

# 电力振动器激振作用下的套管串振动特性

尹宜勇<sup>1,2</sup> 苏义脑<sup>1</sup> 王兆会<sup>1</sup>

1. 中国石油集团钻井工程技术研究院 2. 中国农业大学工学院

**摘 要** 振动固井是一种能够明显提高固井界面胶结强度的新方法,但推广使用该方法则需要解决水泥浆候凝阶段如何使固井管柱产生井下径向振动的问题。为此,研制了电力振动器。该振动器由高温电机振动组件把电能转化为机械能,电机振动组件通过输出轴带动偏心块旋转形成激振源,对套管串底部产生一个沿轴向方向旋转的激振力;然后运用主坐标分析法,分析激振力在直井套管串产生的振动特性,得出电力振动器振动对套管串产生的动响应模型;最后以某井井身结构设计为依据,分析了不同套管串长度、不同激振力和不同振动频率对套管串最下端的振动幅值的影响。研究表明:①套管串长度与套管串最下端的振动幅值呈反比关系;②激振力与套管串最下端的振动幅值呈正比关系;③振动频率的平方与套管串最下端的振动幅值呈反比关系。该研究成果可为在不同井深和不同振幅需求的固井现场应用振动固井技术提供理论支撑。

**关键词** 振动固井 电力振动器 激振力 动响应 主坐标分析法 井深 振动频率 水泥浆候凝

DOI: 10.3787/j.issn.1000-0976.2017.05.008

## Vibration characteristics of casing string under the exciting force of an electric vibrator

Yin Yiyong<sup>1,2</sup>, Su Yinao<sup>1</sup> & Wang Zhaohui<sup>1</sup>

(1. CNPC Drilling Research Institute, Beijing 102206, China; 2. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

NATUR. GAS IND. VOLUME 37, ISSUE 5, pp.62-67, 5/25/2017. (ISSN 1000-0976; In Chinese)

**Abstract:** Vibration cementing is a new technique that can significantly improve the bond strength of cementing interface. To popularize this technique, it is necessary to solve the key problem of how to make cementing string generate downhole radial vibration in the cement coagulation stage. For this purpose, an electric vibrator was developed. With this vibrator, electric energy is converted into mechanical energy by means of a high-temperature motor vibration unit. The motor vibration unit rotates the eccentric block through an output shaft to generate an exciting source, which produces an axial-rotating exciting force at the bottom of the casing string. Then, the vibration characteristics of vertical well casing string under the exciting force were analyzed by using the principle coordinate analysis method, and the response model of casing string to an electric vibrator was developed. Finally, the effects of casing string length, exciting force and vibration frequency on the vibration amplitude at the lowermost of the casing string were analyzed based on a certain casing program. It is indicated that the casing string length and the square of vibration frequency are inversely proportional to the vibration amplitude at the lowermost of the casing string, and the exciting force is proportional to the vibration amplitude at the lowermost of the casing string. These research results provide a theoretical support for the application of vibration cementing technology to the cementing sites with different requirements on well depth and amplitude.

**Keywords:** Vibration cementing; Electric vibrator; Exciting force; Dynamic response; Principal coordinate analysis method; Well depth; Vibration frequency; Waiting on cement

**基金项目:** 中国石油天然气集团公司科学研究与技术开发课题“高效辅助破岩及完井试油关键工具研制”(编号:2016B-4002)。

**作者简介:** 尹宜勇, 1984年生, 博士; 主要从事油气固井、完井技术方面的研究工作。地址:(102206)北京市昌平区黄河街5号院1号楼。电话:(010)80162256。ORCID:0000-0001-7336-257X。E-mail:yinyiyong\_ustb@163.com

**通信作者:** 苏义脑, 1949年生, 中国工程院院士, 博士生导师, 博士; 长期从事钻井技术研究工作。地址:(102206)北京市昌平区黄河街5号院1号楼。电话:(010)80162256。E-mail:suyinaodri@cnpc.com.cn

振动固井技术是一种提高固井质量的新方法。要推广使用该方法需要解决水泥浆候凝阶段如何使固井管柱产生井下径向振动的问题,国内外学者主要研制了井下水力脉冲振动工具、机械敲击套管振动工具和候凝期间井口环空脉冲振动工具<sup>[1-4]</sup>。机械敲击套管振动工具需要供电电缆<sup>[5]</sup>,改变了常规固井工艺,增加了地面设备,还延长了固井作业时间。井下水力脉冲振动工具虽然没有改变常规固井工艺,但是无法在水泥浆候凝期间实现振动固井<sup>[6]</sup>。候凝期间井口环空脉冲振动工具可以在水泥浆候凝期间实现振动固井,但是需要空气压缩机和空气脉冲发生器提供振动能量<sup>[7]</sup>,不仅改变了常规固井工艺,还大大增加了固井成本。鉴于候凝阶段的振动对界面胶结强度的提高非常重要。为此,中国石油集团钻井工程技术研究院研制了一种电力振动器,既不改变常规固井工艺又能在水泥浆候凝期间实现振动固井,为振动固井技术的应用提供了一种保障手段<sup>[8]</sup>。

电力振动器安装在套管串的底部,电力振动器

产生的激振力使得套管串产生振动,需要对套管串的振动特性进行分析。本文通过主坐标分析法,对该工具的激振力和套管串响应进行分析,建立套管串响应的数理模型,从而得出振动特性沿套管串衰减规律,并获得套管串长度、激振力和振动频率对井下产生振幅的影响。

## 1 电力振动器结构设计

图 1 为设计的电力振动器,此工具通过高温电池组带动高温电机旋转,电机带动振动组件产生振动。该工具主要由胶塞座、电池组供电组件、电机振动组件和套筒组成。当固井胶塞下行到胶塞座位置碰压时,剪销断开,胶塞座下行,下压电池开关,使电路导通,电机振动组件工作,偏心块沿电机轴旋转,产生径向振动。

该电力振动器的工作激振频率为 20 Hz,电力振动器的最大激振力为 1 732 N<sup>[8]</sup>。

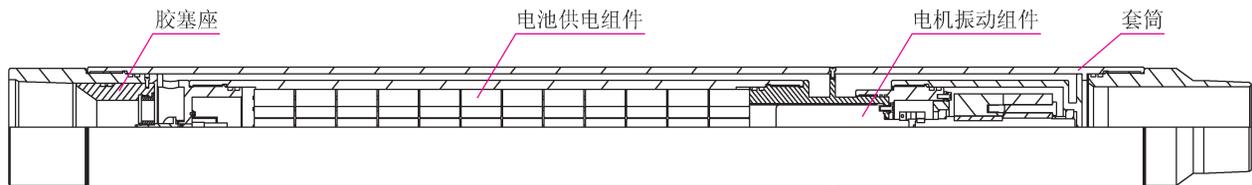


图 1 电力振动器结构示意图

## 2 套管串振动特性分析模型

如图 2 所示,电力振动器产生的激振力作用到套管串底部,激振力为大小不变方向沿套管串轴向旋转的作用力。由于套管串的长度与截面高度之比大于 10,根据材料力学中的简单梁的理论,忽略剪切变形和转动惯量的影响,假设套管串是一个欧拉-伯努利梁。

图 2 中套管串在井下受到偏心块产生的激振力为  $F$ ,激振力的大小虽保持不变,但其方向随时间  $t$  不断在变化,可将激振力分解为  $y$  方向和  $z$  方向分量:

$$\begin{aligned} F_z &= F \sin \theta \\ F_y &= F \cos \theta \end{aligned} \quad (1)$$

式中  $F$  表示固定偏心块和调心偏心块产生的激振力, N;  $\theta$  表示激振力方向和  $Y$  轴的夹角, rad。

设套管串外部分布的水泥浆黏性外阻尼系数为  $c(x)$ ,当套管串各点以横向位移  $y(x,t)$  时,分布的外阻尼力  $F_d$  为:

$$F_d = -c(x) \frac{\partial y}{\partial t} \quad (2)$$

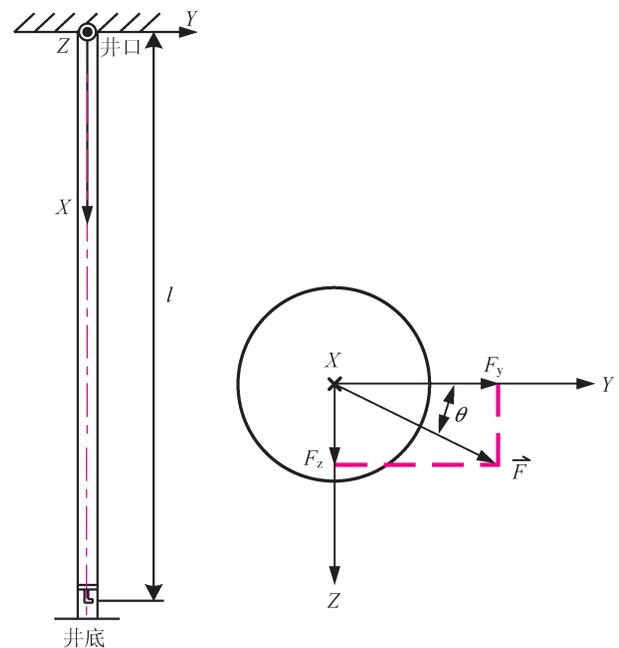


图 2 套管串模型及受力简化模型图

假定套管串应变的黏性阻尼力  $\sigma_d$  与应变速度成比例,若用  $c_s$  表示应变速度内的阻尼系数,则  $\sigma_d$  可

表示为：

$$\sigma_d = -c_s \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} \quad (3)$$

式中  $\varepsilon$  表示套管串应变，则套管串的横截面上此分布阻尼力对中性轴的矩为：

$$M_d = \int_A \sigma_d z dA = -\int_A c_s \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} z dA \quad (4)$$

根据材料力学梁的弯曲理论，应变为  $\varepsilon = z \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$ ，则：

$$M_d = -c_s \frac{\partial^3 y}{\partial x^2 \partial t} \int_A z^2 dA = -c_s I \frac{\partial^3 y}{\partial x^2 \partial t} \quad (5)$$

由于电力振动器开始激振时，套管内外充满不同密度的液体，套管内为钻井液，套管外为水泥浆。浮力系数的计算公式为：

$$K = \frac{(1 - \rho_w / \rho_t) - (d/D)^2 (1 - \rho_n / \rho_t)}{1 - (d/D)^2} \quad (6)$$

式中  $\rho_w$  表示套管外液体密度， $\text{g/cm}^3$ ； $\rho_n$  表示套管内液体密度， $\text{g/cm}^3$ ； $\rho_t$  表示套管钢材密度， $\text{g/cm}^3$ ； $d$  表示套管的内径， $\text{m}$ ； $D$  表示套管的外径， $\text{m}$ 。

将套管串在空气中的线重  $\rho$  乘以浮力系数  $K$  就可以计算出套管串在液体中的线浮重  $\rho K$ ，弯曲刚度为  $EI$ ， $E$  为弹性模量， $I$  为惯性矩。在套管串中取出微段  $dx$ ，其受力如图 3 所示，微段的竖直平衡方程为：

$$\frac{\partial Q}{\partial x} - c(x) \frac{\partial y}{\partial t} + p(x, t) - \rho K \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (7)$$

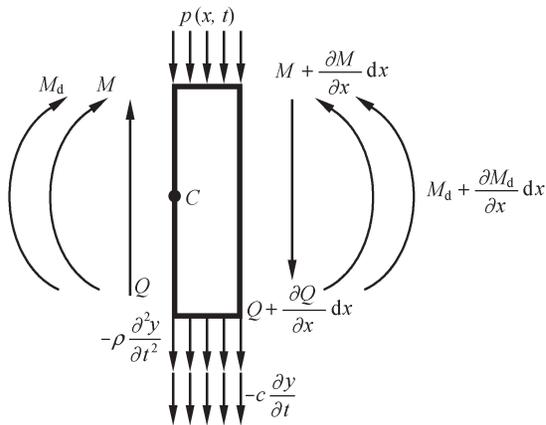


图 3 套管串微段受力图

微段对左边截面形心  $C$  的力矩平衡方程为：

$$\left( M + \frac{\partial M}{\partial x} dx \right) - M + \left( M_d + \frac{\partial M_d}{\partial x} dx \right) - M_d - \left( Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx \right) dx + \left( -\rho K \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right) dx \cdot \frac{dx}{2} + p dx \cdot \frac{dx}{2} = 0 \quad (8)$$

在略去二阶微量，得：

$$\frac{\partial M}{\partial x} + \frac{\partial M_d}{\partial x} = Q \quad (9)$$

由外载荷（包括惯性力）引起的弯矩  $M$  与挠度  $y$  之间的关系为：

$$M = -EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (10)$$

将式 (5)、式 (10) 和式 (9) 带入式 (7)，可得到套管串的横向振动微分方程为：

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + c_s I \frac{\partial^5 y}{\partial x^4 \partial t} + \rho K \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c \frac{\partial y}{\partial t} = p(x, t) \quad (11)$$

主坐标分析法是求解连续系统受一般激励作用的有阻尼强迫振动的通用方法，对于比例黏性阻尼，直接用实振型矩阵作为变换矩阵实现对运动微分方程的解耦。故套管串的动位移为：

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) q_i(t) \quad (12)$$

式中  $Y_i(x)$  表示套管串的第  $i$  个主振型函数， $q_i(t)$  表示第  $i$  个主坐标（权函数）。

将式 (12) 代入运动方程式 (11)，得：

$$\sum_{i=1}^{\infty} \rho K Y_i(x) \ddot{q}_i(t) + \sum_{i=1}^{\infty} \left[ c_s I Y_i''''(x) + c Y_i(x) \right] \dot{q}_i(t) + \sum_{i=1}^{\infty} E I Y_i''''(x) q_i(t) = p(x, t) \quad (13)$$

对式 (13) 两边各项乘以  $Y_j(x)$ ，沿套管串的全长积分，并利用主振型函数对质量和刚度的正交关系，得：

$$M_j \ddot{q}_j(t) + \sum_{i=1}^{\infty} \left[ c_s I Y_i''''(x) + c Y_i(x) \right] \dot{q}_i(t) + M_j \omega_j^2 q_j(t) = p_j^*(t) \quad (14)$$

式中  $\omega_j$  表示第  $j$  阶无阻尼的固有频率。第  $j$  个主质量  $M_j$ 、主刚度  $K_j$  和广义力  $p_j^*(t)$  分别为：

$$M_j = \rho K \int_0^l [Y_j(x)]^2 dx \quad (15)$$

$$K_j = EI \int_0^l [Y_j''(x)]^2 dx \quad (16)$$

$$p_j^*(t) = \int_0^l Y_j(x) p(x, t) dx \quad (17)$$

假设阻尼与质量和刚度呈正比，即：

$$c = a\rho, c_s = bE \quad (18)$$

式中  $a$ 、 $b$  表示比例常数。

将式 (18) 代入式 (14)，并利用振型函数的正交性，得：

$$M_j \ddot{q}_j(t) + (aM_j + bM_j \omega_j^2) \dot{q}_j(t) + M_j \omega_j^2 q_j(t) = p_j^*(t) \quad (19)$$

将式 (19) 表示为：

$$\ddot{q}_j(t) + 2\xi_j\omega_j\dot{q}_j(t) + \omega_j^2q_j(t) = \frac{p_j^*(t)}{M_j} \quad (20)$$

其中  $\xi_j$  表示第  $j$  阶阻尼型的阻尼比, 即:

$$\xi_j = \frac{1}{2} \left( \frac{a}{\omega_j} + b\omega_j \right) \quad (21)$$

$$a = \frac{2\omega_1\omega_2(\xi_1\omega_2 - \xi_2\omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2}; b = \frac{2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \quad (22)$$

主坐标的稳态响应为:

$$q_j(t) = \frac{1}{M_j\omega_{vj}} \int_0^t p_j^*(\tau) e^{-\xi_j\omega_j(t-\tau)} \sin\omega_{vj}(t-\tau) d\tau \quad (23)$$

式 (23) 中  $\omega_{vj}$  为第  $j$  阶有阻尼的固有频率, 可知:

$$\omega_{vj} = \omega_j \sqrt{1 - \xi_j^2} \approx \omega_j \quad (24)$$

悬臂梁的主振型函数为:

$$Y_i(x) = \text{ch}(\lambda_i x) - \cos(\lambda_i x) + \gamma_i [\text{sh}(\lambda_i x) - \sin(\lambda_i x)]$$

$$\gamma_i = \frac{\sin(\lambda_i l) - \text{sh}(\lambda_i l)}{\cos(\lambda_i l) + \text{ch}(\lambda_i l)} \quad (25)$$

求出各个主坐标  $q_j(t)$  之后, 即可由坐标变换式 (12) 计算套管串的动位移  $y(x,t)$ 。

### 3 计算实例

如表 1 所示, 某井井深 2 992 m, 套管串下入深度为 2 990 m, 套管钢级 N-80, 内径 121.4 mm, 钻井液密度为 1.2 g/cm<sup>3</sup>, 水泥浆密度为 1.87 g/cm<sup>3</sup>, 套管串下端安装了电力振动器。

表 1 井身结构数据表

开钻 次序	井深 /m	钻头 尺寸 /mm	套管 尺寸 /mm	套管 下入深度 /m	环空水泥浆 封固段 /m
一开	341	Ø311.2	Ø244.5	340	地面~340
二开	2 992	Ø215.9	Ø139.7	2 990	地面~2 990

浮力系数为:

$$K = \frac{(1 - 1.87/7.85) - (121.4/139.7)^2 (1 - 1.2/7.85)}{1 - (121.4/139.7)^2} = 0.4985$$

则套管串的动位移与主坐标的关系为:

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) q_i(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [\text{ch}\lambda_i x - \cos\lambda_i x + \gamma_i (\text{sh}\lambda_i x - \sin\lambda_i x)] q_i(t) \quad (26)$$

套管串的各阶主质量为:

$$M_j = \rho K \int_0^l [Y_j(x)]^2 dx =$$

$$\rho K \int_0^l [\text{ch}\lambda_i x - \cos\lambda_i x + \gamma_i (\text{sh}\lambda_i x - \sin\lambda_i x)]^2 dx$$

套管串的各阶广义力为:

$$p_j^*(t) = \int_0^l Y_j(x) p(x,t) dx =$$

$$F \sin\omega t [\text{ch}\lambda_i l - \cos\lambda_i l + \gamma_i (\text{sh}\lambda_i l - \sin\lambda_i l)]$$

假设一阶阻尼比  $\xi_1$  为 0.000 5 和二阶阻尼比  $\xi_2$  为 0.000 5<sup>[9]</sup>, 套管串的固有频率为:

$$\omega_n = \lambda_n^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho K}} \quad (n=1,2,3,\dots)$$

代入式 (22) 得:

$$a = 0.001 \frac{\lambda_1^2 \lambda_2^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho K}}$$

$$b = 0.001 \frac{1}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2} \sqrt{\frac{\rho K}{EI}}$$

利用式 (21) 得各阶振型阻尼比为:

$$\xi_j = \frac{0.0005}{\lambda_j^2} \left( \frac{\lambda_1^2 \lambda_2^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2} \right) + 0.0005 \left( \frac{\lambda_j^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2} \right) \quad (j=3,4,5,\dots)$$

各阶主坐标为:

$$q_j(t) = \frac{F [\text{ch}\lambda_i l - \cos\lambda_i l + \gamma_i (\text{sh}\lambda_i l - \sin\lambda_i l)]}{M_j \omega_j^2} \times \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_j^2}\right)^2 + \left(2\xi_j \frac{\omega}{\omega_j}\right)^2}} \sin(\omega t - \alpha_i) \quad (27)$$

其中:

$$\alpha_i = \arctan \frac{2\xi_j \frac{\omega}{\omega_j}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_j^2}}$$

经过对相关参数计算, 其值为: 激振力  $F$  为 1 732 N, 弯曲刚度  $EI$  为  $1.65 \times 10^6$  N·m<sup>2</sup>, 套管串在液体中的线浮重  $\rho K$  为 14.84 kg/m, 三阶阻尼比  $\xi_3$  为 0.001 2, 四阶阻尼比  $\xi_4$  为 0.002 4, 五阶阻尼比  $\xi_5$  为 0.003 9, 六阶阻尼比  $\xi_6$  为 0.005 8, 一阶无阻尼固有频率  $\omega_1$  为  $1.31 \times 10^{-4}$ , 二阶无阻尼固有频率  $\omega_2$  为  $8.23 \times 10^{-4}$ , 三阶无阻尼固有频率  $\omega_3$  为  $2.3 \times 10^{-3}$ , 四阶无阻尼固有频率  $\omega_4$  为  $4.5 \times 10^{-3}$ , 五阶无阻尼固有频率  $\omega_5$  为  $7.5 \times 10^{-3}$ , 六阶无阻尼固有频率  $\omega_6$  为  $1.11 \times 10^{-2}$ 。

经过计算各阶主坐标为: 第 1 个主坐标 (权函数)  $q_1(t)$  为  $9.11 \times 10^{-6} \cdot \sin(40 \pi t + 1.04 \times 10^{-9})$ , 第 2 个主坐标 (权函数)  $q_2(t)$  为  $-7.02 \times 10^{-7} \cdot \sin(40$

$\pi t + 6.55 \times 10^{-9}$ ), 第3个主坐标(权函数)  $q_3(t)$  为  $-6.11 \times 10^{-8} \cdot \sin(40\pi t + 4.52 \times 10^{-8})$ , 第4个主坐标(权函数)  $q_4(t)$  为  $-3.65 \times 10^{-9} \cdot \sin(40\pi t + 1.71 \times 10^{-7})$ , 第5个主坐标(权函数)  $q_5(t)$  为  $-2.03 \times 10^{-10} \cdot \sin(40\pi t + 4.65 \times 10^{-7})$ , 第6个主坐标(权函数)  $q_6(t)$  为  $-1.07 \times 10^{-11} \cdot \sin(40\pi t + 1.04 \times 10^{-6})$ 。由所得主坐标可知, 到  $q_6(t)$  为止, 已经足够准确, 可不再继续计算。

将对应数值代入式(26), 套管串最下端动位移为:  $1.82 \times 10^{-5} \cdot \sin(40\pi t + 1.04 \times 10^{-9}) + 1.40 \times 10^{-6} \cdot \sin(40\pi t + 6.55 \times 10^{-9}) - 1.22 \times 10^{-7} \cdot \sin(40\pi t + 4.52 \times 10^{-8}) + 7.3 \times 10^{-9} \cdot \sin(40\pi t + 1.71 \times 10^{-7}) - 4.06 \times 10^{-10} \cdot \sin(40\pi t + 4.65 \times 10^{-7}) + 2.14 \times 10^{-11} \cdot \sin(40\pi t + 1.04 \times 10^{-6})$ 。

如图4所示, 套管串最下端的幅值为  $1.95 \times 10^{-2}$  mm。由于套管串第一振型的动位移为  $1.82 \times 10^{-5} \cdot \sin(40\pi t + 1.04 \times 10^{-9})$ , 可以得出套管串第一振型的动位移曲线占最大成分, 而高阶振型动位移曲线的成分较小。

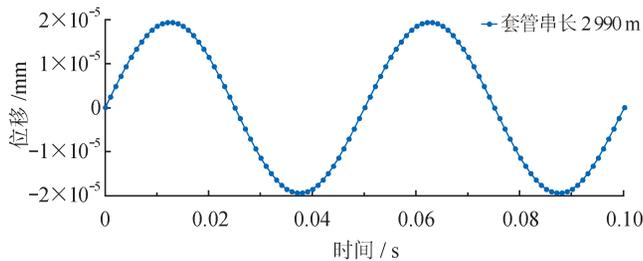


图4 套管串最下端的振动曲线图

### 3.1 振动特性沿套管串衰减分析

电力振动器在套管串最下端产生振动, 振动特性沿套管串衰减如图5所示, 套管串最下端分析点为2990 m, 套管串井口分析点为0 m; 在套管串分析点为2990 m时振幅为  $1.95 \times 10^{-2}$  mm; 在套管串分析点为1500 m时振幅为  $5.14 \times 10^{-3}$  mm; 在套管串分析点为500 m时振幅为  $4.23 \times 10^{-4}$  mm。可以看出, 随着套管串分析点的上移, 分析点的振动幅值

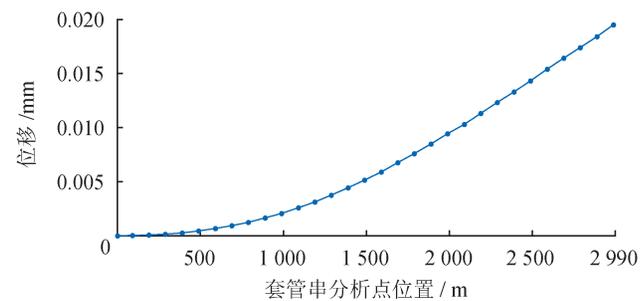


图5 振动衰减曲线图

越小, 套管串分析点上移到一半时, 分析点的振动幅值衰减为原来的1/4, 分析点上移到500 m时对应的振动幅值衰减到几乎为零。经过拟合, 套管串分析点位置的平方与分析点的振动幅值呈反比关系。

### 3.2 不同套管串长度对套管串振动特性的影响

假设套管串长度为3种情况, 分别为1990 m、2990 m和3990 m, 计算不同套管串长度对应的相关参数的数值。如图6所示, 当套管串长度为1990 m时, 套管串最下端的振动幅值为  $2.93 \times 10^{-2}$  mm; 当套管串长度为2990 m时, 套管串最下端的振动幅值为  $1.95 \times 10^{-2}$  mm; 当套管串长度为3990 m时, 套管串最下端的振动幅值为  $1.46 \times 10^{-2}$  mm。可以看出, 随着套管串长度的增大, 套管串最下端的振动幅值越小, 套管串长度与套管串最下端的振动幅值呈反比关系。

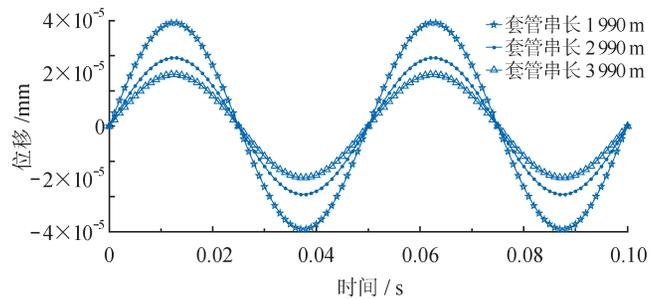


图6 套管串最下端的不同套管串长度振动曲线图

### 3.3 不同电力振动器激振力对套管串振动特性的影响

假设电力振动器激振力为3种情况, 分别为732 N、1732 N和2732 N, 计算电力振动器不同激振力对应的相关参数的数值。如图7所示, 当电力振动器激振力为732 N时, 套管串最下端的振动幅值为  $8.23 \times 10^{-3}$  mm。当电力振动器激振力为1732 N时, 套管串最下端的振动幅值为  $1.95 \times 10^{-2}$  mm。当电力振动器激振力为2732 N时, 套管串最下端的振动幅值为  $3.08 \times 10^{-2}$  mm。可以看出, 随着电力振动器激振力的增大, 套管串最下端的振动幅值越大, 电力

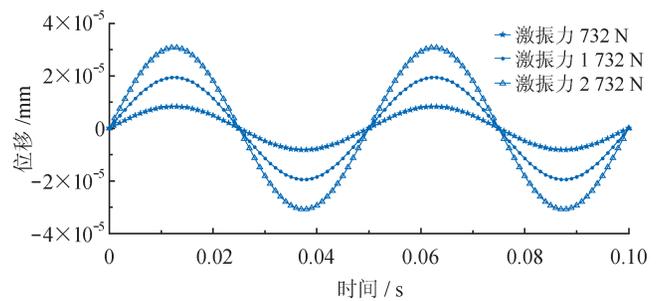


图7 套管串最下端的不同激振力振动曲线图

振动器激振力与套管串最下端的振动幅值呈正比关系。

### 3.4 电力振动器振动频率不同对套管串振动特性的影响

如图 8 所示, 假设电力振动器振动频率为 3 种情况, 分别为 1 Hz、20 Hz 和 40 Hz, 计算电力振动器不同振动频率对应的相关参数的数值。当电力振动器

激振频率为 1 Hz 时, 套管串最下端的振动幅值为 7.71 mm; 当电力振动器激振频率为 20 Hz 时, 套管串最下端的振动幅值为  $1.94 \times 10^{-2}$  mm; 当电力振动器激振频率为 40 Hz 时, 套管串最下端的振动幅值为  $4.87 \times 10^{-3}$  mm。可以看出, 随着电力振动器激振频率的增大, 套管串最下端的振动幅值越小, 电力振动器激振频率的平方与套管串最下端的振动幅值呈反比关系。

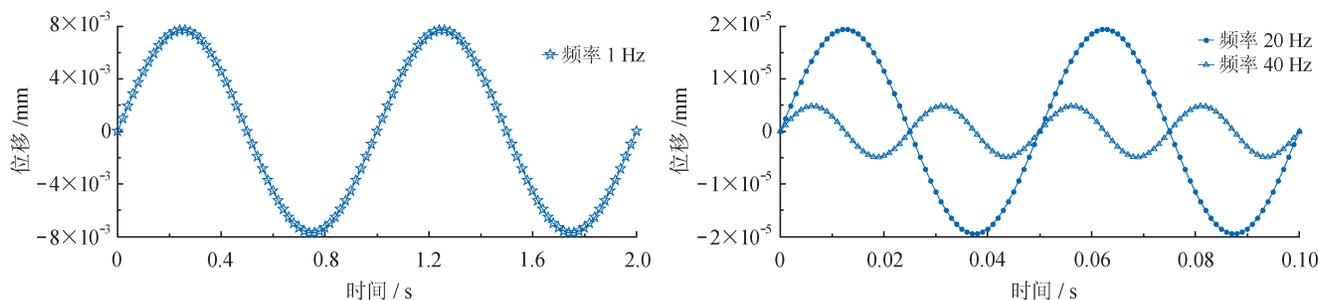


图 8 套管串最下端的不同振动频率振动曲线图

## 4 认识及结论

运用主坐标分析法建立了电力振动器振动对套管串产生的动响应模型, 通过计算得出, 套管串的动位移中占最大成分的是第一振型的动位移, 高阶振型动位移的成分较小。通过分析得出了套管串分析点位置的平方与分析点位置的振动幅值呈反比关系。

假设了 3 种套管串长度、3 种激振力和 3 种振动频率, 计算结果表明: 随着套管串长度的增大, 套管串最下端的振动幅值减小, 套管串长度与套管串最下端的振动幅值呈反比关系; 随着激振力的增大, 套管串最下端的振动幅值增大, 激振力与套管串最下端的振动幅值呈正比关系; 随着振动频率的增大, 套管串最下端的振动幅值减小, 振动频率的平方与套管串最下端的振动幅值呈反比关系。该结论为电力振动器在不同井况的现场应用提供了理论支撑。

### 参 考 文 献

[1] Newman K, Wojtanowicz A & Gahan BC. Cement pulsation improves gas well cementing[J]. World Oil, 2001, 222(7): 89-94.  
 [2] Chimmalgi VS & Wojtanowicz AK. Design of cement pulsation treatment in gas wells—model and field validation[J]. Journal of Canadian Petroleum Technology, 2005, 44(6): 36-45.  
 [3] 聂翠平, 李相方, 叶登胜, 周正, 邹详富. 可钻型低频自激振荡脉动固井装置的研制与应用[J]. 天然气工业, 2012, 32(9): 74-76.  
 Nie Cuiping, Li Xiangfang, Ye Dengsheng, Zhou Zheng & Zou Xiangfu. Development and application of a drillable, low-fre-

cy and self-excited vibration pulsing cementing unit[J]. Natural Gas Industry, 2012, 32(9): 74-76.  
 [4] 丁士东, 廖华林, 李根生, 张克坚. 井口脉冲压力在环空中传播规律分析[J]. 天然气工业, 2007, 27(2): 57-59.  
 Ding Shidong, Liao Hualin, Li Gensheng & Zhang Kejian. Study on transmitting rules of wellhead hydraulic pulse pressure along well annular space[J]. Natural Gas Industry, 2007, 27(2): 57-59.  
 [5] 梅明佳, 江维, 魏周胜. 偏心机械式振动固井技术在长庆油田的应用[J]. 钻井液与完井液, 2016, 33(4): 97-100.  
 Mei Mingjia, Jiang Wei & Wei Zhousheng. The application of eccentric mechanical vibration cementing technique in Changqing[J]. Drilling Fluid & Completion Fluid, 2016, 33(4): 97-100.  
 [6] 刘小利, 夏宏南, 王小建, 陶谦, 张旭. 水力脉冲振动技术提高固井质量的研究与应用[J]. 钻采工艺, 2007, 30(2): 20-21.  
 Liu Xiaoli, Xia Hongnan, Wang Xiaojian, Tao Qian & Zhang Xu. Research and application of water power vibratory impulse technique in improving cementing quality[J]. Drilling & Production Technology, 2007, 30(2): 20-21.  
 [7] 练章华, 蒋洪, 李文魁. 关于顶部水泥脉冲振动设备参数的讨论[J]. 石油机械, 2000, 28(9): 39-41.  
 Lian Zhanghua, Jiang Hong & Li Wenkui. Discussion of the parameters of top cement pulsation[J]. China Petroleum Machinery, 2000, 28(9): 39-41.  
 [8] 尹宜勇, 刘硕琼, 王兆会. 振动固井电力振动器激振力和振幅分析[J]. 石油钻采工艺, 2016, 38(3): 327-330.  
 Yin Yiyong, Liu Shuoqiong & Wang Zhaohui. Exciting force and amplitude of electric vibrator used in vibration cementing[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2016, 38(3): 327-330.  
 [9] 王可, 樊鹏. 机械振动与噪声控制的理论、技术及方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.  
 Wang Ke & Fan Peng. Theory, technology and method of mechanical vibration and noise control[M]. Beijing: China Machine Press, 2015.