



DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2016.01.017

练继建, 林喆, 刘昉. 新型扶梯式双向水力升船机及运行稳定性分析[J]. 2016, 14(1): 102-108.

LIAN Ji jian, LIN Zhe, LIU Fang. Operating stability of new escalator type bidirectional hydraulic shiplift [J]. 2016, 14(1): 102-108. (in Chinese)

# 新型扶梯式双向水力升船机及运行稳定性分析

练继建, 林喆, 刘昉

(天津大学 水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津 300072)

**摘要:** 随着社会经济的发展, 在中小河流发展通航及生态旅游越来越受到重视, 鉴于传统的升船机和船闸结构复杂、投资大且自然和谐性差, 提出了一种新型扶梯式双向水力升船机, 其结构简单、操作方便, 完全靠水力驱动, 节能环保, 具有良好的经济实用性。为了分析该种升船机的运行稳定性, 建立了船体-缆绳-承船厢水体的流固耦合数值模型, 模拟分析了升船机运行过程中厢内水体和船体晃动的规律, 探究了提高运行稳定性的措施。分析发现, 厢内船体的晃动位移和承船厢受到的动水压力均在减速阶段出现峰值, 晃动位移峰值与停船加速度的大小几乎成正比, 且不受厢内水深变化的影响; 水体晃动的频率与厢内水深有关, 与停船加速度无关。据此, 在承船厢内设置垂向挡板、T型挡板可在一定程度上减少厢内船体的晃动位移, 而在承船厢内设置纵向、横向缆绳可以明显减少厢内船体的晃动位移, 并且纵向缆绳的减晃效果好于横向缆绳。

**关键词:** 扶梯式双向水力升船机; 运行稳定性; 液体晃动; 数值模拟

**中图分类号:** U 642      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1672-1683(2016)01-0102-07

## Operating stability of new escalator type bidirectional hydraulic shiplift

LIAN Ji jian, LIN Zhe, LIU Fang

(State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** With the development of society and economy, the development of navigation and ecological tourism in middle and small rivers receives more and more attentions. Due to complicated structure, high investments and bad compatibility with nature, here we put forward a new escalator type bidirectional hydraulic shiplift. The new shiplift is simple in structure, easy to operate, environment protective and energy conservative, and has good economical and practical features. In order to analyze the operating stability of the shiplift, a ship-ship compartment-cable-ship reception chamber-water fluid structure interaction numerical model was built, the rules of liquid sloshing and ship shaking during the operating period of ship lift were analyzed, and the measures of enhancing operating stability were studied. The results showed that: Firstly, the vertical displacement of the ship and the hydrodynamic pressure in the ship reception chamber display peaks during the deceleration time, and sloshing displacement peak is almost proportional to stop acceleration, which is not affected by the variation of water depth in the ship reception chamber; Secondly, the frequency of sloshing is correlated with water depth in the ship reception chamber and has nothing to do with stop acceleration; thirdly, the vertical and T-type baffle arranged in the chamber can reduce the sloshing displacement of the ship to a certain extent; Finally, the longitudinal and transverse cable arranged between the chamber and the ship can significantly reduce the sloshing displacement of ship and the longitudinal cable has the better effect on reducing sloshing than transverse cable. The findings of this paper have important reference value for engineering design.

**Key words:** escalator type bidirectional hydraulic shiplift; operating stability; liquid sloshing; numerical simulation

收稿日期: 2015-12-15      修回日期: 2015-12-28      网络出版时间: 2016-02-27

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20160227.1658.022.html>

基金项目: 国家自然科学基金项目(51579173; 51379140)

Fund: National Natural Science Foundation of China(51579173; 51379140)

作者简介: 练继建(1965-), 男, 福建建瓯人, 教授, 博士, 主要从事水力学方面研究。E-mail: jjlian@tju.edu.cn

通讯作者: 刘昉(1978-), 男, 辽宁抚顺人, 副教授, 博士, 主要从事水力学方面研究。E-mail: fangliu@tju.edu.cn

随着江河上水利开发的开展,我国已经成为大、中型水利枢纽上修建升船机最多的国家<sup>[1,2]</sup>,目前已建成的升船机主要分为垂直升船机和斜面升船机两大类<sup>[3]</sup>。然而,由于传统的升船机结构复杂,投资较大且与自然的和谐性差的特点,并不适合小型河道<sup>[4]</sup>,因此,本文提出了一种新型扶梯式双向水力升船机<sup>[5]</sup>,与传统升船机相比,该种升船机结构简单,操作方便,节省人力电力,在保证小型河道通航的同时,还可以发展生态旅游。但是,承船厢在运行过程中会出现水体晃动现象,影响其运行稳定性,因此,研究运行过程中承船厢内水体晃动规律,减小厢内水体晃动具有重要意义。针对充液系统运行稳定性的研究,在船舶、油气运输以及航空航天等领域开展较多<sup>[6,8]</sup>,但在水利领域,相关研究相对较少。新型扶梯式双向水力升船机在运行过程中,其加速度由上行下行承船厢厢内水位差确定,如下行承船厢运行过程中,会经历斜面加速、入水、与缓冲挡板碰撞减速的过程,会引发厢内水体晃动,导致厢内船体上下颠簸,甚至倾覆,威胁游客的生命安全。因此,研究厢内水体的晃动规律及减晃措施,对于升船机的安全稳定运行具有重要意义。

### 1 新型扶梯式双向水力升船机结构与运行特点

新型扶梯式双向水力升船机是一种小型双向斜面升船机,其结构简单,操作方便,可以克服传统的通航建筑物在低流量的小型河道中的局限性<sup>[9]</sup>。图1、图2和图3为此升船机的整体与细部结构。

此升船机的运行过程如下:当上游船只向下游航行并有过坝需求时,进入对应的过船闸口处,工作人员将位于轨道段顶端的承船厢与坝体通过安全绳索相连,依次关闭下游侧厢门、打开上游侧厢门及过船闸口的闸门;由于连接段顶面与上游水面之间有一定的高差,船只可以顺流进入承船厢,此时再关闭闸口闸门及车门,解开坝体与船厢之间的安全绳索,承船厢将携带船只及人员在重力的作用下沿轨道向下滑行,并将另一侧的承船厢带向轨道顶端;然后,打开下游侧厢门,船只顺水进入下游河道。新型升船机可满足上下游船只同时过坝,下游船只上行过程同理。

与传统的升船机相比,新型扶梯式双向水力升船机,具有明显的优越性,主要体现在以下方面。

(1) 节省投资。由于通航船只体型较小,轨道段、承船厢等结构也相应地缩减了尺寸,大幅度降低了建筑施工规模,具有较好的工程经济实用性。

(2) 结构简单,操作方便。新型升船机以传统升

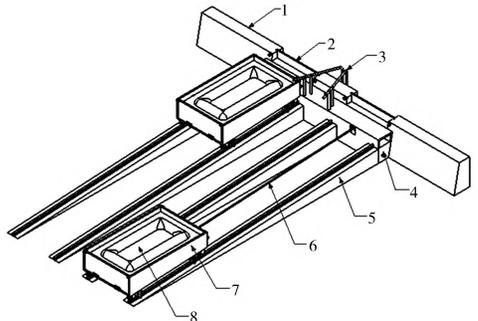
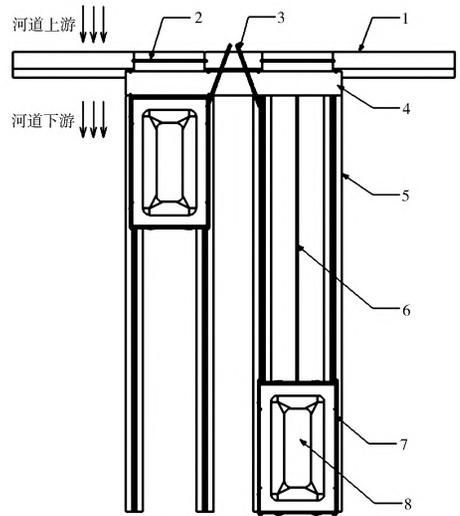


图1 新型升船机三维总体布置

Fig. 1 3 Dimension arrangement diagram of the new shiplift



1、挡水坝; 2、过船闸口挡板; 3、压水机; 4、连接段; 5、轨道段; 6、钢索; 7、承船厢; 8、过流船只

图2 新型升船机俯视图

Fig. 2 Top view diagram of the new shiplift

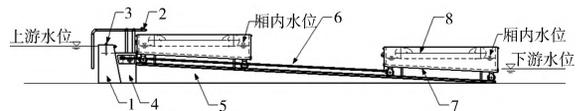


图3 新型升船机侧视图

Fig. 3 Side view diagram of the new shiplift

船机为依据,省去了机房、操纵室、卷扬机等水工及电气结构,而且该升船机结构对称,当升船机处于非工作状态,两承船厢便分别位于轨道段的顶端和底端,无需调节其上下游位置。

(3) 节能环保。新型升船机以水力驱动代替电力驱动,相比于传统升船机,更加节省电力。

(4) 运行效率较高。新型升船机可实现上下游船只同时过坝,且小型河道的轨道行程较短,因此,运行时具有较高的过坝效率。

新型扶梯式双向水力升船机的运动加速度由上行下行承船厢厢内水位差确定。以下行承船厢运行为例,其沿斜面运动,会经历沿斜面加速、入水、与缓冲挡板碰撞减速停止的过程,在此过程中承船厢内水体晃动最为剧烈是在与缓冲挡板碰撞停止阶段,因此有必要对此阶段的水体晃动情况展开研究。

## 2 新型扶梯式双向水力升船机运行稳定性分析模型

要建立新型扶梯式双向水力升船机数值模型,首先要验证其可靠性。由于矩形容器内液体晃动频率已经存在解析解<sup>[10]</sup>,本研究对矩形容器内的水体介质晃动进行数值模拟,将其结果与解析解比较分析,验证并寻找较合理的数值模拟模型和参数,进而使用该方法建立新型升船机承船厢数值模型,然后进行运行稳定性分析。

### 2.1 模型的验证与参数的选取

文中矩形容器长  $L = 5.0 \text{ m}$ , 宽  $B = 3.0 \text{ m}$ , 高  $H = 2.0 \text{ m}$ , 容器内水深  $h = 1.0 \text{ m}$ , 由此建立的三维矩形容器模型见图 4。假设该容器器壁为刚性,其在压力作用下不出现变形,容器内介质为水和空气,容器上部敞开,重力加速度取  $g = -9.81 \text{ m/s}^2$ 。

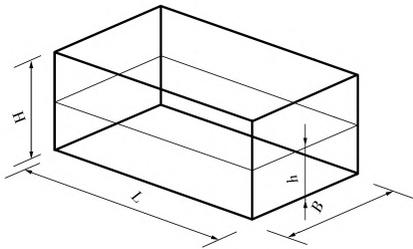


图 4 矩形容器示意图

Fig. 4 Diagram of rectangular container

采用 VOF 法<sup>[11-12]</sup>来进行自由液面的追踪,控制方程组包括连续方程和动量方程。

连续方程表达式为<sup>[13]</sup>

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程表达式为<sup>[14]</sup>

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

式中:  $u$  表示速度;  $p$  表示压强。由于采用了 VOF 模型,  $\rho$  和  $\mu$  分别表示容积分数的平均密度和分子运动黏度。

$$\rho = \alpha_w \rho_w + (1 - \alpha_w) \rho_a \quad (3)$$

$$\mu = \alpha_w \mu_w + (1 - \alpha_w) \mu_a \quad (4)$$

式中:  $\alpha_w$  表示液体的容积分数;  $\rho_w$  和  $\rho_a$  分别表示液体和气体的密度;  $\mu_w$  和  $\mu_a$  分别表示液体和气体的动力黏性系数。本文采用 RNG  $k-\epsilon$  模型<sup>[15-16]</sup>进行非稳态计算。

1966 年, Moiseev 和 Petrov 发现矩形容器内液体晃动固有频率存在解析解<sup>[17-18]</sup>, 其固有频率表达式为

$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{ng \cdot \tanh\left(\frac{n\pi h}{L}\right)}{\pi L}} \quad (5)$$

式中:  $L$  表示容器长度;  $h$  表示容器内水深;  $n$  表示模态数 ( $n = 1, 2, \dots$ )。

假设容器和水体有一共同初始速度  $V_0 = 1 \text{ m/s}$ , 在  $t = 0 \text{ s}$  时刻容器停止运动, 此后容器内水体开始晃动, 晃动情况见图 5。

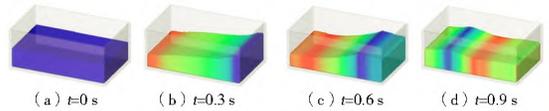


图 5 容器内水体晃动示意图

Fig. 5 Diagram of water sloshing in container

由于水体晃动, 容器左右壁面受到的横向压力会随时间变化, 截取前 20 s 变化情况见图 6。对容器受力进行快速傅里叶变换<sup>[19-20]</sup> (图 7), 可以得到该容器内水体晃动的固有频率, 见表 1。

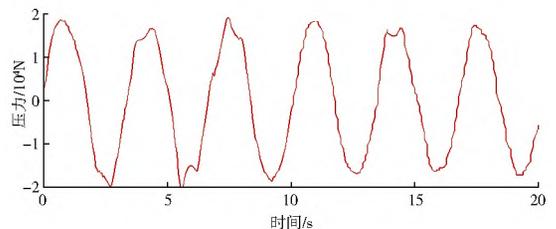


图 6 矩形容器内水体自由晃动横向受力变化曲线

Fig. 6 Lateral force change curve of free sloshing in the rectangular container

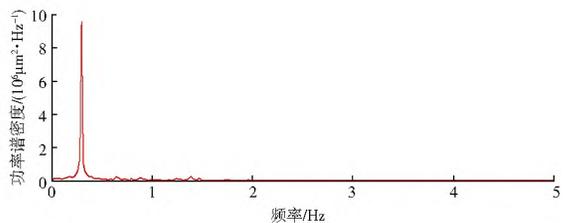


图 7 矩形容器横向受力频谱

Fig. 7 Spectrum diagram of lateral force in the rectangular container

表 1 矩形容器水体晃动频率计算对照

Tab. 1 check list of water sloshing frequency in the rectangular container

水深/m	一阶晃动频率 解析解/Hz	一阶晃动频率 数值解/Hz	差值(%)
0.75	0.261 9	0.264 0	0.7
1.00	0.294 9	0.297 3	0.8
1.25	0.320 0	0.316 8	1.0

表 1 中解析解由公式(5)计算, 数值计算解是通过数值模拟对矩形容器横向受力的快速傅里叶变换得出的。对比各水深的数值计算解与解析解, 发现两者的差值较小, 因此认为数值模拟采用

的VOF法、RNG $k-\epsilon$ 模型以及其它参数基本正确,几乎可以准确地模拟容器内水体的晃动。改变容器的宽度 $B$ 后,发现水体的晃动频率几乎不受影响,与公式(5)表达式相符,更进一步验证了数值模拟的可靠性。

### 2.2 新型升船机承船厢模型的建立

以下行承船厢为例,新型扶梯式双向水力升船机承船厢在负载运行过程中,在与下游挡板碰撞缓冲停止阶段,承船厢的运行速度发生较大的变化,激起厢内水体的大幅晃动,导致船体颠簸剧烈,影响升船机整体稳定性,因此有必要针对此阶段展开研究。承船厢减速停止阶段水体晃动的数值模拟采用2.1节中的模拟方法和模型参数。下行承船厢的三维结构示意图与数值模型图见图8,承船厢高度 $H_1=2.00\text{ m}$ , $H_2=1.50\text{ m}$ ,长度 $L=5.00\text{ m}$ ,宽度 $B=3.00\text{ m}$ ,厢内浅水侧水深为 $h_1$ ,深水侧水深为 $h_2$ ,水上为观光竹筏,观光竹筏的尺寸为 $2.50\text{ m}\times 1.50\text{ m}\times 0.20\text{ m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)。在晃动过程中船体质心的位移变化以及承船厢受到的横向晃动压力可以反映厢内水体晃动的剧烈程度。

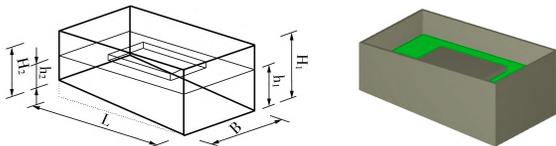


图8 承船厢三维结构示意图与数值模型

Fig. 8 Sketch map and numerical model map of 3D structure of the ship reception chamber

## 3 新型扶梯式双向水力升船机运行稳定性数值模拟结果分析

算例1:假设承船厢厢内浅水侧水深 $h_1=0.75\text{ m}$ ,深水侧水深 $h_2=1.25\text{ m}$ ,在撞击挡板前的速度分别为 $V_1=1.5\text{ m/s}$ 、 $V_2=2\text{ m/s}$ 、 $V_3=2.5\text{ m/s}$ ,撞击缓冲挡板的缓冲停止时间为 $3\text{ s}$ 。承船厢停止后,厢内水体开始自由晃动,据此模拟承船厢减速及停止过程中厢内水体及船体的晃动情况。

算例2:假设承船厢减速前的速度为 $V=1.5\text{ m/s}$ ,撞击缓冲挡板的缓冲停止时间为 $3\text{ s}$ ,据此模拟承船厢内水深 $h_2$ 分别为 $1.1\text{ m}$ 、 $1.2\text{ m}$ 、 $1.3\text{ m}$ 、 $1.4\text{ m}$ 、 $1.5\text{ m}$ 时,厢内水体及船体质心晃动情况。

### 3.1 船体晃动位移和动水压力幅值及其影响因素

在算例1中承船厢内船体质心相对平衡位置的竖直方向晃动位移变化见图9,晃动过程中承船厢受到的横向压力变化见图10。

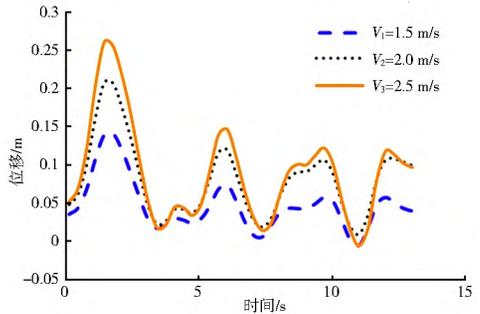


图9 船体质心竖直方向晃动位移变化

Fig. 9 Vertical displacement diagram of the ship centroid

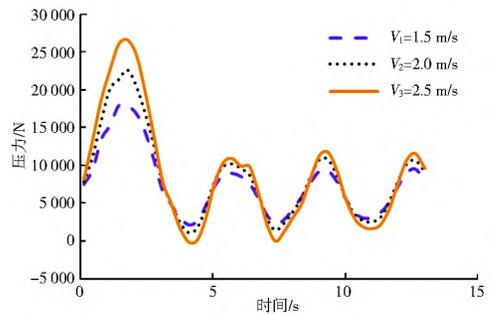


图10 承船厢左右横向压力变化

Fig. 10 Lateral pressure diagram in the ship reception chamber

由图9、图10可以看出,三种工况 $V_1$ 、 $V_2$ 、 $V_3$ 在 $1.4\text{ s}$ 时出现最大位移,分别为 $0.14\text{ m}$ 、 $0.21\text{ m}$ 、 $0.26\text{ m}$ ,同样地承船厢在 $1.4\text{ s}$ 左右出现最大横向动水压力,分别为 $17900\text{ N}$ 、 $21400\text{ N}$ 、 $26100\text{ N}$ ,即在 $0\sim 3\text{ s}$ 的制动减速阶段出现峰值位移和峰值压力。在承船厢停止之后的自由晃动阶段,位移和压力相比于制动减速阶段大幅减小,并且随时间逐渐减小。三种工况下的位移和压力峰值受停船加速度的影响,几乎呈正比关系。对于在减速制动阶段,厢内水体对承船厢的压力出现骤增现象,在运行过程中应当引起足够的重视。

算例2可以探究运行时船体晃动程度与承船厢内水深之间的关系,图11为船体质心最大晃动高度和水深的关系曲线。可以看出,各个水深对应的船体质心最大晃动高度在 $14\text{ cm}$ 到 $15.8\text{ cm}$ 之间,大小相近,说明厢内水深的变化几乎不影响船体的最大晃动高度。

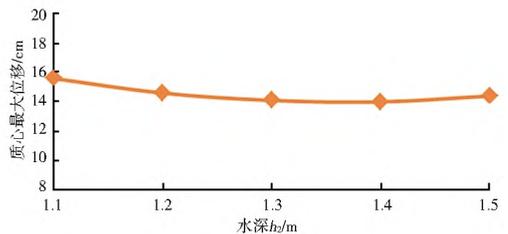


图11 不同水深下船体质心最大晃动位移

Fig. 11 Maximum displacement diagram of the ship centroid in different water depth

### 3.2 水体晃动频率及其影响因素

对算例1过程中的承船厢受到的动水压力变化

时程图做快速傅里叶变换, 可以发现, 三种工况的频率均为 0.2925 Hz, 说明停船加速度的变化并不影响厢内水体的晃动频率。同样地, 对算例 2 中不同水深条件下承船厢内水体的晃动频率计算可得(见图 12), 厢内水体晃动频率随着深度的增加而增大, 说明厢内水深的变化会对水体的晃动频率造成影响。

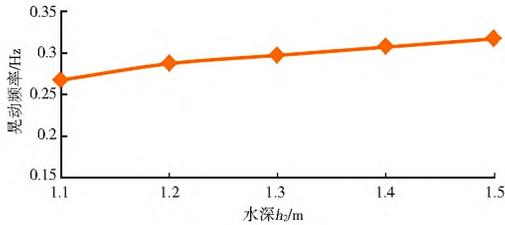


图 12 不同水深下厢内水体晃动频率

Fig. 12 The frequency diagram of the water sloshing of the ship reception chamber in different water depth

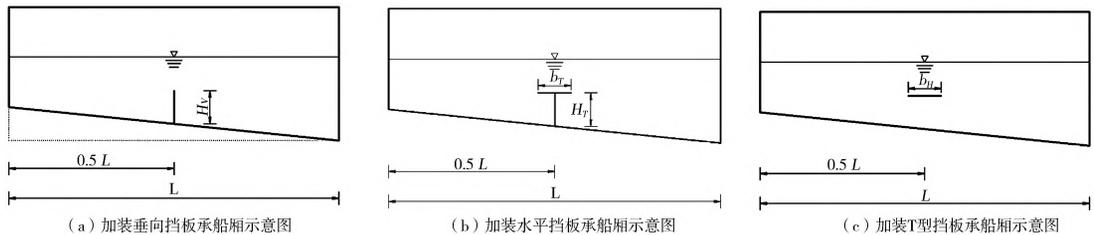


图 13 加装垂向挡板、水平挡板、T 型挡板承船厢示意图

Fig. 13 Sketch map of installing vertical baffle(a), horizontal baffle(b) and T-baffle in the ship reception chamber

图 14 为不同类型挡板作用下船体质心竖直方向晃动位移曲线。可以看出, 加装垂向挡板承船厢、水平挡板承船厢和 T 型挡板时承船厢厢内船体晃动最大位移分别为 18.1 cm、21.0 cm 和 14.1 cm。加装水平挡板承船厢与无挡板承船厢的晃动曲线几乎相同, 说明在承船厢中部加装水平挡板对厢内水体几乎没有减晃作用。垂向挡板承船厢内船体的最大晃动位移相比于无挡板承船厢内船体的晃动位移降低了 3.1 cm, 减晃效果较为明显。T 型挡板承船厢减晃效果最为显著, 其厢内船体质心位移最大晃动位移减小了 6.9 cm, 减小了约 32.8%。因此, T 型挡板减晃效果最佳, 垂向挡板次之, 水平挡板几乎没有减晃效果。

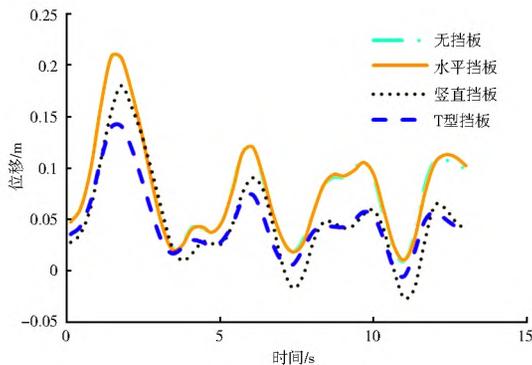


图 14 不同类型挡板作用下船体晃动位移曲线

Fig. 14 Ship displacement curves under the influence of different types of baffle

## 4 提高新型扶梯式双向水力升船机运行稳定性措施研究

### 4.1 承船厢加装挡板减晃效果分析

为了减小承船厢内水体的晃动, 需对承船厢的结构进行改进, 分别在承船厢内加装垂向挡板、水平挡板和 T 型挡板, 并观察相应的减晃效果。加装的垂向挡板高度  $H_v = 0.50$  m, 水平挡板长度  $b_h = 0.50$  m, 其中点距离承船厢两侧壁面均为 2.5 m。T 型挡板翼板长度  $b_r = 0.50$  m, 腹板高度  $H_T = 0.50$  m, 挡板宽度  $B$  均为 3.00 m。初始速度均为 2.0 m/s, 缓冲制动时间为 3 s, 停止后厢内水体自由晃动。加装竖直挡板、水平挡板、T 型挡板承船厢示意图见图 13。

图 15、图 16 为同一时刻无挡板承船厢与 T 型承船厢内流场示意图, 可以看出, 无挡板承船厢内流场分布均匀有序, 而 T 型挡板承船厢由于 T 型挡板的阻隔, 在一定程度上阻碍了厢内水体的自由流动, 流场分布比较紊乱, 并且在 T 型挡板附近有涡旋状流场形成, 使该区域流体相互摩擦、剪切, 消耗掉大部分动能, 因此 T 型挡板承船厢内的水体晃动得到了有效抑制。

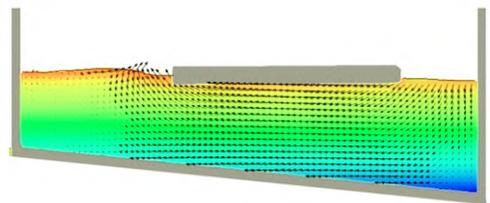


图 15 无挡板承船厢内流场示意  
Fig. 15 Sketch map of flow field in the ship reception chamber with no baffle

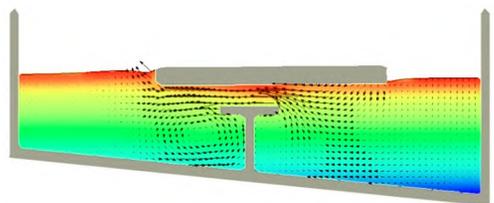


图 16 T 型挡板承船厢内流场示意  
Fig. 16 Sketch map of flow field in the ship reception chamber with T-baffle

### 4.2 船体在缆绳约束下减晃效果分析

为了减小承船厢内船体的晃动,建立船体-缆绳-承船厢-水体的流固耦合数值模型,在船体前后与左右两侧添加弹性缆绳,以约束位移,从而提高运行稳定性。纵向缆绳的长度均为 1.35 m,横向缆绳的长度均为 0.75 m,缆绳连接点均在承船厢与船体前后与左右两侧中心点上,无缆绳承船厢与添加缆绳后承船厢模型及缆绳编号见图 17、图 18、图 19。设减速制动前的初始速度为 2.5 m/s,缓冲制动时间为 3 s,停止后厢内水体自由晃动。

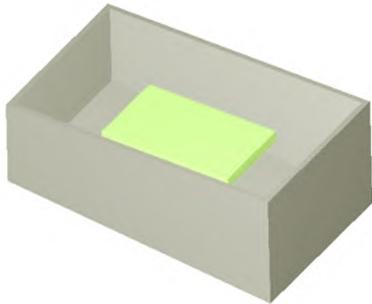


图 17 未加缆绳承船厢模型示意

Fig. 17 Diagram of the ship reception chamber with no cable

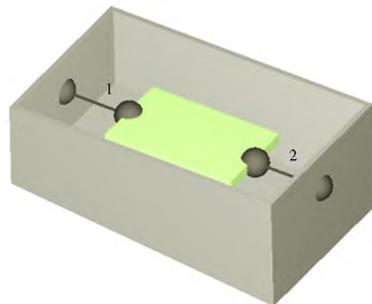


图 18 施加纵向缆绳约束后承船厢模型示意

Fig. 18 Diagram of the ship reception chamber with longitudinal cable

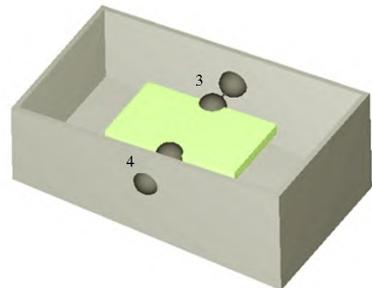


图 19 施加横向缆绳约束后承船厢模型示意

Fig. 19 Diagram of the ship reception chamber with transverse cable

图 20 为未添加缆绳、施加纵向缆绳约束以及横向缆绳约束后船体质心竖直方向晃动高度曲线变化图。可以看出,添加缆绳约束后船体晃动频率有所增加,无缆绳约束、添加纵向缆绳约束以及横向缆绳约束船体质心的最大位移分别为 26.0 cm、6.9 cm 和 5.1 cm,减晃效果非常明显,且纵向横向缆绳减晃效果相当。由于增加缆绳约束后,约束船体横纵方向位

移,其相对于承船厢的位移较小,不随着厢内水体晃动而发生较大迁移,因此有效地抑制了船体的晃动。

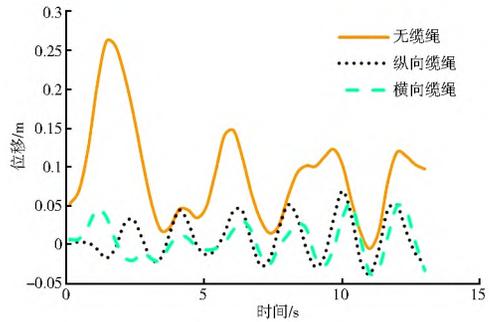


图 20 有无缆绳船体晃动位移变化曲线

Fig. 20 Displacement curves of the ship with cables and no cable

图 21、图 22 分别为添加纵向和横向缆绳后的拉力变化示意图。可以看出,船体晃动位移相近的在施加纵向缆绳约束工况下的缆绳 1 和缆绳 2 的最大拉力分别为 356 N 和 416 N,而在施加横向缆绳拉力工况下缆绳 3 和缆绳 4 的最大拉力均为 706 N,其拉力大于缆绳 1 和缆绳 2 的最大拉力值。由于在运行过程中,船体在上下晃动的同时还伴随着前后的运动,而横向绳索的拉力方向与其运动方向间存在很大的夹角,因而导致其拉力陡然增大。综上所述,施加纵向缆绳约束,既有利于减小船体晃动,又可以降低缆绳的最大拉力值,可达到最佳效果。

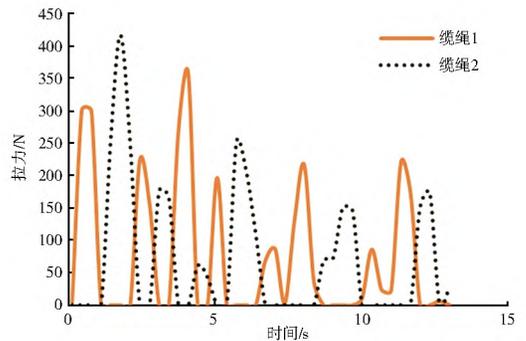


图 21 施加纵向缆绳约束后承船厢缆绳拉力变化

Fig. 21 The longitudinal cable tension variation diagram of ship chamber

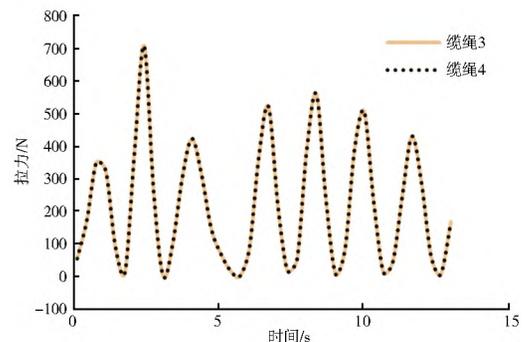


图 22 施加横向缆绳约束后承船厢缆绳拉力变化

Fig. 22 The transverse cable tension variation diagram of ship chamber

## 5 结论

(1) 本文所提出的新型扶梯式双向水力升船机能够克服传统船闸或者升船机在低流量的小型河道中的局限性,在降低投资成本的同时,又有较高的过坝效率,保证竹筏等小型船只在河道上畅通无阻的运行。

(2) 通过模拟下行承船厢在减速停止阶段的运行过程,发现厢内船体的晃动位移和承船厢受到的水体压力均在减速阶段出现峰值,其与停船加速度的大小几乎成正比关系。在不同厢内水深条件下,船体的晃动位移在 14 cm 到 15.8 cm 的区间内,说明厢内水深的变化不影响船体的晃动位移。而在不同停船加速度下水体晃动的频率均为 0.292 5 Hz,说明停船加速度的不同并不影响厢内水体的晃动频率。不同水深条件下水体的晃动频率各不相同,说明厢内水深的变化会影响厢内水体的晃动频率。

(3) 在承船厢内加装垂向挡板和 T 型挡板承船厢均有一定的减晃效果,其中 T 型挡板承船厢内船体的质心竖直最大晃动位移为 14.1 cm,相比于未加挡板的承船厢船体最大晃动位移减小了 32.8%,其减晃效果最佳。

(4) 对船体分别施加纵向及横向的缆绳约束,其减晃效果更为显著,船体的最大晃动位移分别为 6.9 cm 和 5.1 cm,大小相近;而纵向缆绳的最大拉力为 416 N,小于横向缆绳的最大拉力 706 N,因此施加纵向缆绳约束为最佳方案。

以上分析结果证明了用数值模拟分析新型扶梯式双向水力升船机运行稳定的可行性,对新型升船机及类似工程结构的设计具有参考意义。

### 参考文献(References):

- [1] 纽新强,宋维邦.船闸与升船机设计[M].北京:中国水利水电出版社,2007.(NIU Xin qiang, SONG Wei bang. The design of ship lock and ship lift[M]. Beijing: China Water Power Press, 2007. (in Chinese))
- [2] 扈晓雯.水利水电工程通航技术研究进展[J].水力发电,2012,38(1):76-80.(HU Xiao wen. Advances in navigation technology of water resources and hydropower engineering[J]. Water Power, 2012, 38(1): 76-80. (in Chinese))
- [3] 张蕊.水力浮动式升船机运行特性研究[D].北京:中国水利水电科学研究院,2007.(ZHANG Rui. Study on Operation Characteristics of The Hydraulic Floating Ship Lift[D]. Beijing: China Institute of Water Resources & Hydropower Research, 2007. (in Chinese))
- [4] 金一心.升船机适用条件的研究[J].水运工程,2006(10):160-163.(JIN Yi xin. On Adaptable Condition of Ship Lifts[J]. Port & Waterway Engineering, 2006(10): 160-163. (in Chinese))
- [5] 练继建.崇阳溪沿线保护性开发及通航规划研究报告[R].天津大学水利工程仿真与安全国家重点实验室,2014.(LIAN Ji jian. Research report on the protective development and navigation planning along the Chongyang Creek[R]. State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, 2014. (in Chinese))
- [6] 高冬冬.减摇水舱晃荡运动数值模拟研究[J].大连理工大学学报,2014.(GAO Dong dong. Research on numerical simulation of sloshing motions for anti-rolling tank[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2014. (in Chinese))
- [7] 胡晓明,李万莉,赵志国,等.液罐车罐体内液体横向晃动研究[J].应用力学学报,2013,30(05):641-647.(HU Xiaoming, LI Wan li, ZHAO Zhi guo, et al. Horizontal fluid sloshing analysis in the body of tank truck[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(05): 641-647. (in Chinese))
- [8] 李青,王天舒,马兴瑞.充液航天器液体晃动和液固耦合动力学的研究与应用[J].力学进展,2012,04(4):472-481.(LI Qing, WANG Tian shu, MA Xing rui. Reviews on liquid sloshing dynamics and liquid structure coupling dynamics in liquid filled spacecrafts[J]. Advances in Mechanics, 2012, 04(4): 472-481. (in Chinese))
- [9] 练继建.一种双向斜面升船机:中国,201420806163.4[P].2014-12-18.(LIAN Ji jian. Bidirectional inclined ship lift: China, 201420806163.4[P]. 2014-12-18.)
- [10] 李俊峰.贮箱内液体小幅晃动的频率和阻尼计算[J].工程力学,2005,22(6):87-90.(LI Jun feng. Damping and frequency computation of liquid sloshing in fixed container[J]. Engineering Mechanics, 2005, 22(6): 87-90. (in Chinese))
- [11] Hirt C W, Nichols B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries[J]. Journal of computational physics, 1981, 39(1): 201-225.
- [12] 张健,方杰,范波芹.VOF方法理论与应用综述[J].水利水电科技进展,2005,25(2):67-70.(ZHANG Jian, FANG Jie, FAN Bo qin. Advances in research of VOF method[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2005, 25(2): 67-70. (in Chinese))
- [13] 刘奎.罐车制动时液体晃动的仿真分析[J].北京航空航天大学学报,2009(7):799-803.(LIU Kui. Simulation of liquid slosh in braking process of tank truck[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009(7): 799-803. (in Chinese))
- [14] Versteeg H K, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics - The finite volume method[J]. Epl, 1995, 20(5): 400.
- [15] Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. [J]. Physical Review Letters, 1986, 57(14): 1722-1724.
- [16] 张婷.波浪的三维数值模拟及其应用[D].天津:天津大学,2009.(ZHANG Ting. Three dimensional numerical simulation of waves and its application[D]. Tianjin: Tianjin University, 2009. (in Chinese))
- [17] Hayama S, Aruga K, Watanabe T. Nonlinear responses of sloshing in rectangular tanks[J]. Bulletin of JSME, 1983, 26(219): 1641-1648.
- [18] 包光伟.平放柱形贮箱内液体晃动的等效力学模型[J].上海交通大学学报,2004,37(12):1961-1964.(BAO Guang wei. Equivalent Mechanical Model of Liquid Sloshing in Horizontal Cylindrical Container[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2004, 37(12): 1961-1964. (in Chinese))
- [19] 陈志伟.移动式压力容器介质晃动数值模拟及防波装置研究[D].杭州:浙江大学,2006.(CHEN Zhi wei. Numerical Simulation of Liquid Sloshing in Transportable Pressure Vessel and Research on the Baffles[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006. (in Chinese))
- [20] 杨丽娟,张白桦,叶旭桢.快速傅里叶变换 FFT 及其应用[J].光电工程,2004,31(S1):1-3.(YANG Li juan, ZHANG Bai hua, YE Xu zhen. Fast fourier transform and its applications[J]. Optoelectronic Engineering, 2004, 31(S1): 1-3. (in Chinese))