



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106194819 B

(45)授权公告日 2019.03.22

(21)申请号 201610848308.0

G06F 17/50(2006.01)

(22)申请日 2016.09.26

(56)对比文件

(65)同一申请的已公布的文献号

CN 204878042 U, 2015.12.16,

申请公布号 CN 106194819 A

CN 201368066 Y, 2009.12.23, 说明书第1页

(43)申请公布日 2016.12.07

和附图1-3.

(73)专利权人 扬州大学

审查员 左敬博

地址 225009 江苏省扬州市大学南路88号

(72)发明人 汤方平 石丽建 杨帆 谢荣盛

谢传流 张文鹏

(74)专利代理机构 扬州苏中专利事务所(普通合伙) 32222

代理人 许必元

(51)Int.Cl.

F04D 29/18(2006.01)

F04D 29/66(2006.01)

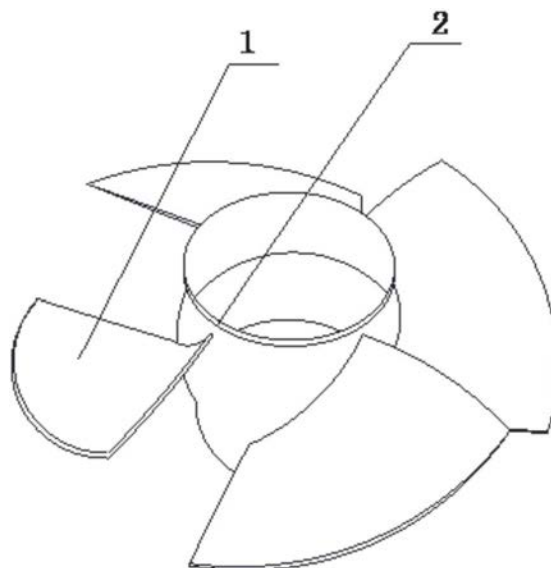
权利要求书2页 说明书6页 附图4页

(54)发明名称

一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法

(57)摘要

一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮及其设计方法,属于水利工程技术领域,叶轮由叶片和轮毂构成,叶轮的轮缘直径为300mm,轮毂比为0.4667,叶片数量为4片,叶片均布在所述轮毂的圆周方向,叶片翼型是斜V对称翼型,其单边翼型中线呈斜V形状,轮毂侧翼型最大厚度为12mm,轮缘侧翼型最大厚度为6mm,中间翼型断面最大厚度按线性变化;叶轮的设计方法,包括步骤A:双向轴流泵翼型设计;步骤B:双向轴流泵叶轮设计。本发明采用的斜V对称翼型设计的双向轴流泵的汽蚀性能最优点接近于零扬程工况点,常规的单向泵汽蚀性能最优点接近于高效点。在高效点,采用斜V翼型的双向泵汽蚀性能达到了单向泵水平。



1. 一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法,其特征在于,包括如下设计步骤:

步骤A:双向轴流泵翼型设计;

步骤B:双向轴流泵叶轮设计;

步骤A所述的双向轴流泵翼型设计包括如下步骤:

(1) 翼型骨线设计:在翼型骨线上取10个点,每个点 x/L 间隔值取10%,以圆弧翼型为基准,得到 Y/F 对应的十个数据值;其中, x/L 是指翼型骨线上的点的长度与弦长的比值; Y/F 是指翼型骨线上点的高度与最大拱度的比值;

(2) 拱度比确定:拱度比 F/L 确定, F/L 取4%;其中, F 为翼型的最大拱度值, L 为翼型的弦长;

(3) 翼型加厚:翼型最大厚度取 $H_1=3.26F$,其余各点厚度按线性插值分布,翼型最大厚度位置取单边翼型50%的位置处;

(4) 翼型设计:

(4-1) 以 Y/F 的10个数据值为设计变量;

(4-2) 翼型的升阻比为目标;

(4-3) 通过isight调用cfx软件进行翼型优化;

(5) 斜V翼型中线坐标值如表1所示:

表1 斜V翼型中线坐标值

x/L (%)	0	5	10	20	30	40	50
Y/F	0	0.422	0.664	0.974	0.843	0.507	0
x/L (%)	100	95	90	80	70	60	
Y/F	0	-0.422	-0.664	-0.974	-0.843	-0.507	

;

步骤B所述的双向轴流泵叶轮设计包括如下步骤:

(1) 确定翼型断面:在轴流泵叶片设计时,将轴流泵叶片分成若干个翼型断面,在各二维翼型断面设计成功之后,将各翼型断面组合成三维叶片,翼型断面数越多,轴流泵叶片设计相对更为准确,翼型断面选取7个断面;从轮毂到轮缘7个翼型断面半径值见表2:

表2 各翼型断面半径

翼型断面	1	2	3	4	5	6	7
半径 (mm)	70	80	96.25	112.5	128.75	145	150

;

(2) 确定轴向速度分布和环量分布,轴面速度 V_m 按下式计算:

$$V_m = \frac{4Q}{\pi(D^2 - dh^2)} \quad (7)$$

式中 Q 为流量、 D 为叶轮外径、 dh 为轮毂直径;

叶轮环量 Γ 根据泵基本方程式求得

$$\Gamma = \frac{2\pi g H_t}{\omega} \quad (8)$$

式中 g 为重力加速度、 ω 为角速度、 H_t 为理论扬程、 $H_t = H/\eta_h$ (H 为净扬程、 η_h 为水力效率)、

$\omega = \frac{\pi n}{30}$; 采用简化三维流动模型, 根据简单径向平衡方程式 (9), 采用无因次变量型式表示轴面速度和环量分布;

$$\eta \omega \frac{d}{dr} (r V_u) = \frac{V_u^2}{r} + V_z \frac{dV_z}{dr} + V_u \frac{dV_u}{dr} \quad (9)$$

V_z 为轴向流速、 V_u 为圆周分速;

根据式 (9) 可知, 轴流流速分布取决于环量分布, 适当减小轴流泵外缘翼型的环量分布可以提高叶片的抗汽蚀性能, 并且减小外缘翼型环量值对效率影响较小, 因次, 外缘翼型的无因次环量取 0.95 左右, 降低轮毂处的无因次环量可以有效减小叶片的根部的扭曲, 轮毂侧的无因次环量取 0.8 左右, 这样轮毂侧翼型最大安放角不超过 45° ;

(3) 叶栅稠密度和翼型安放角确定: 从能量转换和汽蚀性能方面考虑, 不论叶片数多少, 叶片都应该有一定的长度, 用来形成较为理想的流道, 所以叶栅稠密度 $1/t$ 的选择应该考虑叶片数的多少, 叶片数为 4 片时, 轮缘处的叶栅稠密度取 0.75~0.85, 轮毂侧的叶栅稠密度增加, 以减小内外翼型的长度差, 均衡叶片出口扬程, 轮毂侧的叶栅稠密度与轮缘处叶栅稠密度之比在 1.1~1.5; 根据速度三角形确定双向泵的翼型进口叶片角和出口叶片角, 在根据进口角和出口角确定翼型安放角; 各翼型断面主要设计参数如表 3 所示:

表 3 双向泵叶轮其他主要设计参数

翼型断面	无因次轴面速度	无因次环量	叶栅稠密度 $1/t$	翼型安放角 β
1	0.918	0.859	1.092	42.35
2	0.961	0.936	1.033	37.85
3	1.009	1.011	0.963	31.95
4	1.030	1.044	0.914	27.24
5	1.019	1.028	0.876	23.30
6	0.973	0.965	0.848	19.88
7	0.951	0.936	0.840	18.90

;

(4) 选择翼型。

一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法

技术领域

[0001] 本发明属于水利工程技术领域,涉及一种轴流泵叶轮的设计方法,具体的说是涉及一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法。

背景技术

[0002] 南水北调东线泵站工程由于扬程较低,大部分使用的是轴流泵。这些泵站工程中有很多泵站在抽水的同时需要兼顾排涝要求,实现泵站的反向抽水功能。采用传统的单向泵进行反向抽水,叶轮处于反拱状态,反向运行能量性能和汽蚀性能大幅降低,叶轮和导叶叶片严重的脱流现象引起剧烈的汽蚀、振动和噪声,威胁着泵站的安全稳定运行。为满足泵站反向运行与正向相同的运行要求,需要采用双向轴流泵叶轮。双向轴流泵叶轮设计不同于单向泵。已有大量参考文献表明,轴流泵翼型的改变对水泵性能的影响是全局性的,特别是对于双向泵翼型。双向泵在设计阶段是双向翼型的选择是重中之重,其直接决定了双向的能量性能和汽蚀性能。

[0003] 目前国内双向泵翼型主要有平板翼型,双向泵翼型设计主要有圆弧对称翼型,其设计较为简单。双圆弧对称翼型如图1所示;翼型圆弧骨线设计如图2所示。在双向泵设计时通过改变翼型厚度将平板翼型调成流线型,但是该翼型绕流不好,叶片背面脱流严重,反向运行能量性能尚可,但是汽蚀性能明显较差。

发明内容

[0004] 本发明针对现有双向轴流泵翼型绕流不好、叶片脱流严重、汽蚀性能差等不足,提出一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法,能兼顾反向性能要求,适用于低扬程泵站运行,能量性能和汽蚀性能可得到进一步的提升。

[0005] 本发明的技术方案是:

[0006] 一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法,其特征在于,包括如下设计步骤:

[0007] 步骤A:双向轴流泵翼型设计;

[0008] 步骤B:双向轴流泵叶轮设计。

[0009] 一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法,其特征在于,步骤A所述的双向轴流泵翼型设计包括如下步骤:

[0010] (1) 翼型骨线设计:翼型骨线如图1所示,在翼型骨线上取10个点,每个点 x/L 间隔值取10%,以圆弧翼型为基准,得到 Y/F 对应的十个数据值;

[0011] (2) 拱度比确定:拱度比 F/L 确定, F/L 取4%;

[0012] (3) 翼型加厚:翼型最大厚度取 $H1=3.26F$,其余各点厚度按线性插值分布,翼型最大厚度位置取单边翼型50%的位置处;

[0013] (4) 翼型设计:

[0014] (4-1) 以 Y/F 的10个数据值为设计变量;

[0015] (4-2) 翼型的升阻比为目标;

[0016] (4-3) 通过isight调用cfx软件进行翼型优化;

[0017] (5) 斜V翼型中线坐标值如表1所示:

[0018] 表1斜V翼型中线坐标值

[0019]

x/L (%)	0	5	10	20	30	40	50
Y/F	0	0.422	0.664	0.974	0.843	0.507	0
x/L (%)	100	95	90	80	70	60	
Y/F	0	-0.422	-0.664	-0.974	-0.843	-0.507	

[0020] 一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法,其特征在于,步骤B所述的双向轴流泵叶轮设计包括如下步骤:

[0021] (1) 确定翼型断面:在轴流泵叶片设计时,将轴流泵叶片分成若干个翼型断面,在各二维翼型断面设计成功之后,将各翼型断面组合成三维叶片,翼型断面数越多,轴流泵叶片设计相对更为准确,翼型断面选取7个断面;从轮毂到轮缘7个翼型断面半径值见表2:

[0022] 表2各翼型断面半径

[0023]

翼型断面	1	2	3	4	5	6	7
半径 (mm)	70	80	96.25	112.5	128.75	145	150

[0024]

;

[0025] (2) 确定轴向速度分布和环量分布,轴面速度 V_m 按下式计算:

$$[0026] \quad V_m = \frac{4Q}{\pi(D^2 - dh^2)}$$

[0027] 式中Q为流量、D为叶轮外径、dh为轮毂直径;

[0028] 叶轮环量 Γ 根据泵基本方程式求得

$$[0029] \quad \Gamma = \frac{2\pi g H_t}{\omega}$$

[0030] 式中g为重力加速度、 ω 为角速度、 H_t 为理论扬程、 $H_t = H/\eta_h$ (H为净扬程, η_h 为水力效率)、 $\omega = \frac{\pi n}{30}$;采用简化三维流动模型,根据简单径向平衡方程式,采用无因次变量型式表示轴面速度和环量分布;

$$[0031] \quad \eta\omega \frac{d}{dr}(rV_u) = \frac{V_u^2}{r} + V_z \frac{dV_z}{dr} + V_u \frac{dV_u}{dr}$$

[0032] V_z 为轴向流速、 V_u 为圆周分速;

[0033] 根据上式可知,轴流流速分布取决于环量分布,适当减小轴流泵外缘翼型的环量分布可以提高叶片的抗汽蚀性能,并且减小外缘翼型环量值对效率影响较小,因此,外缘翼型的无因次环量取0.95左右,降低轮毂处的无因次环量可以有效减小叶片的根部的扭曲,轮毂侧的无因次环量取0.8左右,这样轮毂侧翼型最大安放角不会超过 45° ;

[0034] (3) 叶栅稠密度和翼型安放角确定:从能量转换和汽蚀性能方面考虑,不论叶片数多少,叶片都应该有一定的长度,用来形成较为理想的流道,所以叶栅稠密度 $1/t$ 的选择应

该考虑叶片数的多少,叶片数为4片时,轮缘处的叶栅稠密度取0.75~0.85,轮毂侧的叶栅稠密度增加,以减小内外翼型的长度差,均衡叶片出口扬程,轮毂侧的叶栅稠密度与轮缘处叶栅稠密度之比在1.1~1.5;根据速度三角形确定双向泵的翼型进口叶片角和出口叶片角,在根据进口角和出口角确定翼型安放角;各翼型断面主要设计参数如表3所示:

[0035] 表3双向泵叶轮其他主要设计参数

[0036]

翼型断面	无因次轴面速度	无因次环量	叶栅稠密度 l/t	翼型安放角 β
1	0.918	0.859	1.092	42.35
2	0.961	0.936	1.033	37.85
3	1.009	1.011	0.963	31.95
4	1.030	1.044	0.914	27.24
5	1.019	1.028	0.876	23.30
6	0.973	0.965	0.848	19.88
7	0.951	0.936	0.840	18.90

[0037]

;

[0038] (4) 选择翼型。

[0039] 本发明的有益效果为:本发明提供一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法,设计原理清晰,本发明通过水利动力工程重点实验室的高精度水力机械试验台试验,泵段试验正向最高效率达到78%,高效点流量、扬程参数接近设计值,说明了双向泵设计方法是可靠的。反向运行时,没有后导叶,最高效率在71%左右,说明双向泵中,导叶约可以回收6%的能量。本发明采用的斜V对称翼型设计的双向轴流泵的汽蚀性能最优点接近于零扬程工况点,常规的单向泵汽蚀性能最优点接近于高效点。在高效点,采用斜V翼型的双向泵汽蚀性能达到了单向泵水平。随着跨流域调水工程的建设、国家大型和中小型泵站技术改造的实施,共计成千上万座泵站需要进行新建和更新改造,大部分泵站都需要在实现抽水的同时具备排涝的功能,对双向泵性能要求越来越高,因此本专利的应用和实施,将会取得较大的经济效益和社会效益。

附图说明

[0040] 图1为双圆弧对称翼型示意图。

[0041] 图2为圆弧翼型骨线形状示意图。

[0042] 图3为本发明中斜V翼型骨线数据示意图。

[0043] 图4为本发明中双向泵叶轮结构示意图。

[0044] 图5为本发明中单个叶片示意图。

[0045] 图6为本发明中 $R=150\text{mm}$ 的斜V翼型断面示意图。

[0046] 图7为本发明中 $R=112.5\text{mm}$ 的斜V翼型断面示意图。

[0047] 图8为本发明中 $R=70\text{mm}$ 的斜V翼型断面示意图。

[0048] 图中:叶片1、轮毂2。

具体实施方式

[0049] 下面结合附图对本发明作进一步说明：

[0050] 如图1-8所示，一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法，图1中L为翼型弦长；F为翼型最大拱度；R为圆弧型线半径；图2中 θ 为翼型骨线中心角，h为翼型最大拱度，等于图1中的F；l为翼型骨线弦长， $l=L/2$ ； β_1 、 β_2 为翼型骨线进出、口角； β 为翼型安放角； H_2 为翼型骨线高度；t为栅距； γ 为翼型骨线曲率角。

[0051] 根据圆弧叶片可知各角度之间的关系：

[0052] $\beta = \beta_1 + \gamma$ (1)

[0053] $\beta = \beta_2 - \gamma$ (2)

[0054] $\gamma = \theta/2$ (3)

[0055] $\beta = (\beta_1 + \beta_2)/2$ (4)

[0056] $\beta_2 - \beta_1 = \theta$ (5)

[0057] 翼型骨线高度 H_2 ：

[0058] $H = l \sin\beta = L/2 * \sin[(\beta_1 + \beta_2)/2]$ (6)

[0059] 本专利通过比较分析设计出一种斜V对称翼型，并基于此翼型设计了一幅新型的双向轴流泵叶轮。

[0060] 如图1-8所示，一种基于斜V对称翼型的双向轴流泵叶轮的设计方法，包括：A. 双向轴流泵翼型设计；B. 双向轴流泵叶轮设计；

[0061] A. 翼型设计步骤：

[0062] (1) 翼型骨线设计

[0063] 翼型骨线如图1所示，在翼型骨线上取10个点，每个点x/L间隔值取10%，以圆弧翼型为基准，得到Y/F对应的十个数据值。

[0064] (2) 拱度比确定

[0065] 拱度比F/L确定，F/L取4%左右性能较好，本专利取4%。

[0066] (3) 翼型加厚

[0067] 翼型最大厚度取 $H_1 = 3.26F$ ，其余各点厚度按线性插值分布。翼型最大厚度位置取单边翼型50%的位置处。

[0068] (4) 翼型设计

[0069] (4-1) 以Y/F的10个数据值为设计变量；

[0070] (4-2) 翼型的升阻比为目标；

[0071] (4-3) 通过isight调用cfx软件进行翼型优化。

[0072] (5) 斜V翼型中线坐标值如表1所示，翼型中线坐标作图如图3所示。

[0073] 本发明专利设计翼型沿弦长方向翼型中线为斜V形状，区别于现有的圆弧和平板双向翼型。该斜V翼型最大厚度为 $H_1 = 3.26F$ ，斜V翼型的升阻力系数可以通过数值计算或者风洞试验得出。经试验研究表明，该发明翼型能量性能和汽蚀性能均较好。

[0074] B. 双向轴流泵叶轮设计

[0075] 如果用半径r和r+dr的两个同心圆柱面去切轴流泵叶轮叶片，即可得到包含翼型在内的圆环，如果将圆环展开在平面上，即可得到如图2所示的一个无线直列叶栅。

[0076] (1) 确定翼型断面

[0077] 在轴流泵叶片设计时,考虑将轴流泵叶片分成若干个翼型断面。在各二维翼型断面设计成功之后,将各翼型断面组合成三维叶片。翼型断面数越多,轴流泵叶片设计相对更为准确。翼型断面选取5~10个断面;本设计专利选取7个翼型断面。

[0078] (2) 确定轴向速度分布和环量分布

[0079] 轴面速度 V_m 可按式计算:

$$[0080] \quad V_m = \frac{4Q}{\pi(D^2 - dh^2)} \quad (7)$$

[0081] 式中 Q 为流量; D 为叶轮外径; dh 为轮毂直径

[0082] 叶轮环量 Γ 可根据泵基本方程式求得

$$[0083] \quad \Gamma = \frac{2\pi g H_t}{\omega} \quad (8)$$

[0084] 式中 g 为重力加速度; ω 为角速度; H_t 为理论扬程;

[0085] 其中: $H_t = H/\eta_h$ (η_h 为水力效率); $\omega = \frac{\pi n}{30}$ 。

[0086] 本发明专利采用简化三维流动模型,根据简单径向平衡方程式(9),采用无因次变量型式表示轴面速度和环量分布。

$$[0087] \quad \eta\omega \frac{d}{dr}(rV_u) = \frac{V_u^2}{r} + V_z \frac{dV_z}{dr} + V_u \frac{dV_u}{dr} \quad (9)$$

[0088] V_z 为轴向流速, V_u 为圆周分速。

[0089] 根据式(9)可知,轴流流速分布取决于环量分布。适当减小轴流泵外缘翼型的环量分布可以提高叶片的抗汽蚀性能,并且减小外缘翼型环量值对效率影响较小,因此,外缘翼型的无因次环量取0.95左右。降低轮毂处的无因次环量可以有效减小叶片的根部的扭曲,轮毂侧的无因次环量取0.8左右。这样轮毂侧翼型最大安放角不会超过45°。

[0090] (3) 叶栅稠密度和翼型安放角确定

[0091] 从能量转换和汽蚀性能方面考虑,不论叶片数多少,叶片都应该有一定的长度,用来形成较为理想的流道,所以叶栅稠密度 $1/t$ 的选择应该考虑叶片数的多少。叶片数为4片时,轮缘处的叶栅稠密度取0.75~0.85。轮毂侧的叶栅稠密度可适当增加,以减小内外翼型的长度差,均衡叶片出口扬程。轮毂侧的叶栅稠密度与轮缘处叶栅稠密度之比在1.1~1.5。

[0092] 根据速度三角形确定双向泵的翼型进口叶片角和出口叶片角,在根据进口角和出口角确定翼型安放角。

[0093] (4) 选择翼型

[0094] 选择翼型的原则:

[0095] (4-1) 要求设计出来的叶轮效率高

[0096] (4-2) 要求设计出来的叶轮抗空化性能良好。

[0097] 本发明双向泵模型在水利动力工程重点实验室的高精度水力机械试验台上进行试验,泵段试验正向最高效率达到78%,高效点流量、扬程参数接近设计值,说明了双向泵设计方法是可靠的。反向运行时,没有后导叶,最高效率在71%左右,说明双向泵中,导叶约可以回收6%的能量。本发明采用的斜“V”对称翼型设计的双向轴流泵的汽蚀性能最优点接近于零扬程工况点,常规的单向泵汽蚀性能最优点接近于高效点。在高效点,采用斜“V”翼

型的双向泵汽蚀性能达到了单向泵水平。

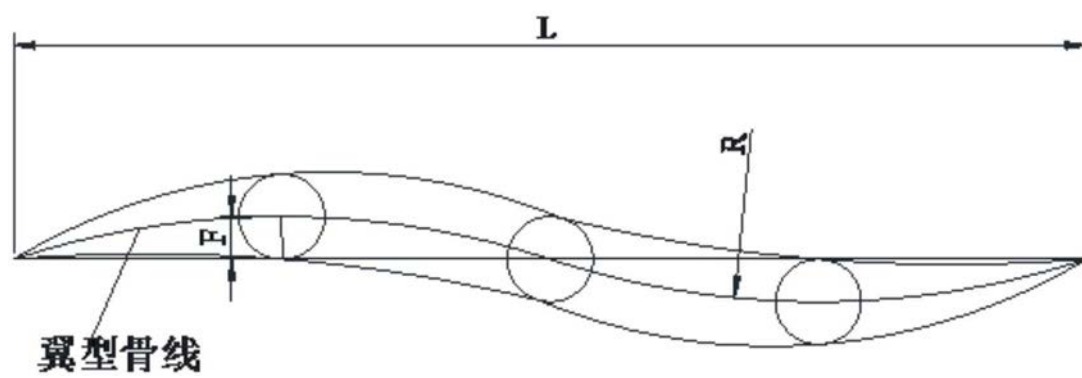


图1

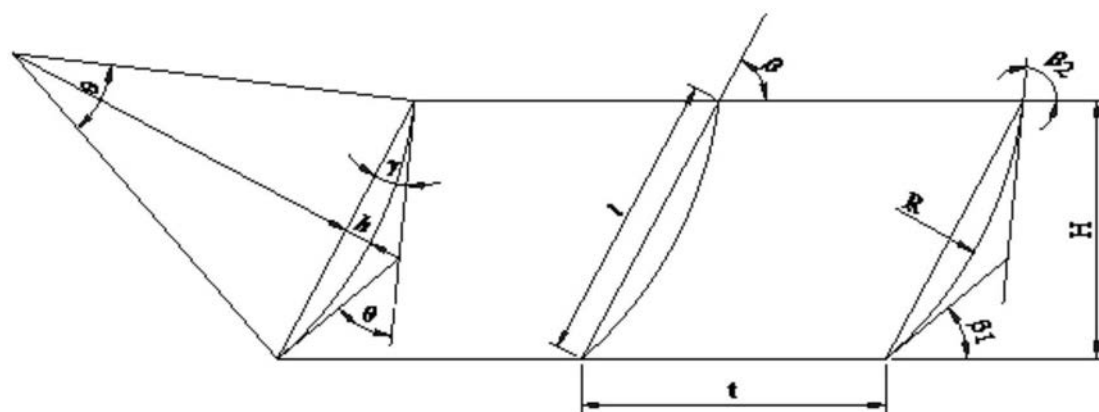


图2

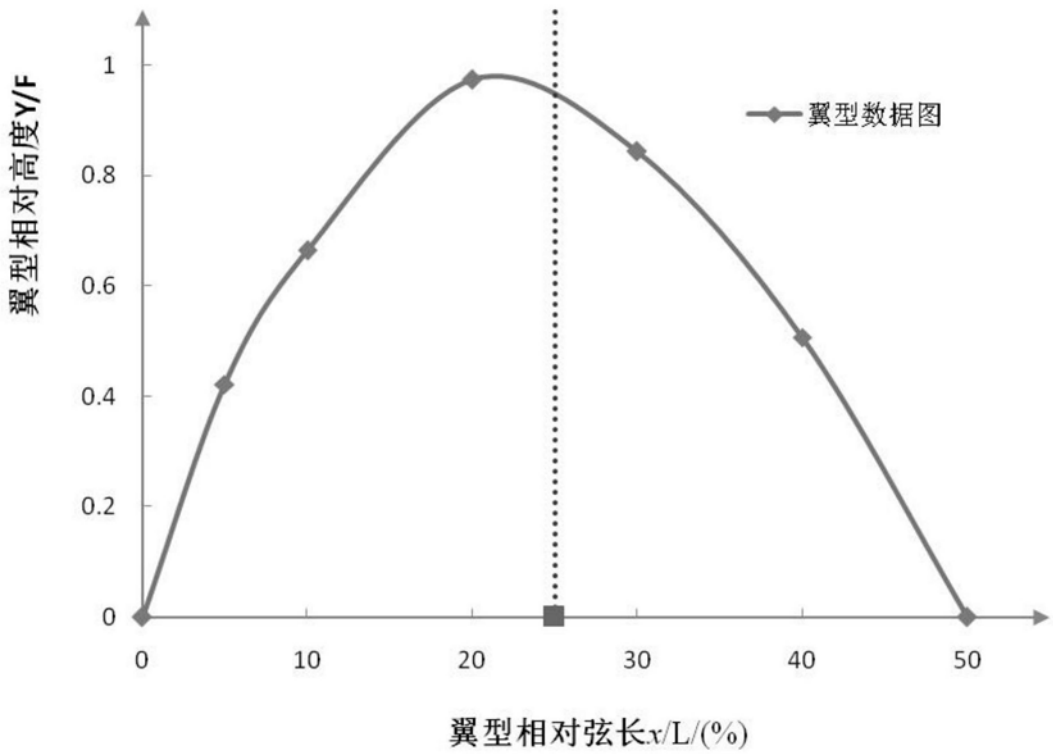


图3

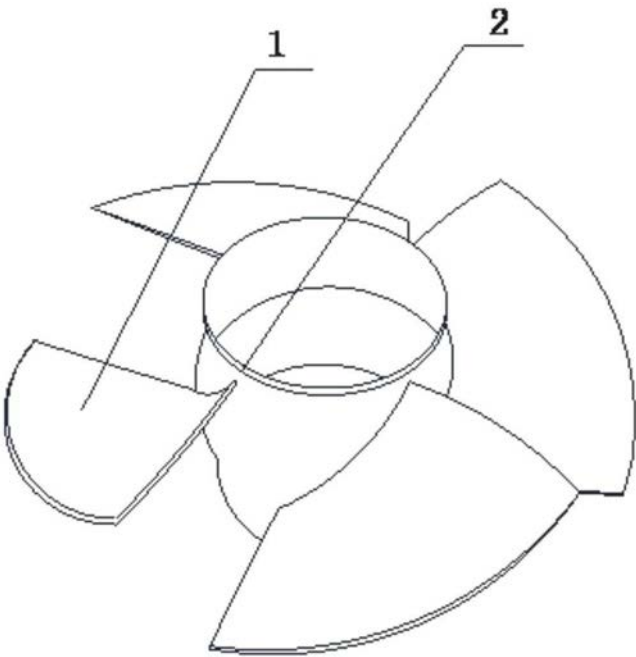


图4

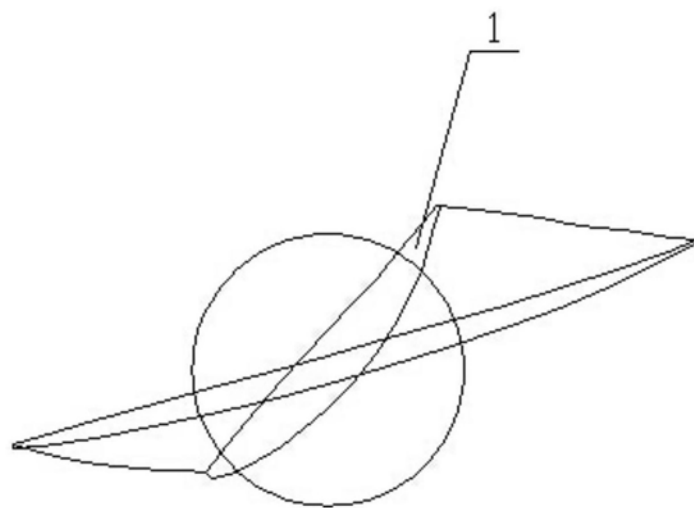


图5

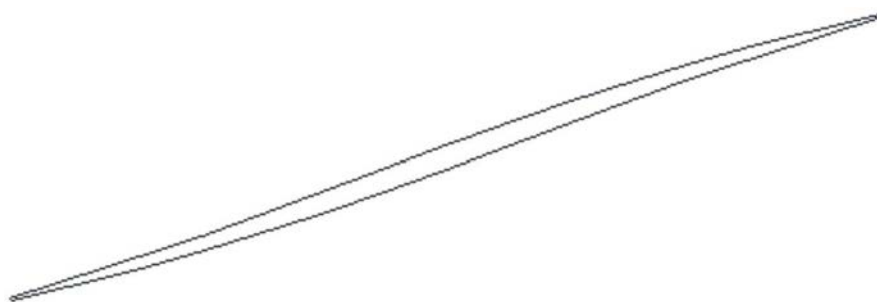


图6

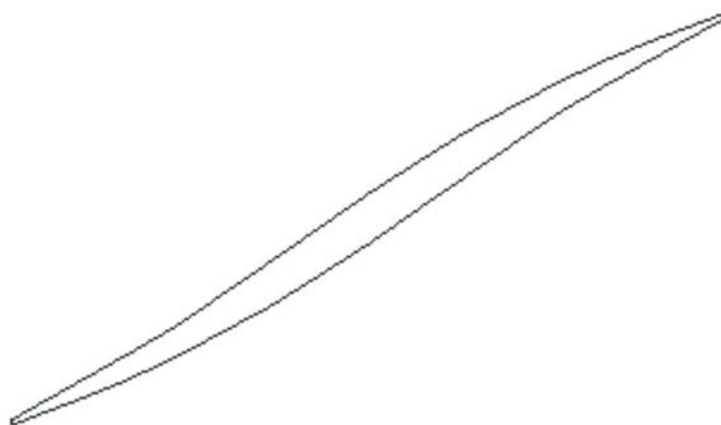


图7

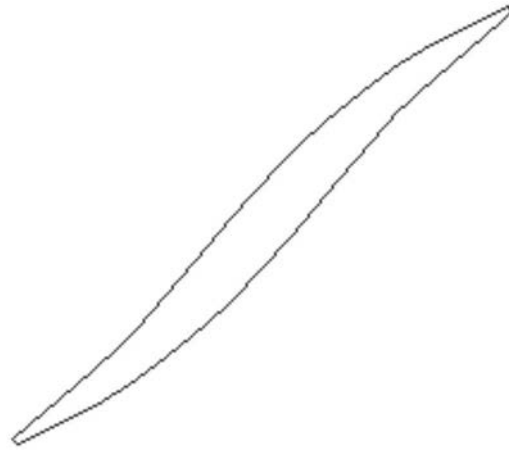


图8