

实现波能装置共振的方法研究^{*}

蔡元奇¹, 沈理姣^{1,2}, 李明方^{1,3}

(1. 武汉大学土木建筑工程学院, 湖北 武汉 430072;

2. 中国舰船研究设计中心船舶振动噪声重点实验室, 湖北 武汉 430064;

3. 武汉科技大学理学院, 湖北 武汉 430065)

摘要: 共振状态下波能系统效率高且聚能能力强的现象已为试验和理论所证实。研究实现波能系统共振的方法可以形成高效波能利用技术。在研究波能利用技术时, 涉及流-固耦合、几何非线性、波浪易变性等问题, 实现波能系统共振还有许多理论和技术问题需要解决。基于波能系统共振思想的主动共振波能技术是一种高效波能利用技术。通过在波能装置中设置可调的刚度对波能系统动力特性进行调整, 使波能系统的自振频率与海浪频率一致, 以实现波能系统共振。针对主动共振波能技术, 基于势流理论及多刚体动力学理论, 导出了刚度调节值计算公式。通过数值仿真试验证明了该公式的正确性和准确性。所提出的方法和共振控制方程同样适用于其他波能技术。

关键词: 波能利用; 水动力学; 共振; 主动控制; 可调刚度

中图分类号: P743.2; O353 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2017)03-0475-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2017.03.016

引言

波能利用效率是波能技术研究的主要问题。共振状态下波能系统的效率高且聚能能力强, 这已为试验和理论所证实^[1]。因此利用共振提高波能利用效率是行之有效的方法。实现共振的主要方法有: 调节振动系统的质量或刚度, 使其自振频率与激励的频率一致, 或改变激励的频率与系统的自振频率一致。由于海浪的频率不能人为控制, 以及波能系统中存在流固耦合及非线性行为等, 因此实现波能系统共振还需要解决很多理论和技术问题。

根据波浪预测模型, 对波能装置中的俘能机构进行控制, 使其振动速度与波的相位相同, 可以提高波能装置的效率。目前这方面的研究较多, 称其为相位控制问题, 并取得了丰富的成果。如预测模型控制^[2-3]、锁闭相位方式^[4-9]、离合方式^[10]、相位和幅值控制^[11]、无功控制^[12]、外加作动器控制^[13]等。这些方法均可有效地提高波能系统的效率。Falnes J^[14]称相控问题为“人造共振”。

尽管调节质量和刚度都可改变波能系统的动力特性, 但在波能系统中调节刚度的方案优于调节质量。原因在于: 水动力学特性十分复杂, 且对波能系

统的动力特性影响非常明显; 质量调节过程中会改变波能装置的吃水线, 使装置的水动力学特性发生变化, 从而难以控制波能系统动力特性。采用调节刚度的方案, 则不存在改变装置水动力学特性的问题, 控制波能系统的动力特性相对简单。在调刚的方案中, 建立刚度调节模型和方法是非常重要的。

为了实现高效波能利用, 一种主动共振波能利用方案被提出^[15]。该方案的波能装置通过重力平衡器^[16]消除由重力引起的强几何非线性, 由变刚度装置^[17]调节波能装置的刚度, 从而实现波能系统的共振。

海浪时常会发生变化, 为了实现波能系统共振, 则需根据海浪实际情况调节波能装置的动力特性。海浪可以持续稳定十几分钟到数小时, 甚至到数十天, 这为波能系统共振提供了可能性。海浪的周期是波能系统调节的依据。实际海浪具有丰富的频率结构, 各频率的能量不同。其中的某个频率上能量最大, 将能量对应最大的频率称为主频率。不同的海浪, 其主频率成分的能量占波浪总能量的比例不同, 对于涌浪, 主频率的波浪能量占比大于90%; 而对于风浪, 其主频率的波浪能量占比略小。海浪的主频率可以识别^[18], 若按主频率调节波能系统使其发生共振, 可提高波能装置的效率。

^{*} 收稿日期: 2015-12-18; 修订日期: 2017-03-03

基于势流理论,建立波能系统控制方程。所建立的方程为一组非线性偏微分方程。对方程进行线性化处理,可由线性化后的方程组得到特征方程,这个特征方程能够反映波能系统的基本性质。

如将实际海浪频率带入特征方程,得到的方程可由描述波能系统共振时各设计参数之间的关系,为此称该方程为共振控制方程。利用共振控制方程设计波能装置,可以保证波能系统在常遇波况下发生共振。若设置有可调参数,则可实现波能系统在任何波况下发生共振。

主动共振波能装置设置有刚度调节机构,该机构输出的刚度可作为实现共振的调节参数。通过共振控制方程可导出可调刚度与海浪频率及水动力学参数的关系式给出实现波能系统共振的条件。称导出的关系式为动力调整模型。通过该模型,可根据海浪频率计算得到调节的刚度值,再依据刚度值调节刚度调节机构实现波能系统共振。

1 主动共振波能技术刚度调节模型

1.1 波能装置力学模型

主动共振波能装置的力学模型如图1所示。其原理为:在密封舱内设置一个水平摆,由重力平衡器^[16]使之处于随遇而安状态;水平摆与密封舱以铰轴连接,在摆与密封舱之间串联变刚器^[17];在波浪作用下,密封舱发生运动,其垂荡和纵摇运动会引起水平摆与密封舱发生相对运动,从而将波能转换为机械能;变刚器的刚度 K_a 可以无级调整,通过调节变刚器使波能装置共振;通过PTO(Power Take-off)系统对机械能进行提取。

力学模型中 m_p 和 J_p 分别为水平摆的质量及其对支铰的转动惯量。除水平摆以外,装置的其余部分在此称为浮体,浮体总质量及其对浮体质心的

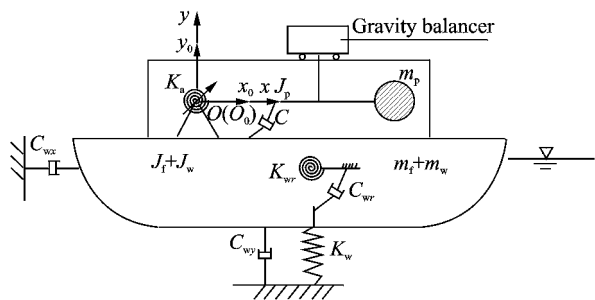


图1 主动共振波能装置-水耦合系统的示意图

Fig.1 Diagrammatic sketch for the coupling system of the converter-water

转动惯量分别为 m_f 和 J_f 。PTO系统对波能系统的作用以阻尼 C 表示。

波能装置在运行时与水形成了一个耦合系统。装置在波浪作用下会发生运动,其运动又向水域辐射兴波。因此作用于波能装置上的波浪力为入射波、绕射波和辐射波共同组成。根据基于势流理论,浮体兴波可由水动力学参数与浮体的运动参数表示。水动力学参数为附连质量和附连阻尼。浮体运动的各个方向附连质量和附连阻尼不同。垂荡向的附连质量用 m_{wy} 表示,纵荡附连质量用 m_{wx} 表示,图1中用 m_w 表示垂荡和纵荡的附连质量。垂荡和纵荡向的附连阻尼分别用 C_{wy} 和 C_{wx} 表示。纵摇向的附连质量和阻尼用 J_w 和 C_{wr} 表示。 K_w 为垂荡向静水恢复力刚度, K_{wr} 为纵摇向静水恢复力刚度。

在波浪场中的主动共振波能装置有7个自由度,即垂荡、纵荡和横荡、纵摇、横摇和艏摇以及摆的摆动。主动共振波能装置利用垂荡和纵摇向运动进行捕能,为了便于对装置进行控制,其密封舱的外形被设计为具有双对称面形式,从而可将装置的纵荡、垂荡和纵摇与横荡、横摇和艏摇解耦^[19],则该波能装置可简化为包含有纵荡、垂荡、纵摇及摆相对运动等四个自由度的振动系统。

1.2 动力方程建立

设波能装置随体动坐标系为 (x_0, y_0, z_0) (见图1),其原点 O_0 位于水平摆支铰处,动坐标系与波能装置一起运动。设大地坐标系为 (x, y, z) (见图1),它是一个固定不动的坐标系,在波能装置静止初始时刻,大地坐标系与动坐标系重合。由于波能装置具有双对称面,分析时可以仅考虑 x 方向波,并假定装置的没有横荡、横摇和艏摇。以大地坐标系为参照系,对装置支铰铰心建立的动力平衡方程为

$$\begin{cases} m_f \ddot{x}_f + m_p \ddot{x}_p + \Phi_x * \ddot{x}_c + \psi_x * \dot{x}_c = f_x \\ m_f \ddot{y}_f + m_p \ddot{y}_p + K_w y_c + \Phi_y * \ddot{y}_c + \psi_y * \dot{y}_c = f_y \\ J_f \ddot{\gamma} - C \dot{\theta} - K_a \theta + K_{wr} \gamma + \Phi_r * \ddot{\gamma} + \psi_r * \dot{\gamma} + M_{Iz} = M_0 \\ J_p (\ddot{\gamma} + \ddot{\theta}) + C \dot{\theta} + K_a \theta + M_{pz} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 带角标的 x 和 y 变量为大地坐标系下 x, y 方向的位移,其中 x_f 和 y_f 为浮体质心的位移,用向量表示为 $\mathbf{X}_f = \{x_f \ y_f\}^T$; x_p 和 y_p 为摆质心的位移,用向量表示为 $\mathbf{X}_p = \{x_p \ y_p\}^T$; x_c 和 y_c 为装置上初始漂心位置的位移,用向量表示为 $\mathbf{X}_c = \{x_c \ y_c\}^T$ 。 γ 为浮体纵摇的角位移; θ 为摆相对于浮体的角位移; Φ_x, Φ_y, Φ_r 分别为附连质量 m_{wx}, m_{wy} 和 J_w 在时域中的函数; ψ_x, ψ_y, ψ_r 分别为附连阻尼 C_{wx}, C_{wy} 和

C_{wr} 在时域中的函数; M_{fx} 和 M_{py} 为浮体和摆相对于铰心的惯性力矩在 z 方向的分量; f_x 和 f_y 为入射和绕射波对波能装置产生的压力在其湿面上积分沿大地坐标 x 和 y 轴向合力; M_0 为波浪对波能装置产生压力对支铰求矩在其湿面上积分求得的合力矩。

根据 Cummins^[20]分解的思想,将装置运动产生的辐射力写成卷积形式。由于本文中水动力学参数是关于装置初始漂心求取,因此装置运动产生的辐射力写成水动力学参数与初始漂心运动的卷积形式。

设装置在波浪作用下,其铰心在大地坐标系下的响应为

$$\begin{cases} \mathbf{X}_0 = \{x_0 & y_0\}^T \\ \dot{\mathbf{X}}_0 = \{\dot{x}_0 & \dot{y}_0\}^T \\ \ddot{\mathbf{X}}_0 = \{\ddot{x}_0 & \ddot{y}_0\}^T \end{cases} \quad (2)$$

浮体质心的响应 \mathbf{X}_f 与铰心响应的关系为

$$\begin{cases} \mathbf{X}_f = \mathbf{X}_0 + \mathbf{T}\{R_{fx} & R_{fy}\}^T \\ \dot{\mathbf{X}}_f = \dot{\mathbf{X}}_0 + \dot{\mathbf{T}}\{R_{fx} & R_{fy}\}^T \\ \ddot{\mathbf{X}}_f = \ddot{\mathbf{X}}_0 + \ddot{\mathbf{T}}\{R_{fx} & R_{fy}\}^T \end{cases} \quad (3)$$

式中 R_{fx} 、 R_{fy} 为浮体质心在动坐标系中的坐标值。 \mathbf{T} 为动坐标系与大地坐标系间的旋转矩阵,与装置的姿态角有关,是一个过程量; $\dot{\mathbf{T}}$ 及 $\ddot{\mathbf{T}}$ 分别为旋转矩阵对时间 t 的一阶和二阶导数。

对于平面问题,旋转矩阵 \mathbf{T} 仅与装置纵摇的角位移 γ 有关,其为

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos\gamma & -\sin\gamma \\ \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \quad (4)$$

摆体质心的响应 \mathbf{X}_p 与铰心响应的关系为

$$\begin{cases} \mathbf{X}_p = \mathbf{X}_0 + R_p \mathbf{TS} \\ \dot{\mathbf{X}}_p = \dot{\mathbf{X}}_0 + R_p \dot{\mathbf{T}}\mathbf{S} + R_p \mathbf{T}\dot{\theta}\mathbf{Q} \\ \ddot{\mathbf{X}}_p = \ddot{\mathbf{X}}_0 + R_p (\ddot{\mathbf{T}} - \mathbf{T}\dot{\theta}^2)\mathbf{S} + R_p (2\dot{\mathbf{T}}\dot{\theta} + \mathbf{T}\ddot{\theta})\mathbf{Q} \end{cases} \quad (5)$$

式中 R_p 为摆体质心到铰心的距离, θ 为摆在动坐标系中角位移,即摆与装置之间的相对转角。 $\mathbf{S} = \{\cos\theta \quad \sin\theta\}^T$, $\mathbf{Q} = \{-\sin\theta \quad \cos\theta\}^T$ 。

初始漂心的响应 \mathbf{X}_c 与铰心响应的关系为

$$\begin{cases} \mathbf{X}_c = \mathbf{X}_0 + \mathbf{T}\{R_{cx} & R_{cy}\}^T \\ \dot{\mathbf{X}}_c = \dot{\mathbf{X}}_0 + \dot{\mathbf{T}}\{R_{cx} & R_{cy}\}^T \\ \ddot{\mathbf{X}}_c = \ddot{\mathbf{X}}_0 + \ddot{\mathbf{T}}\{R_{cx} & R_{cy}\}^T \end{cases} \quad (6)$$

式中 R_{cx} 和 R_{cy} 为初始漂心在动坐标系下的坐标。

\mathbf{M}_f 和 \mathbf{M}_p 分别为浮体和摆相对于铰心的惯性力矩

$$\begin{cases} \mathbf{M}_f = m_f \ddot{\mathbf{X}}_f \times (\mathbf{X}_f - \mathbf{X}_0) \\ \mathbf{M}_p = m_p \ddot{\mathbf{X}}_p \times (\mathbf{X}_p - \mathbf{X}_0) \end{cases} \quad (7)$$

1.3 刚度调节模型

主动共振波能装置的特征方程可通过式(1)的齐次方程建立。式(1)描述的方程较为复杂,方程中不仅存在卷积,还存在几何非线性问题,因此不能直接通过式(1)的齐次方程建立特征方程。

对式(1)所描述的方程进行线性化处理,得到的线性化方程可以描述问题的基本特征。

假定波能装置在某个方向作以单频简谐运动,设该方向运动的加速度 $\ddot{\eta}$ 为

$$\ddot{\eta} = A \sin \omega t \quad (8)$$

式中 A 为加速度幅值, ω 为圆频率。

对装置在该方向引起的惯性辐射力进行 Fourier 变换为

$$F(\Phi_\eta * \ddot{\eta}) = m_{w\eta}(\lambda) F(A \sin \omega t) = m_{w\eta, \omega} A \sqrt{\pi/2} [\delta(\lambda + \omega) - \delta(\lambda - \omega)] i \quad (9)$$

式中 $m_{w\eta, \omega}$ 为附连质量在频率 ω 处的值, $\delta(\cdot)$ 为 δ 函数, i 为复数单位。

因此,装置在以单频简谐运动时,其引起的惯性辐射力可写为

$$\Phi_\eta * \ddot{\eta} = F^{-1}[F(\Phi_\eta * \ddot{\eta})] = m_{w\eta, \omega} \ddot{\eta} \quad (10)$$

在讨论振动系统的齐次解时,其解一般为谐波解。因此,在齐次方程中,假定装置为单频简谐运动,方程组中辐射力可按式(10)给出。

对式(1)给出的方程进行线性化处理后,无阻尼系统的齐次方程为

$$\mathbf{K}\mathbf{X} + \mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} = 0 \quad (11)$$

式中 $\mathbf{X} = \{x_0 \quad y_0 \quad \gamma \quad \theta\}^T$, \mathbf{K} 为刚度矩阵, \mathbf{M} 为质量矩阵。

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_w & K_w R_{cx} & 0 \\ 0 & K_w R_{cx} & K_{wr} + K_w R_{cx}^2 & -K_a \\ 0 & 0 & 0 & K_a \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & m_3 & m_4 & m_p R_p \\ m_2 & m_5 & m_6 & 0 \\ 0 & m_p R_p & J_p & J_p \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中 $m_1 = m_f + m_p + m_{wx}$, $m_2 = -m_f R_{fy} - m_{wx} R_{cy}$,
 $m_3 = m_f + m_p + m_{wy}$, $m_4 = m_f R_{fx} + m_{wy} R_{cx} + m_p R_p$,
 $m_5 = m_f R_{fx} + m_{wy} R_{cx}$, $m_6 = J_f + J_w$ 。

系统的刚度矩阵和质量矩阵含有水的影响。

根据式(11),可以建立其特征方程

$$|\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (14)$$

对于一般的振动系统,可通过式(14)求系统的

自振频率。对于波能系统,由于水的作用,通过式(14)求系统的自振频率较为困难。因为方程中涉及波能装置与水耦合的参数。方程中水动力学参数较为复杂,它是频率的函数,与波能装置外形,吃水深度等因素有关,一般不能用解析式描述。对水动力学参数描述可通过计算得到若干个频率上水动力学参数值,再用插值方式构造水动力学参数函数。

准确的给出水动力学参数对描述波能系统的动力特性十分重要。基于不同理论建立的计算水动力学参数的方法有多种,但其计算结果不够准确。根据 ISSC 和 ITTC 的相关研究,当利用基于相同理论开发出的不同计算软件进行计算时,所得到的计算结果却相去甚远^[19]。

文献[21]给出了一个水动力学参数计算方法,该方法可以较为准确地计算水动力学参数,为准确计算波能系统动力特性提供了条件。该文献指出,波能装置运动幅度对水动力学参数影响较小,但波能装置的吃水深度对水动力学参数影响较大。因此为了控制波能系统的动力特性,尽量避免改变波能装置的吃水深度。

尽管通过式(14)计算波能系统的自振频率较为困难。但如果已知海浪的频率后,希望波能系统的频率与海浪一致,则可将海浪的频率带入式(14),得到保证波能系统共振时波能装置的各力学参数关系式。此时式(14)为实现波能系统共振时各力学参数的共振控制方程。

一般而言,波能装置在设计完成后,其各力学参数不可调节。因此,在波能装置运行时不可采用式(14)所描述的方程对波能装置调整以实现共振。但可根据式(14)和常遇波况的海浪频率设计波能装置的参数,保证波能装置在常遇波况下实现共振,以提高波能装置的效率。

通过式(14)可见,若在波能装置中设置可调节的力学参数,波能装置可根据海浪频率调节其动力特性,在任意运行波况下,可保证波能系统发生共振,从而可有效地提高波能装置的平均效率。式(12)中的 K_a 为主动共振波能装置中变刚器的输出刚度,是一个可调参数。根据式(14)给出 K_a 与自振频率的关系

$$K_a = [\Pi_A(\omega)/\Pi_B(\omega)]\omega^2 \quad (15)$$

其中:

$$\begin{aligned} \Pi_A(\omega) = & A_1 + A_2 m_{ux} + [A_3 + A_4 J_w + A_5 m_{ux} + \\ & A_6 m_{uy} + A_7 m_{ux} m_{uy} + A_8 m_{ux} J_w + A_9 m_{ux}^2] \omega^2 + \\ & [A_{10} + A_{11} J_w + A_{12} m_{ux} + A_{13} m_{uy} + A_{14} m_{ux} J_w + \\ & A_{15} m_{uy} J_w + A_{16} m_{ux}^2 + A_{17} m_{uy}^2 + A_{18} m_{ux} m_{uy} + \end{aligned}$$

$$A_{19} m_{ux} m_{uy} J_w + A_{20} m_{ux} m_{uy}^2 + A_{21} m_{ux}^2 m_{uy}] \omega^4 \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \Pi_B(\omega) = & B_1 + B_2 m_{ux} + [B_3 + B_4 J_w + B_5 m_{ux} + \\ & B_6 m_{uy} + B_7 m_{ux} m_{uy} + B_8 m_{ux} J_w + B_9 m_{ux}^2] \omega^2 + \\ & [B_{10} + B_{11} J_w + B_{12} m_{ux} + B_{13} m_{uy} + B_{14} m_{ux} J_w + \\ & B_{15} m_{uy} J_w + B_{16} m_{ux}^2 + B_{17} m_{uy}^2 + B_{18} m_{ux} m_{uy} + \\ & B_{19} m_{ux} m_{uy} J_w + B_{20} m_{ux} m_{uy}^2 + B_{21} m_{ux}^2 m_{uy}] \omega^4 \end{aligned} \quad (17)$$

式中 $A_1 \sim A_{21}$ 及 $B_1 \sim B_{21}$ 系数由装置的力学参数所确定,当波能装置设计完成后, $A_1 \sim A_{21}$ 及 $B_1 \sim B_{21}$ 为常数。因此 Π_A 和 Π_B 是自振频率和水动力学参数的函数。

主动共振波能装置可依据海浪的频率,计算变刚器的刚度值,然后对变刚器调整,使波能系统的自振频率与海浪的频率一致,从而实现共振。主动共振波能装置依据海浪的主频率对波能装置的自振频率调节,主要捕获主频率的波能。

2 刚度调节模型验证算例

称式(15)为刚度调节模型。在其推导过程中,对式(1)描述的动力平衡方程进行了线性化处理;并假定装置以单频谐波运动,对方程中的卷积作了简化处理。另外在式(15)中还涉及水动力学参数,而水动力学参数只能得到近似函数。这些因素将直接影响到是否可通过刚度调节模型实现波能系统共振。因此需对刚度调节模型验证。

波能系统的动力方程中含有几何非线性及卷积关系,直接通过它计算波能系统的自振频率是很困难的,但可通过方程的齐次解得到系统的动力特性。对于物理系统,在无外激励条件,系统对初始扰动的响应则为其齐次方程的解。通过计算这个响应可得到系统的自振频率。为此,采用数值方法,通过建立数值波浪水槽及波能系统的数值仿真模型,对装置施加初始扰动,初始扰动可以是初始位移,也可以是初始速度,计算得到的数值波浪水槽中的波及装置的响应均含有自振频率的信息。对计算得到的响应进行频谱分析,计算得到波能系统的自振频率。

通过 UDF(User Define Function)将波能装置的动力方程及消波方法^[21]加载到 FLUENT 软件中,形成数值仿真平台。由于 FLUENT 软件没有采用势流理论,数值仿真的结果不受势流理论的影响。

为了研究主动共振波能技术,现已设计完成了一个输出功率为 500 W 的试验样机。拟通过该样机验证主动共振波能技术的理论。本文采用样机的

数值仿真试验验证刚度调节模型。试验样机如图 2 所示,其各参数如表 1 所示。根据试验样机的参数,计算得到的 $A_1 \sim A_{21}$ 及 $B_1 \sim B_{21}$ 如表 2 所示。

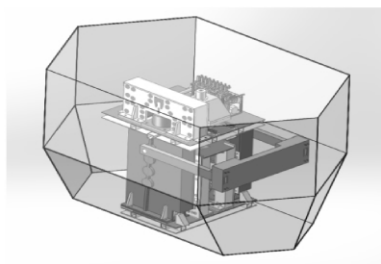


图 2 500 W 试验样机装配图

Fig. 2 The assembly drawings of 500 W prototype

表 1 500 W 试验模型整机设计参数

Tab. 1 The designed parameters of 500 W prototype

Parameters	Values
Designed converting power/ W	500
Total mass/kg	19680
The area of waterplane /m ²	11.8
Draft/m	1.93
The moment of inertia of pendulum/(kg · m ²)	2378.2
The moment of inertia of floater**/(kg · m ²)	41723.7
Heave restoring stiffness /(N · m ⁻¹)	118551.1
Damping ratio of PTO* / %	11.4
Total moment of inertia /(kg · m ²)	44101.9
Volume of displacement /m ³	19.2
Pendulum mass/kg	1313.4
Floater mass/kg	18366.6
Waterplaneradius of inertia /m	1.19
Pitch restoring stiffness/(N · m · rad ⁻¹)	255119.5

注: * PTO 系统阻尼比值由主动共振波能技术中控制摆角幅值为 55° 时最大输出能量方法计算得到,该值与波高和周期有关,在本文研究中,阻尼比均取为 11.4%;
* * 装置中摆子与密封舱连接的铰接轴中截面圆心处为转动惯量的计算参考点。

建立的计算模型如图 3 所示,采用圆形水槽,水槽外侧的 A 区域为消波区,波能装置置于水槽中央,在装置周围的区域 D 设置为动网格区域。数值波浪水槽的尺寸与波长有关,经过多次的数值计算比较,波浪水槽的半径为浮体兴起水波波长的 2.5 倍较为合适,水槽中水深为 1 倍的兴起水波的波长。

以调整波能系统自振周期到 4.0 s 为例,根据拟调整的自振周期及相应的水动力学参数计算样机变刚度输出刚度值 K_a ,并将 K_a 代入计算模型中。

对摆振子施加 1.0 rad/s 的初始速度,计算得到装置的垂荡、纵荡和纵摇以及摆相对转角的时程曲线如图 4 所示。图中各自由度的时程曲线均表现为自由衰减。对各自由度位移响应进行 DFT 变换,其频谱如图 5 所示。

从图 5 可见,频率峰值与所设频率相同。由此

表 2 试验样机的 $A_1 \sim A_{21}$ 及 $B_1 \sim B_{21}$ 参数值

Tab. 2 The Values of $A_1 \sim A_{21}$ and $B_1 \sim B_{21}$ in prototype

Parameters	Values
$A_1 / (\text{kg}^4 \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^{-4})$	-1.204×10^{19}
$A_2 / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^{-4})$	-6.241×10^{13}
$A_3 / (\text{kg}^4 \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^{-2})$	2.124×10^{19}
$A_4 / (\text{kg}^3 \text{m}^2 \text{s}^{-2})$	5.441×10^{13}
$A_5 / (\text{kg}^3 \text{m}^4 \text{s}^{-2})$	1.751×10^{14}
$A_6 / (\text{kg}^3 \text{m}^4 \text{s}^{-2})$	9.489×10^{13}
$A_7 / (\text{kg}^2 \text{m}^4 \text{s}^{-2})$	4.917×10^8
$A_8 / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	2.820×10^8
$A_9 / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^{-2})$	-3.542×10^7
$A_{10} / (\text{kg}^4 \cdot \text{m}^4)$	-2.786×10^{18}
$A_{11} / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^2)$	-8.800×10^{13}
$A_{12} / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^4)$	-1.196×10^{14}
$A_{13} / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^4)$	-4.046×10^{12}
$A_{14} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2)$	-4.560×10^8
$A_{15} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2)$	-4.590×10^8
$A_{16} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^4)$	5.729×10^7
$A_{17} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^4)$	5.651×10^7
$A_{18} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^4)$	-5.693×10^8
$A_{19} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	-2378.0
$A_{20} / (\text{kg} \cdot \text{m}^4)$	292.8
$A_{21} / (\text{kg} \cdot \text{m}^4)$	298.8
$B_1 / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-4})$	-5.064×10^{15}
$B_2 / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-4})$	-2.624×10^{10}
$B_3 / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	9.015×10^{15}
$B_4 / (\text{kg}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	2.288×10^{10}
$B_5 / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	7.404×10^{10}
$B_6 / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	3.990×10^{10}
$B_7 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	2.067×10^5
$B_8 / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-2})$	1.186×10^5
$B_9 / (\text{kgm}^2 \cdot \text{s}^{-2})$	-1.489×10^4
$B_{10} / (\text{kg}^3 \cdot \text{m}^2)$	-1.234×10^{15}
B_{11} / kg^2	-3.724×10^{10}
$B_{12} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2)$	-5.088×10^{10}
$B_{13} / (\text{kg}^2 \cdot \text{m}^2)$	-1.926×10^9
B_{14} / kg	-1.930×10^5
B_{15} / kg	-1.930×10^5
$B_{16} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2.425×10^4
$B_{17} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2.376×10^4
$B_{18} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	-2.405×10^5
B_{19}	-1.0
B_{20} / m^2	0.1231
B_{21} / m^2	0.1256

可见,波能系统的自振频率为所设频率。表明主动共振波能技术的刚度调节模型可实现对波能系统的自振频率准确调节,可满足实现共振捕能对波能装置自振频率的调节要求。

为了进一步地验证刚度调节模型的正确性,对样机的几种运行状态进行了数值仿真,其输出功率如表 3 所示。从表中可见,按刚度调节模型设置共振状态,样机的输出功率最大,与设计值一致,是非

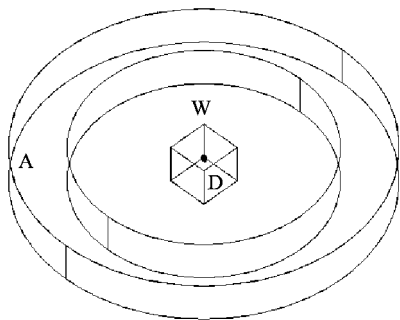


图3 数值波浪水槽模型

Fig. 3 Numerical wave tank model

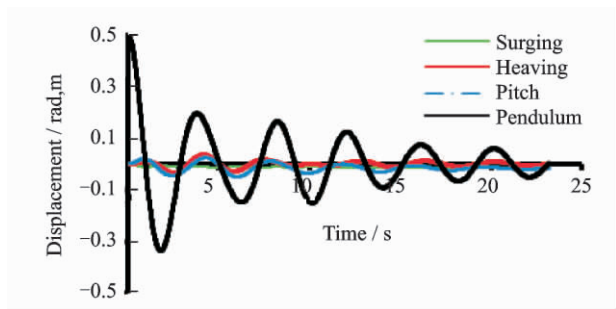


图4 自由衰减振动中各自由度的位移响应

Fig. 4 Responses in damped free vibration

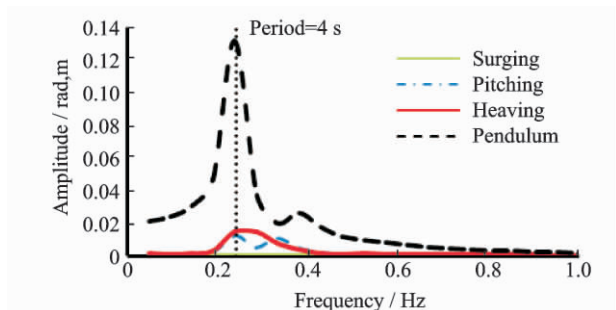


图5 各自由度位移响应的频谱图

Fig. 5 Spectrogram for responses of every freedom

共振状态的4~8倍。由此可见,根据刚度调节模型,波能系统可实现共振。在其他参数不变的情况下,增加摆振子的惯性矩,则样机在共振状态输出功率还将有大幅度的增加。对于多个频率的混合波浪情况进行计算也可得到一致的结论。

表3 样机在不同状态下的功率输出

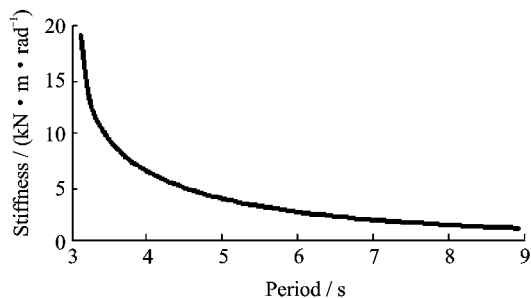
Tab. 3 Prototype's power outputs in different states

Wave height	Wave period	System's natural period	Vibration status*	Output power
1.0 m	4.5 s	6.0 s	N	66.460 W
1.0 m	6.0 s	4.5 s	N	128.19 W
1.0 m	4.5 s	4.5 s	R	543.19 W
1.0 m	6.0 s	6.0 s	R	520.76 W

*注:N为Non-resonance,R为Resonance

3 刚度调节模型稳定讨论

根据刚度调节模型,计算得到的波能系统自振频率与可调刚度值 K_a 的关系如图6所示。水动力学参数误差对 K_a 计算精度有直接的影响,从而影响波能系统自振频率的计算精度,进而影响波能系统实现共振的难易程度及维持共振状态的稳定性。通过 K_a 对各水动力学参数的敏度分析,可研究水动力学参数误差对 K_a 的影响。根据这个影响,确定水动力学参数计算方案,即在可调刚度值对水动力学参数敏感的区域加密计算点,以提高其插值精度,保证 K_a 计算精度。

图6 刚度值 K_a 与波能系统的自振周期关系曲线Fig. 6 Relation curve between stiffness K_a and WEC's natural frequency

$$S_{m_{w,x}} = \left| \frac{\partial K_a}{\partial m_{w,x}} \frac{\Delta m_{w,x}}{K_a} \right| \quad (18)$$

$$S_{m_{w,y}} = \left| \frac{\partial K_a}{\partial m_{w,y}} \frac{\Delta m_{w,y}}{K_a} \right| \quad (19)$$

$$S_{J_w} = \left| \frac{\partial K_a}{\partial J_w} \frac{\Delta J_w}{K_a} \right| \quad (20)$$

式(18)~(20)给出了 K_a 对纵荡、垂荡和纵摇向附连质量的敏度定义。水动力学参数的计算精度难以估计,在此以相隔0.1 s周期计算得到的水动力学参数相差值作为水动力学参数的最大误差进行灵敏度计算。计算得到的 K_a 对附连质量的灵敏度如图7所示。在波浪的高频段, K_a 对附连质量的敏度较大,敏度的最大值为0.85%。因此,在高频段,可适当增加附连质量的计算频率点数,以保证样机刚度值的计算精度。在低频段,刚度值对附连质量的敏度较小可适当减少计算频率点数,以降低计算成本。通过对 K_a 的敏度分析还可以看到,水动力学参数精度对可调刚度值影响不大,因此可以保证将试验样机的动力特性调整至共振状态。

波能系统的自振频率对可调刚度值的敏度 S_{K_a} 定义见式(21)。通过对其敏度分析,可以研究 K_a 计算误差对自振频率的影响,研究波能系统共振状

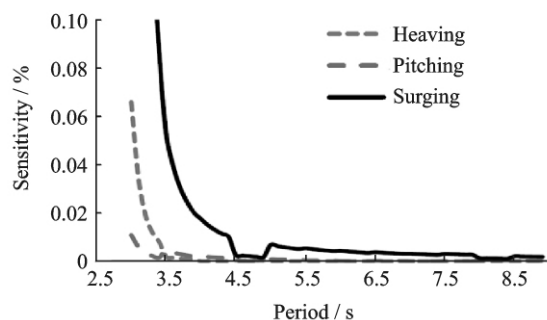


图7 刚度值对附连质量的灵敏度

Fig. 7 The sensitivity on stiffness due to attached mass

态的稳定性,以及实现共振难易程度。当 S_{K_a} 值较大时,海浪的周期有微小的变化将使波能装置失去共振状态; K_a 计算误差较大时,则不能实现波能装置共振。若 S_{K_a} 值较小时,则海浪的周期有微小的变化仍能保证波能装置处于共振状态; K_a 计算误差较大时,仍可以实现波能装置共振。因此对波能系统的自振频率对可调刚度的敏感性研究是十分必要的。

$$S_{K_a} = \left| \frac{\partial \omega}{\partial K_a} \frac{\Delta K_a}{\omega} \right| \quad (21)$$

估计 K_a 的计算精度较难,在此以相差 0.1 s 周期的 K_a 相差值作为精度估计。根据式(21),计算得到样机的 S_{K_a} 曲线如图 8 所示。从图中可见, S_{K_a} 随周期的增大而减小。这说明,在入射波频率较高时,样机的动力特性调节误差较大。为减小误差,需在 3~5 s 周期范围内,增加样机水动力学参数计算的频率点,这与 K_a 对附连质量灵敏度计算的结论一致。计算表明,试验样机的自振周期在 4.5 s 以上, S_{K_a} 较小,因此易于实现共振,且形成共振状态具有较强的鲁棒性。

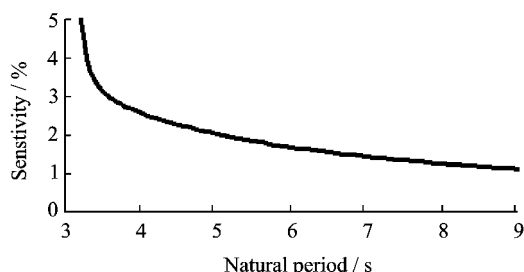


图8 自振周期对刚度值的灵敏度

Fig. 8 The sensitivity on natural period due to attached mass

4 结束语

波能系统共振可以有效提高波能利用效率,为此研究了实现波能系统共振的方法。针对主动共振

波能技术,本文对实现波能系统共振的刚度调节问题进行了研究,导出了刚度调节模型。根据海浪的主频率,采用刚度调节模型,可以计算得到刚度调节值。依据刚度调节值调节主动共振波能装置中的变刚器,可以实现波能系统在各种海况下发生共振。本文研究为高效波能利用技术提供了理论和技术。

文中提出的方法及共振控制方程可用于其他波能技术,在波能装置设计时,可将常遇海浪周期带入共振控制方程,根据共振控制方程确定各设计参数关系式。这样的设计可保证波能装置在常遇波况下发生共振,保证波能装置的利用效率。

参考文献:

- [1] 李允武主编. 海洋能源开发[M]. 第1版. 北京:海洋出版社,2008:138—178.
Li Yunwu. The Marine energy development[M]. 1st ed. Beijing: Ocean Press,2008:138—178.
- [2] Crétel J, Lewis A, Thomas G, et al. An application of model predictive control to a wave energy point absorber [C]. In: Ferrera, Pedro Meds. Control Methodologies and Technology for Energy Efficiency, IFAC conference, Vilamoura, Portugal. Portugal: International Federation of Automatic Control, 2010: 567—574.
- [3] Fusco F, Ringwood J. Short-term wave forecasting for real-time control of wave energy converters[J]. IEEE Trans Sustain Energy, 2010, 1: 99—106.
- [4] Falnes J, Budal K. Wave-power conversion by power absorbers[J]. International Journal of Ambient Energy, 1978, 8(1): 2—11.
- [5] Korde U. Phase control of floating bodies from an on-board reference[J]. Applied Ocean Research, 2001, 23(5): 251—262.
- [6] Wanan Sheng, Raymond A, Anthony L. On improving wave energy conversion, part I: Optimal and control technologies[J]. Renewable Energy, 2015, 75: 922—934.
- [7] Wanan Sheng, Raymond A, Anthony L. On improving wave energy conversion, part II: Development of latching control technologies[J]. Renewable Energy, 2015, 75: 935—944.
- [8] Budal K, Falnes J. Interacting Point Absorbers with Controlled Motion[M]. In: Count B, ed, Power from sea waves. London: Academic Press; 1980: 381—399.
- [9] Babarit A, Clément A. Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves[J]. Appl Ocean Res, 2006, 28: 77—91.
- [10] Babarit A, Guglielmi M, Clément A. Declutching control of a wave energy converter[J]. Ocean Eng., 2009, 38: 1015—1024.

- [11] Costa P, Garcia-Rosa P, Estefen S. Phase control strategy for a wave energy hyperbaric converter[J]. Ocean Eng., 2010, 37: 1483—1490.
- [12] Hals J, Bjarne-Larsson T, Falnes J. Optimum reactive control and control by latching of wave absorbing semisubmerged heaving sphere[L]. In: Proceedings of the 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Volume 4, Oslo, Norway, 2002-6-23~28: 415—423.
- [13] Romain G, Félicien B, Alain H, et al. Effect of non-ideal power take-off on the energy absorption of a reactively controlled one degree of freedom wave energy converter[J]. Applied Ocean Research, 2014, 48: 236—243.
- [14] Falnes J. Ocean Wave and Oscillating System[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2005: 196—222.
- [15] 蔡元奇. 共振波力发电装置[P]. 中国, 中华人民共和国国家知识产权局: CN201110233308. 7, 2011-08-16.
Cai Yuanqi. Wave energy converter in resonance[P]. State Intellectual Property Office of the P. R. C, China; CN201110233308. 7, 2011-08-16.
- [16] 蔡元奇, 李明方. 重力平衡器[P]. 中国, 中华人民共和国国家知识产权局: CN201110186182. 2, 2011-07-05.
Cai Yuanqi, Li Mingfang. Gravity balancer[P]. State Intellectual Property Office of the P. R. C, China; CN201110186182. 2, 2011-07-05.
- [17] 蔡元奇, 杨圣邦. 可调膜式变刚度器及其使用方法[P]. 中国, 中华人民共和国国家知识产权局: CN201110231566. 1, 2011-08-12.
Cai Yuanqi, Yang Shengbang. The adjusted stiffness mechanism and its application method[P]. State Intellectual Property Office of the P. R. C, China; CN201110231566. 1, 2011-08-12.
- [18] 张孝春. 波浪浮标水动力特性及波浪要素识别方法研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2013.
Zhang Xiaochun. Research on wave buoy hydrodynamic characters and wave parameters detection method[D]. Wuhan: Wuhan University, 2013.
- [19] O M Faltinsen. 船舶与海洋工程环境载荷[M]. 杨建民, 肖龙飞, 葛春花, 译. 第 2 版. 上海: 上海交通大学出版社, 2013: 29—89.
O M Faltinsen. Sea Loads on Ships and Offshore Structures[M]. Yang Jianmin, Xiao Longfei, Ge Chunhua, translation, 2nd ed. Shanghai Jiao Tong University Press, 2013: 29—89.
- [20] Cummins W E. The impulse response function and ship motions[R]. In Schiffstechnik. Publisher: Dept. of the Navy, David Taylor Model Basin, 1962, 9: 491—502.
- [21] 沈理姣. 主动共振波能技术动力特性控制方法及其数值仿真方法研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2015.
Shen Lijiao. Study on dynamic characteristics control method and numerical simulation method of active resonance wave energy technology[D]. Wuhan: Wuhan University, 2015.

Study on the method of resonance realization for the wave energy converters

CAI Yuan-qi¹, SHEN Li-jiao^{1,2}, LI Ming-fang^{1,3}

(1. School of Civil Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. National Key Laboratory on Ship Vibration&Noise, China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China;

3. College of Science, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430065, China)

Abstract: It is confirmed by many experiments and theories that any wave energy system (WES) has high efficiency and strong energy clustering ability in resonance. There is one feasible way to improve the efficiency of the wave energy converters (WECs) through properly utilizing the resonance property of the WES. There are some problems in WES such as the fluid-solid coupling, the geometric nonlinearity, the changeability of the wave, etc. Therefore, many theoretical and technical problems must be solved to realize the resonance of WESs. The active resonance wave energy converting technology (ARWECT) is one type of wave energy converting technology by making resonance occur between the converters and the wave. It is done by adjusting internal stiffness in the WECs to realize the resonance of the the WES. For ARWECT, based on the potential flow theory and the multi-rigid-body dynamics theory, the computational formula for tuning the stiffness values is derived. This is also the dynamic characteristic adjustment model of ARWECT. The validity and accuracy of the model are proved by numerical simulations. The proposed method and resonance control equation in this paper is also applicable to other wave energy technology.

Key words: wave energy utilization; hydrodynamics; resonance; active control; adjustable stiffness

作者简介: 蔡元奇(1963—),男,教授。电话: 13907111850; E-mail: caiguanqi@yeah.net