

文章编号: 1674 - 5566(2013)03 - 0446 - 06

一种新型振荡水柱式波浪能发电装置的设计

段春明, 朱永强

(华北电力大学 新能源电力系统国家重点实验室, 北京 102206)

摘要: 随着全球能源危机的加深, 寻找替代传统能源的新能源成为能源发展的必由之路, 针对此问题, 设计了一种利用海洋波浪能发电的新型振荡水柱式发电装置。文章介绍了装置的基本组成及其结构设计, 并对其工作原理和工作过程进行说明。结合海浪理论和计算原理、波浪发电系统的水动力匹配准则、波浪能转换效率理论、空气动力学等理论, 分析和计算装置的能量及其转化效率。设装置在线性波浪的作用下, 波浪周期为 4 s, 波浪高度为 0.5 m, 浮子边长为 0.3 m, 输风管道直径为 0.05 m, 通过理论计算, 装置的整体理论效率为 0.364, 相比常见的波浪能发电装置, 本装置具有更高的发电效率。

研究亮点: 目前海洋波浪能发电装置种类繁多, 但是大部分应用效率不高。将振荡浮子和振荡气室结构进行结合, 针对装置的能量转换效率进行分析, 四管道、四门结构设计使得气室内的往复气流从同一个方向通过空气透平机。以提高波浪能利用率, 转换效率。

关键词: 波浪能; 发电装置; 振荡浮子; 振荡气室; 转换效率

中图分类号: P 743.2

文献标志码: A

随着世界经济的快速发展, 传统能源面临枯竭, 已经无法满足人类对能源日益增长的需求。开发优质的新能源是应对日益严重的能源和环境问题的关键所在, 也是人类实现可持续发展的必由之路。

海洋面积占地球总面积的 70%。它不仅为人类提供航运、水产和丰富的矿藏, 而且还蕴藏着巨大的能量。海洋能包括: 潮汐能、波浪能、海洋温差能、海洋盐差能和海流能^[1]。其中波浪能在海洋中无处不在, 取之不尽, 是海洋能利用中最受重视的能源形式之一。波浪能与其他海洋能资源相比, 具有以下优点: 波浪能以机械能形式出现, 是海洋能中品质较好的能量; 波浪能的能流密度最大, 在太平洋、大西洋东海岸纬度 40 ~ 60°区域, 波浪能可达到 30 ~ 70 kW/m, 某些地方达到 100 kW/m; 波浪能可以通过较小的装置实现其利用; 波浪能装置可在已有设施及工程的基础上进行建设安装防波堤等, 能够降低波能

利用装置的开发和建设成本, 实现功能的多元化^[2]。迄今为止, 已开发了几种典型的波浪能发电装置如: 点头鸭式 (Duck)、摆式 (Pendulum)、振荡浮子式 (Buoy)、振荡水柱式 (OWC)、海蛇式 (Pelamis) 等^[3]。早期提出的某些装置如鸭式、筏式装置, 结构复杂且不少活动部件暴露于海水中, 维护困难, 稳定性低, 工程实践效果不理想。

本文设计了一种将振荡水柱及振荡浮子结合的波浪能发电装置。实现波能气室中双向压缩和抽吸空气, 可以有效解决目前波浪能装置发电效率低、结构复杂的不足。其特殊的输风管道将双向气流转化为单向气流流过空气透平, 有效利用波浪在气室中产生的往复气流, 降低对空气透平的结构设计要求。

1 装置的结构设计和工作过程

新型振荡水柱式波浪发电装置主要包括三个部分, 即波浪吸收装置、能量转换装置和输出

收稿日期: 2013-01-19

修回日期: 2013-02-21

基金项目: 海洋可再生能源专项资金 (GHME2012ZC02)

作者简介: 段春明 (1988—), 男, 硕士研究生, 研究方向为新能源发电技术。E-mail: ruoxiren1988@126.com

通信作者: 朱永强, E-mail: zyq@ncepu.edu.cn

装置。波浪吸收装置主要由浮子和气室组成,用于吸收波浪能。能量转换装置主要由杠杆、振荡气室、输风管道等组成,它把吸收装置吸收的波浪能转换为空气的动能即为风能。输出装置主要包括空气透平和发电机,将风能转换为空气透平的机械能,进而带动发电机旋转发电,该装置为靠岸式发电装置。

1.1 装置的整体设计和工作过程

该发电装置通过浮子吸收波浪能,经杠杆连接,转换为活塞的动能;同时波浪在主气室中的起伏形成振荡水柱,压缩和抽吸空气,形成空气动能。活塞形成的空气动能和气室中振荡水柱产生的空气动能同时压缩和抽吸,形成更强的风能进入输风管道,提高转换效率。空气流入输风管道带动空气透平旋转,从而带动发电机旋转发电。输风管道设计为四管道结构,管道中的单向阀门两两组合同时打开或者关闭以形成单向风通过空气透平。能量转换过程为波浪能——风能——空气透平机械能——电能。新型海浪发电装置设计了倾斜墙结构,一方面减少海浪对装置的冲击作用,另一方面提高前墙水位,增大进入气室的水压,提高水柱震荡效果。装置的侧视图如图 1 所示。

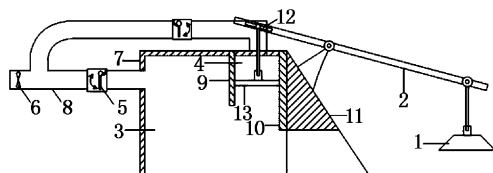


图 1 振荡浮子式海洋波浪能发电装置结构侧视图

Fig. 1 Side view of oscillating buoy ocean wave power generation device structure

1. 浮子; 2. 杠杆; 3. 主气室; 4. 活塞气室; 5. 单向阀门; 6. 空气透平、发电机; 7. 外壁; 8. 输风管道; 9. 后墙挡板; 10. 前墙挡板; 11. 倾斜墙; 12. 滑动槽; 13. 活塞。

1.2 输风管道的结构设计和工作原理

波浪的起伏运动使气室中产生双向气流,传统的振荡水柱波能发电装置一般采用安装威尔斯透平^[4],威尔斯透平可以在交变的双向气流中保持同方向旋转。但由于自身结构的原因,该种形式也具有一些难以克服的缺点:能量转换效率较低,有效工作工况范围较窄,启动性能差,失速严重,工作噪音较大等。本文设计的新型波浪能发电装置利用单向阀门控制,使流过空气透平机的双向气流变为单向。空气透平的选择范围大

大增强,普通空气透平即可安装使用。图 2 为新型波浪能发电装置的部分立体图。

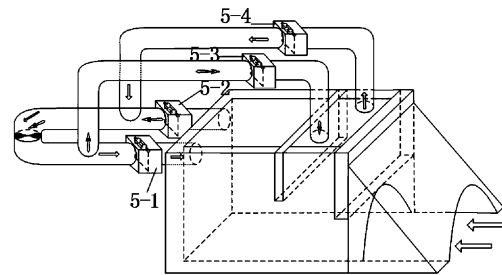


图 2 振荡浮子式海洋波浪能发电装置部分立体图

Fig. 2 Part of the graphic model of oscillating buoy ocean wave power generation device

由图 2 并结合图 1 可知,当浮子上升时,活塞向下压缩空气,同时,主气室中海水上升,向上压缩空气,这样就形成了双向压缩空气。气流流入管道,5-2 单向阀门打开,5-1 单向阀门关闭,气流流经空气透平机,从 5-3 阀门所在的管道流回到活塞气室中,此时 5-4 阀门处于关闭状态。当浮子下降,活塞向上抽吸空气,同时,主气室中海水下降,压强减少。气流从活塞气室流出,经过空气透平机回到主气室,此时 5-4 和 5-1 阀门打开,另外两个阀门则处于关闭状态。在此过程中,阀门打开是靠气流的推动,阀门关闭是由于气流反向吹动阻碍阀门打开,阀门的闭合又与其两侧的压强大小变化有关。以上就是通过单向阀门开合控制气流流向,形成单向气流通过空气透平机。

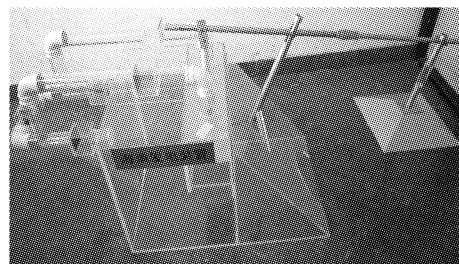


图 3 振荡浮子式海洋波浪能发电装置模型

Fig. 3 Model of oscillating buoy ocean wave power generation device

2 装置的效率和理论计算

2.1 浮子振荡能量转换

装置的能量吸收来源于两个部分,一部分来源于浮子吸收能量,经杠杆传递到活塞;另一部

分是主气室内形成振荡水柱吸收能量。根据海浪理论与计算原理^[5],在线性波中,波浪是单一频率并且没有运动变化。根据海洋实际情况以及模型的实验数据,用海浪理论对浮子能量转换和振荡水柱能量转换进行计算。

2.1.1 波浪理论

假设流体是均质和不可压缩的无粘性的理想流体,而且水流运动是无旋转的,则流体上的质量力仅为重力。此时波浪属于平面运动,即在 xz 平面内做二维运动。

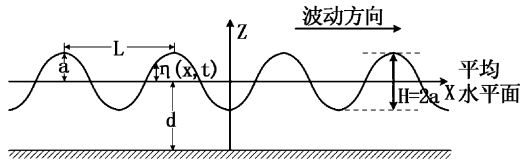


图4 波浪示意图
Fig.4 Diagram of wave

图4^[6]表示波浪在海底平坦、光滑,静水深度为 d 的海域向前传播的波浪。图中,波高 H 为波谷低至波峰顶的垂直距离;振幅 a 为波浪中心至波峰顶的垂直距离;波面 η 为波面至静水面的垂直位移 $\eta = \eta(x, t)$;波长 L 为两个相邻波峰顶之间的水平距离;水深 d 为静水面至海底的垂直距离; T 为波浪周期; c 为波浪的传播速度, $c = L/T$ 。微幅波理论^[7]是假定波浪振幅足够小,即 $H \ll L$ 或 $H \ll d$ 。运动中的总能量由势能和动能两部分组成(若不考虑损失而使动能或势能为零的情况),在二维波浪中,单宽波峰线长度内一个波长范围中所储存的总波能也由势能和动能两部分组成。结合海浪理论^[4]可以算出一个波长范围内的波动动能等于波动势能:

$$E_k = E_p = \frac{1}{4} \rho g a^2 L \quad (1)$$

式中: ρ 为海水密度 (kg/m^3); $a = 0.5H$ 。由(1)可知,在一个波长范围内,波动总能量 E 为

$$E = E_k + E_p = \frac{1}{2} \rho g a^2 L = \frac{1}{8} \rho g H^2 L \quad (2)$$

直径为 $D(\text{m})$ 的浮子宽度域内的波浪输入能量为

$$\bar{E} = \frac{D}{L} E \quad (3)$$

根据线性波动中二维深水波的波动理论,可以得出波长 L 为^[8]

$$L = \frac{2\pi}{\kappa} = \frac{gT^2}{2\pi} \quad (4)$$

式中: g 为重力加速度 (m/s^2); κ 为波浪系数。

当波浪周期 T 为 4 s 时,波长 $L = 14 \text{ m}$,波动圆频率 $\omega^2 = g\kappa = 4.40, \omega = 2.10$ 。

2.1.2 转换装置各部分尺寸确定

考虑实际海洋中海浪波长范围较大,在 1 m 到 1 km 之间,所设计的装置主气室与活塞气室比例为 2:1。本装置实现振荡气室中双向压缩和抽吸空气,需要浮子波面与主气室波面处于统一运动状态中,即同处于波峰或者波谷。

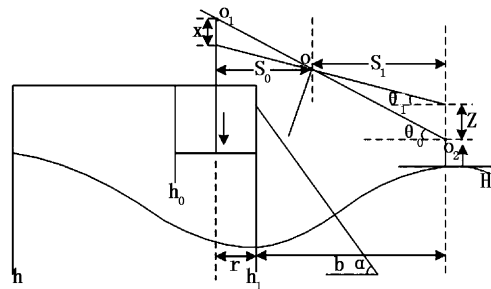


图5 波浪工作示意图
Fig.5 Diagram of wave working

图5中, O 点为杠杆支点,设 O_1 连接点在滑槽中的运动距离相对于杠杆长度可忽略不计,则浮子升降引起的活塞上下幅度变化

$$X = \frac{S_0}{S_1} Z \quad (5)$$

式中: $Z = Z_0/2$;由参考文献[9]可知浮子的理论位移 $Z_0 = 0.842H(\text{m})$ 。此时,活塞的理论位移 $Z_1 = 2X(\text{m})$ 。

浮子处于波峰状态,主气室水面亦处于波峰状态。由于 $0 < \theta < 90^\circ$,考虑内外海水表面升降同步则

$$b + r = k \cdot L \quad (6)$$

式中: r 为活塞半径 (m); b 为浮子与气室前墙的水平距离 (m); $k = n/2, n$ 为正整数。由图中所示可得: $k = 1/2$ 。对于既定的装置 r 固定,当内外海水升降不同步时,可通过改变(6)式中 b 的大小对其进行调节,使得内外海水表面升降同步。

2.1.3 振荡浮子和活塞能量转换

当浮子随波浪垂直振荡时,系统的总能量可表示为^[8]

$$E_z = \frac{1}{2} [(m + m_w) \omega^2 + \rho g A_{wp}] Z_1^2 \quad (7)$$

式中: m 为浮子质量 (kg); m_w 附加质量 (kg), $m_w = \rho D^3/6$; A_{wp} 为浮子水面截面积 (m^2), $A_{wp} = \pi \times R^2$,

$R = D/2$ 。

根据波浪能转换效率理论^[7]可知浮子转换效率 $\eta_0 = E_z/\bar{E}$,浮子振荡通过杠杆传递到活塞运动,把(5)式带入,则振荡浮子最终转换到活塞的一次转换效率为

$$\eta_{1f} = \frac{E_z}{\bar{E}}\varphi \quad (8)$$

式中: φ 为杠杆自身转换效率。综合考虑发电装置的整体结构和尺寸,浮子的边长为 $D = 0.3 \text{ m}$, $S_0/S_1 = 4/5$, $H = 0.5 \text{ m}$, $T = 4 \text{ s}$,设 $\varphi = 0.95$,代入式(8)中进行计算,得出振荡浮子一次转换效率 η_{1f} 为 0.392。

2.2 气室理论计算

岸式波能装置的振荡水柱被考虑为单自由度的振动物体,假设振荡水柱的液面位移为 y ,位移速度为 \dot{y} ,这里 y, \dot{y} 为复数形式,且含有描写水柱振荡的 $e^{-i\omega t}$ 因子,即 $y = (y_r + iy_i)e^{-i\omega t}$,实际的位移取 y 的实部,于是有 $\dot{y} = -i\omega y$ 和 $\ddot{y} = -\omega^2 y$ 。

OWC的振荡运动方程为

$$M\dot{y} = C + F_e + F_w \quad (9)$$

式中: M 为水柱的物理质量(kg); C 为静刚度; F_w 为来波的激励力(N); F_e 为气室对于水柱的作用力(N),该力对水柱的振荡起阻尼作用。而 F_e 作的功即为气室的输出,因此 F_e 又称为有效阻尼。根据水柱振荡因子关系式,(9)式也可表示为 F_w

$$-i\omega M\dot{y} = i\omega^{-1}C\dot{y} + F_e + F_w \quad (10)$$

按波浪理论^[10],一般可将 F_w 分为两部分即由绕射势产生的 F 及辐射势产生的 $i\omega M_a\dot{y} - B\dot{y}$,式中 M_a, B 为水柱在静水中振荡时对应于辐射势产生的附加质量与阻尼系数。而有效阻尼一般作线性处理,即

$$F_e = -\Lambda\dot{y} \quad (11)$$

Λ 为有效阻尼系数。一般 Λ 也是复数,说明 \dot{y} 与 Λ 不是同相位。引入以上关系后,(11)式可写成

$$-F_e = F - [B - i\omega(M + M_a - C\omega^{-2})]\dot{y} \quad (12)$$

一个周期内输出的平均功率为

$$P = -\frac{1}{2}R_e[\bar{F}_e\dot{y}] = \frac{1}{4}(\Lambda + \bar{\Lambda})|\dot{y}|^2 = \frac{|F|^2}{8B} \left\{ 1 - \frac{|\Lambda - B - i\omega(M + M_a - C\omega^{-2})|^2}{|\Lambda + B - i\omega(M + M_a - C\omega^{-2})|^2} \right\} \quad (13)$$

式中: \bar{F}_e 表示 F_e 的共扼复数。易见,对不同的 Λ ,当 $\Lambda = B + i\omega(M + M_a - C\omega^{-2})$ 时输出 P 取极

大值,即

$$P_{\max} = \frac{|F|^2}{8B} \quad (14)$$

为使一次转换在任何 ω 下均有最佳输出, Λ 必须随来波频率而不断改变它的大小及与 \dot{y} 的相位差。实际问题中 Λ 按适合某一个来波频设计,对应的有效阻尼系数记为 Λ_0 ,则

$$\Lambda_0 = \sqrt{B^2 + \omega_0^2(M + M_a - C\omega_0^{-2})^2} \quad (15)$$

对应气室中振荡水柱一次转换效率(对二维问题)

$$\eta_{1\max} = \frac{|A_+|^2}{(|A_+|^2 + |A_-|^2)(\Lambda_0 + B)} \frac{2B}{\Lambda_0 + B} \quad (16)$$

$|A_+|, |A_-|$ 是静水中振荡水柱向前,后兴波的波幅。

根据参考文献[2]的气室工作性能的试验研究和式(16),算出振荡水柱的一次转换效率 $\eta_{1\max}$ 为 0.374。

2.3 总一次转换效率及风能量

本装置将振荡浮子原理及振荡水柱原理结合,总一次转换效率由振荡浮子的一次转换效率及振荡水柱的一次转换效率综合而得

$$\eta_{1z} = (\eta_{1f} + \eta_{1\max})k_{\max} \quad (17)$$

式中: k_{\max} 为振荡浮子与振荡气室之间的最优匹配系数,与装置的自身结构设计有关。由于振荡浮子在振荡水柱前列,气室中的双向压缩空气形成一定程度扰动。根据装置的实际试验效果可估算 $k_{\max} = 0.71$,则装置一次转换效率 η_{1z} 为 0.544。

通过浮子和气室将波浪能转换为空气动能,转换的风能计算公式为

$$E_D = \eta_{1z}E_1 \quad (18)$$

式中: E_1 为浮子和气室吸收的总能量。风能计算公式^[3]为

$$E_D = \frac{1}{2}mu^2 = \frac{1}{2}\rho Su^3 \quad (19)$$

式中: ρ 为空气密度(kg/m³); S 为气流通过的面积(m²); u 为风速(m/s)。

则根据式(18)、(19),可得风速 u 为

$$u = \sqrt[3]{2 \frac{\eta_{1z}E_1}{\rho S}} \quad (20)$$

2.4 管道及阀门阻力计算

管道的阻力包括摩擦阻力和局部阻力。摩擦阻力由空气的粘性力及空气与管壁之间的摩

擦作用产生,它发生在整个管道的沿程上,因此也称为沿程阻力。局部阻力则是空气通过管道的转弯,断面变化,连接部件等处时,由于涡流、冲击作用产生的能量损失^[11]。

圆形管道中,单位长度摩擦阻力

$$R_m = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (21)$$

式中: λ 为摩擦系数; d 为管内径或流速当量直径(m)。长度为 R 的管道摩擦阻力

$$F = R_m \cdot R \quad (22)$$

摩擦阻力系数

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{K}{3.71d} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{\lambda}} \right) \quad (23)$$

式中: R_e 为雷诺数($R_e = ud/\nu$, ν 为运动粘滞系数 m^2/s); K 风管内表面当量绝对粗糙度(m)。局部阻力计算公式

$$Z = \xi \cdot \rho u^2 / 2 \quad (24)$$

式中: ξ 为局部阻力系数,根据不同的构件表现获得。由以上可知,摩擦损耗之后的风能量为

$$E_2 = E_D - F \cdot R - Z \cdot \psi \quad (25)$$

式中: ψ 为局部阻力作用能力,根据不同构件表现获得。

装置涉及四个阀门,门上部设有活页结构,可向上打开,如图 1 所示。阀门的阻力与阀门的结构和阀门的材料有关,根据模型结构及试验中阀门左右两侧风速变化情况,推算出阀门阻力系数 k_1 介于 0.85 与 0.95 之间,此处取值 0.93。

模型设计的管道总长度为 1.5 m 及 6 个转弯结构,根据管道材质和模型试验数据,估算摩擦损耗系数 k_2 介于 0.90 与 0.99 之间,此处取值 0.96。则装置二次转换效率 $\eta_{2z} = k_1 \cdot k_2 = 0.893$ 。

2.5 三次转换效率

通过空气透平机的风向为单一方向,所以空气透平机可以选择普通空气透平机。根据参考文献[12]知,威尔斯透平的最高工作效率为 74% 左右。本装置中管道内风向持续从一个方向通过透平机,其结构设计时不需考虑交变气流的影响,所以其理论最高工作效率应高于威尔斯透平,则可设此透平机的工作效率 η_{3z} 为 78%。

根据参考文献[13]知,一般小功率的同步发电机的效率为 85% ~ 95%,中、大功率的同步发电机的效率为 95% ~ 98%,根据本文的波浪发电装置,选择发电机效率 η_{4z} 为 96%。

振荡水柱式波浪能发电装置的整机理论效率是 3 次转换过程的效率乘积,即 $\eta_z = \eta_{1z} \cdot \eta_{2z} \cdot \eta_{3z} \cdot \eta_{4z}$,将上述数值代入, $\eta_z = 0.364$ 。

3 小结

本文设计的靠岸式振荡水柱波浪能发电装置将振荡浮子和振荡气室结合,形成更强的风能;通过特殊的输风管道结构和单向阀门控制,形成单向风流过空气透平机;所以,装置的整机效率得到两次提高。实际应用中,常见的振荡水柱式波浪发电装置和振荡浮子式波浪发电装置的理论效率一般在 20% ~ 30% 左右,因此本设计装置是一种高效的发电装置。

空气透平机、发电机等重要设备均不与海水直接接触,装置的可靠性及寿命得到保证。

本装置其他部分设计的尺寸及参数为:长 1 m,宽 0.6 m,高 0.6 m,管道直径 0.05 m,倾斜墙的倾角 53° ,发电机额定功率为 50 W,杠杆长度可调且最大长度为 1.5 m。模拟试验水槽水深 1.2 m,水槽宽度 1 m,最大波高 0.5 m,波浪周期为 4 s,在以上条件下,测得的发电机实际输出功率最大值为 39 W,造波机使用的是 500 W 的发电机,由参考文献[14]中浮子宽度内波浪输入的功率计算公式和上述公式(13)计算出一个波长范围内浮子和气室吸收的波浪能约为 120 W,则装置的实际发电效率 $\eta_{zs} = 39 \div 120 = 0.325$ 。由此可知,在以上数据条件下,装置在模拟波浪的水槽中的实际发电效率略低于理论计算值。分析其原因,一方面是装置材料自身的摩擦损耗等造成,另一方面是波浪所选取的各项参数亦非最佳匹配数值。

从试验中得到的一些数据可知,本装置的整机结构还有改进空间,以期减少损耗;通过对其能量转换效率的计算可知,一次转换效率至关重要。在以后的工作中,继续进行不同波浪参数下的模拟实验,将结合实际海况的波浪对浮子的形状及与活塞的配重比进行计算和优化;调试各部分结构的比例,得出在特定波长下最优化的气室和浮子间距;通过仿真,改进输风管道结构,减少摩擦阻力,进一步提高装置的发电效率。

参考文献:

- [1] EDWARDS C. 可持续能源的前景[M]. 北京:清华大学出版社,2003:6.

- [2] 刘臻. 岸式振荡水柱波能发电装置的试验及数值模拟研究[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2008.
- [3] 朱永强. 新能源与分布式发电技术[M]. 北京: 北京大学出版社, 2010: 51 - 67, 108 - 129.
- [4] 陈加菁, 陈国坤. 威尔斯透平设计原理探讨[J]. 海洋工程, 1984(4): 17 - 22.
- [5] 文圣常, 于宇文. 海浪理论与计算原理[M]. 北京: 科学出版社, 1984: 31 - 44.
- [6] 吴宋仁. 海岸动力学[M]. 北京: 人民交通出版社, 2000: 7 - 8.
- [7] 张弘昭. 海洋波浪发电系统振荡浮子结构的优化研究[D]. 北京: 清华大学, 2010.
- [8] 羊晓晟, 曹守启, 侯淑荣, 等. 一种新型振荡浮子式海洋波浪能发电装置的设计[J]. 上海海洋大学学报, 2010, 19(5): 699 - 702.
- [9] 王树春, 车仁炜, 胡长胜, 等. 浮筒式海浪发电机理研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(11): 1266 - 1271.
- [10] 陈加菁, 王冬蛟, 王龙文. 波浪发电系统的水动力匹配准则[J]. 水动力学研究与进展(A辑), 1995, 10(6): 582 - 587.
- [11] 北京市设备安装工程公司. 全国通用通风管道计算表[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1977: 3 - 4.
- [12] THAKKER A, FRALEY P, SHEIK B E. Comparison of 0.6 m impulse and wells turbines for wave energy conversion under similar conditions[R]. Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference. Stavanger, Norway: International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001, 1: 630 - 633.
- [13] 吴宗泽. 机械设计实用手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [14] 苏永玲, 谢晶, 葛茂泉. 振荡浮子式波浪能转换装置的研究[J]. 上海水产大学学报, 2003, 12(4): 339 - 342.

Design of a new OWC wave power generation device

DUAN Chun-ming, ZHU Yong-qiang

(New Energy Power System State Key Laboratory, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: With the deepening of global energy crisis, looking for the new energy to replace traditional energy becomes the only way for the development of energy. This paper designs a new oscillating water column ocean wave power generation device. It introduces the basic composition of the device and its structure, and its working principle and process. Combining the wave theory and calculation principle, the hydrodynamic matching criteria in wave generating system, wave power conversion efficiency theory, air dynamics theory, we analysed and calculated the energy conversion efficiency of the device. Suppose the device is under the action of linear wave, through the theoretical calculation, the theoretical efficiency of this device is up to 0.364 when the wave period is 4 s, wave height is 0.5 m, buoy side length is 0.3 m, wind pipe diameter is 0.05. Compared with common wave power generation device, this device has higher power generation efficiency.

Key words: wave power; generation device; oscillating buoy; oscillating water column; capillary effect