

文章编号:0254-0096(2016)04-1043-07

一种漂浮铰接式波能装置的水动力学研究

汪敏^{1,3}, 游亚戈^{1,2}, 盛松伟^{1,2}, 张运秋^{1,2}, 叶寅^{1,2}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广州 510640;
3. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 主要研究包含水面浮体和水下浮体两部分的一种铰接式波能装置。由于其外形较复杂,为了计算得到波能装置的水动力学系数和波浪激励力,采用基于三维面元法的 Hydrostar 软件进行水动力学计算。对铰接式波能装置进行受力分析得到装置的力学方程。最后通过适当选取弹簧弹性系数和外部阻尼系数,可求得优化的水面浮体和水下浮体的相对运动幅度以及装置的俘获宽度比。

关键词: 铰接式; 波能装置; 水动力学; 俘获宽度比

中图分类号: P743.2

文献标识码: A

0 引言

在波能装置的研发过程中,水动力学分析是一个基础且重要的环节。对于铰接式的波能装置,目前国内外已有不少研究,其中对摆式装置的研究较深入。Alves 等^[1]采用基于频域方法的 AQUADYN 软件,分析了悬挂位置和外加约束对悬挂摆装置水动力性能的影响;滕斌等^[2]建立采用非线性活塞杆 PTO 系统的浮力摆装置水动力学分析模型,研究摆板的运动响应、活塞杆受力和俘获功率等。对于鸭式波能装置,Cruz 等^[3]进行了理论和实验研究,主要通过边界元方法进行水动力学计算,并进行了缩小模型的水槽试验;盛松伟^[4]对鸭式装置进行了水动力学研究及优化设计。

本文首先借助 Hydrostar 软件对铰接式波能装置进行水动力学计算,得到无约束条件下的水动力学系数和波浪激励力。波能装置除受流体作用的力外,通常还受弹簧约束力、外部阻尼力(俘获能量)作用,利用牛顿第二定律进行分析可得装置的运动方程。在给定的弹簧刚性系数以及外部阻尼条件下,结合已计算出的水动力学系数和波浪激励力,得到装置各部分的相对运动幅度,通过平均功率的计算表达式可求得装置俘获

波浪的平均功率。在已知入射波功率的条件下,可得装置的俘获宽度比。在一定范围内,选取合适的弹簧刚性系数和外部阻尼可提高装置俘获波浪能的效率。

1 数学模型与分析

铰接式波能装置的简化模型如图 1 所示,包含水面浮体和水下浮体,用序号 $l(l=1,2)$ 表示,浮体 1 与浮体 2 通过铰接方式连接,在铰接点处有两对相互作用的约束力,分别在水平方向和垂直方向。浮体在波浪作用下的运动一般有纵荡、横荡、垂荡、横摇、纵摇、艏摇 6 种模态。该装置在沿入射波的方向上对称,因而只考虑每个浮体的纵荡($j=1$)、垂荡($j=2$)和纵摇($j=3$) 3 种运动模态,浮体 l 的 j 运

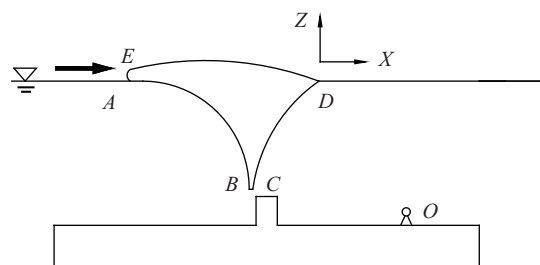


图1 装置的简化图

Fig. 1 Simplified figure of the device

收稿日期: 2014-02-19

基金项目: 海洋可再生能源专项(GHME2010GC01; GHME2011BL06); 国家自然科学基金(41106031)

通信作者: 游亚戈(1956—), 男, 硕士、研究员、博士生导师, 主要从事波浪理论、波能转换的水动力学、波能装置的优化设计等方面的研究。youyg@ms.giec.ac.cn

动表示为 $j(l)$, ($j(l)=j+3(l-1)$)。将浮体 1 的 3 种运动模态依次定义为 $L=1,2,3$, 将浮体 2 的 3 种运动模态依次定义为 $L=4,5,6$ 。两个浮体的每个运动模态方向的运动幅值表示为 X^L 。两个浮体之间除铰接外, 在转动方向上通过恢复弹簧和吸收波浪功率的阻尼器连接, 所以每个浮体除受流体作用力 F_l 外, 还受约束力 F_s 、弹性力 F_k 、阻尼力 F_c 以及运动时水对浮体产生的静水恢复力 F_s 作用。

如图 1, 对于 $j(l)$ 方向, 根据牛顿第二定律, 可得表达式为:

$$F_{j(l)} = F_{vj(l)} + F_{sj(l)} + F_{kj(l)} + F_{cj(l)} + F_{sj(l)} \quad (1)$$

式中, $F_{j(l)}$ —— $j(l)$ 方向所受的合力, $F_{j(l)} = -\sum_{L=1}^6 \omega^2 M_{j(l)L} X^L$, 其中 ω 为入射波频率, $M_{j(l)L}$ 为 L 运动引起的 $j(l)$ 方向的质量(惯性矩); $F_{vj(l)}$ ——水动力学计算出的流体对 $j(l)$ 方向的作用力, $F_{vj(l)} = F_{wj(l)} + F_{vj(l)}$, 其中 $F_{wj(l)}$ 为波浪激励力, 是作用在 l 上的波浪激励力在 $j(l)$ 方向上的投影, $F_{vj(l)}$ 为辐射力, $F_{vj(l)} = \sum_{L=1}^6 (\omega^2 m_{j(l)L} X^L + i\omega d_{j(l)L} X^L)$, $m_{j(l)L}$ 为 L 运动引起的 $j(l)$ 方向的附加质量, $d_{j(l)L}$ 为 L 运动引起的 $j(l)$ 方向的阻尼系数; $F_{sj(l)}$ ——因为铰接而产生的在 $j(l)$ 方向的约束力; $F_{kj(l)}$ ——外加弹簧恢复力,

$$\begin{bmatrix} F_{w1} \\ F_{w2} \\ F_{w3} \\ F_{w4} \\ F_{w5} \\ F_{w6} \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} X^1 \\ X^2 \\ X^3 \\ X^4 \\ X^5 \\ X^6 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -F_{s4} \\ -F_{s5} \\ 0 \\ F_{s4} \\ F_{s5} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} + A_{14} \\ A_{21} + A_{24} \\ A_{31} + A_{34} \\ A_{41} + A_{44} \\ A_{51} + A_{54} \\ A_{61} + A_{64} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X^1 \\ X^2 \\ X^3 \\ X^4 \\ X^5 \\ X^6 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -F_{s4} \\ -F_{s5} \\ 0 \\ F_{s4} \\ F_{s5} \\ 0 \end{bmatrix}$$

从式(4)可看出, 只需求出矩阵 $[A]$ 中的各元素值, 即可求解 $X^1, X^2, X^3, X^6, F_{s4}, F_{s5}$ 。

从式(3)可知, 要确定系数矩阵 $[A]$, 需先确定矩阵 $[m]$ 、 $[M]$ 、 $[d]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 和 $[K']$ 。通过水动力学计算可得波浪激励力矩阵 $[F_w]$, 附加质量矩阵 $[m]$ 和阻尼系数矩阵 $[d]$ 。质量矩阵 $[M]$ 和恢复矩阵 $[K']$ 与装置的外形、浮体质心以及浮体转动中心有关, 也是需重点确定的矩阵。外部阻尼 $[C]$ 和弹簧

$F_{kj(l)} = -\sum_{L=1}^6 K_{j(l)L} X^L$, 其中 $K_{j(l)L}$ 为 L 运动方向的位移所产生的、作用于物体 l 的弹簧力在 $j(l)$ 方向上的投影; $F_{cj(l)}$ ——外加阻尼力, $F_{cj(l)} = -\sum_{L=1}^6 i\omega C_{j(l)L} X^L$, 其中 $C_{j(l)L}$ 为 L 方向单位运动速度所产生的、作用于物体 l 的外加阻尼力在 $j(l)$ 方向的投影; $F_{sj(l)}$ ——静水恢复力(矩), $F_{sj(l)} = -\sum_{L=1}^6 K_{j(l)L}' X^L$; $K_{j(l)L}'$ —— L 运动方向单位位移所产生的静浮力(荡)或惯性力矩(摇)在 $j(l)$ 方向上的投影。

式(1)写成标量形式并化简为:

$$F_{wj(l)} + F_{sj(l)} = \sum_{L=1}^6 [-\omega^2 (m_{j(l)L} + M_{j(l)L}) - i\omega (d_{j(l)L} + C_{j(l)L}) + (K_{j(l)L} + K_{j(l)L}')] X^L \quad (2)$$

把物体看成是刚性的, 在铰接点处, 由于两个物体之间存在相互约束, $X^1 = X^4, X^2 = X^5, F_{s1} = -F_{s4}, F_{s2} = -F_{s5}$, 所以运动幅度有 4 个未知量 X^1, X^2, X^3, X^6 , 约束力有两个未知量 F_{s1}, F_{s2} 或 F_{s4}, F_{s5} 。由于式(2)中 $j(l)=1,2,3,4,5,6$, 共 6 个方程, 所以需求出线性方程组的解。

假设:

$$A_{j0L} = -\omega^2 (m_{j0L} + M_{j0L}) - i\omega (d_{j0L} + C_{j0L}) + K_{j0L} + K'_{j0L} \quad (3)$$

则式(2)写为式(4)的形式。

$$\begin{bmatrix} A_{12} + A_{15} & A_{13} & 1 & 0 & A_{16} \\ A_{22} + A_{25} & A_{23} & 0 & 1 & A_{26} \\ A_{32} + A_{35} & A_{33} & 0 & 0 & A_{36} \\ A_{42} + A_{45} & A_{43} & -1 & 0 & A_{46} \\ A_{52} + A_{55} & A_{53} & 0 & -1 & A_{56} \\ A_{62} + A_{65} & A_{63} & 0 & 0 & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X^1 \\ X^2 \\ X^3 \\ F_{s4} \\ F_{s5} \\ X^6 \end{bmatrix} \quad (4)$$

刚度矩阵 $[K]$ 是计算中可改变的矩阵。

模型沿 y 方向拉伸, 所以转动时, 只考虑 xz 平面坐标, 并且只需考虑纵荡、垂荡以及纵摇运动, 此时质量矩阵 $[M]$ 可如式(5)表示^[5]。同样, 只考虑纵荡、垂荡以及纵摇时, 其恢复矩阵 $[K']$ 可如式(6)表示^[5]。因为浮体 2 完全淹没在水下, 则有 $A'_1 = 0, I_1^A = 0, I_{11}^A = 0$, 此时恢复矩阵 $[K']$ 如式(7)所示。

$$[M'] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & M_1(z_1^c - Z^{(0)}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_1 & -M_1(x_1^c - X^{(0)}) & 0 & 0 & 0 \\ M_1(z_1^c - Z^{(0)}) & -M_1(x_1^c - X^{(0)}) & I_{11}^{b1} + I_{33}^{b1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_2 & 0 & M_2(z_2^c - Z^{(0)}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_2 & -M_2(x_2^c - X^{(0)}) \\ 0 & 0 & 0 & M_2(z_2^c - Z^{(0)}) & -M_2(x_2^c - X^{(0)}) & I_{11}^{b2} + I_{33}^{b2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[K'] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho g A & -\rho g I_1^A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\rho g I_1^A & \rho g(I_{11}^A + I_3^V) - Mg(z_1^c - Z^{(0)}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \rho g A' & -\rho g I_1^{A'} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\rho g I_1^{A'} & \rho g(I_{11}^{A'} + I_3^{V'}) - Mg(z_2^c - Z^{(0)}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[K'] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho g A & -\rho g I_1^A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\rho g I_1^A & \rho g(I_{11}^A + I_3^V) - Mg(z_1^c - Z^{(0)}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho g I_3^{V'} - Mg(z_2^c - Z^{(0)}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中, M_1, M_2 ——两个浮体的质量; (x_1^c, z_1^c) ——浮体 1 的质心坐标; (x_2^c, z_2^c) ——浮体 2 的质心坐标; $(X^{(0)}, Z^{(0)})$ ——两个浮体的转动轴中心坐标, 且 $I_{11}^b = \iiint_{V^{(0)}} (x - X^{(0)})^2 dm$, $I_{33}^b = \iiint_{V^{(0)}} (z - Z^{(0)})^2 dm$; $V^{(0)}$ ——浸没在水下的体积; A ——浮体的水线面积; B ——浮体的宽度; l_A ——物体吃水线; $V^{(0)}$ ——物体浸没在水下部分的体积; $I_1^A = B \int_{l_A} (x - X^{(0)}) dx$, $I_{11}^A = B \int_{l_A} (x - X^{(0)})^2 dx$, $I_3^V = \iiint_{V^{(0)}} (z - Z^{(0)}) dx dy dz$, 这样 I_{11}^A, I_3^V 的单位为 m^4 , I_1^A 的单位为 m^3 。

由于此铰接装置是依靠两个浮体绕同一点的转动角度差来吸收能量, 只在两个浮体的转动方向上有外部阻尼存在, 这里的外部阻尼由俘获波浪能的液压系统产生, 所以有 $C_{33} = C_{66} = C_f, C_{36} = C_{63} = -C_f$ 。

$$[C] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_f & 0 & 0 & -C_f \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_f & 0 & 0 & C_f \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中, C_f ——吸收波浪能量的外部阻尼值。

在规则波浪下, 装置吸收波浪的平均功率为:

$$P = \frac{1}{2} [-i\omega C_f (X^3 - X^6)] \cdot [-i\omega (X^3 - X^6)] \\ = \frac{1}{2} \omega^2 C_f (X^3 - X^6) \overline{(X^3 - X^6)} \quad (9)$$

2 一个简化实体模型数值计算

前文对漂浮铰接式波能装置进行了一定的理论分析, 现以一个给定的尺寸进行计算, 其 xz 面视图如图 2 所示, 头部 AB 、 CD 、 DE 均为圆弧, 且其半径分别为 3.00、4.38、9.20 m, 宽度为 6 m; 水下浮体总长 12 m, 宽 8 m, 高 1.2 m, 中间立柱高 0.8 m, 宽 0.6 m。现选取 CD 圆弧的圆心 O 点为上下浮体的转动中心, 即为铰接点。

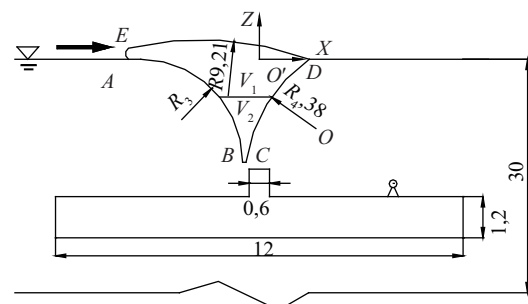


图2 装置侧面尺寸(mm)

Fig. 2 Lateral dimensions of the device(mm)

2.1 水动力学系数分析

在线性规则入射波条件下,利用 Hydrostar 软件,根据装置的整体高度,选取水深 30 m、入射波角频率 0.2~6.0 rad/s 进行水动力学计算,网格图如图 3 所示。计算得到的波浪激励力(矩)、附加质量以及阻尼系数分别如图 4~图 6 所示。

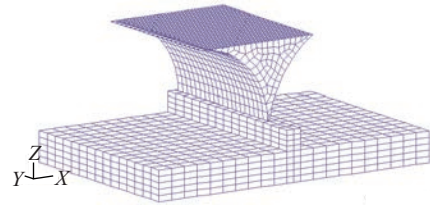


图3 装置水下部分网格

Fig. 3 Grid graph of the device under water

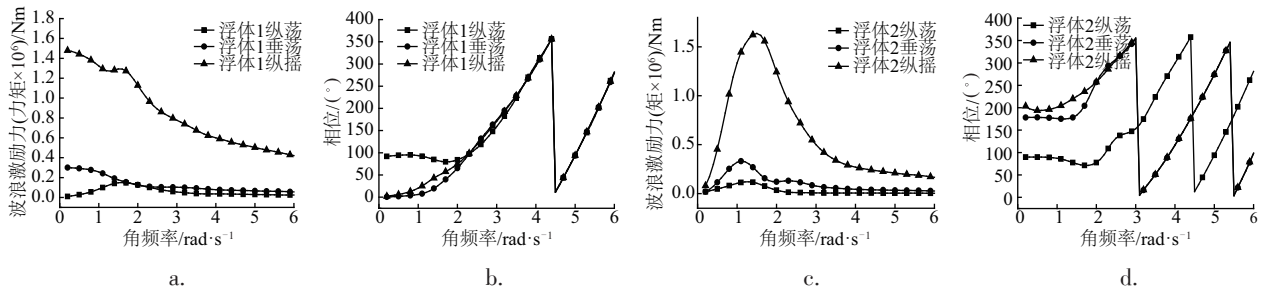


图4 波浪激励力(矩)及相位

Fig. 4 Wave excitation forces (torques) and phases

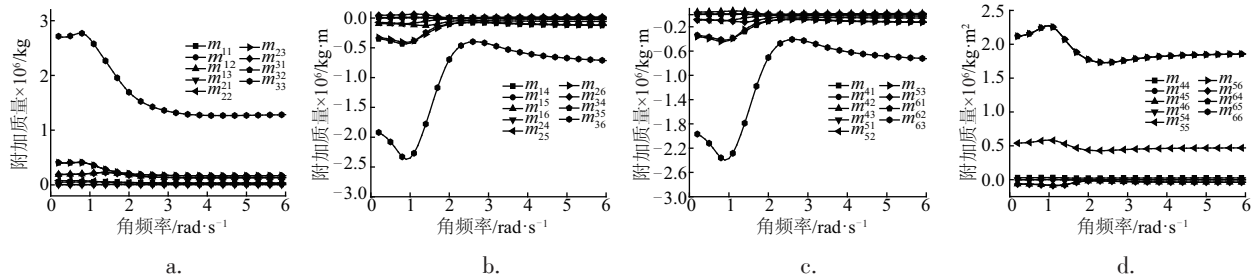


图5 附加质量

Fig. 5 Added-mass

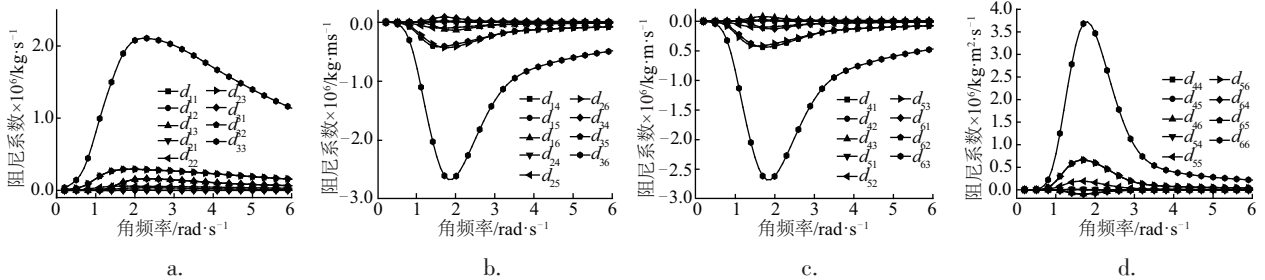


图6 阻尼系数

Fig. 6 Damping coefficients

图 4 为考虑装置 3 种不同模态运动时的波浪激励力(矩)以及相位图。从图 4b、图 4d 可看出,在不同入射波角频率下两个浮体在纵荡方向上的相位基本一致,说明两个浮体在纵荡方向上为同向受力;垂荡方向上两个浮体的相位差几乎为 180°,说明上下两个浮体在垂荡方向受的力方向

相反;纵摇方向上,在低频区,两个浮体的相位差较大,随着角频率的增大相位差逐渐减少,在频率快接近 3.5 rad/s 时,相位差接近 180°,说明上下浮体角频率较高时受力相反。图 4a、图 4c 中,浮体 1 在纵荡和垂荡方向上受到的波浪激励力较小,在纵摇方向上受到的波浪激励力随角频率的增大先

减小再稍增大最后一直减小;浮体2在纵荡、垂荡、纵摇方向上的受力先增大后减小,但在纵摇方向上的受力较大,在纵荡和垂荡方向上的受力较小,最终趋于零。

图5考虑装置3种不同模态的运动时产生的附加质量,从图5a、图5d可看出,在自身的纵摇运动方向上,浮体1和浮体2的附加质量随着角频率的增大,先增后减之后有一个小幅的增大,最后趋于某值,而自身的其他各种模态运动对自身的各运动方向的附加质量均较小;从图5b、图5c可看出,由于浮体1运动而产生的对浮体2的附加质量和由于浮体2运动而产生的对浮体1的附加质量几乎相等,尤其是浮体1与浮体2相互之间的纵摇与纵摇运动产生的附加质量,随着入射波角频率的增大先减小后增大再减小,最后趋于稳定。其他相互之间的运动产生的附加质量均极小(接近零)。

图6为考虑装置3种不同模态的运动时产生的阻尼系数,图6b、图6c中,浮体1的运动而产生的对浮体2的阻尼系数和浮体2的运动而产生的对浮体1的阻尼系数相差不大,尤其是浮体1的纵摇运动与浮体2的纵摇运动之间产生的阻尼系数数值较大,且产生的阻尼系数为负,说明一个浮体的纵摇运动对另一个浮体的纵摇运动可产生类似让其减小运动阻尼的效果,两个浮体之间的其他模态运动互相造成的阻尼系数相对较小且最后趋于零。图6a中浮体1的纵摇运动对自身纵摇方向上产生的附加阻尼先增后减且为正,其他运动产生的阻尼系数相对较小。图6d中,由于浮体完全淹没在水下,其他阻尼系数均很小,只有浮体2的纵摇运动对自身的纵摇方向产生的阻尼系数先增大后减小且峰值数值大,较其他运动产生的阻尼系数大得多,这是因为浮体完全淹没时,运动对浮力无影响,但对浮力矩有影响,所以在纵摇方向的阻尼系数大得多。

2.2 运动方程求解

系统的运动方程不仅与装置的整体尺寸有关,还与装置的质量分布有关。按照图2,浮体1的总体积为 38.69 m^3 ,淹没在水下部分的体积为 25.04 m^3 ,浮体2的体积为 119.04 m^3 ;由排水体积可算出浮体1的质量为 25.667 t ,浮体2的质量为 122.016 t 。水

下浮体质心在水线面上的投影点定为坐标原点,即图2中 O' 点,浮体1的浮心坐标为 $(-0.00893, 0, -0.8)$ 。假如把浮体1看成一个质量均匀分布的物体,质心会在浮心的上面,且浮心与质心不在一条铅垂线上,故需对浮体1进行质量分块。按图2所示把浮体1分为上下密度不同的两部分,下部密度大,上部密度小,上下两部分符合: $\rho_1 V_1 + \rho_2 V_2 = 25667\text{ kg}$, $V_1 + V_2 = 38.69\text{ m}^3$, $\rho_1 V_1 x_1 + \rho_2 V_2 x_2 / \rho_1 V_1 + \rho_2 V_2 = -0.00893\text{ m}$,最后的计算式保证头部的浮心与质心在同一条铅垂线上,由此得到各部分体积,得到质心的坐标为 $(-0.00893, 0, -1.38)$ 。前面提到此装置的转动中心为 CD 圆弧的圆心 O ,浮体1绕 O 点转动的转动惯量 $I_{11}' = 182803.82\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{12}' = 479466.8\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。浮体2绕转动中心转动的转动惯量 $I_2' = 3356913.7\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。至此, $[M]$ 中的各项均可确定。由图2中的尺寸也可求得恢复矩阵 $[K']$ 中的未知参数 I_1^A 、 I_{11}^A 、 I_3^V ,于是恢复矩阵 $[K']$ 确定。由求解出的 $[M]$ 和 $[K']$ 以及给定的弹簧刚性系数矩阵 $[K]$ 和外部阻尼矩阵 $[C]$,结合已求得的附加质量矩阵 $[m]$ 和阻尼系数矩阵 $[d]$,即可确定系数矩阵 $[A]$ 。与已求得波浪激励力矩阵 $[F_w]$ 一起即可确定方程(4)的解。

本文在计算时,浮体1与浮体2之间看作无弹簧,即弹簧刚性矩阵 $[K]$ 为零矩阵。外部阻尼矩阵 $[C]$ 可设为定值,则可求出式(4)的解,现选取 2×10^5 、 4×10^5 、 8×10^5 、 16×10^5 、 $32\times 10^5\text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$ 5个恒定阻尼值来模拟外部阻尼,从而得到浮体1与浮体2的相对纵摇幅值以及装置的俘获波浪的俘获宽度比。这里定义 $\eta = P_1/P_0$ 为装置的俘获宽度比,其中 P_1 为装置吸收波浪能的功率, P_0 为入射波功率。图7为

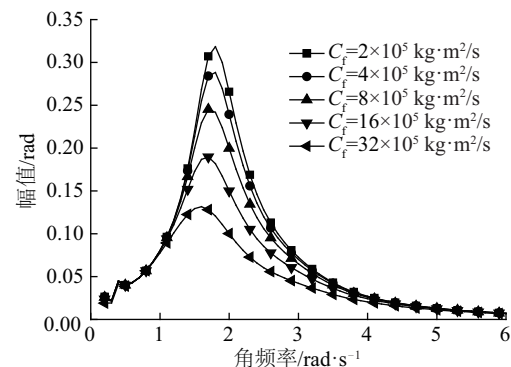


图7 相对运动幅值

Fig. 7 Relative motion amplitude

固定弹簧刚性系数时上下浮体的纵摇相对运动幅值($|X|$ 为取幅值的模)变化图,图8为装置俘获宽度比曲线图。

从图7可看出,当外部阻尼 C_f 为 2×10^5 、 4×10^5 、 8×10^5 、 16×10^5 、 32×10^5 $\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$ 时,纵摇运动的相对运动幅值随角频率的增大出现两个峰值,在低频处会出现一个较小的峰值但不明显,在角频率小于 1.2 rad/s 时,几种阻尼下的相对运动幅值几乎相同;在高频处,不同阻尼下纵摇相对运动幅度的峰值差距较为明显,随着阻尼的增大而减小,应适当选取装置的外部阻尼使装置合理运动。从 η 的定义式可看出,装置的俘获宽度比不仅与入射波周期 T 有关,还与所选外部阻尼 C 以及相对运动位移 $|X|$ 有关。图8为对应于图7的俘获宽度比曲线图。由图8可看出,俘获宽度比曲线与相对运动幅值曲线有一定的对应关系。在低频时,俘获宽度比有一个小峰值;而在高频时,俘获宽度比曲线随阻尼的增大先增后减且当阻尼超过一定值时,俘获宽度比超过 1.0 ,再随着阻尼的增大,俘获宽度比减小;从图7和图8可看出,当外加阻尼较小时,上下两个浮体之间的相对运动幅值较大且俘获宽度比较大,而当外加阻尼增大到一定程度后,上下两个浮体的相对运动幅值减小,且俘获宽度比降低,说明在一定波况下,当阻尼的选取和物体的运动幅值达到匹配时,能提高装置的整体可靠性及提高装置的整体效率,从而使装置更好地吸收波浪能。

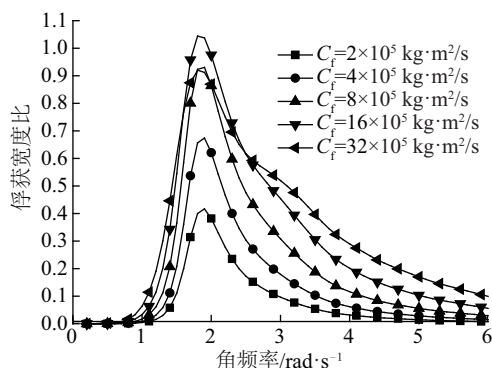


图8 俘获宽度比

Fig. 8 Capture width ratio

3 结 论

通过计算给定尺寸的此较接式波能装置的水动力学系数,在此基础上通过选定的五组外部阻尼值,得到装置的纵摇相对运动幅值以及装置的俘获宽度比。结果发现:不同阻尼下纵摇相对运动幅值低频处的峰值不明显,高频处的峰值随阻尼的增加而减小;俘获宽度比在高频处的峰值随外部阻尼的增加先增后减,俘获宽度比峰值在外部阻尼为 16×10^5 $\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$ 时达到较大值,且超过了 1.0 。俘获宽度比超过 1.0 是因为装置在适当阻尼下,在一定的周期下产生共振聚波的现象所致。从本文计算的结果及分析可知,对装置的外部阻尼进行适当选取可在一定频率范围内提高装置俘获波浪的效率。

[参考文献]

- [1] Alves M, Brito-Melo A, Sarmento A J N A. Numerical modeling of the pendulum ocean wave power converter using a panel method [A]. Proceedings of the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference [C], Kitakyushu, Japan, 2002, 655—661.
- [2] 滕 斌, 陈 文. 摆式波能转换装置的水动力分析模型[A]. 第十五届中国海洋(岸)工程学术讨论会论文集[C], 太原, 2011, 653—658.
- [2] Teng Bin, Chen Wen. Hydrodynamic analysis model of pendulum wave energy conversion device [A]. Paper Compilation on the 15th China Ocean (Coastal) Engineering Academic Symposium [C], Taiyuan, 2011, 653—658.
- [3] Cruz J M B P, Salter S H. Numerical and experimental modelling of a modified version of the Edinburgh Duck wave energy device [EB/OL]. <http://www.docin.com/p-372584288.html>.
- [4] 盛松伟. 漂浮鸭式波浪能发电装置研究[D]. 广州: 中国科学院大学, 2011.
- [4] Sheng Songwei. Research on floating duck wave energy power generation device [D]. Guangzhou: University of Chinese Academy of Sciences, 2011.
- [5] 梅强中. 水波动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1984, 201—274.
- [5] Mei Qiangzhong. Water wave dynamics [M]. Beijing: Science Press, 1984, 201—274.

HYDRODYNAMICS STUDY OF FLOATING HINGED WAVE ENERGY DEVICE

Wang Min^{1,3}, You Yage^{1,2}, Sheng Songwei^{1,2}, Zhang Yunqiu^{1,2}, Ye Yin^{1,2}

(1. *Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;*

2. *Key Laboratory of Renewable Energy, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;*

3. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)*

Abstract: A kind of hinged wave energy device with a floating body and a submerged body was studied. In order to get the hydrodynamic coefficient and wave excitation force of the device with complicated shape, the software HydroStar based on 3-D surface element method was used. The motion equations were established when force analysis was carried out for the hinged wave energy device. By selecting appropriate spring stiffness coefficient and external damping coefficient, the relative motion between the floating body and submerged body, and the capture width ratio of the device could be obtained.

Keywords: hinged; wave energy device; hydrodynamics; capture width ratio