



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106951592 B

(45)授权公告日 2020.08.28

(21)申请号 201710086005.4

CN 104895145 A,2015.09.09

(22)申请日 2017.02.17

US 2010269540 A1,2010.10.28

(65)同一申请的已公布的文献号

CN 105465045 A,2016.04.06

申请公布号 CN 106951592 A

田明.基于数值模拟的泵站进水流道优化设计.《给水排水》.2015,第41卷(第5期),

(43)申请公布日 2017.07.14

Qiang Fu.A systematic investigation

(73)专利权人 江苏大学

on flow characteristics of impeller

地址 212013 江苏省镇江市京口区学府路301号

passage in a nuclear centrifugal pump

under cavitation state.《Annals of Nuclear

(72)发明人 朱荣生 李扬 王学吉 付强

Energy》.2016,第97卷

司翔宇 张国玉

审查员 张盈盈

(51)Int.Cl.

G06F 30/17(2020.01)

(56)对比文件

CN 105275885 A,2016.01.27

CN 104132000 A,2014.11.05

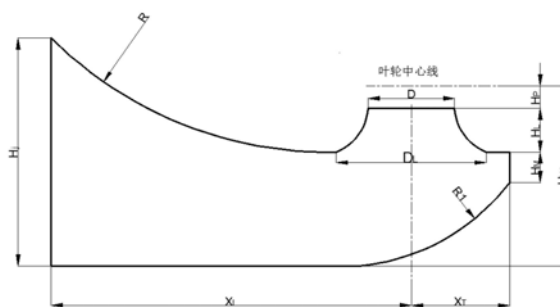
权利要求书3页 说明书6页 附图1页

(54)发明名称

一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法

(57)摘要

本发明属于涉及泵站的应用领域,涉及一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法。它给出了一种泵站用的簸箕型进水流道的主要几何参数的设计公式,包括:叶轮中心至进水流道底板的高度 $H_w$ 、进水流道进口至泵轴线的长度 $X_L$ 、进水流道进口段的宽度 $B_j$ 、进水流道进口高度 $H_j$ 、喇叭管进口直径 $D_L$ 、吸入式后壁距 $X_T$ 、中隔板厚度 $B_L$ 、中隔板厚度 $B_T$ 等。采用本发明设计的泵站用的簸箕型进水流道能提高泵站运行的可靠性,同时延长了泵的使用寿命和泵站的维修周期。由于本发明流道尺寸的设计方法不同于传统的采用相对值的方法,有具体的设计计算公式,故能有效提高泵站的安全性能,同时使泵工作更加稳定。不仅如此,其还具有良好的经济效应,更有利于计算机编程应用和计算机辅助设计。



1. 一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法,给出了簸箕型进水流道的主要几何参数:叶轮中心至进水流道底板的高度 $H_w$ 、进水流道进口段的宽度 $B_j$ 、进水流道进口至泵轴线的长度 $X_L$ 、喇叭管进口直径 $D_L$ 、中隔板厚度 $B_L$ 、中隔板厚度 $B_T$ 、比例系数 $K$ ,其特征关系如下:

$$H_w = 0.063 \times (KD)^2 - (KD)^4 \times 10^{-4} + 9.7 \times 10^{-6} \times (KD)^2 n + 4.8 \times 10^{-4} n - 2.84 \quad (1)$$

$$B_j = -0.4369 \times \sin(0.6725\pi DQ) - 4.093 \times e^{(-0.8705D)^2} + 4.819 \quad (2)$$

$$X_L = 33.6 \times \sqrt{\frac{Q}{K}} - 1.919 \times 10^{-16} \times n + 5.964 \times 10^{-16} \times \sqrt{\frac{Q}{K}} \times n + 6.776 \times 10^{-20} \times n^2 + 1.073 \times 10^{-13} \quad (3)$$

$$D_L = 10.02D - 25.13Q - 12.27DQ + 30.73Q^2 + 2.515 \quad (4)$$

$$B_L = \frac{0.3694}{D^2 - 4.111D + 5.353} \quad (5)$$

$$B_T = \frac{216.6}{D^2 + 1521D + 1312} \quad (6)$$

$$K = 7.5 \times 10^{-17} n + 100 \times \left( \frac{H^4 n_s}{3.65n} \right)^2 + 310 \quad (7)$$

式中:

$H_w$ —泵站用泵的叶轮中心高度,米;

$K$ —比例系数;

$D$ —泵站用泵的叶轮直径,米;

$B_j$ —进水流道进口段的宽度,米;

$X_L$ —进水流道进口至泵轴线的长度,米;

$D_L$ —喇叭管进口直径,米;

$B_L$ —中隔板厚度,米;

$B_T$ —中隔板厚度,米;

$Q$ —泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;

$n$ —泵站用泵的转速,转/分钟;

$H$ —泵站用泵的扬程,米;

$n_s$ —泵站用泵的比转速。

2. 根据权利要求1所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法,其特征在于,所述簸箕型进水流道的几何参数还包括进水流道进口高度 $H_j$ ,设计公式为:

$$H_j = 1.052 \times 10^{-14} + 0.6B_j - 5.031 \times 10^{-18} n + 5.494 \times 10^{-16} B_j^2 + 2.034 \times 10^{-18} n B_j \quad (8)$$

式中:

$H_j$ —进水流道进口高度,米;

$B_j$ —进水流道进口段的宽度,米;

$n$ —泵站用泵的转速,转/分钟。

3. 根据权利要求1所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法,其特征在于,所述簸箕型进水流道的几何参数还包括吸入室后壁距 $X_T$ ,设计公式为:

$$X_T = 2.234e^{-\left(\frac{X_L - 8.428}{5.781}\right)^2} \quad (9)$$

式中：

$X_T$ —吸入室后壁距，米；

$X_L$ —进水流道进口至泵轴线的长度，米。

4. 根据权利要求3所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法，其特征在于，所述簸箕型进水流道的几何参数还包括吸入室下边线曲率半径 $R_1$ ，设计公式为：

$$R_1 = 120.4 \sin(0.02742X_T - 6.842 \times 10^{-6}) \quad (10)$$

式中：

$R_1$ —吸入室下边线曲率半径，米；

$X_T$ —吸入室后壁距，米。

5. 根据权利要求1所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法，其特征在于，所述簸箕型进水流道的几何参数还包括进口段上边界曲率半径 $R$ ，设计公式为：

$$R = \frac{954.2B_j^2 - 2710B_j + 15.14}{B_j^2 + 920B_j - 2616} \quad (11)$$

式中：

$R$ —进口段上边界曲率半径，米；

$B_j$ —进水流道进口段的宽度，米。

6. 根据权利要求1所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法，其特征在于，所述簸箕型进水流道的几何参数还包括吸入室后壁曲率半径 $R_L$ ，设计公式为：

$$R_L = \frac{1208B_j^2 - 888.2B_j + 56.48}{B_j^2 + 2425B_j - 1854} \quad (12)$$

式中：

$R_L$ —吸入式后壁曲率半径，米；

$B_j$ —进水流道进口段的宽度，米。

7. 根据权利要求1所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法，其特征在于，所述簸箕型进水流道的几何参数还包括喇叭管高度 $H_L$ ，设计公式为：

$$H_L = 5.565 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 9.149 \times 10^{-16} D_L \quad (13)$$

式中：

$H_L$ —喇叭管高度，米；

$D_L$ —喇叭管进口直径，米；

$Q$ —泵站用泵的流量，米<sup>3</sup>/秒；

$K$ —比例系数。

8. 根据权利要求7所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法，其特征在于，所述簸箕型进水流道的几何参数还包括叶轮中心线至喇叭管出口距离 $H_P$ ，设计公式为：

$$H_P = 0.6906 \sin(0.522H_L - 0.01174) \quad (14)$$

$H_P$ —叶轮中心线至喇叭管出口距离，米；

$H_L$ —喇叭管高度，米。

9. 根据权利要求8所述的一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法，其特征在于，所述簸

箕型进水流道的几何参数还包括下边线与喇叭管之间的距离 $H_M$ ,设计公式为:

$$H_M = 0.1386 \times 10^{2.18H_P} - 0.1534 \times 10^{-4.466H_P} \quad (15)$$

式中:

$H_M$ —下边线与喇叭管之间的距离,米;

$H_P$ —叶轮中心线至喇叭管出口距离,米。

## 一种泵站用簸箕型进水流道的设计方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于涉及泵站的应用领域,特别涉及一种簸箕型进水流道的设计方法。

### 背景技术

[0002] 大型泵站为减少土建工程量,通常将水池和吸水管合二为一,采用专门设计的进水流道。进水流道有多种形式,各种不同的进水流道尽管形式不一,但都是泵站前池与水泵叶轮室之间的过渡段,其作用都是为了使水流在从前池进入水泵叶轮室的过程中更好地转向和加速,以尽量满足水泵叶轮对叶轮室进口所要求的水利设计条件。泵站进水流道与实验室标准管道所提供的进水流场不可避免地存在着差别,进水条件的变化必然引起泵装置中水泵工作状态的变化。进水流态不良不仅会降低水泵效率,而且也会降低水泵的汽蚀性能。因此,进水流道的水利设计,将直接影响到水泵的工作状态,进水流态愈差,对水泵实际性能的影响就愈大。可见,进水流道是水泵装置的一个重要组成部分。

[0003] 进水流道按进水方向可分为单向进水流道和双向进水流道,按单向进水流道的形状可分为肘型、钟型和簸箕型。簸箕型进水流道在荷兰等欧洲国家应用广泛,大、中、小型泵站都用,这种流道形状较为简单,施工方便。近几年来,箕型流道在我国已经开始得到应用。上海郊区首次将这种流道应用于小型泵站的节能技术改造,江苏的刘老涧泵站首次将这种流道应用于大型泵站,预计今后可能会得到更多应用。箕型进水流道在基本尺寸方面介于肘型流道和钟型流道之间,对流道宽度的要求没有钟型流道那样严格,不易产生涡带。

[0004] 专利号为201510329842.6号的中国发明专利中公开了一种簸箕型进水流道,其提供的是一种水利性能优异的簸箕型进水流道,属于水利工程泵站技术领域,其提供的簸箕型进水流道水力性能优异、应用方法简便,在保证进水流道施工质量的前提下,大大降低了对进水流道现场施工技术水平的要求。然而,其并没有给出具体的设计公式,因此,难以将其和计算机编程应用和计算机辅助设计结合起来。专利号为201520411029.9号的中国发明专利中公开了一种簸箕型进水流道,其实用新型提供的簸箕型进水流道适应性强,但其流道尺寸均用相对值表示,不够精确。

### 发明内容

[0005] 针对上述存在的不足,本发明人发明了一种泵站用的簸箕型进水流道的设计方法,不仅给出了主要设计参数系统准确的设计方案,而且对于计算机编程应用和计算机辅助设计有很大帮助。本发明主要是为了针对泵站设计的一种簸箕型进水流道,通过控制进水流道的进口段、弯曲段以及出口段等相关参数来达到提高泵站运行的可靠性和高效性,同时,使泵工作更加稳定,而且能够降低泵站事故发生的可能性。并使其更好的与计算机相结合运用,使参数化设计成为可能。

[0006] 通过改善簸箕型进水流道的几个比较重要的几何参数,以改善流动达到提高泵站的稳定性和安全性,实现上述目的所采用的技术方案是:

[0007] (1) 叶轮中心至进水流道底板的高度 $H_w$ 计算公式为:

[0008]  $H_w = 0.063 \times (KD)^2 - (KD)^4 \times 10^{-4} + 9.7 \times 10^{-6} \times (KD)^2 n + 4.8 \times 10^{-4} n - 2.84$  (1)

[0009] 式中:

[0010]  $H_w$ —泵站用泵的叶轮中心高度,米;

[0011]  $K$ —比例系数;

[0012]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米;

[0013]  $n$ —泵站用泵的转速,转/分钟。

[0014] (2) 进水流道进口段的宽度 $B_j$ 的计算公式如下:

[0015]  $B_j = -0.4369 \times \sin(0.6725\pi DQ) - 4.093 \times e^{(-0.8705D)^2} + 4.819$  (2)

[0016] 式中:

[0017]  $B_j$ —进水流道进口段的宽度,米;

[0018]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米;

[0019]  $Q$ —泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒。

[0020] (3) 进水流道进口至泵轴线的长度 $X_L$ 的计算公式如下:

[0021] 
$$X_L = 33.6 \times \sqrt{\frac{Q}{K}} - 1.919 \times 10^{-16} \times n + 5.964 \times 10^{-16} \times \sqrt{\frac{Q}{K}} \times n + 6.776 \times 10^{-20} \times n^2 + 1.073 \times 10^{-13}$$
 (3)

[0022] 式中:

[0023]  $X_L$ —进水流道进口至泵轴线的长度,米;

[0024]  $K$ —比例系数;

[0025]  $n$ —泵站用泵的转速,转/分钟;

[0026]  $Q$ —泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒。

[0027] (4) 喇叭管进口直径 $D_L$ 的计算公式如下:

[0028]  $D_L = 10.02D - 25.13Q - 12.27DQ + 30.73Q^2 + 2.515$  (4)

[0029] 式中:

[0030]  $D_L$ —喇叭管进口直径,米;

[0031]  $Q$ —泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;

[0032]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米。

[0033] (5) 中隔板厚度 $B_L$ 的计算公式如下:

[0034] 
$$B_L = \frac{0.3694}{D^2 - 4.111D + 5.353}$$
 (5)

[0035] 式中:

[0036]  $B_L$ —中隔板厚度,米;

[0037]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米。

[0038] (6) 中隔板厚度 $B_T$ 的计算公式如下:

[0039] 
$$B_T = \frac{216.6}{D^2 + 1521D + 1312}$$
 (6)

[0040] 式中:

[0041]  $B_T$ —中隔板厚度,米;

[0042]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米。

[0043] (7) 比例系数K的计算公式分别为:

$$[0044] \quad K = 7.5 \times 10^{-17} n + 100 \times \left( \frac{H^4 n_s}{3.65n} \right)^2 + 310 \quad (7)$$

[0045]  $n_s$ —泵站用泵的比转速;

[0046]  $H$ —泵站用泵的扬程,米;

[0047]  $n$ —泵站用泵的转速,转/分钟。

[0048] (8) 进水流道进口高度 $H_j$ 的计算公式如下:

$$[0049] \quad H_j = 1.052 \times 10^{-14} + 0.6B_j - 5.031 \times 10^{-18}n + 5.494 \times 10^{-16}B_j^2 + 2.034 \times 10^{-18}nB_j \quad (8)$$

[0050] 式中:

[0051]  $H_j$ —进水流道进口高度,米;

[0052]  $B_j$ —进水流道进口段的宽度,米;

[0053]  $n$ —泵站用泵的转速,转/分钟。

[0054] (9) 吸入室后壁距 $X_T$ 的计算公式如下:

$$[0055] \quad X_T = 2.234e^{-\left(\frac{X_L - 8.428}{5.781}\right)^2} \quad (9)$$

[0056] 式中:

[0057]  $X_T$ —吸入室后壁距,米;

[0058]  $X_L$ —进水流道进口至泵轴线的长度,米。

[0059] (10) 吸入室下边线曲率半径 $R_1$ 的计算公式如下:

$$[0060] \quad R_1 = 120.4 \sin(0.02742X_T - 6.842 \times 10^{-6}) \quad (10)$$

[0061] 式中:

[0062]  $R_1$ —吸入室下边线曲率半径,米;

[0063]  $X_T$ —吸入室后壁距,米。

[0064] (11) 进口段上边界曲率半径 $R$ 的计算公式如下:

$$[0065] \quad R = \frac{954.2B_j^2 - 2710B_j + 15.14}{B_j^2 + 920B_j - 2616} \quad (11)$$

[0066] 式中:

[0067]  $R$ —进口段上边界曲率半径,米;

[0068]  $B_j$ —进水流道进口段的宽度,米。

[0069] (12) 吸入室后壁曲率半径 $R_L$ 的计算公式如下:

$$[0070] \quad R_L = \frac{1208B_j^2 - 888.2B_j + 56.48}{B_j^2 + 2425B_j - 1854} \quad (12)$$

[0071] 式中:

[0072]  $R_L$ —吸入式后壁曲率半径,米;

[0073]  $B_j$ —进水流道进口段的宽度,米。

[0074] (13) 喇叭管高度 $H_L$ 的计算公式如下:

$$[0075] \quad H_L = 5.565 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 9.149 \times 10^{-16} D_L \quad (13)$$

[0076] 式中：

[0077]  $H_L$ —喇叭管高度，米；

[0078]  $D_L$ —喇叭管进口直径，米；

[0079]  $Q$ —泵站用泵的流量，米<sup>3</sup>/秒；

[0080]  $K$ —比例系数。

[0081] (14) 叶轮中心线至喇叭管出口距离 $H_P$ 的计算公式如下：

$$[0082] H_P = 0.6906 \sin(0.522H_L - 0.01174) \quad (14)$$

[0083] 式中：

[0084]  $H_P$ —叶轮中心线至喇叭管出口距离，米；

[0085]  $H_L$ —喇叭管高度，米。

[0086] (15) 下边线与喇叭管之间的距离 $H_M$ 的计算公式如下：

$$[0087] H_M = 0.1386 \times 10^{2.18H_P} - 0.1534 \times 10^{-4.466H_P} \quad (15)$$

[0088] 式中：

[0089]  $H_M$ —下边线与喇叭管之间的距离，米；

[0090]  $H_P$ —叶轮中心线至喇叭管出口距离，米。

[0091] 由以上步骤可以得到相对完善准确的泵站用的簸箕型进水流道的主要几何参数的设计方法。

## 附图说明

[0092] 图1是一种泵站用簸箕型进水流道的主视图。

[0093] 图2是一种泵站用簸箕型进水流道的俯视图。

[0094] 图中， $H_w$ —叶轮中心至进水流道底板的高度， $X_L$ —进水流道进口至泵轴线的长度， $B_j$ —进水流道进口段的宽度， $H_j$ —进水流道进口高度， $D_L$ —喇叭管进口直径， $X_T$ —吸入式后壁距， $R_1$ —吸入室下边线曲率半径， $B_L$ —中隔板厚度， $B_T$ —中隔板厚度， $H_L$ —喇叭管高度， $R$ —进口段上边界曲率半径， $R_L$ —吸入室后壁曲率半径， $H_P$ —叶轮中心线至喇叭管出口距离， $H_M$ —下边线与喇叭管之间的距离。

[0095] 具体实施方法

[0096] 下面结合附图和具体实施方式对本发明进一步说明。本发明通过以下计算公式来确定一种泵站用的簸箕型进水流道的主要几何参数，包括：叶轮中心至进水流道底板的高度 $H_w$ 、进水流道进口至泵轴线的长度 $X_L$ 、进水流道进口段的宽度 $B_j$ 、进水流道进口高度 $H_j$ 、喇叭管进口直径 $D_L$ 、吸入室后壁距 $X_T$ 、吸入室下边线曲率半径 $R_1$ 、中隔板厚度 $B_L$ 、中隔板厚度 $B_T$ 、喇叭管高度 $H_L$ 、进口段上边界曲率半径 $R$ 、吸入式后壁曲率半径 $R_L$ 、叶轮中心线至喇叭管出口距离 $H_P$ 、下边线与喇叭管之间的距离 $H_M$ 等。

[0097] 此实施例是在给定设计工况流量 $Q$ 、设计工况扬程 $H$ 、设计工况转速 $n$ 、叶轮进口直径 $D$ 来计算一种泵站用的簸箕型进水流道的主要几何参数：

$$[0098] H_w = 0.063 \times (KD)^2 - (KD)^4 \times 10^{-4} + 9.7 \times 10^{-6} \times (KD)^2 n + 4.8 \times 10^{-4} n - 2.84 \quad (1)$$

$$[0099] B_j = -0.4369 \times \sin(0.6725\pi DQ) - 4.093 \times e^{(-0.8705D)^2} + 4.819 \quad (2)$$



$$[0100] \quad X_L = 33.6 \times \sqrt{\frac{Q}{K}} - 1.919 \times 10^{-16} \times n + 5.964 \times 10^{-16} \times \sqrt{\frac{Q}{K}} \times n + 6.776 \times 10^{-20} \times n^2 + 1.073 \times 10^{-13} \quad (3)$$

$$[0101] \quad D_L = 10.02D - 25.13Q - 12.27DQ + 30.73Q^2 + 2.515 \quad (4)$$

$$[0102] \quad B_L = \frac{0.3694}{D^2 - 4.111D + 5.353} \quad (5)$$

$$[0103] \quad B_r = \frac{216.6}{D^2 + 1521D + 1312} \quad (6)$$

$$[0104] \quad K = 7.5 \times 10^{-17} n + 100 \times \left( \frac{H^{\frac{3}{4}} n_s}{3.65n} \right)^2 + 310 \quad (7)$$

$$[0105] \quad H_j = 1.052 \times 10^{-14} + 0.6B_j - 5.031 \times 10^{-18} n + 5.494 \times 10^{-16} B_j^2 + 2.034 \times 10^{-18} n B_j \quad (8)$$

$$[0106] \quad X_T = 2.234e^{-\left(\frac{X_L - 8.428}{5.781}\right)^2} \quad (9)$$

$$[0107] \quad R_1 = 120.4 \sin(0.02742X_T - 6.842 \times 10^{-6}) \quad (10)$$

$$[0108] \quad R = \frac{954.2B_j^2 - 2710B_j + 15.14}{B_j^2 + 920B_j - 2616} \quad (11)$$

$$[0109] \quad R_L = \frac{1208B_j^2 - 888.2B_j + 56.48}{B_j^2 + 2425B_j - 1854} \quad (12)$$

$$[0110] \quad H_L = 5.565 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 9.149 \times 10^{-16} D_L \quad (13)$$

$$[0111] \quad H_p = 0.6906 \sin(0.522H_L - 0.01174) \quad (14)$$

$$[0112] \quad H_M = 0.1386 \times 10^{2.18H_p} - 0.1534 \times 10^{-4.466H_p} \quad (15)$$

[0113] 以本发明进口段为例:

[0114] 当 $Q=0.6\text{m}^3/\text{s}$ ,  $B_j=3.25\text{m}$ ,  $H_j=1.95\text{m}$ 时,

[0115] 由 $v = \frac{Q}{B_j \bullet H_j}$ 可得,  $v=0.09\text{m/s}$ ,

[0116] 由达西公式:  $H_f = \varepsilon \frac{v^2}{2g}$ 可得,

[0117] 查表得:  $\varepsilon=0.1$ , 即 $H_f=4.1 \times 10^{-5}\text{m}$ , 此局部水力损失远远小于传统技术给出的水力损失,

[0118] 式中:  $H_f$ —局部沿程水力损失, m;

[0119]  $\varepsilon$ —局部阻力系数;

[0120]  $v$ —管道内有效截面上的平均流速, m/s;

[0121]  $g$ —重力加速度,  $\text{m/s}^2$ 。

[0122] 本发明给出的进口段局部水力损失比传统技术得出的水力损失更小, 其他部位损失计算类似, 因此, 本发明设计更为精确、可靠。

[0123] 本发明采用精确的公式设计法进行一种泵站用簸箕型进水流道的主要几何参数的设计, 通过控制进水流道的进口段、弯曲段以及出口段等相关参数来达到提高泵站运行

的可靠性和高效性。由于本发明的设计方法不同于传统的经验法,故能有效提高泵站的安全性能,同时使泵工作更加稳定。

[0124] 综上所述,为本发明专利参照实施例做出的具体说明,但是本发明并不限于上述实施例,也包含本发明构思范围内的其他实施例或变形例。

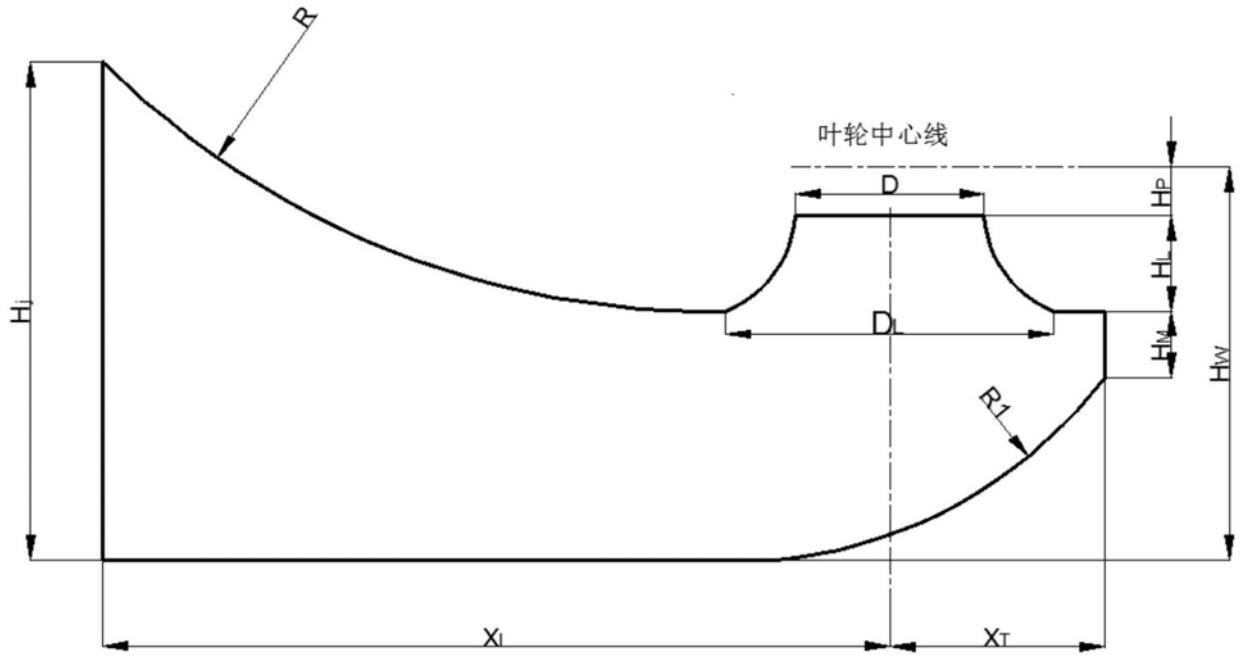


图1

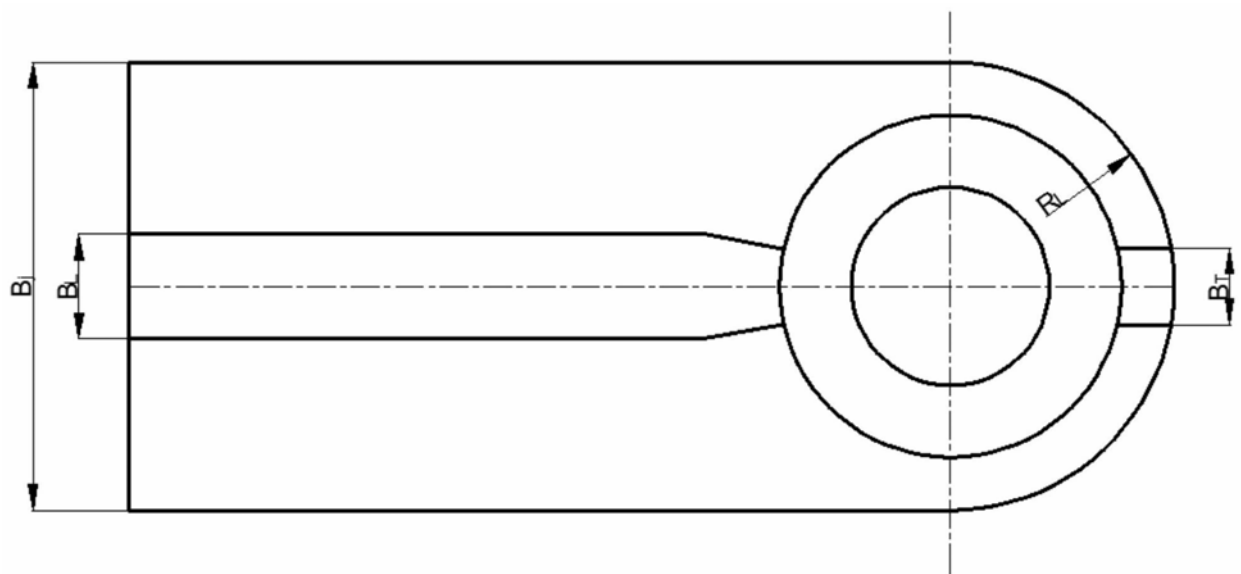


图2