

· 施 工 ·

# 超大型绞吸挖泥船泥沙输送系统优化设计\*



李铭志<sup>1</sup>, 何炎平<sup>1,2</sup>, 黄超<sup>1</sup>

(1. 上海交通大学海洋工程国家重点实验室, 上海 200240;

2. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200120)

**摘要:** 绞吸挖泥船的大型化可以显著加快疏浚速度, 提升疏浚效率, 降低环境破坏, 减少人员劳动。因此, 超大型化向来是疏浚业界努力追求的一个方向。上海交大船舶设计研究所设计了当前世界上最大装机功率(2.4 MW)、最大生产能力(在目标工况: 排距8 km、挖深30 m、排高10 m、输送 $d_{50}=0.23$  mm中砂, 产量大于8 000 m<sup>3</sup>/h)的绞吸挖泥船。介绍该船泥沙输送系统设计时所采用的基于目标工作点优化设计方法。该方法在前人对泥沙管道输送能耗、泥沙对泥泵性能影响等相关方面的研究成果的基础上, 首次提出了针对设计工况施工效率优化, 用极限工况作业能力进行校核的设计优化方法。结果表明: 目标工况下, 泥泵效率高达84%, 柴油机效率高达90%, 取得良好的节能减排和经济效果。

**关键词:** 泥沙输送; 管道输送; 超大型绞吸挖泥船; 设计选型

中图分类号: U 616<sup>+</sup>2; U 173

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2017)02-0166-07

## Optimal design of slurry transportation system on very large cutter suction dredger

LI Ming-zhi<sup>1</sup>, HE Yan-ping<sup>1,2</sup>, HUANG Chao<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** Upsizing of cutter suction dredger can significantly boost its production capacity, and improve its dredging efficiency, and protect the environment and reduce the labor intensity. Very large cutter suction dredger is one of mainstream development direction. This study presents a rounded new design method of slurry transportation system on the very large cutter suction dredger (VLCSD), and introduces the application in the VLCSD designed by Shanghai Jiaotong University, which has the biggest power station (2.4 MW) and the biggest production capacity (target operating condition: delivery distance 8 km, dredging depth 30 m, discharge height 10 m, average particle size  $d_{50}=0.23$  mm, production capacity bigger than 8 000 m<sup>3</sup>/h) all over the world. This method is based on the researches of the predecessors about energy consumption in the slurry transportation by pipeline, the effect of slurry on the performance of centrifugal pump and so on. Optimizing operation point to enhance the economic performance of dredger and the limit conditions for checking design optimization method is proposed at first time. The results show that the efficiency of the pump is up to 84% and the efficiency of the diesel engine is up to 90% under the design condition, which can achieve a good energy saving and economic efficiency.

**Keywords:** slurry transportation; pipeline system; very large cutter suction dredger; design and type selection

近几年, 每年的全球疏浚量高达数十亿 m<sup>3</sup>/a, 疏浚需求就达 6~7 亿 m<sup>3</sup>, 市场规模达几十亿美元所产生的经济总量达上百亿美元<sup>[1]</sup>, 仅我国沿海, 元<sup>[2]</sup>。一方面, 疏浚市场及其产生的经济总量非

收稿日期: 2016-06-12

\*基金项目: 海洋工程国家重点实验室自主研究课题 (GKZD010068)

作者简介: 李铭志 (1983—), 男, 博士研究生, 从事挖泥船疏浚系统优化方面的研究。

常巨大;另一方面,目前挖泥船的技术水平相对于主流船型还有一定差距。因此,挖泥船中能量消耗占80%以上的泥沙输送系统的优化设计有较大的改进空间和巨大的经济效益需求。

泥沙管道输送相关的理论已经较为成熟,文献[3-13]分别在管道阻力方面、离心泵性能受泥沙影响方面进行了详细的分析研究。本文基于以上相关方面的研究成果,就超大型自航绞吸式挖泥船中泥沙输送系统基于目标工况优化的设计方法进行了研究和应用分析,尤其对关键设备的选型配置进行了计算分析,以提高其疏浚效率,达到节能减排的目的。

## 2 系统设计

超大型绞吸挖泥船的设计,首先要根据需求确定目标工况,即绝大部分时间可能施工的工况。其中包括目标工况的排距、挖深、排高、生产能力等。然后,配合总体给出配置方案,包括泥泵台数、驱动形式等。这两步是在船舶方案论证阶段就要完成的。在初步设计阶段,需确定关键设备的主要性能及规格参数,首先根据目标工况计算得出目标工作点流量和排压,然后根据流量和排压进行泥泵的具体选型,再确定额定转速、驱动设备额定功率等参数,进而根据方案设计里面关于极限工况的要求进行校核,根据校核结果进行规格甚至选型的调整优化,最后得到目标设计结果。

在实际工程当中,还需对若干上述最终方案进行经济分析论证,最后确定一个最佳方案。流程如图1所示。

### 2.1 关键设备配置

#### 2.1.1 泥泵

由于受到离心泵扬程较小的限制,因此一般挖泥船都会在长排距时选择多泵串联工作模式。另外,为了大挖深的时候避免泥泵汽蚀,会在桥架上加设水下泵。目前最为普遍的配置是1台水下泵和2台舱内泵。这样可以满足不同排距、不同土质和不同工况下的排压需求。比如水下泵单独运行装驳,水下泵单独运行短距离吹细沙,水下泵和1台舱内泵串联运行,3台泵串联运行等作业模式。

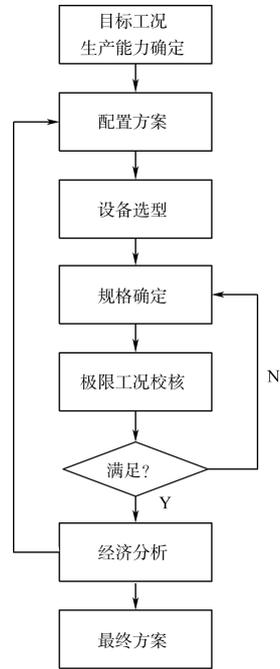


图1 优化设计流程

#### 2.1.2 动力设备

以往,较小型的绞吸挖泥船一般采用柴油机驱动泥泵,用长轴或者液压驱动绞刀。随着变频技术的发展和成熟,以及大型绞吸挖泥船对各种土质的适应性需求,近年来建造的大型绞吸挖泥船都采用了变频电机驱动水下泵和绞刀。

对于超大型绞吸挖泥船,绞刀和水下泵易采用变频电机驱动,舱内泥泵的驱动形式需综合推进系统的需求选择柴油机或者变频电机驱动。绞吸挖泥船上的推进系统和疏浚系统不同时工作,这使得两套系统可以共用发电机、变压器及变频器,可以大大节省空间,提升工作效率。当然也可以采用柴油机通过双齿轮箱分别驱动推进器和发电机,航行工况下柴油机当主机用,挖泥工况下柴油机当发电机原动机用。推进系统究竟采用电力推进还是柴油机推进需根据具体工况需求进行详细比较论证。

驱动形式的选取是一个综合取优的过程,需考虑整个系统的效率和各个环节的费用,包括维护保养的费用、人员工资、燃油及易损部件消耗等,还需考虑各种工况对使用寿命和维护周期的影响等所有投资、运营和收益情况。

## 2.2 关键设备选型

### 2.2.1 泥泵

由于超大型绞吸挖泥船要求能够输送粗砂、砂砾甚至较小颗粒的砾石，同时要求能有足够大的产量。相比其他泵型，离心泵具有输送大粒度泥沙的突出优势，以及能够实现大流量输送且能方便控制和调节的特点，因此，离心泵一直保持挖泥船泥沙输送系统动力设备的统治地位。另外，离心泵构造简单、造价低廉、质量轻、体积小、易于安装、便于操作，这使其更受青睐，并努力更新，不断提升其性能，使其更加适合泥沙输送。

为了满足大流量的需求，一般挖泥船用泥泵都选择比转速小于 35 的离心泵，比如 IHC 专门为绞吸式挖泥船设计的 HRCS 系列泵，比转速为 30。

另外，为了减少备品备件和方便维修维护，水下泵和舱内泵可选同一系列同样大小的泵，但是为了安全起见，舱内泵选用双壳泵，而水下泵选用单壳泵。当然，为了减小初始投资，水下泵也可以选择比转速较大、尺寸较小的单壳泵。

### 2.2.2 驱动形式选择

#### 1) 柴油机。

柴油机直接驱动泥泵的方式因为不需要能量转换等中间环节而具有较高的经济性，是挖泥船舱内泵驱动的主要方式。

柴油机的典型负载特性曲线如图 2<sup>[14]</sup> 所示。作为泥泵柴油机，一般要求其具有恒扭矩特性，即 AB 和 AE 重合并且尽可能长，额定点 A 点附近（功率 90% 左右）是具有恒扭矩特性的泥泵驱动柴油机的最经济运行区域。

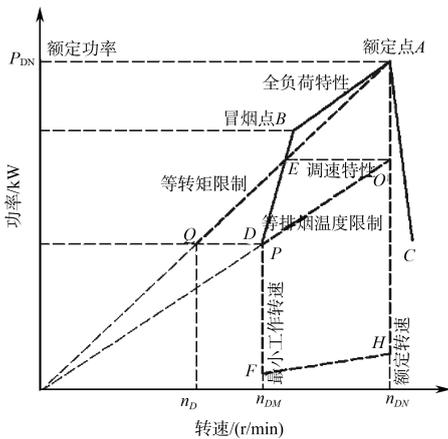


图 2 柴油机特性曲线

#### 2) 变频电机。

随着电力电子技术，尤其是高功率晶闸管的开发利用，变频驱动方式在疏浚业乃至船舶业都得到了广泛应用，尤其是水下泥泵和绞刀的驱动。变频驱动特性曲线如图 3<sup>[15]</sup> 所示。

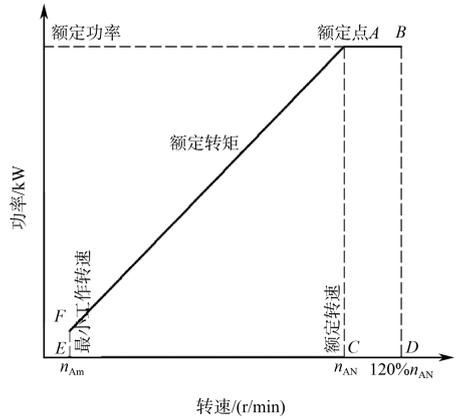


图 3 变频电机特性曲线

从工作范围就可以明显看出变频驱动的优势。另外，其低速启动性能相对柴油机直接驱动能够减少汽蚀、水击对泥泵的伤害和不完全燃烧对柴油的损坏。当然，变频驱动在增加设备的同时也增加了由复杂中间电路造成的损耗，其经济性要根据具体目标工况加以评估择优。

#### 3) 双速齿轮箱。

一般来说，变频驱动最为灵活，有利于实现各种智能化、自动化控制和工况优化，但是初始投资大。同时，变频驱动复杂的中间环节带来维护维修费用高，从配电到驱动部分总效率低等缺点。

所以舱内泥泵可以采用柴油机加双速齿轮箱驱动方案，即兼顾了整个疏浚系统的效率，又省略了中间环节，避免中间环节带来的各种不利。

如果仅仅从泥泵的工作范围方面考虑，可以选择两个转速比相差较大的双转速齿轮箱(图 2)，泥泵高速运行时齿轮箱运行在较小转速比模式，柴油机运行在 AE 段，泥泵低速运行时齿轮箱运行在较大转速比模式，柴油机运行在 OP 段。从图 2 中可以看出，高低速的搭配相当于延长了额定转矩下的运行范围。即齿轮箱大转速比运行在 OP 段时，对于泥泵来讲，相当于驱动在齿轮箱小转速

比状态下的  $EQ$  段, 大大延长了泥泵的运行范围, 对应的泥泵运行曲线如图 4 所示。 $AH$ 、 $AE$ 、 $OP$  对应图 2 所示的  $AH$ 、 $AE$ 、 $OP$  段。不考虑柴油机效率的差异和任何限制的情况下, 理论上柴油机运行在  $EQ$  段时, 泥泵运行在  $OP$  段。

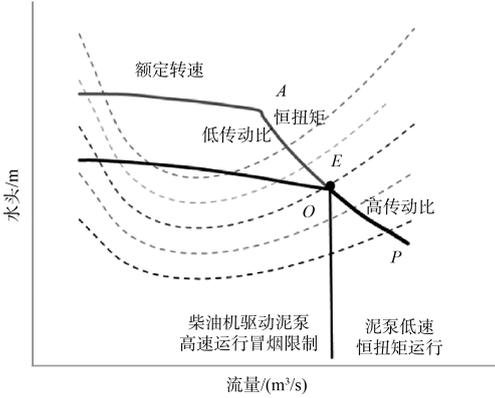


图 4 泥泵特性曲线

### 2.3 关键设备规格确定

#### 2.3.1 泥泵规格

##### 1) 流量。

泥泵工作流量的选取很简单, 只要有了目标产量和浆体输送浓度就可以决定, 计算公式为

$$Q = Q_m / C_v \quad (1)$$

式中:  $Q_m$  为目标产量 ( $m^3/h$ );  $C_v$  为浆体原状土体积浓度。

$C_v$  计算公式为

$$C_v = \frac{\rho_m - \rho_w}{\rho_{sm} - \rho_w} \quad (2)$$

式中:  $\rho_{sm}$  为原状土密度 ( $kg/m^3$ );  $\rho_m$  为浆体密度 ( $kg/m^3$ );  $\rho_w$  为水密度 ( $kg/m^3$ )。

##### 2) 扬程。

根据能量守恒定律, 泥泵扬程由整个输送系统的阻力决定, 包括整个系统的输送管道及连接件阻力、挖深及排高等。当然, 决定这些阻力大小的因素非常多, 比如泥沙颗粒粒径、泥沙浆体输送浓度等。计算公式为:

$$H_m = \Delta H S_m + K L i_m \quad (3)$$

式中:  $\Delta H$  为管道出口和吸口的高差, 即排高和挖深之和 ( $m$ );  $S_m$  为浆体相对密度, 计算管道在水下部分时,  $S_m$  应为  $S_m - 1$ ;  $L$  为整个管线的当量长

度, 包括各种接头、阀门、异径管等连接件的当量长度 ( $m$ );  $K$  为修正系数, 水上管线等特殊情 况都需在内;  $i_m$  为直线段水平管单位长度沿程摩 阻损失, 计算公式采用 Wilson 公式, 即

$$i_m = i_e + \Delta i_h + \Delta i_s \quad (4)$$

式中:  $i_e$  为均质流和伪均质流部分造成摩阻损失之 和;  $\Delta i_h$  为复合流部分引起摩阻损失的增加量;  $\Delta i_s$  为推移质部分造成的摩阻损失的增加量。

$i_e$ 、 $\Delta i_h$  和  $\Delta i_s$  的计算方法分别为:

$$i_e = i_w S_f S_e \quad (5)$$

$$\Delta i_h = 0.22 C_v X_h (S - S_e) \cdot (v_{50}/v)^M \quad (6)$$

$$\Delta i_s = B C_v X_s (S - S_h) \cdot [v/(0.55 v_{sm})]^{-0.25} \quad (7)$$

式中:  $S_f$ 、 $S_e$ 、 $S_h$  和  $S$  分别为均质流、伪均质流、 复合流和颗粒密度 ( $kg/m^3$ );  $X_h$ 、 $X_s$  分别为伪复合 流和推移质部分颗粒所占的比例;  $v_{50}$  为能够使 50% 的颗粒悬浮时的流速 ( $m/s$ );  $v_{sm}$  为颗粒沉降速 度最大时的流速 ( $m/s$ );  $M$  根据输送土质的颗粒级 配取值 0.25~1.7 (级配越宽, 取值越大);  $B$  为细 沙部分对粗颗粒的减阻系数, 取值 0.5~1。

如果各级泵选择相同型号且系统额定功率、 额定转速都一致, 则每台泵均分排压, 即泵排 压为:

$$H_p = H_m / N \quad (8)$$

式中:  $H_p$  为泵排压 (扬程) ( $m$ );  $H_m$  为总排压 (扬 程) ( $m$ );  $N$  为疏浚系统中泥泵的数量。

如果泵选择的型号不一致, 则需在同一流量 条件下分别按照各自的特性曲线、系统额定功率、 额定转速进行组合。如果舱内泵和水下泵为同一 系列同样大小的泵, 只是额定运行速度和额定功 率不一样, 则根据泵的相似定律, 按照各自分担 排压比等于转速平方比进行估算。

##### 3) 功率。

泥泵在目标工作点的功率  $P_o$  根据泥泵工作点 的扬程和流量计算, 计算公式为:

$$P_o = H_m Q \rho_m g / \eta_m \quad (9)$$

式中:  $\rho_m$  为浆体输送密度 ( $kg/m^3$ );  $\eta_m$  为泥泵在输送 浆体时工况点对应的效率;  $g$  为重力加速度 ( $m/s^2$ )。

如果各级泵选择相同型号且系统额定功率、

额定转速都一致，则每台泵均分功率压，即每台泵功率  $P_{po}$  为：

$$P_{po} = P_o / N \tag{10}$$

如果泵选择的型号不一致，则需在同一流量条件下分别按照各自转速对应的特性曲线、系统额定功率进行计算。如果舱内泵和水上泵为同一系列同样大小的泵，只是额定运行速度不一样，则根据泵的相似定律，按照各自分担功率比等于转速立方比进行估算。

为了使得泥泵在目标工作点附近能够实现流量平稳、效率较高、工作稳定，即使得泥泵目标工作点位于恒扭矩靠近全功率附近。泥泵的额定转速  $n$  就需要在工作点转速的基础上预留一定余量，计算公式为：

$$n = n_o(1+s) \tag{11}$$

式中： $n_o$ 代表目标工况点泥泵转速(r/min)； $s$ 为预留转速余量，根据泥泵效率曲线，预留5%~15%。

根据恒扭矩条件，不考虑泥泵效率的变化，则预留转速余量以后的功率  $P_p$  为：

$$P_p = P_{po}(1+s) \tag{12}$$

由于泥泵效率是变化的，而且额定工况点的效率往往比目标工况点的略低，因此，功率的增大比例要比转速的预留比例更大一些。

#### 4) 转速。

泥泵的转速根据泥泵的清水特性曲线选取，如图5所示。

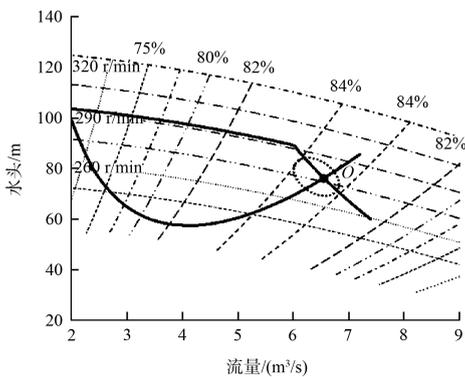


图5 泵清水曲线

不同转速对应不同的扬程及不同流量对应的不同效率。原则是必须在额定转速下满足为克服管道阻力所需的扬程，并且在目标流量工况时泥

泵运行在高效率区域。

根据系统所需泥浆扬程转换为清水扬程，以方便从泥泵清水曲线选取泥泵转速。泥浆扬程转换为清水扬程的过程中需考虑泥沙对泥泵扬程、效率等性能的影响。校正公式选取 Engin 公式，即

$$H = \frac{H_m S_m}{1 - 2.705 S_m (S - 1)^{0.64} (d_{50}/D_p)^{0.313}} \tag{13}$$

式中： $H$ 为清水扬程(m)； $d_{50}$ 为中值粒径(m)； $D_p$ 为泥泵叶轮直径(m)。

### 2.3.2 驱动设备规格确定

#### 1) 功率。

对于选择柴油机作为泥泵驱动装置的绞吸挖泥船，在驱动装置与泥泵功率匹配设计中，目前有两种倾向，一种是考虑柴油机老化造成的功率降低和疏浚作业时负荷的波动，采取牺牲经济性保留部分功率储备的做法<sup>[16]</sup>。另一种认为具有恒转矩功能柴油机驱动泥泵时，其额定功率和泥泵额定功率之间仅相差传动效率对应的损耗，因此并不需要为柴油机保留储备功率，在机器老旧后根据实际情况采取缩短排距、修整泥泵叶轮或者在管路加设移动泵站等措施提高系统经济性。本文推荐后者，虽然需要中途维护，但是其经济性一般会比前者好很多。

从这一侧面讲，选择变频电机驱动泥泵有绝对优势，因为它可以根据泥泵的性能便捷、快速而且在不影响驱动效率（由于谐波对电机效率会有影响，但是泥泵磨损导致的电机转速减小量非常小，因此该影响可以忽略不计）的情况下调节转速和功率。另外，如果是变频驱动，尤其是水下泥泵和绞刀的驱动电机，可以有50%的功率预留，以满足特殊工况或紧急需求。

#### 2) 转速。

为了满足紧急情况或者特殊工况的需求，驱动装置额定转速一般会在泥泵标准转速的基础上有所预留。如果是变频驱动，尤其是水下泥泵和绞刀驱动装置的转速，可以有高达50%的恒功率超转速预留，以便临时恒功率增加转速运行，此时可以提供2倍以上的排压。

### 3 算例

目标船要求在挖深 30 m, 排高 10 m, 排距 8 km, 土质为中粗砂 ( $d_{50} = 0.23 \text{ mm}$ 、 $\rho_{sm} = 1950 \text{ kg/m}^3$ ) 工况下产量不低于  $8000 \text{ m}^3/\text{h}$ ; 挖深 30 m, 排高 10 m, 排距 2 km 工况下可以输送砾石 ( $d_{50} = 10 \text{ mm}$ 、 $\rho_{sm} = 2000 \text{ kg/m}^3$ 、 $\rho_s = 2650 \text{ kg/m}^3$ )。

#### 3.1 目标工况选型计算

流量按照目标中要求中粗砂产量  $8000 \text{ m}^3/\text{h}$  计算(水密度  $\rho_w = 1025 \text{ kg/m}^3$ , 输送体积浓度  $C_v = 0.35$ ), 其值为:  $Q = Q_m / C_v \approx 6.4 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

考虑到中粗砂关键流速, 选择管径 1.2 m, 工作流速 5.6 m/s。

用该流速在挖深 30 m, 排高 8 m, 排距 8 km 的目标工况下疏松目标土质, 用式(3)~(7)算得扬程  $H_m \approx 216 \text{ m}$ 。按照效率  $\eta_m = 0.82$ , 根据式(8)可算得功率  $P \approx 21600 \text{ kW}$ 。

按照中粗砂中值粒径  $d_{50} = 0.23 \text{ mm}$ , 对应不同叶轮直径泵的清水扬程如图 6 所示。

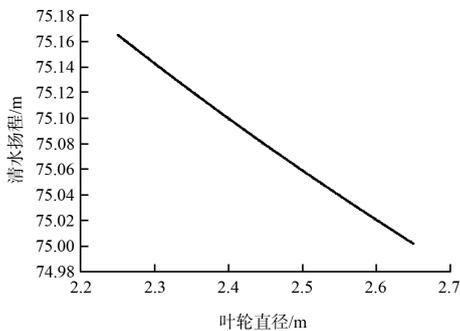


图6 不同叶轮对应的清水扬程

根据清水扬程 225 m, 选典型配置叶轮直径全部为 2.64 m 的水下泵 1 台, 舱内泵 2 台, 每台泵清水扬程 75 m。根据流量  $6.4 \text{ m}^3/\text{s}$  时扬程 75 m, 按照各型泵的清水曲线, 选择某泵清水曲线。

工作曲线如图 5 所示, 泵工作点 O 流量  $6.5 \text{ m}^3/\text{s}$ 、清水扬程 76 m、转速 274 r/min、清水效率 84%, 处于效率最优范围。

为了使得泥泵工作稳定, 流量平稳, 效率较高, 即泥泵运行在恒扭矩靠近全功率附近, 泥泵转速选择工作点转速的 1.06 倍, 即留 6% 的余量,

292 r/min; 根据恒扭矩要求, 按照 98% 效率选配 8000 kW 功率驱动。

#### 3.2 极限工况验证

经计算得到, 在排距 2 km、输送中值粒径  $d_{50} = 10 \text{ mm}$  砂砾工况下, 可以采用输送泥管管径 1 m, 输送浆体密度  $\rho_m = 1300 \text{ kg/m}^3$ , 运行曲线如图 7 所示。

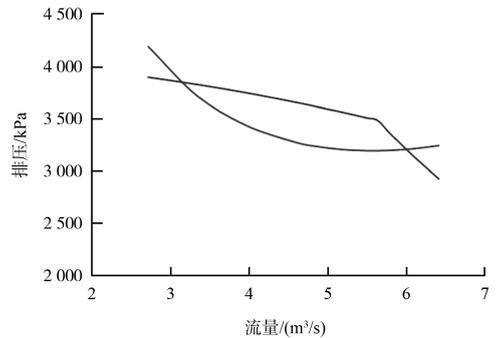


图7 输送砂砾工作曲线

此工况下, 泥泵转速 286 r/min(恒扭矩), 工作流量  $6 \text{ m}^3/\text{s}$ (大于关键流速对应流量), 产量大于  $6000 \text{ m}^3/\text{h}$ , 能够满足对极限工况的要求。

### 4 结论

1) 从计算分析中可以看出, 目标施工环境(土质、排距)和产量要求决定了疏浚系统关键设备的主要性能指标(输送流量、系统排压、泥泵驱动装置功率等)。

2) 从算例结果可以看出, 该选型配置计算方法合理, 该法优化得到的设计结果能够保证船舶在目标工况下的高效运营。

#### 参考文献:

- [1] 北京智研科信公司.2016—2022年中国疏浚工程市场调查与行业前景预测报告[EB/OL].(2015-12-10)[2016-3-25].  
<http://www.ibaogao.com/baogao/12101C0062015.html>.
- [2] 中国港口网.多因素驱动我国疏浚工程行业发展 疏浚总量将超 40 亿立方米[EB/OL].(2014-8-28)[2016-3-28].  
<http://www.zgsy.com/html/channel/2014/08/2831018.html>.
- [3] DURAND R. The hydraulic transportation of coal and

other materials in pipes [M]. London: Collage of National Coal Board, 1952.

[4] WASP E J, KENNY J P, GANDHI R L. Soild-liquid flow slurry pipeline transportation [M]. Claustha: Trans Tech Publications, 1977.

[5] 王绍周. 粒装物料的浆体管道输送[M]. 北京: 海洋出版社, 1998.

[6] 钱宁, 万兆慧. 泥沙运动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1991.

[7] LAHIRI S K, GHANTA K C. Prediction of pressure drop of slurry flow in pipeline by hybrid support vector regression and genetic algorithm model[J]. Chinese journal of chemical engineering, 2008(6): 841-848.

[8] WILSON K C, ADDIE G R, SELLGREN A, et al. Slurry transport using centrifugal pumps[M]. New York: Springer Science and Business Media, Inc., 2004.

[9] 李铭志, 何炎平, 韩政, 等. 泥沙输送计算方法探讨[J]. 水运工程, 2014(5): 38-42.

[10] SELLGREN A, ADDIE G, SCOTT S. The effect of sand-clay slurries on the performance of centrifugal pumps[J]. The Canadian journal of chemical engineering, 2000(78): 764-769.

[11] GANDHI B K, SINGH S N, SESHADRI V. Performance characteristics of centrifugal slurry pumps[J]. Journal of fluids engineering, 2001(123): 271-280.

[12] MATOUSEK V. The pipeline transport of different sand fractions in dense slurry[J]. Dredging, 2002(2): 1-10.

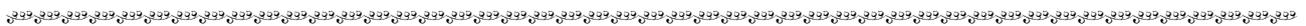
[13] ENGIN T, GUR M. Comparative evaluation of some existing correlations to predict head degradation of centrifugal slurry pumps [J]. Journal of fluids engineering, 2003(125): 149-157.

[14] 李斌. 船舶柴油机[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2008.

[15] 李铭志, 何炎平, 诸葛玮, 等. 挖泥船泥沙输送系统的参数匹配问题[J]. 中国港湾建设, 2014(11): 64-68.

[16] 何炎平, 饶维生, 杨剑涛, 等. 绞吸式挖泥船泥泵运行参数配置分析[J]. 中国港湾建设, 2010(5): 50-53.

( 本文编辑 王璁 )



· 消 息 ·

### 金塘木岙物流区围填海工程通过竣工验收

由中交水运规划设计院有限公司（水规院）设计的金塘木岙物流区围填海工程于2017年1月13日通过了竣工验收。

本工程新建3 967 m护岸，其中西护岸（外护岸）2 560.8 m，北护岸148.2 m，内护岸1 258 m，吹填砂600.8万m<sup>3</sup>，陆域形成95.69万m<sup>2</sup>。工程财务竣工决算总投资10.24亿元。西护岸轴线位于-11.5 m水深附近，最深处堤身高度接近17 m，具有水深、潮流和波浪大等特点；围堤断面的宽度既关系到结构的稳定安全，又直接影响工程投资。水规院经过多方案比选和多轮优化设计，顺利完成了施工图设计，在深水围堤设计方面积累了宝贵经验。

[http://172.16.6.32/default/com.pdiwt.portal.frame.articleNavigation.flow?\\_eosFlowAction=article&article/id=8842\(2017-02-08\)](http://172.16.6.32/default/com.pdiwt.portal.frame.articleNavigation.flow?_eosFlowAction=article&article/id=8842(2017-02-08))