

海浪和海流作用下的深海采矿输送系统参数分析

徐海良^{1,2}, 龙国键²

(1.中南大学 机电工程学院,湖南 长沙 410083;2.长沙中联重工科技发展股份有限公司,湖南 长沙 410013)

摘要:根据深海采矿输送管道在采矿船牵引下运动,同时受到管道和管内流体重力、浮力和海水阻力作用的情况,采用有限元对输送软管进行了计算分析.从计算结果的分析可知:在输送管道下端安装浮体,得到了一种十分理想的采矿系统;海流和海浪对管道上端的结点反力有较大的影响,对管道下端的结点反力和管道的形状影响较小;采矿船运动对管道产生很大的阻力,对管道两端的结点反力和管道形状影响都很大.图 8,表 1,参 9.

关键词:深海采矿;输送系统;力学分析

中图分类号:TH6;TD403

文献标识码:A

文章编号:1672-9102(2006)02-0068-05

在深海采矿方法中,采用水力输送的采矿系统被认为是最具发展前景.根据输送系统的不同,深海采矿系统又可分为硬管采矿系统和软管采矿系统两种^[1-3].美国矿业大学(Colorado School of Mines)的 Jin S.Chung 和 Baorong Cheng 教授对硬管系统进行了研究.硬管采矿系统采用砂浆泵对矿石进行接力输送,砂浆泵过流部件与矿石磨损而容易磨损破坏,从而使整个采矿系统瘫痪,并且硬管采矿系统的输送系统十分复杂^[4,5].

软管采矿系统的输送设备安装于海底采矿车上,将矿石从海底直接输送到海面,输送系统简单,便于操作和控制,具有工业应用前景^[6-9].

1 输送系统运动分析

软管采矿系统如图 1 所示.软管采矿系统的矿石通过安装于采矿车上的水力输送设备直接输送到海面的采矿船上,使整个输送系统得到简化,但此种系统要求水力输送设备具有强大的输送能力.采矿船停泊于海面上,当变换采矿场才运动,使采矿系统的操作和控制变得相对容易.输送系统没有尺寸庞大的钢管,管道中央未安装提升泵和中继仓,输送系统的重量减少了许多,因此,不会由于输送系统的振动而影响采矿车的运动.

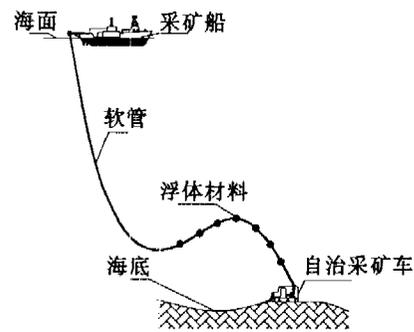


图 1 深海钻结壳采矿系统

Fig.1 The deep sea mining system

当出现采矿系统不能工作的情况时,例如海面有狂风,输送管可以与采矿船分开,避免采矿系统出现海难事故.当软管与采矿船分离后,在软管上端装上浮标漂浮于海面,采矿车将整个系统固定于海底;当天气情况许可时,采矿船与软管连接,采矿系统恢复工作,因此,软管采矿系统相对灵活^[10].

当把采矿船和采矿车简化成质点后,整个采矿系统可简化成模型如图 2 所示.

海底采矿车的运动速度为 \vec{v}_1 , 海面的采矿船的运动速度为 \vec{v}_2 .

取管道中任意位置一节管道单元 m 进行分析,管道单元两端的结点分别为 ij , 两端的位置向量分别为 \vec{S}_{ij} .

收稿日期:2005-07-25

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50574100)

作者简介:徐海良(1965-),男,湖南湘乡人,博士,中南大学副教授,主要从事海洋采矿,矿山机械研究.

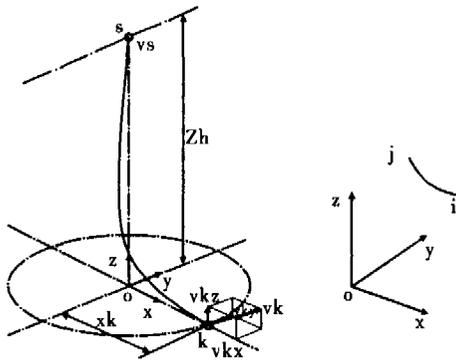


图2 采矿系统原理图
Fig.2 principle of sea mining system

和 \dot{S}_{nj} , 由管单元两个结点位置可以确定管单元的空间位置, 管单元的空间位置用位置向量 \dot{S}_m 表示:

$$\dot{S}_m = \begin{bmatrix} \dot{S}_{mi} \\ \dot{S}_{mj} \end{bmatrix} = [X_{mi} \ Y_{mi} \ Z_{mi} \ X_{mj} \ Y_{mj} \ Z_{mj}]^T, \quad (1)$$

式中: X_{mi}, X_{mj} 为管单元 m 两端的结点 ij 在整体坐标中的 X 坐标. Y_{mi}, Y_{mj} 为管单元 m 两端的结点 ij 在整体坐标中的 Y 坐标. Z_{mi}, Z_{mj} 为管单元 m 两端的结点 ij 在整体坐标中的 Z 坐标.

对上式求导, 可得到管单元 m 两端结点 i 和 j 的空间运动速度向量为 \dot{S}'_m 和 \dot{S}'_{mj} .

2 输送系统外部载荷分析

2.1 输送系统重力和浮力

管道在海水中运动, 受到自身的重力、浮力和管内流体的重力作用.

管单元 m 所受重力 W_m 为:

$$W_m = \frac{\pi}{4} \rho_g g (D_o^2 - D_i^2) L_m. \quad (2)$$

管内流体的重力 W_L 为:

$$W_L = \frac{\pi}{4} \rho_m D_i^2 g L_m. \quad (3)$$

管单元 m 在海水中的浮力 F_B 为:

$$F_B = \frac{\pi}{4} \rho_l g D_o^2 L_m. \quad (4)$$

式中: ρ_l 为海水密度; ρ_g 为管道材料密度; ρ_m 为管内流体密度; D_o 为输送管道外径; D_i 为输送管道内径; L_m 为管道单元 m 长度.

2.2 输送系统运动阻力

当对输送系统进行静态分析时, 不考虑相对加速度的影响. 由于管道切向阻力系数相对于法向阻力系数较小, 因此, 可以不考虑海水对管道的切向阻力, 则

根据 Morison 方程, 管单元 m 在波浪和海流作用下的载荷公式如下^[7]:

$$\vec{q}_{m0} = \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o \vec{v}_w^2, \quad (5)$$

式中: \vec{v}_w 为海水质点相对管道的法向速度; C_D 为法向阻力系数.

输送管道在海水中运动, 海水与管道上一点的相对速度 \vec{v}_r 由 3 部分速度组成:

$$\vec{v}_r = \dot{S}'_m + \vec{v}_w + \vec{v}_l, \quad (6)$$

式中: \dot{S}'_m 为管道上一点的运动速度; \vec{v}_w 为海浪作用下的海水质点运动速度; \vec{v}_l 为海水的流动速度.

2.3 海流运动速度

由于海流的速度平行于海平面, 当海流表面速度 v_{s1} 的方向与 X 轴的夹角为 θ_s , 对于海流速度, 沿海深 (Z 轴方向) 一般采用下列方程进行描述^[7,8]:

$$\vec{v}_l = (v_{s1} e^{-\lambda Z} \cos \theta_s \quad v_{s1} e^{-\lambda Z} \sin \theta_s \quad 0)^T. \quad (7)$$

2.4 海浪运动时的海水质点运动速度

对于采矿区, 波浪是在风的作用下产生的, 是重力波; 采矿区的水很深, 波浪高度与水深之比很小, 是微幅波. 微幅重力波的边界条件中的非线性项可以忽略, 从而使其线性化, 可以采用线性波浪理论分析^[9]:

当海浪的运动方向与整体坐标的 X 轴夹角为 θ_w , 根据海流速度势函数, 可得海水质点运动速度 \vec{v}_w 在整体坐标的矢量形式为:

$$\vec{v}_w = \begin{bmatrix} \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(K_w Z) \cos(K_w x - \omega t) \cos \theta_w \\ \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(K_w Z) \cos(K_w x - \omega t) \sin \theta_w \\ \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(K_w Z) \sin(K_w x - \omega t) \end{bmatrix}. \quad (8)$$

式中: h_w 为水波高; T_w 为水波的振动周期; K_w 为波数; ω 为波频率.

将式(8)和式(7)代入式(6)得海水与管道的相对运动的速度 \vec{v}_r :

$$\vec{v}_r = \begin{bmatrix} X'_m + v_{s1} e^{-\lambda Z} \cos \theta_s + \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(K_w Z) \cos(K_w x - \omega t) \cos \theta_w \\ Y'_m + v_{s1} e^{-\lambda Z} \sin \theta_s + \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(K_w Z) \cos(K_w x - \omega t) \sin \theta_w \\ Z'_m + \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(K_w Z) \sin(K_w x - \omega t) \end{bmatrix}. \quad (9)$$

当采矿车牵引管道在 X 轴上作匀速运动,管道上各结点不是作匀速运动,当管道下段有浮力分布时,管道各结点的运动速度更加复杂,现以管单元 m 结点上 X 方向的运动速度 X'_m 为例,说明单元 m 结点上的运动速度 X'_m 、 Y'_m 、 Z'_m ,和各单元运动阻力的计算方法。

(1)首先在不考虑海水阻力的情况下,根据采矿车在不同时间点 $t_1, t_2, \dots, t_m, \dots, t_m$ 的位置,计算出管道各结点的 X 坐标 $x_{11}, x_{12}, \dots, x_{im}, \dots, x_{in}$, 然后根据如下公式求出各结点在不同时间点的运动速度。

$$X'_m = \frac{x_{im} - x_{i(m-1)}}{t_m - t_{m-1}} \quad (10)$$

(2)由上式求出管道各结点的速度,然后代入式(9)求出管道各单元结点相对于海水的运动速度 \vec{v} , 后,求得海水质点相对管道的法向速度 \vec{v}_w , 然后通过式(5)求得单元运动阻力;并计算采矿车在不同时间点 $t_1, t_2, \dots, t_m, \dots, t_m$ 上的 X 坐标 $x_{11}, x_{12}, \dots, x_{im}, \dots, x_{in}$ 。

(3)根据公式(10),求各结点在不同时间点的运动速度 X'_m 。

(4)不断重复第二和第三步,直到各结点前后两次计算得到的 X'_m 之差小于给定的精度后,以该运动速度计算各管单元的海水阻力。

3 输送系统几何非线性分析

在对采矿系统进行设计和系统控制时,涉及的系统参数有许多,其中下列四个参数是保证系统能否正常工作的重要参数。

1)输送管道的承载情况,即管道上端对采矿船的作用力 F_1 , 为管道强度校核的重要参数。 F_1 在水平和垂直方向的分量为 F_{x1} 和 F_{z1} 。

2)输送管道下端对采矿车的作用力 F_2 , 为海底采矿车驱动力设计的重要参数。 F_2 在水平和垂直方向的分量为 F_{x2} 和 F_{z2} , F_{x2} 对采矿车运动影响很大,需作特别分析。

3)采矿车的工作范围为深海采矿系统工作的重要参数。

4)输送管道的空间形状是输送系统正常工作的重要参数。

为了保证系统正常工作,根据系统的外部载荷和运动情况,采用有限元商业软件 Ansys 中 pipe59 水中运动的管单元对输送系统进行计算分析,pipe59 管单元的浮力、管内海水重力和运动阻力通过表 1 中的参数加载,表中海流速度、海浪等级和采矿船速度为深海采矿系统的极限工作条件。深海采矿输送管道很长,作

业水深为 5 000 m 的采矿系统,输送管道长达 6 000 m, 划分成 100 个单元。管道在采矿船和采矿车的牵引下作空间运动,挠度变化很大,属于小应变大位移几何非线性问题。采用牛顿-拉斐逊迭代方法可以对上述问题求解。

3 种系统的下端 80~99 结点上都加载有浮体材料,参数值(1)为输送系统在承受重力、浮力和浮体提升力的情况;参数值(2)为在参数值(1)的基础上考虑了海流和海浪联合对输送系统的影响;而参数值(3)为在参数值(2)的基础上考虑了采矿船以 -1 m/s 的速度运动的情况如表 1 所示。

表 1 输送系统参数
Tab.1 transporting system parameter

参数名称	参数符号	单位	参数值 (1)	参数值 (2)	参数值 (3)
系统作业水深	h	m	5 000	5 000	5 000
输送管道长度	L	m	6 000	6 000	6 000
抗拉弹性模量	E_s	N/m ²	1×10^{11}	1×10^{11}	1×10^{11}
抗弯弹性模量	E_w	N/m ²	4×10^8	4×10^8	4×10^8
管道材料密度	ρ_s	kg/m ³	1 700	1 700	1 700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20	0.20
法向阻力系数	C_D		1	1	1
输送流体密度	ρ_m	kg/m ³	1 100	1 100	1 100
海水密度	ρ_l	kg/m ³	1 025	1 025	1 025
浮体长度(结点 80-99)		m	1 200	1 200	1 200
浮力		N/m	300	300	300
输送流体密度	ρ_m	kg/m ³	1 100	1 100	1 100
海流速度	v	m/s	0	1.7	1.7
海浪		级	0	6	6
采矿船运动速度		m/s	0	0	-1

3.1 输送系统为参数值(1)的力学分析

图 3 和图 4 是采用参数值(1)计算的结果。从计算数据分析可知,采矿车离采矿船 3 266 m 处,管道对采矿车的水平作用力 $F_{x2}=458.3$ kN;在 2 316 m 处, $F_{x2}=71$ kN;在 1 516 m 处, $F_{x2}=27$ kN;在 716 m 处, $F_{x2}=7.2$ kN。当系统要求将 F_{x2} 控制在 50 kN 以下时,采矿车的工作半径将达到 2 000 m。

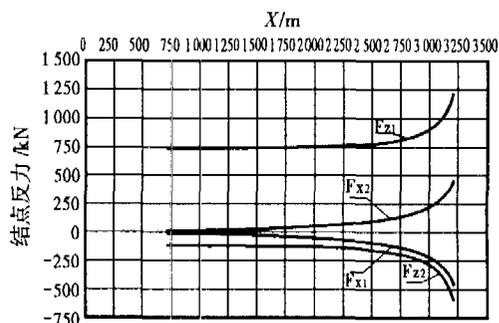


图 3 系统的结点反力

Fig.3 The force on both ends of the transporting pipe

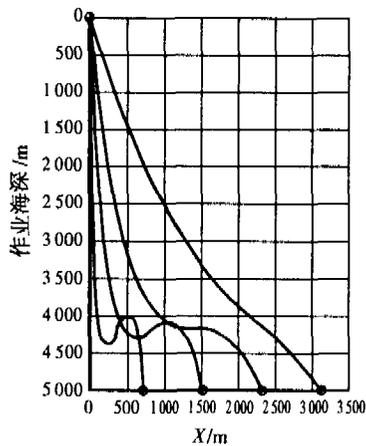


图4 输送管道形状
Fig.4 The transporting pipe shape

从图4分析可知,采矿车在716~3266m的工作半径范围内,管道不会下垂到海底,只须防止采矿车离采矿船的水平距离太远,造成软管的弯曲半径太小或者软管打折的情况出现。

3.2 输送系统为参数值(2)的力学分析

图5和图6是采用参数值(2)计算得到的结果.参数值(2)为1.7m/s海流速度和6级海浪同向联合作用于管道的情况.在海流海浪的联合作用,海面的海水流速为2.95m/s,在海深100m处的海流速度为0.575m/s,在海深200m处的海流速度为0.21m/s,在海深400m以下的海流速度为0.1m/s。

比较图5与图3可知,由于海浪和海流作用于管道的上端,除X方向的结点反力 F_{x1} 值增加较大外,所有结点反力的变化不大。 F_{z2} 变化较小,从计算数据可知,当采矿车在3216m位置时 $F_{z2}=448.5$ kN,在2516m位置时 $F_{z2}=89$ kN,在1316m位置时 $F_{z2}=18.9$ kN,在716m位置时 $F_{z2}=5.6$ kN.与参数值(3)计算的结果相比可知,采矿车从3216m运动到716m处,水平力 F_{z2} 的减小为9.8~1.6 kN,海流和海浪对水平作用力 F_{z2} 的影响很小。

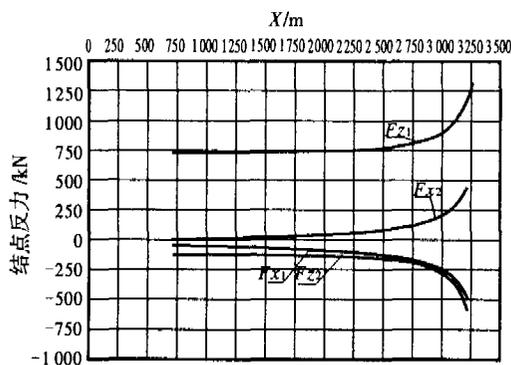


图5 结点反力(海流和海浪)
Fig.5 The force on both ends of the transporting pipe of current and ocean wave

图6与图4相比较,管道形状差别不大.从计算数据可知,由于海浪和海流的作用,图6中管道上端向海浪运动方向有少量偏移。

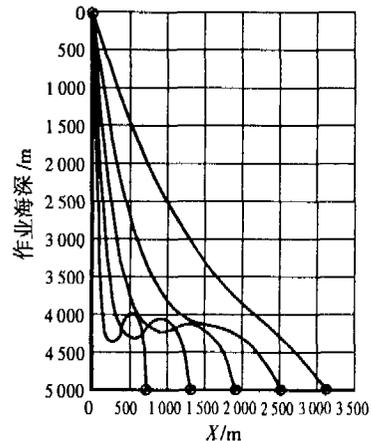


图6 输送管道形状(海流和海浪)
Fig.6 The transporting pipe shape of current and ocean wave

3.3 输送系统为参数值(3)的力学分析

图7和图8是采用参数值(3)计算得到的结果.参数值(3)为1.7m/s海流速度和6级海浪同向联合作用于管道,同时,采矿船牵引管道以-1m/s的速度逆向往行驶的情况,即3个速度在同一方向作用于管道上。

分析图7可知,由于管道上端在采矿船的牵引下运动并受到海浪和海流的作用,上端 F_{x1} 的值有很大增加.从计算数据可知,当采矿车离采矿船716m处时 $F_{z2}=-13.5$ kN,在1316m处时 $F_{z2}=-3.9$ kN,在2216m处时 $F_{z2}=17.6$ kN,在3116m处时 $F_{z2}=119$ kN.与参数值(3)计算的结果相比可知,采矿船从3116m运动到716m处,水平力 F_{z2} 的减小量为178.7~20.7 kN,与只受海流与海浪作用的情况相比下降了许多.从分析可知,采矿船采用上述运动模式,有利于改善管道对采矿车的作用力。

由图8可知,采矿船的运动对管道的形状影响很大,因此,采矿系统工作时,应控制采矿船的运动速度

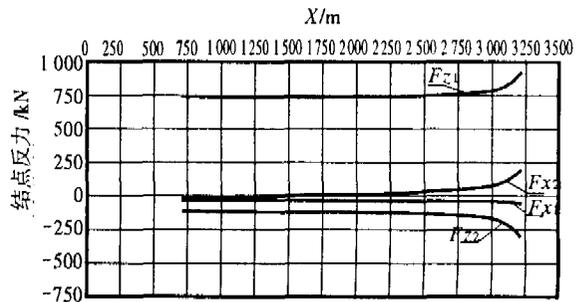


图7 结点反力(采矿船 $u=-1$ m/s)
Fig.7 The force on both ends of the transporting pipe under $u=-1$ m/s

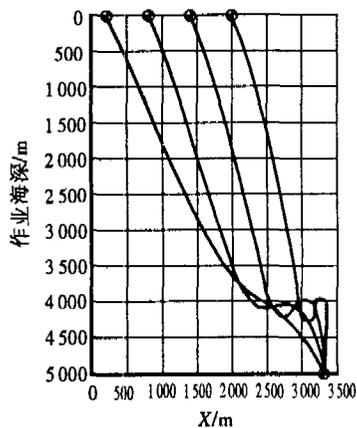


图8 管道形状(采矿船 $u=-1\text{m/s}$)

Fig.8 The transporting pipe shape under $u=-1\text{m/s}$

和运动模式。

4 结论

在对深海采矿软管输送系统进行运动和荷载进行分析的基础上,采用有限元对系统在不同荷载作用下进行了几何非线性静力分析,得出如下结论:

1)在输送软管下端安装浮体,当管道下端对采矿车的作用力 $F_2 < 50\text{ kN}$,采矿车的工作的工作半径达2000 m。

2)海流和海浪对管道上端的受力有一定影响,而对管道下端的受力和管道形状的影响较小。对于5000 m输送系统,当输送管道在1.7 m/s海流与6级海浪作用下,采矿车从3216 m运动到716 m处,水平力 F_2 的减小为9.8~1.6 kN,海流和海浪对水平作用力 F_2 的影响很小。

3)采矿船的运动速度和运动模式对输送系统影响很大。对于5000 m输送系统,当采矿船-1 m/s的速度从3116 m运动到716 m处,水平力 F_2 的减小量为178.7~20.7 kN,采矿船采用该运动模式,有利于改善管道对采矿车的作用力。

参考文献:

- [1] JIN S CHUNG, CHENG B R. BAORONG CHENG, JIN S Chung. Effects of Axial Damper and Elastic Joints on the 3-D Dynamic Responses of a Deep-Ocean Pipe with Torsional Coupling Int J Offshore and Polar Eng Conf[C], Los Angeles, ISOPE, 1996:37-45.
- [2] JIN S CHUNG, CHENG B R. MSE and FEM Modeling of Thrusts to Elastic Joints of Long Vertical Pipe in 3-D Nonlinear Motions [J], Int J Offshore and Polar Eng. 1999, 9, (2), 117-125.
- [3] Lübbert M. Experimentelle Modellierung Flexibler Dynamisch Bewegter Verbindungsleitungen Zwischen Selbstfahrenden Tiefseemaschinen Und ihren Mutterschiffen[D]. Siegen Deutschland: Universität-GH Siegen, 1989.
- [4] FREITAG W. Theoretische und experimentelle Untersuchungen Zum Verhalten langer Tiefseeestränge[D]. Aachen: Universität Aachen, 1993.
- [5] Hoffmann E-O. Verhalten flexibler Verbindungsleitungen Zwischen bewegten Unterwassergeräten and Schwimmenden Stationen [D]. Aachen: Universität Aachen, 1995.
- [6] GREBE H. Allgemeines Mathematisches Modell Für Strangverbindungen Zwischen Mobilen Tiefseeegeräten and Ihren Mutterstationen [D]. Siegen: Universität-GH Siegen, 1997.
- [7] Morison J R, O'Brien M P, Johnson J W, et al. The Force Exerted by Surface Waves on Piles [J]. Petroleum Transaction. 1950, 189 (1): 149-154.
- [8] HAPPEL K-H, KöHL M. Statische Festigkeitsberechnungen and dynamische Untersuchungen an Drilling-Risern zur Erdölexploration Bei 2000 m Meerestiefe[J]. Meerestechnik, 1982, 13(1): 13-18.
- [9] CHUNG J S, CHENG B. Application of Thrusts to Elastic Joints on Long Vertical Pipe in 3-D Nonlinear Motions-Part II: Numerical Examples by MSE and FEM Results //, Proc 8 th Int Offshore and Polar Eng Conf [C], Montreal, Canada, 1998, 189-198.

The Influence Analysis of the Current and Ocean Wave on Mineral Transporting System of Ocean Mining

XU Hai-liang^{1,2}, LONG Guo-jian²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;

2. Zoomlion Heavy Industry Science and Technology Development CO., LTD, Changsha 410013, China)

Abstract: Based on the fact that the transporting pipe is affected under the interaction of the draft of mining vehicle and ship, the gravity of the transporting pipe and the inner liquid, the buoyancy as well as the hydrodynamic forces, the transporting systems were analysed. Conclusion show that the ideal mining transporting system is obtained by installing buoy along the under part of the transporting pipe. The current and ocean wave exert large influence on the upper-end forces of the transporting pipe while small influence is exerted on the bottom-end and transporting pipe shape. The great hydrodynamic forces on transporting pipe cause by the mining ship movement influence the forces on both ends of transporting pipe and the transporting pipe shape greatly. 8 figs., 1 tab., 9 refs.

Key words: sea mining; mineral transporting system; mechanical analysis

Biography: Xu hai-liang, male, born in 1965, associate professor, ocean mining and mine machine.