

基于谐响应分析的扬矿泵安装位置的研究^①

邓旭辉, 蒙俞辛

(湘潭大学 土木工程与力学学院, 湖南 湘潭 411105)

摘要: 取不同长度管道,以弹性约束代替升沉补偿装置作用,采用能量积分法建立管道的振动方程,使用有限元方法分析了扬矿泵安装在管道的不同位置时的动力学响应。结果表明,单载荷激励作用下,应力谐响应由小到大分别为:扭矩激励、波浪纵向激励、波流联合水平激励,三者联合且同相位激励时,系统谐响应显著增大;扬矿泵安装位置从高往低下降时,管道最大等效应力呈现由大到小、再由小到大的变化规律,最大等效应力的极小值所对应的扬矿泵位置为次优安装位置。根据特定长度管道的扬矿泵次优安装位置,建立了扬矿泵的次优安装位置经验公式,为扬矿系统的定量设计提供参考依据。

关键词: 深海采矿; 扬矿管道; 扬矿泵; 安装位置; 模态分析; 谐响应分析

中图分类号: TD857

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.0253-6099.2023.01.002

文章编号: 0253-6099(2023)01-0006-06

Installation Position of Lifting Pump Based on Harmonic Response Analysis

DENG Xuhui, MENG Yuxin

(College of Civil Engineering and Mechanics, Xiangtan University, Xiangtan 411105, Hunan, China)

Abstract: As for pipes with different lengths, with heave compensation device replaced by elastic constraint, a vibration equation was established by using energy integration approach, and the dynamic response of lifting pump installed at different positions of pipes was analyzed by finite element method. Results show that the harmonic response of stress excited by the following single loads was in an ascending order: torque, wave in longitudinal direction, and a combination of wave and current in horizontal direction. Under excitation by all these three loads with the same phase, the harmonic response of the system increased significantly. When the installed lifting pump was changed from a high position to a low position, the maximum equivalent stress of pipeline increased after an initial falling down. The installation position of lifting pump on the pipe corresponding to the minimum of the maximum equivalent stress was the suboptimal installation position. Based on the suboptimal installation position for the lifting pump on the pipeline with specific length, an empirical formula was established for the suboptimal installation position, which can provide reference for the quantitative design of lifting system.

Key words: deep-sea mining; lifting pipeline; lifting pump; installation position; modal analysis; harmonic response analysis

海底钴结壳、锰结核和多金属硫化物等矿产资源主要蕴藏在海平面以下 800~6 000 m 的深海底部^[1]。当前主流的深海采矿方案是海底集矿系统、悬挂在海水中的扬矿系统和海面采矿船相结合^[2-4]。扬矿管道长度从 800 m 到 6 000 m 不等,是深海扬矿系统中最复杂的部分之一^[5]。研究并了解扬矿管道动力学特性,是扬矿管道结构设计的前提。

对扬矿管道的动力学研究可以采用理论和数值模

拟相结合的方式^[6-9]。以往研究扬矿管道动力学行为时,大都忽略扬矿泵的影响。扬矿泵重达好几吨,安装位置不同将影响扬矿管道的振动特性,此外扬矿泵运转过程中也会对扬矿管道的扭振特性产生影响^[10-11]。在扬矿系统中,根据作业深度、单位时间采矿量、泵功率和泵工作特性等参数,经验性地确定扬矿泵安装在扬矿管道的中上部较为合适,但没有确定性的计算公式可供参考。为解决这个问题,本文采用能量积分方

① 收稿日期: 2022-09-04

基金项目: 湖南省教育厅项目(18K028);国家自然科学基金重点项目(5143002)

作者简介: 邓旭辉(1975—),男,湖南郴州人,博士,副教授,主要从事工程结构设计与分析,动力学与控制,深海采矿系统可靠性研究。

法建立扬矿管道的纵、横、扭耦合振动方程；通过建立合理的动力学模型，选择 6 种不同长度的管道并在每根管道上根据经验确定 6 个不同安装位置，使用有限元方法分别计算扬矿系统的湿模态和谐响应，以等效应力为判据，确定不同长度管道扬矿泵的次优安装位置，并以此为基础建立计算公式，为结构设计及可靠性分析提供参考依据。

1 扬矿管道的动力学模型

1.1 扬矿管道振动方程

扬矿系统力学模型如图 1 所示，以海平面为坐标原点， z 轴方向向下，其中 m_1 为扬矿泵质量， m_2 为中间舱质量， f_x 为波流联合的水平激励， f_z 为纵向波浪力， T 为扬矿泵正常工作时产生的扭矩， L 为扬矿管道长度。用有限元的思想将整个扬矿管道离散成有限个单元，先求出各个单元作纵弯扭耦合振动的相关单元质量、刚度特征参量，进而运用矩阵叠加得到整个管道的质量矩阵和刚度矩阵，建立整体扬矿管道的纵、弯、扭非线性振动动力学方程。

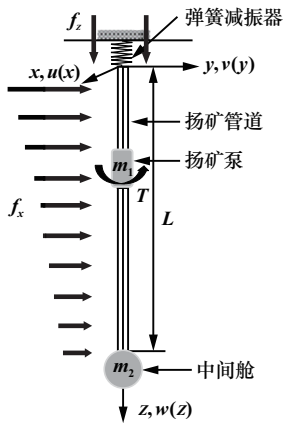


图 1 扬矿系统力学模型

将扬矿管道离散为非线性梁单元^[12]，在三维空间中任取一小节梁单元，设其两端的节点为 i 、 j ，如图 2 所示。

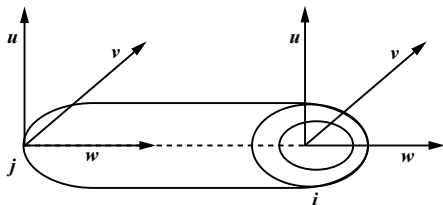


图 2 管道单元

设管道单元振动的变形函数为：

$$N_u(z, t) = a_1(t) + a_2(t)z + a_3(t)z^2 + a_4(t)z^3 \quad (1)$$

$$N_v(z, t) = a_5(t) + a_6(t)z + a_7(t)z^2 + a_8(t)z^3 \quad (2)$$

$$N_w(z, t) = a_9(t) + a_{10}(t)z \quad (3)$$

$$N_\varphi(z, t) = a_{11}(t) + a_{12}(t)z \quad (4)$$

式中待定系数 a_{ij} 由变形初始条件求得。如当 $z=0$ 时，求出 $N_u(0, t) = u_i(t)$ ， $N_w(0, t) = w_i(t)$ ， $N_{\varphi_z}(0, t) = \varphi_{zi}(t)$ ， $N_{\varphi_x}(0, t) = \varphi_{xi}(t)$ ， $N_{\varphi_y}(0, t) = \varphi_{yi}(t)$ ；同理，当 $z=L$ 时，求出 $u_j(t)$ 、 $v_j(t)$ 、 $w_j(t)$ 、 $\varphi_{zj}(t)$ 、 $\varphi_{xj}(t)$ 、 $\varphi_{yj}(t)$ 。求得 a_{ij} 后将上述变形函数写为如下矩阵形式：

$$N_u = (N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4) (u_i \ \varphi_{yi} \ u_j \ \varphi_{xj})^T = N_U R_U \quad (5)$$

$$N_v = (N_5 \ N_6 \ N_7 \ N_8) (v_i \ \varphi_{yi} \ v_j \ \varphi_{xj})^T = N_V R_V \quad (6)$$

$$N_w = (N_9 \ N_{10}) (w_i \ w_j) = N_W R_W \quad (7)$$

$$N_\varphi = (N_{11} \ N_{12}) (\varphi_{zi} \ \varphi_{zj}) = N_\varphi R_\varphi \quad (8)$$

整理得到扬矿管道单元的位移矩阵和弹性矩阵分别为：

$$R = (u_i, \varphi_{xi}, v_i, \varphi_{yi}, w_i, \varphi_{zj}, v_j, \varphi_{xj}, w_j, \varphi_{zj})^T \quad (9)$$

$$N = (N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6, N_7, N_8, N_9, N_{10}, N_{11}, N_{12})^T \quad (10)$$

式中 u 、 v 、 w 、 φ_x 、 φ_y 、 φ_z 分别为扬矿管道单元沿着坐标轴的线位移和扭转角，其中 φ_x 、 φ_y 为弯曲振动引起的扭转变形。

根据变形函数求得质心速度为：

$$V = \frac{\partial N_u}{\partial t} \vec{x}' + \frac{\partial N_v}{\partial t} \vec{y}' + \frac{\partial N_w}{\partial t} \vec{z}' \quad (11)$$

得到管道单元动能为：

$$d\Pi = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_i A \left(\frac{\partial N_u}{\partial t} \vec{x}' + \frac{\partial N_v}{\partial t} \vec{y}' + \frac{\partial N_w}{\partial t} \vec{z}' \right)^2 dz + \int_0^L \rho_i I \left(\frac{\partial N_\varphi}{\partial t} \right)^2 dz \quad (12)$$

式中 $(\partial N_u / \partial t)^2 = R_U^T \dot{N}_U^T \dot{N}_U R_U$ ，同理得到 $(\partial N_v / \partial t)^2$ 、 $(\partial N_w / \partial t)^2$ 、 $(\partial N_\varphi / \partial t)^2$ 。于是式 (12) 变为：

$$d\Pi = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_i A (R_U^T \dot{N}_U^T \dot{N}_U R_U + R_V^T \dot{N}_V^T \dot{N}_V R_V + R_W^T \dot{N}_W^T \dot{N}_W R_W) dz + \int_0^L \rho_i I R_\varphi^T \dot{N}_\varphi^T \dot{N}_\varphi R_\varphi dz = \frac{1}{2} \dot{R}^T m_e \dot{R} \quad (13)$$

求得管道单元质量矩阵为：

$$m_e = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_i A (\dot{N}_U^T \dot{N}_U + \dot{N}_V^T \dot{N}_V + \dot{N}_W^T \dot{N}_W) dz + \int_0^L \rho_i I \dot{N}_\varphi^T \dot{N}_\varphi dz \quad (14)$$

当管道发生横向弯曲振动和纵向弯曲振动后，管道单元由直线段形状变为弧线段形状，变形后的弧长为 ds ，由横向弯曲影响而产生的单元非线性应变为 $\varepsilon_1 = (ds - dz) / dz$ ，产生的管道单元线性应变为 ε_2 ，产生的总应变为 $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ 。

矿浆引起的摩擦力 $f_k = \pi \lambda \rho_k V_k D_k / 8$ 作用在管道内壁上的摩擦力为:

$$f'_k = \left(\frac{\pi \lambda \rho_k V_k D_k}{8} \frac{\partial N_u}{\partial z} \cos \varphi \right) \hat{x} + \left(\frac{\pi \lambda \rho_k V_k D_k}{8} \frac{\partial N_v}{\partial z} \sin \varphi \right) \hat{y} + \left(\frac{\pi \lambda \rho_k V_k D_k}{8} \frac{\partial N_w}{\partial z} \cos \varphi \right) \hat{z} \quad (15)$$

式中 λ 为黏性系数; ρ_k 为矿浆密度; V_k 为矿浆速度; D_k 为管道内直径。

外部流场水质点在水平方向上作用在管道外壁上的液动力为:

$$f'_{zx} = \left[(f_D + f_M) \frac{\partial N_u}{\partial z} \cos \varphi \right] \hat{x} + \left[(f_D + f_M) \frac{\partial N_v}{\partial z} \sin \varphi \right] \hat{y} + \left[(f_D + f_M) \frac{\partial N_w}{\partial z} \right] \hat{z} \quad (16)$$

外部流场水质点在纵向方向上作用在管道外壁的液动力为:

$$f'_z = \left(f_z \frac{\partial N_w}{\partial z} \cos \varphi \right) \hat{x} + \left(f_z \frac{\partial N_u}{\partial z} \cos \varphi \right) \hat{y} + \left(f_z \frac{\partial N_v}{\partial z} \right) \hat{z} \quad (17)$$

记 $f_{\text{all}} = f'_k + f'_{zx} + f'_z$, 可得到管道单元变形能为:

$$d\Pi = \frac{1}{2} \int_V (\varepsilon^2 + \gamma^2) dV + \frac{1}{2} \int_0^L T \frac{\partial^2 N_{\varphi_z}}{\partial z^2} dz + \frac{1}{2} \int_0^L f_{\text{all}} \left(\frac{\partial^2 N_u}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 N_v}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 N_w}{\partial z^2} \right) dz \quad (18)$$

式中 $\varepsilon^2 = \left[\frac{\partial N_w}{\partial z} - x \frac{\partial^2 N_u}{\partial z^2} - y \frac{\partial^2 N_v}{\partial z^2} + \left(\frac{\partial N_u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial N_v}{\partial z} \right)^2 \right]^2$, 忽略高阶小量, 则: $\gamma^2 = \rho_i^2 (\partial \varphi_z / \partial z)^2$ 。

同样将变形函数求偏导后代入式(18), 有:

$$d\Gamma = \mathbf{R}^T \mathbf{K}_e \mathbf{R} \quad (19)$$

对式(19)求积分可得到管道单元的刚度矩阵 \mathbf{K}_e 。

有限元中阻尼矩阵表示为: $\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \gamma \mathbf{K}$, 其中 \mathbf{C} 为 Rayleigh 阻尼; α, γ 均为 Rayleigh 阻尼系数。根据单元质量刚度矩阵求得管道的整体质量矩阵 \mathbf{M} 和刚度矩阵 \mathbf{K} 后, 可以建立管道耦合振动的振动方程为:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (20)$$

若式(20)右边外载荷矩阵 \mathbf{F} 为 0, 代入管道各计算参数就可以求得管道发生纵、横、扭振动的湿模态。

1.2 扬矿管纵、横液动力及扭矩分析

由于扬矿管道外径与海浪波长相比尺寸较小, 适用 Morison 方程计算液动力。由于流体内部具有内摩擦力, 当液体流过柱状物体表面时会产生一定的黏性, 并且会在流过柱状体后尾流中产生漩涡从而引起拖曳力。柱状物的存在使得柱体所占空间的水体由原本处于运动状态而变为静止状态, 因而产生一个其值等于

该部分水体质量与其加速度相乘的惯性力。在波流联合作用下, 将海流速度加到波浪水平速度分量中叠加计算^[12]。

根据文献[12], 速度力 f_D 和惯性力 f_M 计算公式分别为:

$$f_D = \frac{1}{2} \rho_w C_D D v_D \quad (21)$$

$$f_M = \frac{\pi D^2}{4} \rho C_M \dot{v}_D \quad (22)$$

其中 $v_D = v_b + v_c$, v_b, v_c 分别由下式求得:

$$v_b = \frac{H}{2} \omega e^{4\pi^2 z / (T^2 g)} \cos(\omega t + \beta) \quad (23)$$

$$v_c = 0.15 + 0.622 \left(\frac{1000 + z}{1000} \right)^{12} \quad (24)$$

式中 ρ_w 为海水密度; C_D 为速度力系数; v_D 为波流联合水平速度; v_b 为波浪水质点水平速度; D 为管道外径; ω 为波浪运动频率; H 为波高; C_M 为惯性力系数; v_D 为海流水平速度, 为水深 z 的函数, 其值随着 z 绝对值增加而减少, z 代表水深, 设定海洋表面为 0, 往下为负值。

采矿船在纵向波浪力 f_z 作用下作升沉运动, 假设扬矿管随采矿船在纵向波浪力 f_z 作用下作升沉运动, 纵向流体力为^[13]:

$$f_z = \frac{\pi D^2}{4} \rho_w \dot{v}_z^2 + \frac{4}{3\pi} C_t \rho_w D A_z v_r L \quad (25)$$

式中 C_t 为阻力系数, 取 $C_t = 0.02$; v_r 为纵向相对流动速度; \dot{v}_z 为水质点在垂直方向的加速度。由于在工作过程中扬矿泵的转速并不是一直恒定的, 而是有一定波动, 扭矩同样是波动的^[14], 本文假设泵的波动规律为:

$$T = \frac{9550P}{n} + A_T \sin(\omega_F t) \quad (26)$$

式中 T 为扭矩。根据文献[15]多个载荷的节点载荷向量 \mathbf{F} 可以表示为:

$$\mathbf{F} = \left| f_D + f_M + f_z + A_T \right| \sin(\omega_F t) + 9550P/n \quad (27)$$

2 有限元建模及动力学分析

2.1 扬矿泵安装位置次优解模型设计

为寻找次优扬矿泵安装位置, 在 1 000 ~ 6 000 m 范围内, 每隔 1 000 m 选择一个长度, 分别在特定长度管道上选 6 个合理安装位置, 具体位置见表 1, 定义为 $h_{L_j}^i$, 其中 L_j 为扬矿管道长度, 取 $L_1 = 1 000$ m, $L_2 = 2 000$ m, $L_3 = 3 000$ m, $L_4 = 4 000$ m, $L_5 = 5 000$ m 和 $L_6 = 6 000$ m; i 为扬矿泵在同一根管道上的第 i 个安装位置, $i = 1, 2, \dots, 6$ 。如 $h_{L_1}^1$ 表示在 1 000 m 长管道上的第 1 个扬矿泵安装位置为自管顶向下 250 m 处。

表 1 不同长度管道上扬矿泵 6 个安装位置取值

L_j	管长/m	$h_{L_j}^1/m$	$h_{L_j}^2/m$	$h_{L_j}^3/m$	$h_{L_j}^4/m$	$h_{L_j}^5/m$	$h_{L_j}^6/m$
L_1	1 000	250	300	350	400	450	500
L_2	2 000	400	500	600	700	800	900
L_3	3 000	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300
L_4	4 000	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 700
L_5	5 000	1 600	1 700	1 800	1 900	2 000	2 100
L_6	6 000	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500

根据扬矿系统的力学模型,考虑扬矿泵的不同安装位置,建立有限元模型,分别计算扬矿系统的湿模态,然后进行单载荷激励和三者同相位联合激励的谐响应分析,获得每个系统的最大等效应力;针对某个特定长度的扬矿系统,不同扬矿泵安装位置所对应的 6 个最大等效应力中选取最小值所对应的安装位置作为特定长度扬矿系统的次优安装位置。

2.2 扬矿管道的有限元建模

以扬矿管长 1 000 m 扬矿系统为例,根据图 1 所示力学模型建立扬矿系统的有限元计算模型,如图 3 所示。扬矿管与采矿船采用弹性约束连接较为合适,弹性约束通过在扬矿管顶端设计纵向的弹簧减振器施加^[16]。扬矿系统动力学计算参数见表 2,各国附加质量系数、惯性力规范系数及六级海浪波浪特性^[7]见表 3。



图 3 扬矿系统有限元计算模型

表 2 扬矿系统计算参数

物理量	单位	取值
输送系统总长 L	m	1 000
管道内径 D_1	mm	420
管道外径 D_2	mm	500
管道密度 ρ_i	kg/m ³	7 850
弹性模量 E	GPa	210
剪切模量 G	GPa	84
扬矿泵质量	t	6.8
泵总长	m	6.34
泵最大外径	m	0.93
泵额定转速	r/min	1 450
泵功率	kW	200
中间舱质量	t	30
弹簧减振器的刚度	N/m	9×10^6

表 3 各国附加质量系数、惯性力规范系数及六级海浪波浪特性

各国规范	中国海港水文	美国 API	挪威 DNV
C_D	1.2	0.6~1.0	0.5~1.2
C_M	2.0	1.5~2.0	2.0
海况	平均波高(m)	有义波高(m)	周期(s)
六级	4.9	6	8

2.3 模态分析

以扬矿管长 1 000 m 为例,取内流流速 5 m/s、内流压强 2 MPa^[17],在六级海况以及假设外部水质点运动速度不变,进行模态分析取 $h_{L_1}^1$ 位置的前六阶固有频率,并将仿真结果与文献[16]对比,结果见表 4。

表 4 扬矿管道固有频率计算解与仿真解对比

阶数	固有频率/Hz			与理论 误差/%	与文献[16] 误差/%
	计算解	文献[16]解	仿真值		
1	0.129 01	0.136 53	0.126 74	1.77	7.1
2	0.129 01	0.136 53	0.126 74	1.77	7.1
3	0.208 75	0.209 73	0.202 24	3.12	3.5
4	0.208 75	0.209 73	0.202 24	3.12	3.5
5	0.280 81	0.296 18	0.272 08	3.11	8.1
6	0.280 81	0.296 41	0.272 08	3.11	8.1

由表 4 可以看出,理论计算和仿真得到的固有频率差值不超过 4.0%,理论值与仿真值有差值是由于结构的体积对结构的固有频率有一定影响,而计算时只计算扬矿泵和中间舱质量。文献[16]的固有频率与固有频率仿真值的误差小于 8.1%,整体偏差高于理论值与仿真值之间的偏差,这是由于参考文献在计算时忽略了扬矿泵的质量。

2.4 谐响应分析

假设波流联合的水平激励、波浪纵向激励、扬矿泵正常工作时产生的扭矩激励以及三者的联合激励为简谐激励,分析扬矿泵在不同安装位置 $h_{L_j}^i$ 时,扬矿系统在单载荷激励和联合激励作用下的结构谐响应。以管道 400 m、800 m、1 200 m、1 600 m、2 000 m 处作为监测点,分别记为 A、B、C、D、E 点,以 2 000 m 长管道第 1 个安装位置 $h_{L_2}^1$ 为例(其他各种不同位置规律一致),谐响应分析得到的等效应力结果见表 5。

表 5 安装位置 $h_{L_2}^1$ 时不同激励方式下的等效应力

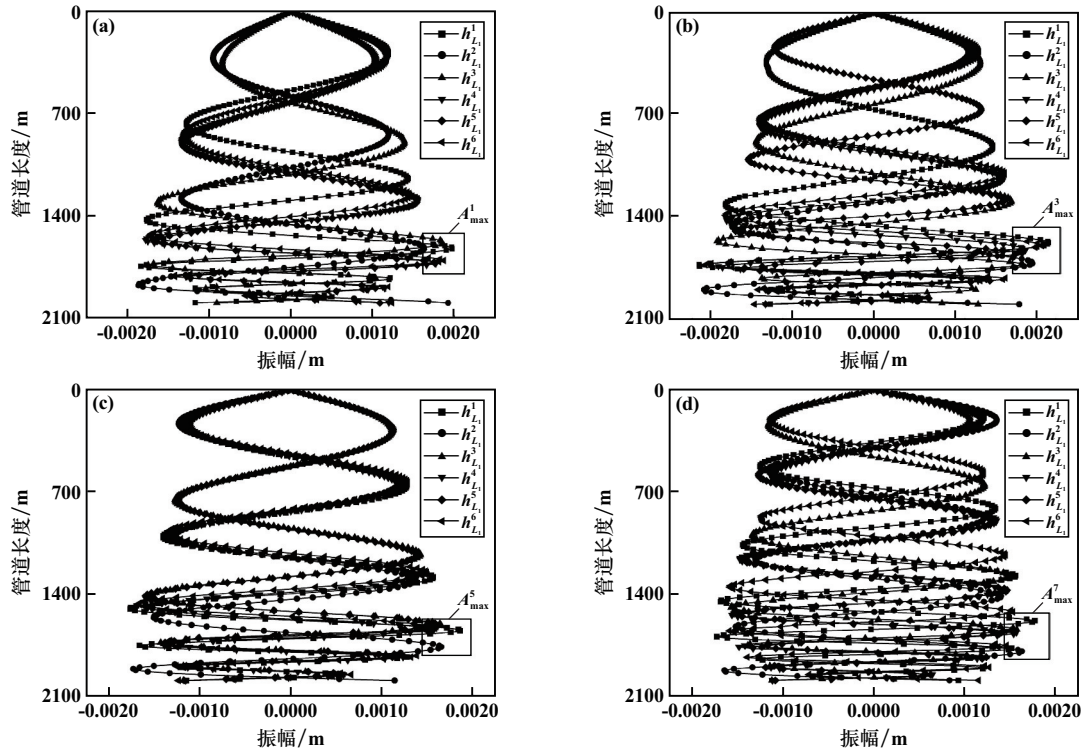
激励方式	等效应力/MPa				
	A	B	C	D	E
扭矩激励	4.35	8.26	3.76	2.18	4.50
纵向激励	15.02	13.89	8.43	5.66	6.64
水平激励	26.42	22.91	18.36	13.42	10.54
联合激励	41.06	48.74	39.12	33.65	27.80

表 5 结果表明,扭矩激励下管道的等效应力最小,其次是纵向激励,然后是水平激励,而同相位联合激励作用会使系统等效应力明显放大。在靠近管道顶端的监测点 A、扭矩作用点附近的监测点 B 以及矿浆入口附近的监测点 E 点出现了应力极值。

由于重根模态对应的振型形态相似,仅方向不同,取不同位置下扬矿管道第 1、3、5、7 阶模态振型,用

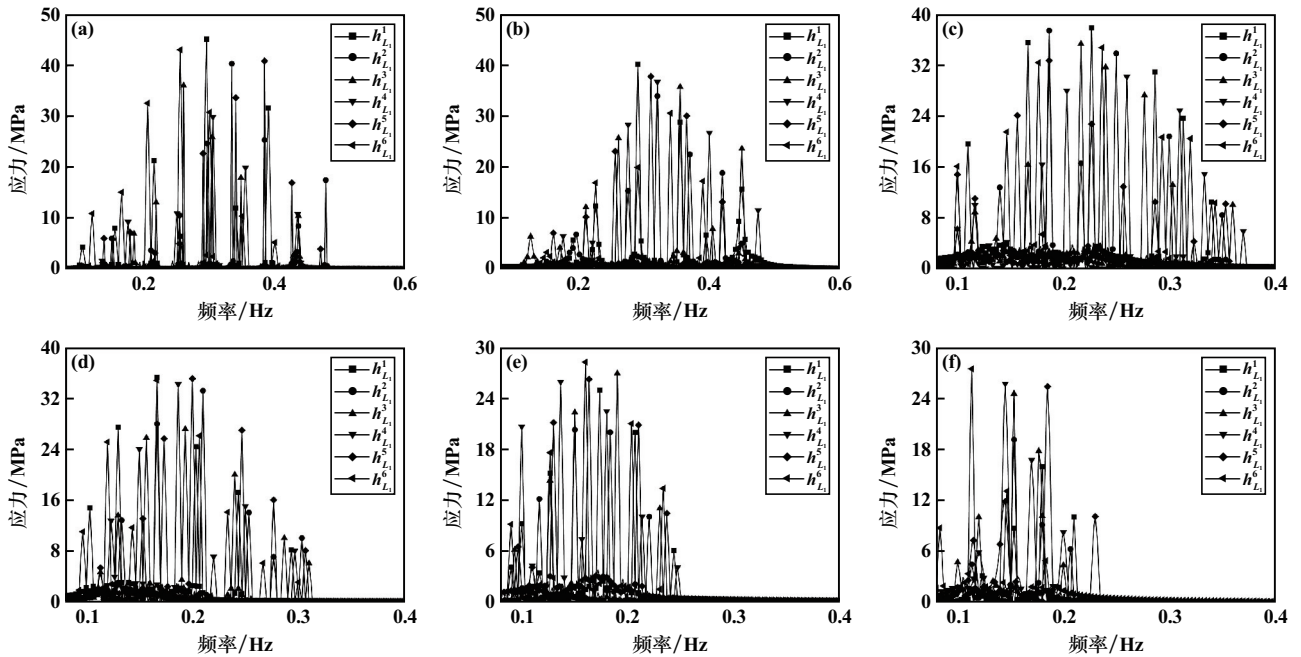
A_{\max} 表示管道产生的最大振幅。基于扬矿管道湿模态分析结果,采用模态叠加法研究扬矿泵取6个不同位置时管道周期荷载作用下的动力响应。根据模态计算管道前15阶固有频率值,定义激励频率范围0.1~1.0 Hz,为捕捉到响应峰值,将分析频率间隔取为0.001 Hz,以

管道在各阶模态发生最大振幅 A_{\max}^k 处为谐响应监测点。2000 m管道在各阶振型出现最大振幅位置如图4所示, A_{\max}^k 中 k 表示第 k 阶模态。针对多载荷联合激励下谐响应分析得到管道各监测点的等效应力,将其记为 σ_{\max} 。谐响应分析结果见图5。



(a) 第1阶段振型及最大振幅位置; (b) 第3阶段振型及最大振幅位置; (c) 第5阶段振型及最大振幅位置; (d) 第7阶段振型及最大振幅位置

图4 2000 m管道扬矿泵各阶振型及最大振幅发生位置



(a) 1000 m; (b) 2000 m; (c) 3000 m; (d) 4000 m; (e) 5000 m; (f) 6000 m

图5 扬矿泵不同安装位置最大振幅处的等效应力-频率响应

根据分析可知,管长 1 000~5 000 m 之间,随着扬矿泵高度下降,管道最大振幅、应力响应呈现由大到小、再由小到大的变化规律,可以根据应力极小值找出扬矿泵的次优安装高度。

由于 2 000 m 管道在扬矿泵高度取 $h_{L_2}^4$ 、 $h_{L_2}^5$ 位置时应力响应很接近,扬矿泵位置取 750 m 继续研究,记该位置为 $h_{L_2}^7$,结果表明 2 000 m 管道在该位置的最大应力响应为极小值。

6 000 m 管道振幅和应力随扬矿泵高度下降呈现一直增大趋势,因此扬矿泵位置继续取 1 900 m 对管道进行研究,记该位置为 $h_{L_2}^7$,结果表明对于 6 000 m 管道该位置最大等效应力为极小值, $h_{L_6}^1$ 高度是扬矿泵次优安装位置。

3 扬矿泵次优安装位置经验公式

根据动力学分析结果,得出特定长度为 L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_5 、 L_6 的管道其扬矿泵次优安装位置分别为 $h_{L_1}^4$ 、 $h_{L_2}^7$ 、 $h_{L_3}^4$ 、 $h_{L_4}^3$ 、 $h_{L_5}^2$ 、 $h_{L_6}^1$,通过作图(见图 6)观察发现扬矿泵次优安装位置具有线性关系,得到了本文模型下的扬矿泵在不同长度管道上所取的次优安装位经验函数为: $h=110+0.318L$,其中 h 为从扬矿管道顶端开始往下的扬矿泵安装位置, L 为扬矿管道长度。

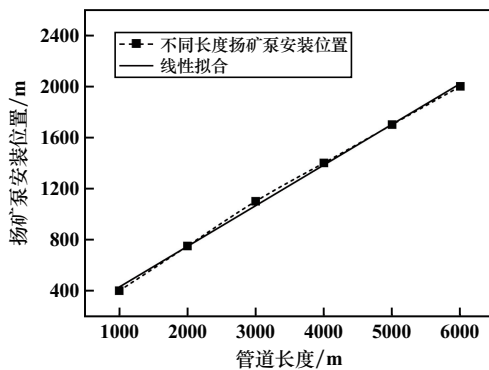


图 6 特定长度管道上的扬矿泵次优安装位置

4 结 论

通过有限元方法对特定长度管道上扬矿泵不同安装位置的湿模态分析和谐响应分析,得到以下结论:

1) 扬矿系统在单载荷激励下应力等谐响应由小到大分别为:扭矩激励、波浪纵向激励、水平波流激励;三者联合且同相位激励时,系统谐响应显著增大。

2) 联合激励作用下,在特定长度扬矿管道上,随着扬矿泵高度下降,管道最大振幅、最大等效应力等响

应呈现由大到小、再由小到大的变化规律,最大等效应力极小值所对应的扬矿泵安装位置为次优安装位置。

3) 不同长度管道上扬矿泵的次优安装位置具有线性关系,通过拟合得到了在本文计算模型下的扬矿泵次优安装位置经验函数。

参考文献:

- [1] 阳 宁,陈光国. 深海矿产资源开采技术的现状综述[J]. 矿山机械, 2010,38(10):4-9.
- [2] 肖业祥,杨凌波,曹 蕾,等. 海洋矿产资源分布及深海扬矿研究进展[J]. 排灌机械工程学报, 2014,32(4):319-326.
- [3] 肖林京,吴 森,吕淑芳. 5 000 m 深海扬矿管运动状态影响因素分析[J]. 起重运输机械, 2003(8):30-33.
- [4] Willums J, Bradley A. MIT's deep sea mining project[C]//Proceedings 6th offshore technology conference, 1974:1072-1076.
- [5] 姜 峰,郑运虎,梁 瑞,等. 海洋立管湿模态振动分析[J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2015,37(5):159-166.
- [6] Bathe K J, ZHANG H. Finite element developments for general fluid flows with structural interactions[J]. International journal for numerical methods in engineering, 2004,60(1):213-232.
- [7] Heil M. An efficient solver for the fully coupled solution of large-displacement fluid-structure interaction problems[J]. Computer methods in applied mechanics and engineering, 2004,193(1/2):1-23.
- [8] 朱卫平,周楚健,狄勤丰. 外加横向激励对固-铰支承管道流固耦合振动的影响[J]. 上海大学学报(自然科学版), 2016,22(5):597-605.
- [9] 李 兵,谢里阳,郭星辉,等. 流体对薄壁圆柱管振动频率的影响[J]. 振动与冲击, 2010,29(7):193-195.
- [10] Rahmati M T, Norouzi S, Bahai H, et al. Experimental and numerical study of structural behavior of a flexible riser model[J]. Applied ocean research, 2017,67:162-170.
- [11] 唐达生,李 钟,周知进,等. 锰结核泵工作对扬矿管道振动影响的研究[J]. 振动与冲击, 2015,34(23):149-152.
- [12] 肖林京,刘 强,范芳超. 深海采矿扬矿管横向非线性振动响应分析[J]. 科学技术与工程, 2020,20(26):10696-10701.
- [13] 冯雅丽,李浩然,张云仙. 5 000 m 扬矿管纵向振动研究[J]. 有色金属, 1999(4):13-18.
- [14] 赵燕娟,张玉良. 离心泵转速剧烈波动时的瞬时响应特性研究[J]. 热能动力工程, 2016,31(5):106-112.
- [15] 肖林京,张文明,方 涓. 深海采矿扬矿管非线性动态特性研究[J]. 煤炭学报, 2002,38(4):417-421
- [16] 赵 珂. 深海采矿长距离输送管道动力学特性研究[D]. 湘潭:湘潭大学土木工程与力学学院, 2020.
- [17] 赵 江,俞建峰,楼 琦. 基于流固耦合的 T 型管振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2019,38(22):117-123.

引用本文: 邓旭辉,蒙俞辛. 基于谐响应分析的扬矿泵安装位置的研究[J]. 矿冶工程, 2023,43(1):6-11.