于,所述蜗壳采用大体上偏心的椭圆形截面环形蜗壳,在椭圆形长轴方向上,椭圆形偏心的长的部分的尺寸为短的部分的尺寸的2-4倍。

3. 如权利要求2所述的一种大型工程泵的蜗壳,其特征在于,所述固定导叶(6)为弧形导叶,固定导叶具有不同的圆心角,且在流动方向上从截面II到截面I,圆心角逐渐增大;且在流动方向上从截面II到截面I,下游的圆心角为上游的圆心角的1.05-1.25倍。

4. 如权利要求3所述的一种大型工程泵的蜗壳,其特征在于,在流动方向上从截面II到截面I,流道间隙(9)逐渐增大;且在流动方向上从截面II到截面I,下游的流道间隙为上游的流道间隙的1.05-1.2倍。

5. 如权利要求4所述的一种大型工程泵的蜗壳,其特征在于,所述固定导叶(6)具有下游端/尾缘端(61),下游端呈渐缩的锥形或弧形,下游端具有第一凹槽(62)、第二凹槽(63),多个第一凹槽设置于下游端的径向内侧面,多个第二凹槽设置于下游端的径向外侧面;第一凹槽、第二凹槽为半圆形结构。

6. 如权利要求5所述的一种大型工程泵的蜗壳,其特征在于,所述第一凹槽(62)的数量大于第二凹槽(63)的数量,且第一凹槽的数量是第二凹槽数量的1.5-3.0倍。

7. 如权利要求5所述的一种大型工程泵的蜗壳,其特征在于,扩散段为泵体出口,扩散段为自喉部至蜗壳出口,水流通道面积逐渐增大,扩散段断面包括由矩形和/或圆弧组成的形状;喉部位置的压水室的断面形状与扩散段的端面形状相同且重合,该结构以保证压水室与扩散段平滑过渡。

8. 如权利要求1所述的一种大型工程泵的蜗壳的设计方法,其特征在于,采用带固定导叶及活动导叶的环形蜗壳结构,根据给定工况,基于蜗壳速度系数法确定蜗壳的几何参数,包括压水室进口基圆直径 D_3 ,泵压水室进口宽度 B_3 ,蜗室的外轮廓线半径 R ,活动导叶数 Z_1 ,固定导叶数 Z_2 ,扩散角 θ ;

其包括如下设计步骤:

(1) 设计压水室进口基圆直径 D_3 :

$$D_3 = D_2 + 2b_2$$

式中:

b_2 -活动导叶半径,mm;

D_2 -泵叶轮外径,mm;

D_3 -泵压水室进口基圆直径,mm;

(2) 设计泵压水室进口宽度 B_3 :

$$B_3 = B_2 + 0.05D_3$$

式中:

B_2 -泵叶轮出口轴向宽度,mm;

D_3 -泵压水室进口基圆直径,mm;

B_3 -泵压水室进口宽度,mm;

(3) 设计蜗室的外轮廓线半径 R :

$$R = \frac{A_1 + \frac{D_2}{2} + \frac{D_2}{2}}{B_2} \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)$$

式中:

A_1 -蜗壳第I截面的面积值,mm;

R -蜗室的外轮廓线半径,mm;

(4) 设计活动导叶数 Z_1 :

$$Z_1 = 8 \sim 14$$

式中:

Z_1 -活动导叶数,个;

(5) 设计固定导叶数 Z_2 :

$$Z_2 = 3 \sim 5$$

式中:

Z_2 -固定导叶数,个;

(6) 设计扩散段扩散角:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_s - \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}}{2L}$$

式中:

A_1 -蜗壳第I截面的面积值,mm;

D_s -蜗壳出口直径,mm;

L -蜗壳扩散段长度,mm;

θ -扩散角,°;

采用 θ 取 $6^\circ \sim 12^\circ$ 。

一种大型工程泵蜗壳的设计方法及其蜗壳

技术领域

[0001] 本发明涉及水利工程泵蜗壳、离心泵蜗壳技术领域,具体涉及一种大型工程泵蜗壳的设计方法及其蜗壳。

背景技术

[0002] 近年来,我国水利水电工程得到了长足的发展,在满足我国电力能源供需要求的同时为我国可持续发展战略的落实打下坚实的基础。蜗壳是离心泵重要的过流部件,对泵的效率指标有很大影响。流体由叶轮进入蜗壳时,由于叶轮与蜗壳隔舌/舌部间隙较小,会发生强烈的相互作用,在常规螺旋型蜗壳隔舌区域造成高幅低频压力脉动;同时,由于螺旋型蜗壳的几何结构是不对称形式,当扬程和流量较高时,会产生较大的压力脉动和径向力,产生较大的振动或是噪音,影响大型水利工程泵的运行稳定性。针对这一问题,中国专利申请公开号CN201218236Y公开了一种高速水泵蜗壳,含有一个具有渐开线或阿基米德蜗线的扁蜗圆形蜗底和连续侧壁构成连续蜗道及泵设有泵进出水口的蜗壳,该蜗壳的中心为进水口,连续侧壁为挡水板,增强了扬程高度和水的流量,具有重量轻、耐腐蚀、制造容易和成本低的特点;中国专利申请公开号CN111894903A公开了一种系列化单级离心泵蜗壳及设计方法,当设计不同泵流量同叶轮外径时,靠泵盖侧的泵体轴向壁厚可以相同,泵盖可以设计成通用形状。压水室采用轴向不对称断面,以中心线为基准,其中靠泵盖侧的断面为矩形,另一侧为直角梯形,有效减小了转轴的扰度,提高了密封的可靠性,降低了泵的振动。但是这样虽然提高了生产效率,提高机械强度,一定程度上降低压力脉动,但是采用梯形或矩形截面泵压头和效率较低。因此,需要设计一种既能广泛应用又有较小的压力脉动及径向力能够稳定、高效地运行的大型水利工程泵蜗壳结构。

[0003] 传统蜗壳的结构,包括蜗壳体,蜗壳体内设有水流通通道,水流通通道一般由压水室和扩散段组成。压水室的起始端为隔舌,压水室和扩散段的连接处为喉部,扩散段的出口处为泵体出口;传统压水室以叶轮外圆外侧的设计基圆为基准,由隔舌部位开始沿叶轮旋转方向向泵扩散段入口的喉部逐渐增大的一组断面联接组成,压水室横截面采用偏心椭圆、梯形或半圆弧形的截面,以提高泵的泵压头和效率。

发明内容

[0004] 本发明的目的是克服现有技术中存在的不足,提供一种大型工程泵蜗壳的设计方法及其蜗壳,能够降低泵运行过程中的压力脉动及径向力,加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。

[0005] 为了实现上述目的,本发明采用的技术方案为:

[0006] 一种大型工程泵的蜗壳,其包括蜗壳出口(1)、扩散段(2)、喉部(3)、固定式多流道(4)、活动导叶(5)、固定导叶(6)、出口导叶(7)、隔舌/舌部(8)、流道间隙(9),压水室的出口端设有扩散段,扩散段的出口端具有蜗壳出口,压水室与扩散段之间的连接部为喉部,叶轮外周设有扩压器,扩压器包括多个沿周向分布的活动导叶,扩散段与蜗壳壁之间构成隔舌,

其特征在于:活动导叶(5)的外周设置有多个固定导叶(6),固定导叶将蜗壳流道分隔为固定式多流道,出口导叶的中线/轴线与扩散段的中线/轴线共线/平行,出口导叶大体上与压水室进口基圆D₃相切,固定导叶的出口端与与其相邻的径向内侧的固定导叶的进口端或压水室进口基圆D₃之间具有流道间隙(9),出口导叶的进口端具有截面I,隔舌处具有截面II,在流动方向上从截面II到截面I,蜗壳为环形蜗壳,蜗壳的流道横截面流通面积基本相同。

[0007] 进一步地,所述蜗壳采用大体上偏心的椭圆形截面环形蜗壳,在椭圆形长轴方向上,椭圆形偏心的长的部分的尺寸为短的部分的尺寸的2-4倍。

[0008] 进一步地,所述固定导叶(6)为弧形导叶,固定导叶具有不同的圆心角,且在流动方向上从截面II到截面I,圆心角逐渐增大;在流动方向上从截面II到截面I,下游的圆心角为上游的圆心角的1.05-1.25倍。

[0009] 进一步地,在流动方向上从截面II到截面I,流道间隙(9)逐渐增大;且在流动方向上从截面II到截面I,下游的流道间隙为上游的流道间隙的1.05-1.2倍。

[0010] 进一步地,所述固定导叶(6)具有下游端/尾缘端(61),下游端呈渐缩的锥形或弧形,下游端具有第一凹槽(62)、第二凹槽(63),多个第一凹槽设置于下游端的径向内侧面,多个第二凹槽设置于下游端的径向外侧面;第一凹槽、第二凹槽为半圆形结构。

[0011] 进一步地,所述第一凹槽(62)的数量大于第二凹槽(63)的数量,且第一凹槽的数量是第二凹槽数量的1.5-3.0倍。

[0012] 进一步地,扩散段为泵体出口,扩散段为自喉部至蜗壳出口,水流通道面积逐渐增大,扩散段断面包括由矩形和/或圆弧组成的形状;喉部位置的压水室的断面形状与扩散段的端面形状相同且重合,该结构以保证压水室与扩散段平滑过渡。

[0013] 一种大型工程泵的蜗壳的设计方法,其特征在于,采用带固定导叶及活动导叶的环形蜗壳结构,根据给定工况,基于蜗壳速度系数法确定蜗壳的几何参数,包括压水室进口基圆直径D₃,泵压水室进口宽度B₃,蜗室的外轮廓线半径R,活动导叶数Z₁,固定导叶数Z₂,扩散角θ;

[0014] 其包括如下设计步骤:

[0015] (1) 设计压水室进口基圆直径D₃:

$$[0016] \quad D_3 = D_2 + 2b_2$$

[0017] 式中:

[0018] b₂-活动导叶半径,mm;

[0019] D₂-泵叶轮外径,mm;

[0020] D₃-泵压水室进口基圆直径,mm;

[0021] (2) 设计泵压水室进口宽度B₃:

$$[0022] \quad B_3 = B_2 + 0.05D_3$$

[0023] 式中:

[0024] B₂-泵叶轮出口轴向宽度,mm;

[0025] D₃-泵压水室进口基圆直径,mm;

[0026] B₃-泵压水室进口宽度,mm;

[0027] (3) 设计蜗室的外轮廓线半径R:

$$[0028] \quad R = \frac{A_1 + \frac{D_2 + D_3}{2}}{B_2} \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)$$

[0029] 式中:

[0030] A_1 -蜗壳第I截面的面积值,mm;

[0031] R -蜗室的外轮廓线半径,mm;

[0032] (4) 设计活动导叶数 Z_1 :

[0033] $Z_1 = 8 \sim 14$

[0034] 式中:

[0035] Z_1 -活动导叶数,个;

[0036] (5) 设计固定导叶数 Z_2 :

[0037] $Z_2 = 3 \sim 5$

[0038] 式中:

[0039] Z_2 -固定导叶数,个;

[0040] (6) 设计扩散段扩散角:

$$[0041] \quad \tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_s - \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}}{2L}$$

[0042] 式中:

[0043] A_1 -蜗壳第I截面的面积值,mm;

[0044] D_s -蜗壳出口直径,mm;

[0045] L -蜗壳扩散段长度,mm;

[0046] θ -扩散角,°;

[0047] 采用 θ 取 $6^\circ \sim 12^\circ$ 。

[0048] 本发明具有有益技术效果是:

[0049] (1) 采用环形蜗壳的结构,与典型的螺旋蜗壳相比,环形蜗壳具有对称的过流流道,并且在隔舌和叶轮出口之间有较大的间隙,用环形蜗壳代替传统的蜗壳能降低泵压力脉动以及径向力,提高运行稳定性。叶轮外周与蜗壳隔舌之间的间隙增加了,其优点是减少了水流在蜗壳隔舌上的碰撞,隔舌与叶轮间隙的增加可以减少压力脉动和整体径向力。

[0050] (2) 通过进一步设计固定导叶具有不同的圆心角,且在流动方向上从截面II到截面 I,圆心角逐渐增大。在流动方向上从截面II到截面I,流道间隙逐渐增大。能够进一步降低泵运行过程中的压力脉动及径向力,减少固定导叶出口处的角部涡流,减少环形蜗壳的压力波动及压力损失,加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。本发明通过第一凹槽、第二凹槽的设计,能够进一步减少固定导叶出口处的角部涡流,减少环形蜗壳的压力波动及压力损失,从而加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。

[0051] (3) 在蜗壳内设有双排导叶(活动导叶、固定导叶)将叶轮甩出的高速液体汇集起来,均匀地引向下一级叶轮的入口或压出室,并能在导叶中使液体的部分动能转变成压能,从而提高泵的效率。采用双排导叶相较于无固定导叶或单排固定导叶,水力性能有很大的提升。并结合蜗壳的横截面采用偏心椭圆形截面,分析横截面形状对离心泵的水力性能的影响,发现环形蜗壳下椭圆形横截面形状可以提供比梯形、半圆形或矩形形状更高的泵压

头。

附图说明

- [0052] 图1为本发明泵环形蜗壳的结构示意图；
- [0053] 图2为环形蜗壳与螺旋蜗壳的局部对比图，(a) 环形蜗壳、(b) 螺旋蜗壳；
- [0054] 图3为螺旋蜗壳和环形蜗壳断面的对比图，(A为螺旋蜗壳，B为环形蜗壳)；
- [0055] 图4为环形蜗壳与螺旋蜗壳对泵性能的对比图；
- [0056] 图5为本发明固定导叶的另一实施例局部放大结构示意图。
- [0057] 图中：蜗壳出口1、扩散段2、喉部3、固定式多流道4、活动导叶5、固定导叶6、出口导叶7、隔舌/舌部8、流道间隙9、D2叶轮外径，D3压水室进口基圆直径、R蜗室的外轮廓线半径、下游端/尾缘端61、第一凹槽62、第二凹槽63。

具体实施方式

[0058] 为使本发明实施例的目的、技术方案和优点更加清楚，下面将结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例是本发明一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例，本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例，都属于本发明保护的范围。

[0059] 下面结合附图对本发明作进一步详细说明。

[0060] 如图1-2所示，一种大型工程泵蜗壳的设计方法及其蜗壳，其包括蜗壳出口1、扩散段2、喉部3、固定式多流道4、活动导叶5、固定导叶6、出口导叶7、隔舌/舌部8、流道间隙9，压水室的出口端设有扩散段2，扩散段2的出口端具有蜗壳出口1，压水室与扩散段2之间的连接部为喉部3，叶轮外周设有扩压器，扩压器包括多个沿周向分布的活动导叶5，扩散段2与蜗壳壁之间构成隔舌8，其特征在于：活动导叶5的外周设置有多个固定导叶6，固定导叶6将蜗壳流道分隔为固定式多流道4，出口导叶7的中线/轴线与扩散段2的中线/轴线共线/平行，出口导叶7大体上与压水室进口基圆D3相切，固定导叶6的出口端与其相邻的径向内侧的固定导叶6的进口端或压水室进口基圆D3之间具有流道间隙9，出口导叶7的进口端具有截面I，隔舌8处具有截面II，在流动方向上从截面II到截面I，蜗壳为环形蜗壳，蜗壳的流道横截面流通面积相同。

[0061] 进一步地，如图3所示，蜗壳采用大体上偏心的椭圆形截面环形蜗壳B，在椭圆形长轴方向上(X轴方向上)，椭圆形偏心的长的部分的尺寸为短的的部分的尺寸的2-4倍，优选地2.5倍。

[0062] 进一步地，固定导叶6为弧形导叶，固定导叶6具有相同或不同的圆心角。较佳地，固定导叶6具有不同的圆心角，且在流动方向上从截面II到截面I，圆心角逐渐增大。具体地，在流动方向上从截面II到截面I，下游的圆心角为上游的圆心角的1.05-1.25倍。

[0063] 进一步地，在流动方向上从截面II到截面I，流道间隙9逐渐增大。具体地，在流动方向上从截面II到截面I，下游的流道间隙9为上游的流道间隙9的1.05-1.2倍。

[0064] 如图1所示，蜗壳在流动方向上从横截面II到横截面I具有基本相同的横截面流通面积，然后，叶轮外圆和蜗壳隔舌8之间的间隙增加了，其优点是减少了固体颗粒在蜗壳舌上的碰撞，隔舌与叶轮间隙的增加可以减少压力脉动和整体径向力。

[0065] 扩散段2为泵体出口,扩散段为自喉部3至蜗壳出口1,水流通道面积逐渐增大,扩散段断面包括由矩形和/或圆弧组成的形状。喉部3位置的压水室的断面形状与扩散段2的端面形状相同且重合,该结构以保证压水室与扩散段平滑过渡。

[0066] 如图2所示,与传统螺旋蜗壳相比,环形蜗壳具有更大、更均匀的流通横截面积。蜗壳横截面积过小会导致泵扬程曲线出现驼峰,从而引起管道系统的喘振。在额定工况下,随着蜗壳过流的面积增大,水力性能略有下降;当泵的运行偏离额定工况时,蜗壳流动面积较大的情况下,水力性能得到改善;此外,随着蜗壳流动面积的增加,高效区将会变宽。

[0067] 蜗壳不采用传统梯形或半圆形蜗壳截面,而采用大体上偏心的椭圆形截面,这样有利于减少蜗壳中压力脉动。

[0068] 如图4中的(a)所示,通过使用环形蜗壳,可以在低流量范围内减小径向力;同样,当泵在最佳效率点以下运行时,这些蜗壳会产生更多的扬程和效率。这些蜗壳中因由较大的叶顶间隙,所以减小了叶轮叶片与蜗壳隔舌之间的相互作用,因此,叶轮周围的压力分布变得更加均匀。在设计时,由于恒定的截面积蜗壳,叶轮周围的压力分布不均匀,这会导致最小径向力点处于低流量,而不是设计流量。

[0069] 从图4中的(b)中径向力分布显示为四边形,与叶轮叶片角度一致;另外,随着流量的增加,四边形顺时针旋转,蜗壳流动面积的增加可以减小作用在轴上的径向力的大小,特别是在标称流量和大流量条件下,可以减小泵的振动,从而提高了泵的运行稳定性。

[0070] 如图4中的(c)所示,从波动强度系数在环心蜗壳中的折线分布可以看出,系数随着流量的增加整体上增加;另外,多段线都显示出四个峰,这与叶轮叶片的数量一致,四个峰的等效偏角为 90° ,最大压力脉动发生在蜗壳隔舌后方大约 30° 处,这意味着叶轮后缘和蜗壳隔舌之间的相互作用是蜗壳中压力脉动的主要原因。另外,蜗壳流动面积的增加将减轻蜗壳中的压力脉动,而与泵的工作状态无关。

[0071] 较佳地,通过进一步设计固定导叶6具有不同的圆心角,且在流动方向上从截面II到截面I,圆心角逐渐增大。在流动方向上从截面II到截面I,流道间隙9逐渐增大。能够进一步降低泵运行过程中的压力脉动及径向力,减少固定导叶出口处的角部涡流,减少环形蜗壳的压力波动及压力损失,加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。

[0072] 如图5所示,在一实施例中,固定导叶6具有下游端/尾缘端61,下游端/尾缘端61呈渐缩的锥形或弧形,下游端61具有第一凹槽62、第二凹槽63,多个第一凹槽62设置于下游端61的径向内侧面,多个第二凹槽63设置于下游端61的径向外侧面;第一凹槽62、第二凹槽63为半圆形结构。通过第一凹槽62、第二凹槽63的设计,能够进一步减少固定导叶出口处的角部涡流,减少环形蜗壳的压力波动及压力损失,从而加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。

[0073] 进一步地,第一凹槽62的数量大于第二凹槽63的数量,优选地,第一凹槽62的数量是第二凹槽63数量的1.5-3.0倍。

[0074] 一种大型工程泵蜗壳的设计方法,采用带固定导叶及活动导叶的环形蜗壳结构,根据给定工况,基于蜗壳速度系数法确定蜗壳的几何参数,包括压水室进口基圆直径 D_3 ,泵压水室进口宽度 B_3 ,蜗室的外轮廓线半径 R ,活动导叶数 Z_1 ,固定导叶数 Z_2 ,扩散角 θ ;

[0075] 其包括如下设计步骤:

[0076] (1) 设计压水室进口基圆直径 D_3 :

[0077] $D_3 = D_2 + 2b_2$

[0078] 式中:

[0079] b_2 -活动导叶半径,mm;

[0080] D_2 -泵叶轮外径,mm;

[0081] D_3 -泵压水室进口基圆直径,mm;

[0082] (2) 设计泵压水室进口宽度 B_3 :

[0083] $B_3 = B_2 + 0.05D_3$

[0084] 式中:

[0085] B_2 -泵叶轮出口轴向宽度,mm;

[0086] D_3 -泵压水室进口基圆直径,mm;

[0087] B_3 -泵压水室进口宽度,mm;

[0088] (3) 设计蜗室的外轮廓线半径R:

[0089]
$$R = \frac{A_1 + \frac{D_2}{2} + \frac{D_3}{2}}{B_3} \left(1 - \frac{\pi}{4} \right)$$

[0090] 式中:

[0091] A_1 -蜗壳第I截面的面积值,mm²;

[0092] R-蜗室的外轮廓线半径,mm;

[0093] (4) 设计活动导叶数 Z_1 :

[0094] $Z_1 = 8 \sim 14$

[0095] 式中:

[0096] Z_1 -活动导叶数,个;

[0097] (5) 设计固定导叶数 Z_2 :

[0098] $Z_2 = 3 \sim 5$

[0099] 式中:

[0100] Z_2 -固定导叶数,个;

[0101] (6) 设计扩散段扩散角:

[0102]
$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_s - \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}}{2L}$$

[0103] 式中:

[0104] A_1 -蜗壳第I截面的面积值,mm²;

[0105] D_s -蜗壳出口直径,mm;

[0106] L-蜗壳扩散段长度,mm;

[0107] θ -扩散角,°;

[0108] 采用 θ 取6°~12°。

[0109] 为了减小泵的体积和排出管路直径,减小管路损失,从而降低泵的扬程,减小泵的功率,节约能源,降低运行成本,可取排出口径小于吸入口径。泵的出口直径初步确定之后应该按照标准管路直径系列进行圆整,扩散管/扩散段高度L在保证扩散角和加工及螺栓连接条件下,应尽量取小值,以减小泵的尺寸。

[0110] 本发明具有有益技术效果是：

[0111] (1) 采用环形蜗壳的结构,与典型的螺旋蜗壳相比,环形蜗壳具有对称的过流流道,并且在隔舌和叶轮出口之间有较大的间隙,用环形蜗壳代替传统的蜗壳能降低泵压力脉动以及径向力,提高运行稳定性。叶轮外周与蜗壳隔舌之间的间隙增加了,其优点是减少了水流在蜗壳隔舌上的碰撞,隔舌与叶轮间隙的增加可以减少压力脉动和整体径向力。

[0112] (2) 通过进一步设计固定导叶具有不同的圆心角,且在流动方向上从截面II到截面 I,圆心角逐渐增大。在流动方向上从截面II到截面I,流道间隙逐渐增大。能够进一步降低泵运行过程中的压力脉动及径向力,减少固定导叶出口处的角部涡流,减少环形蜗壳的压力波动及压力损失,加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。本发明通过第一凹槽、第二凹槽的设计,能够进一步减少固定导叶出口处的角部涡流,减少环形蜗壳的压力波动及压力损失,从而加强泵各个工况下的运行安全性和稳定性。

[0113] (3) 在蜗壳内设有双排导叶(活动导叶、固定导叶)将叶轮甩出的高速液体汇集起来,均匀地引向下一级叶轮的入口或压出室,并能在导叶中使液体的部分动能转变成压能,从而提高泵的效率。采用双排导叶相较于无固定导叶或单排固定导叶,水力性能有很大的提升。并结合蜗壳的横截面采用偏心椭圆形截面,分析横截面形状对离心泵的水力性能的影响,发现环形蜗壳下椭圆形横截面形状可以提供比梯形、半圆形或矩形形状更高的泵压头。

[0114] 上述实施方式是对本发明的说明,不是对本发明的限定,可以理解在不脱离本发明的原理和精神的情况下可以对这些实施例进行多种变化、修改、替换和变型,本发明的保护范围由所附权利要求及其等同物限定。

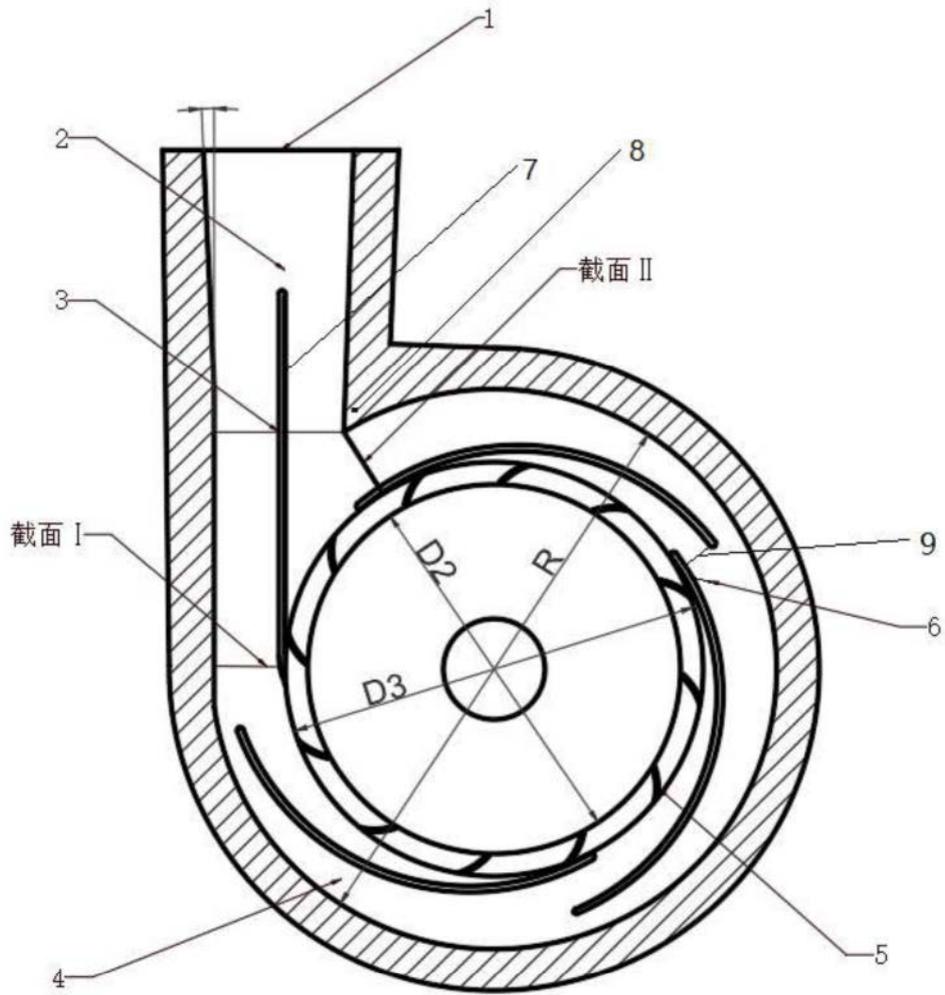


图1

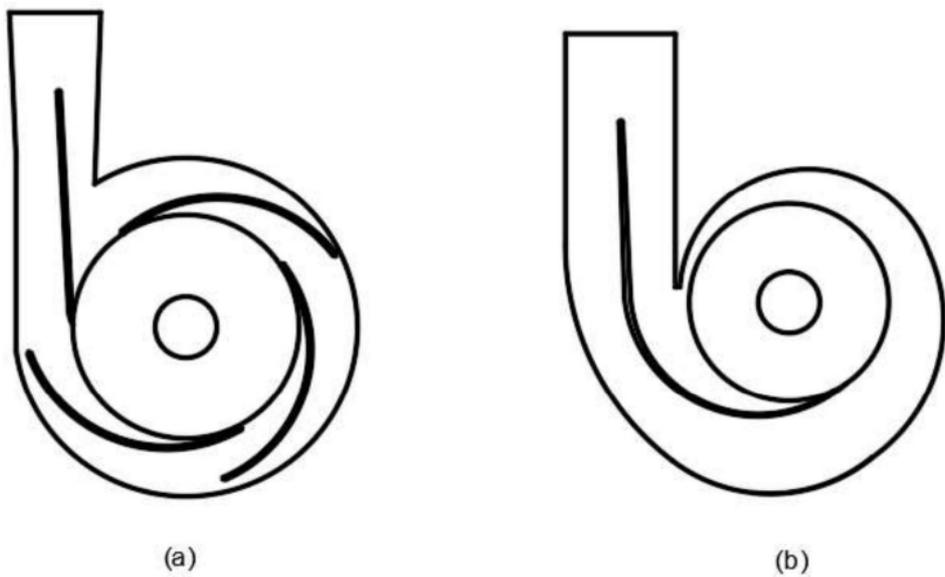


图2

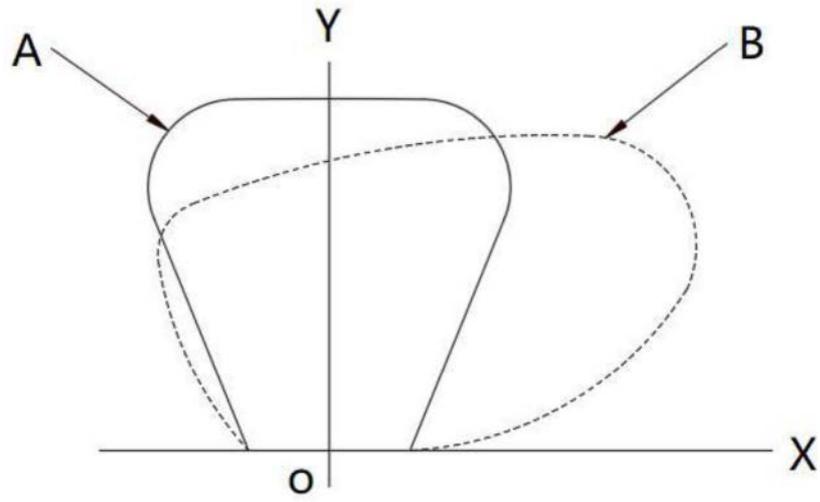
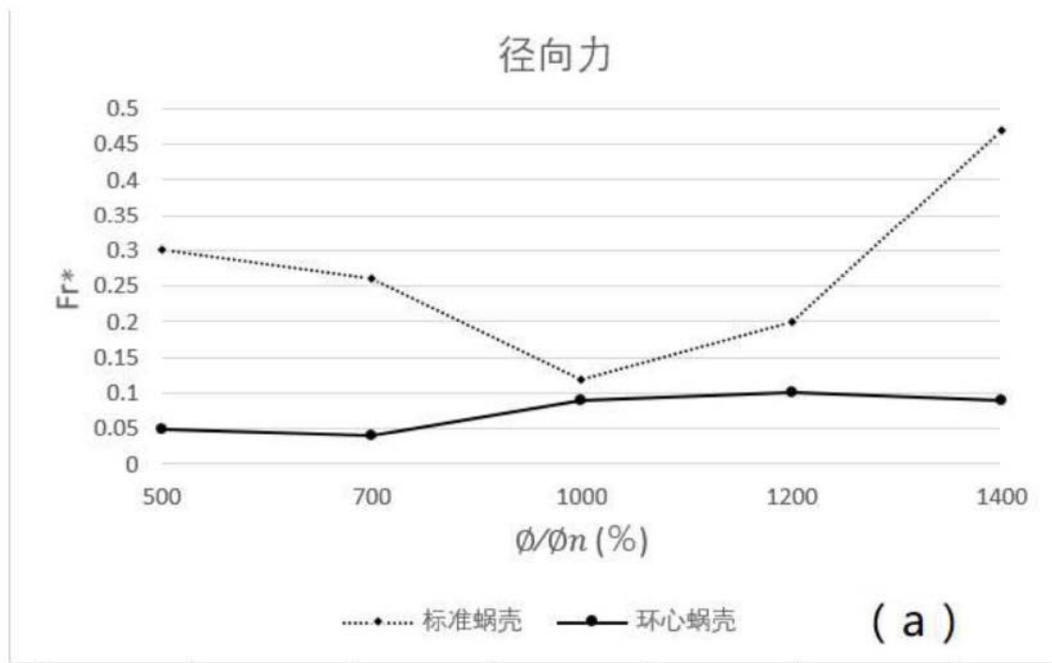


图3



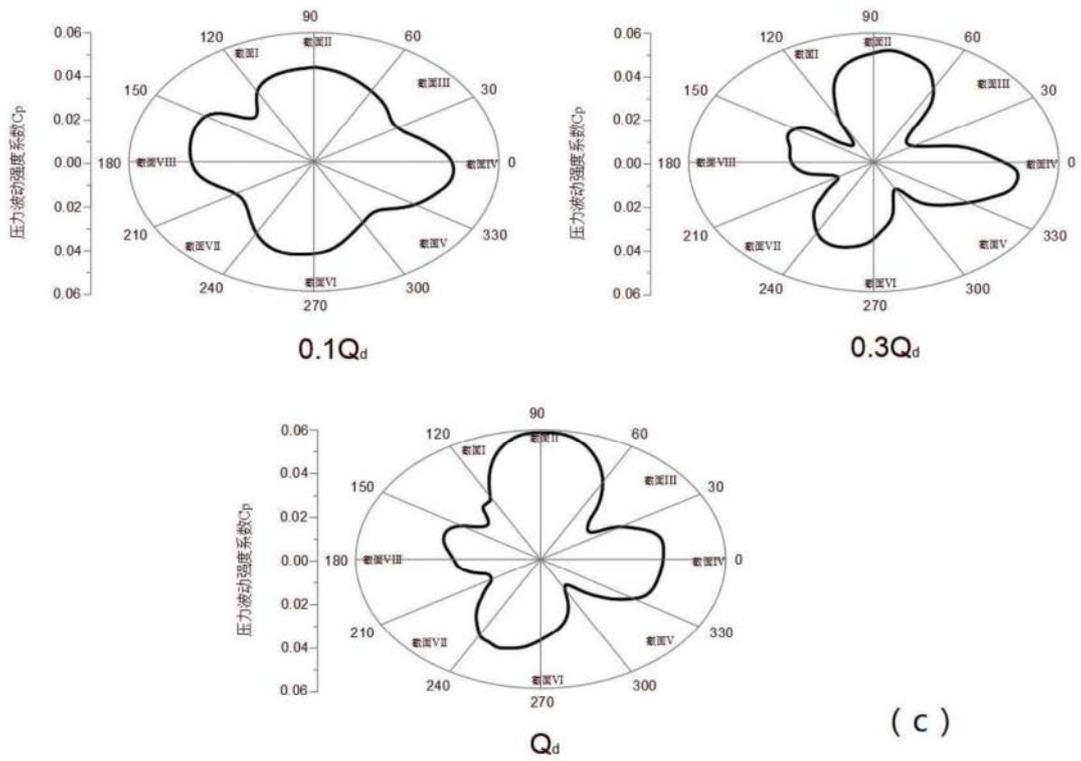
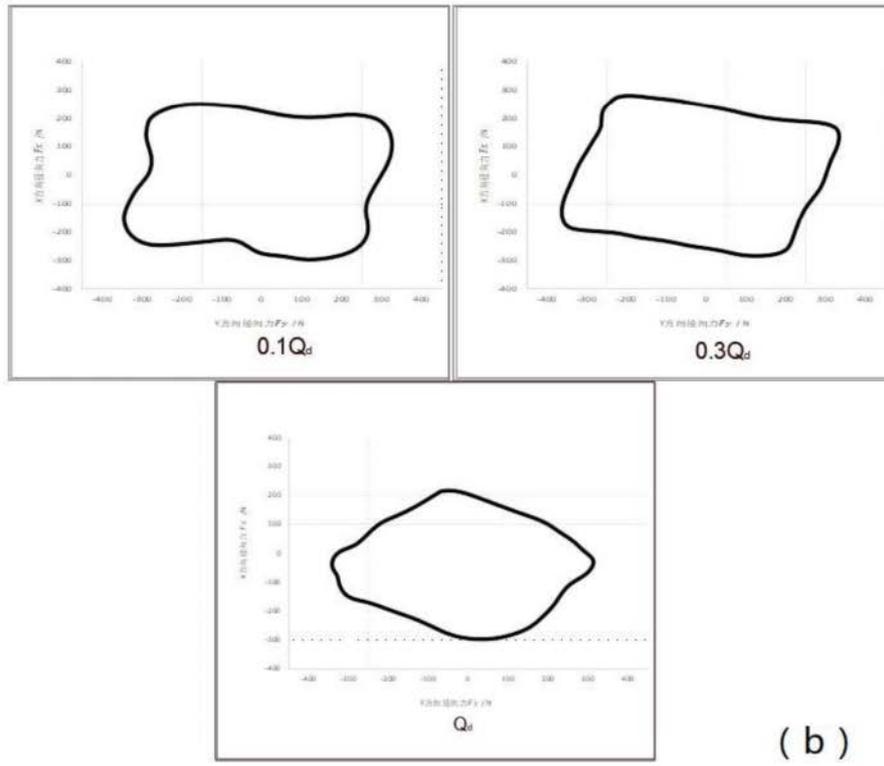


图4

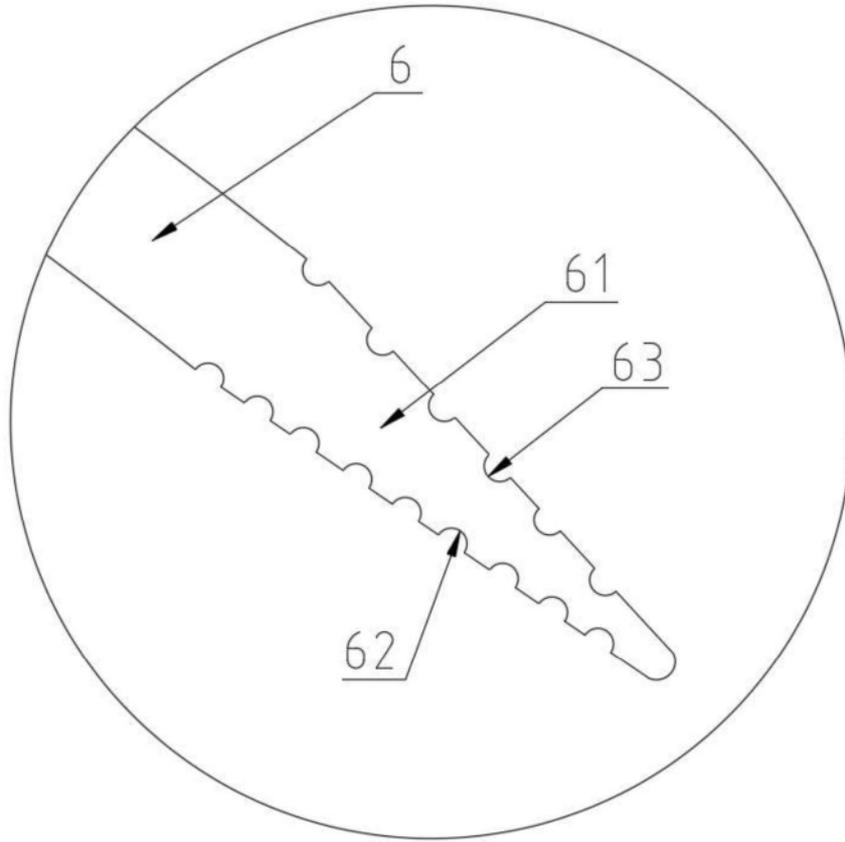


图5